

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation énergétiques et turbomachines

Par :

Azi Kaci

Hachemi Zakaria

Thème

Contribution à l'étude de transfert de chaleur dans une cavité rempli de nanofluides (eau-cuivre).

Soutenu le 20/06/2023 devant le jury composé de :

Mr. H. Ali Agha

Président

Mr. M. Adnani

Rapporteur

Mr. N. Boutalbi

Examineur

Année Universitaire 2022-2023



Déclaration sur l'honneur

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

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

Je soussigné,

Nom :

Prénom :

Matricule :

Spécialité et/ou Option :

Département :

Faculté :

Année universitaire :/.....

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

Intitulé :

.....

.....

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

Fait à Béjaïa le

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

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

.....

Remerciements

Nous tenons à exprimer nos plus sincères remerciements à toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ce mémoire. Tout d'abord, nous souhaitons remercier Dieu pour nous avoir accordé le courage et la volonté nécessaires pour mener à bien cette étude.

Nous adressons notre profonde gratitude à notre encadreur, Monsieur M. ADNANI, pour son intérêt constant, sa disponibilité et ses conseils précieux tout au long de notre travail. Sa patience et son soutien indéfectible ont été d'une importance capitale pour notre réussite.

Nous aimerions exprimer notre reconnaissance envers nos chers parents, dont les efforts et les conseils inestimables nous ont guidés tout au long de notre parcours scolaire. Leur amour et leur soutien inconditionnels ont été une source d'inspiration inépuisable.

Nos vifs remerciements au membres de jurys de bien vouloir accepter d'évaluer notre travail.

Enfin, nous souhaitons exprimer notre gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à l'achèvement de ce travail. votre soutien et vos encouragements sont essentiels à notre réussite et nous vous en sommes profondément reconnaissants.

Merci infiniment à tous pour votre précieuse aide et votre soutien indéfectible tout au long de cette aventure.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail en signe de respect,
reconnaissance et de remerciement :

A mes très chers parents.

A mes frères et mes sœurs.

A mes ami-e-s.

A mon binôme et sa famille

A la plus chère personne dans ma vie

A. Kaci

Dédicace

Je dédie ce travail :

A mon cher père et ma chère mère.

A mes chers frères et ma sœur.

A toute ma famille.

À toutes mes amis.

A tous mes professeurs depuis mes premières années d'études.

H. Zaki

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iv
Liste des figures	v
Liste des tableaux	viii
NOMENCLATURE	ix
Introduction Générale	1
Chapitre I :Généralités et recherche bibliographique.....	2
I.1.Introduction.....	2
I.2.Le transfert de chaleur.....	2
I.3.Les nanofluides	5
I.4.Synthese bibliographique.....	11
Chapitre II :Formulation mathématique.....	21
II.1. Introduction	21
II.2. Modele physique et formulation de probleme	21
II.3. Les hypothese simplicatrices du probleme	22
II.4. Equations gauvernantes du probleme	23
II.5. Les nombres adimensionnels.....	24
II.6. Forme adimensionnelles des équations.....	26
II.7. Méthodes numériques.....	27
Chapitre III :Résultats et discussion	30
III. 1. Introduction	30
III.2. Validation numériques	30
III.3. Test de maillage	32
III.4. Résultats	33
Conclusion Générale	56
Références Bibliographiques.....	57
Résumé/Abstract	60

Liste des figures

Figure I.1 : Principe de la conduction thermique	3
Figure I.2 : Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection	4
Figure I.3 : Principe du rayonnement	4
Figure I.4 : Nanoparticules sphériques ; Nanotubes de carbone.....	7
Figure I.5: Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape (Ribeiro et Gruss 2009)	9
Figure I.6 : Schématisation de problème physique et des conditions aux limites.....	12
Figure I.7 : Configuration géométrique et conditions aux limites.....	13
Figure I.8: Deux sources de chaleur montées dans un canal vertical.....	13
Figure I.9 : Schéma du modèle physique.....	14
Figure I.10 : Description géométrique du problème, (a) source localisée au milieu, (b) source circonscrite à gauche.....	15
Figure I.11 : La géométrie du problème étudié et les conditions aux limites.....	15
Figure I.12 : Problème physique étudié.....	16
Figure I.13 : Schéma de l'appareil expérimental de transferts thermiques convectifs.....	17
Figure I.14 : Schéma du modèle physique.....	17
Figure I.15 : Schéma du modèle physique.....	18
Figure I.16 : Schéma du modèle physique.....	18
Figure I.17 : Schéma du modèle physique.....	19
Figure I.18: Schéma du modèle physique.....	20
Figure II.1 : La géométrie étudiée.....	21
Figure III.1 : Variation des lignes de courant avec le rapport de forme du corps adiabatique pour la cavité remplie de fluide pur à $Ra=10^6$	31
Figure III.2 : Variation des lignes isothermes avec le rapport de forme du corps adiabatique pour la cavité remplie de fluide pur a $Ra=10^6$	32
Figure III.3 : Nombre de Nusselt en fonction du maillage.....	33
Figure III.4: Les lignes du courant pour $Re=10$ et $a = \frac{1}{3}$ et différents nombres de Grashof...34	
Figure III.5 : Les lignes du courant pour $Re=10$ et $a = 1$ et différents nombre de Grashof...35	
Figure III.6 : Les lignes du courant pour $Re=10$ et $a = 3$ et différents nombres de Grashof...36	

Figure III.7 : Les lignes du courant pour $Re=50$ et $a = \frac{1}{3}$ et différents nombres de Grashof...	37
Figure III.8 : Les lignes du courant pour $Re=50$ et $a = 1$ et différents nombres de Grashof...	38
Figure III.9: Les lignes du courant pour $Re=50$ et $a = 3$ et différents nombres de Grashof...	39
Figure III.10 : Les lignes du courant pour $Re=100$ et $a = \frac{1}{3}$ et différents nombres de Grashof.....	40
Figure III.11 : Les lignes du courant pour $Re=100$ et $a = 1$ et différents nombres de Grashof.....	41
Figure III.12 : Les lignes du courant pour $Re=100$ et $a = 3$ et différents nombres de Grashof.....	42
Figure III.13 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1/3$ et un nombre Reynolds $Re=10$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	43
Figure III.14 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1$ et un nombre de Reynolds $Re=10$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	44
Figure III.15 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=3$ et un nombre Reynolds $Re=10$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$).....	45
Figure III.16 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1/3$ et un nombre de Reynolds $Re=50$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	46
Figure III.17 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1$ et un nombre Reynolds $Re=50$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	47
Figure III.18 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=3$ et un nombre Reynolds $Re=50$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	48
Figure III.19 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1/3$ et un nombre Reynolds $Re=100$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	49
Figure III.20 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1$ et un nombre Reynolds $Re=100$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	50
Figure III.21 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=3$ et un nombre Reynolds $Re=100$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)	51
Figure III.22 : Influence du nombre de Grashof sur le nombre du Nusselt locale le long de la paroi chaude pour un nombre de Reynolds $Re=10$ et différents rapports de forme du bloc.....	52
Figure III.23 : Influence du nombre de Grashof sur le nombre du Nusselt locale le long de la paroi chaude pour un nombre de Reynolds $Re=50$ et différents rapports de forme du bloc...	52
Figure III.24 : Influence du nombre de Grashof sur le nombre du Nusselt locale le long de la paroi chaude pour un nombre de Reynolds $Re=100$ et différents rapports de forme du bloc.....	53

Figure III.25 : Variation de Nu_{moy} pour un rapport de forme du bloc ($a = \frac{1}{3}$).....54

Figure III.26 : Variation de Nu_{moy} pour un rapport de forme du bloc ($a = 1$).....54

Figure III.27 : Variation de Nu_{moy} pour un rapport de forme du bloc ($a = 3$).....55

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Combunison nanoparticules / fluides bases... ..	6
Tableau I.2 : Les avantages et les inconvénients de nanofluides.....	10
Tableau II.1 : Propriétés thermo-physique de nanoparticules et les fluides caloporteurs.....	22
Tableau II.2 : Les conditions aux limites adimensionnels... ..	27

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
a	: Rapport de forme : $a = h/l$	-
C_p	: Chaleur spécifique	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
H	: Hauteur de la cavité	m
L	: Longueur de la cavité	m
K	: Conductivité thermique	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
P	: Pression	Pa
T	: Température dimensionnel	K
T_c	: Température chaude	K
T_f	: Température froide	K
Nu	: Nombre de Nusselt	
u, v	: Composant de vitesse dimensionnel	$m\ s^{-1}$
U, V	: Composant de vitesse adimensionnel	
x, y	: Cordonnés dimensionnel	m
X, Y	: Cordonnés adimensionnel	

Symboles grecs

α	: Diffusivité thermique	$m^2\ s^{-1}$
B	: Coefficient d'expansion thermique	K^{-1}
Θ	: Température adimensionnelle	
ν	: Viscosité cinématique	$m^2\ s^{-1}$
ρ	: Masse volumique	$kg\ m^{-3}$
μ	: Viscosité dynamique	$kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
Φ	: Fraction volumique des nanoparticules	

Indices

f,s	: fluide et solide
nf	: Nanofluide

Groupements adimensionnels :

Pr	: Nombre de Prandtl
Gr	: Nombre de Grashof
Ri	: Nombre de Richardson
Ra	: Nombre de Rayleigh
Re	: Nombre de Reynolds
Nu _{moy}	: Nombre de Nusselt moyen

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert de chaleur joue un rôle très important dans de nombreux processus industriels, mais son efficacité est souvent limitée par les propriétés thermo-physiques des fluides utilisés. Bien qu'il se manifeste sous différentes formes, telles que le rayonnement, la conduction et la convection, cette dernière qui a une importance vitale et des nombreuses applications dans divers applications. Parmi ces applications, on trouve le refroidissement des processus industriels, les capteurs solaires et les échangeurs de chaleur ainsi que dans autres procédés chimiques et industriels.

Le transfert de chaleur par convection est classé en deux catégories en fonction du mode d'écoulement du fluide : la convection naturelle et la convection forcée. La convection naturelle se produit lorsque des courants se forment au sein du fluide en raison des différences de densité causées par les gradients de température. 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 modes de convection coexistent simultanément sans qu'aucun ne soit négligeable par rapport à l'autre, on parle de convection mixte.

Notre présent travail structuré en trois chapitres. Le premier chapitre présente des définitions et des généralités sur le transfert de chaleur et les nanofluides. Il permet d'établir les bases théoriques nécessaires à la compréhension du sujet.

Le deuxième chapitre propose une description et une formulation du modèle physique et mathématique utilisé dans cette étude. Il expose également les hypothèses simplificatrices prises en compte, ainsi que les conditions aux limites appropriées pour notre modèle.

Enfin, le troisième chapitre est consacré à la présentation et à la discussion des résultats numériques obtenus à partir de simulations. Il permet d'analyser ces résultats, d'identifier les tendances observées et de discuter de leur signification. Cette partie offre également la possibilité de comparer les résultats avec des études antérieures et de mettre en évidence les limitations de l'étude actuelle, ouvrant ainsi la voie à de futures recherches.

En résumé, ce travail de recherche se concentre sur l'analyse de la convection dans une cavité carrée remplie de nanofluides. Son objectif est d'explorer l'influence de différents paramètres et nombres adimensionnels sur le transfert de chaleur par convection. Les résultats obtenus et discutés dans ce travail contribueront à une meilleure compréhension des phénomènes de convection et à l'optimisation des processus industriels impliquant ces fluides.

Chapitre I

Généralités et recherche

bibliographique

Généralités et recherche bibliographique

I.1. Introduction

Le transfert de chaleur revêt une grande importance dans l'industrie et les technologies. Bien qu'il se manifeste de différentes formes, telles que le rayonnement, la conduction et la convection, c'est cette dernière qui est particulièrement ciblée dans certains domaines spécifiques, tels que le refroidissement des processeurs et des composantes électroniques, ainsi que les radiateurs et les échangeurs de chaleur.

Ce chapitre présente une étude descriptive des trois modes de transmission de chaleur, ainsi que des informations générale sur les nanofluides, incluant leur composition, leurs applications, ainsi que leurs avantages et inconvénients.

I.2. Le transfert de chaleur:

I.2.1 Définition:

Le transfert de chaleur est le déplacement de l'énergie thermique d'une région à une autre en raison d'une différence de température. Ce transfert peut se produire entre deux corps en contact (solide-solide, solide-fluide, fluide-fluide) ou entre différentes parties d'un même corps.

Le transfert de chaleur est l'un des mécanismes les plus courants d'échange d'énergie. Il se produit naturellement entre deux systèmes dès qu'il y a une différence de température, même si ces systèmes sont séparés par un milieu, même vide. Ce transfert de chaleur entraîne un flux thermique, qui correspond à un déplacement de chaleur du plus chaud vers le plus froid [1].

On distingue généralement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique.
- La convection thermique.
- Le rayonnement thermique.

I.2.2 La conduction thermique:

La conduction est le processus par lequel la chaleur se déplace des parties chaudes vers les parties plus froides, que ce soit à l'intérieur d'un même corps ou entre deux corps en contact, sans mouvement apparent de matière. Ce mode de transfert peut se produire dans les solides et

les fluides. Cependant, il est le seul mécanisme par lequel la chaleur peut se propager à travers les solides opaques.

En régime permanent, la loi de Fourier permet d'exprimer la quantité de chaleur élémentaire dQ qui traverse une surface S d'épaisseur dx en un temps dt , à une position donnée x [2].

Pour illustrer ce phénomène de transfert de chaleur, prenons l'exemple de la Figure I.1, où un barreau est soumis à deux températures T_1 et T_2 à ses extrémités.

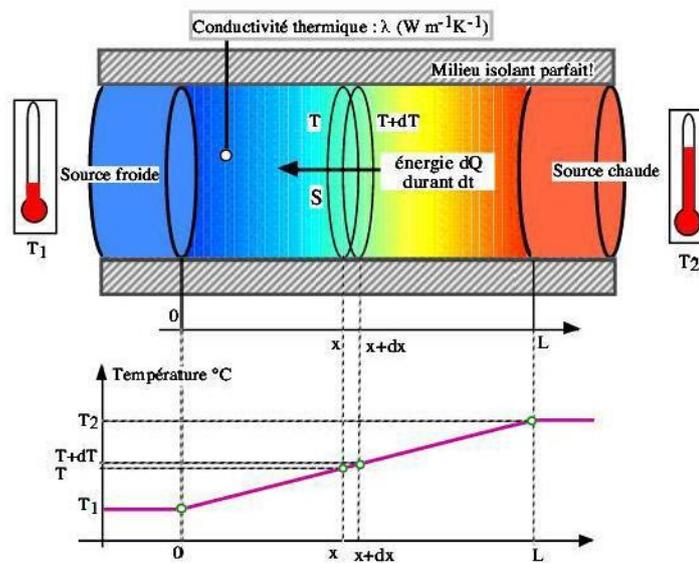


Figure I.1 : Principe de la conduction thermique [2].

I.2.3 La convection thermique :

La convection se produit chaque fois qu'un fluide se déplace par rapport à des éléments fixes tels que des murs, des plaques ou des tubes, à des températures différentes de celle du fluide ou lorsque deux fluides à des températures différentes entrent en contact.

On distingue deux types de convection en fonction du mode d'écoulement du fluide : la convection libre et la convection forcée. La convection libre se produit lorsque des courants se forment dans le fluide simplement en raison des différences de densité résultants des gradients de température. En revanche, si le mouvement du fluide est induit par une action externe telle qu'une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. Si les deux causes sont présentes simultanément sans qu'une soit négligeable par rapport à l'autre, on parle de convection mixte [3].

La Figure (I.2) représente schématiquement le processus de convection entre un solide dont la température est T_s et l'extérieur (un fluide en mouvement) dont la température est T_∞ .

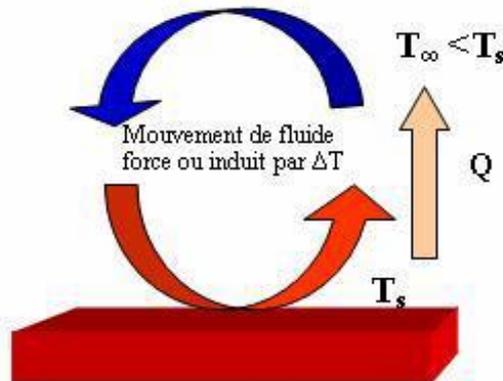


Figure I.2 Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection [3].

I.3. Les nanofluides

I.3.1 Définition :

Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'améliorer certaines propriétés. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières.

Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques [5].

I.3.2. Nanoparticules et les fluides porteurs :

Une nanoparticule est une structure constituée de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, ce qui lui confère des dimensions nanométriques (entre 1 et 100 nm). Les nanoparticules se situent à l'interface entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental, et sont très étudiées de nos jours. Des physiciens et des chimistes les synthétisent, tandis que d'autres physiciens les étudient pour

comprendre la physique de ces objets nanométriques, et les biologistes les utilisent comme marqueurs cellulaires.

Les nanofluides sont préparés en utilisant des liquides de base couramment utilisés dans les applications de transfert de chaleur, tels que l'eau, l'éthylène glycol, l'huile moteur...etc. Les nanoparticules utilisées peuvent être composées de métaux, d'oxydes, de carbures, de nitrures ou de carbone [5].

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont :

➤ Les nanoparticules des oxydes métalliques :

- L'oxyde d'aluminium (Al_2O_3).
- L'oxyde de cuivre (CuO).
- L'oxyde de silicium (SiO_2).
- L'oxyde de Titanium (TiO_2).

➤ Les nanoparticules métalliques :

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

➤ Les nanoparticules non métalliques :

- Les nanotubes de Carbon (CNT).
- Le diamant (C)

Les liquides de base les plus utilisés sont :

- L'eau.
- L'éthylène-glycol, EG.
- Les huiles.
- Le Toluène.

	Acétone	Eau	Ethylène glycol	Huile	Toluène	Decene	Ethanol
Ag	×			×			
AlN							×
Au					×		
Al₇₀Cu₃₀		×					
Al₂O₃		×	×	×			

Bi₂Te₃				
C(diamant)		×		
C(Graphite)		×		×
C(NTC)		×		×
C(fullerène)			×	×
Cu	×	×	×	×
CuO		×	×	
Fe			×	
SiC		×		
SiO₂		×	×	
TiO₂		×	×	
WO₃			×	
ZrO₂		×		

Tableau I.1 : Combinaisons nanoparticules/fluides de base [5].

I.3.3 Types de nanoparticules :

La production de nanoparticules constitue un champ de recherche en pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment utilisées dans les applications liées aux transferts thermiques sont mentionnées ici. Les nanoparticules peuvent être classées en deux grandes catégories selon leur forme (figure I.4) :

- Nanoparticules sphériques : Ces nanoparticules peuvent être fabriquées à partir de différents matériaux. On peut trouver des nanoparticules sphériques composées de métaux tels que l'aluminium (Al), le cuivre (Cu), le fer (Fe), l'or (Au), l'argent (Ag), etc. De plus, des oxydes tels que l'oxyde d'aluminium (Al₂O₃), l'oxyde de cuivre (CuO), l'oxyde de titane (TiO₂), etc., peuvent également être utilisés pour la fabrication de nanoparticules sphériques.
- Nanotubes : Cette catégorie comprend des nanotubes de carbone (NTC), des nanotubes de titane (TiO₂), des nanotubes de silicium, et d'autres types de nanotubes. Les nanotubes sont des structures tubulaires de taille nanométrique, offrant des propriétés uniques et intéressantes pour les applications liées aux transferts thermiques [6].

Il convient de noter que ces exemples ne sont qu'une brève mention des nanoparticules couramment utilisées dans les applications de transfert thermique, et qu'il existe une vaste

gamme de matériaux et de formes de nanoparticules utilisés dans la recherche et le développement des nanomatériaux.

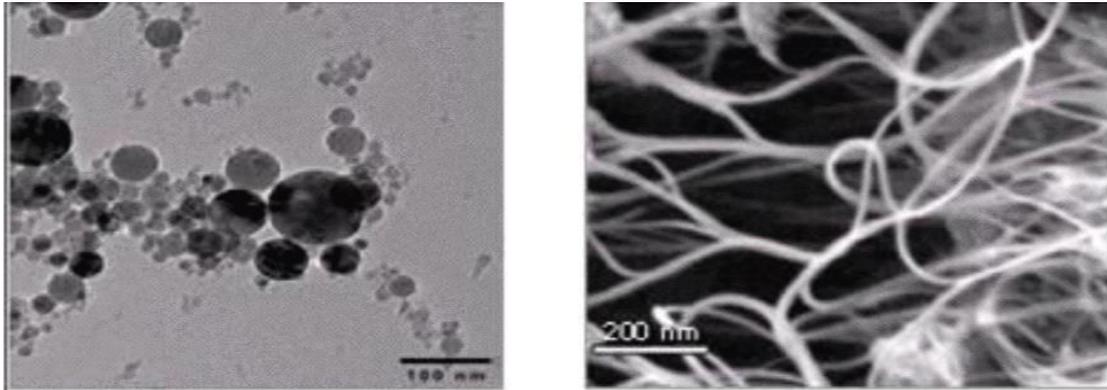


Figure I.4: Nanoparticules sphériques ; Nanotubes de carbone [6].

I.3.4 Fabrication et préparation des nanofluides :

La fabrication de nanoparticules de taille réduite et bien calibrées constitue un défi important. Il est déconseillé d'essayer de produire de telles particules à la maison en ponçant un matériau, car cela ne ferait généralement que produire des particules de taille micrométrique qui pourraient obstruer le circuit. Les procédés de fabrication des nanoparticules sont variés et peuvent être classés en deux catégories : les procédés physiques et les procédés chimiques.

Dans les procédés physiques, on trouve des méthodes telles que le broyage mécanique. Les procédés chimiques comprennent des techniques comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique. Les nanoparticules utilisées dans la synthèse de nanofluides sont généralement composées d'oxydes, de nitrures, de carbures, de métaux purs ou d'alliages, de nanotubes de carbone (NTC), voire de particules composites pouvant inclure des polymères.

Il existe deux principales méthodes pour obtenir un nanofluide :

-La méthode en une seule étape : elle consiste à produire directement les nanoparticules dans le fluide de base. Bien que moins utilisée à grande échelle, cette méthode évite l'agglomération et l'oxydation des nanoparticules. Par exemple, on peut condenser une vapeur métallique en nanoparticules dans un réacteur sur un film de liquide à basse tension de vapeur.

-La méthode en deux étapes : elle implique la production préalable des nanoparticules, suivie de leur dispersion dans le fluide de base. Pour assurer une bonne dispersion, une action mécanique intense à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrasons est souvent nécessaire pour rompre les agglomérats. De plus, afin d'éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre

les particules, on peut charger la surface des particules pour créer des forces de répulsion électrostatique en ajustant le pH. Les forces de répulsion stériques peuvent également être utilisées en utilisant des molécules adsorbées ou greffées à la surface des particules.

Les procédés de fabrication des nanoparticules, qu'ils soient physiques ou chimiques, font l'objet de nombreuses recherches afin d'améliorer leur rentabilité et d'obtenir des particules de la taille souhaitée. Chaque méthode présente des inconvénients et certaines ne conviennent pas à une production de masse en raison des contraintes inhérentes au procédé. Parmi les principaux moyens de fabrication, on peut citer la mécanosynthèse (broyage à haute énergie), la précipitation chimique, les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD), les dépôts chimiques en phase vapeur assistés par plasma (PECVD), la condensation de vapeurs par détente brutale dans des tuyères supersoniques, la pulvérisation cathodique radiofréquence, la sublimation par ablation laser, la pyrolyse laser et la désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles (comme dans l'usinage par électroérosion)[7].

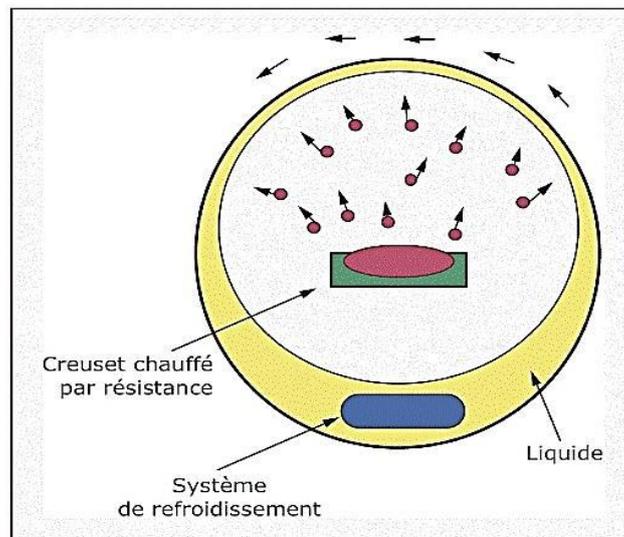


Figure I.5 Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape (Ribeiro et Gruss 2009).[7]

I.3.5 Applications de nanofluides :

Effectivement, les dispersions de nanoparticules présentent de nombreuses applications dans divers domaines en raison de leurs propriétés uniques. Voici quelques exemples supplémentaires d'applications des nanofluides :

-Paliers magnétiques à ferrofluides : Les nanoparticules magnétiques dispersées dans un fluide de base peuvent être utilisées pour créer des paliers magnétiques offrant une lubrification

sans contact, notamment dans les domaines de la mécanique de précision et des systèmes de rotation.

-Agents de contraste en imagerie médicale : Les nanoparticules fonctionnalisées peuvent être utilisées comme agents de contraste dans les techniques d'imagerie médicale telles que l'imagerie par résonance magnétique (IRM) et la tomographie par émission de positons (TEP), permettant une meilleure visualisation des tissus et des organes.

-Dépôt conducteur électro-mouillant pour lentilles liquides : Les nanofluides conducteurs peuvent être utilisés pour le dépôt électro-mouillant sur des surfaces de lentilles liquides, offrant ainsi des propriétés optiques ajustables pour les applications en optique adaptative.

-Refroidissement des éléments électroniques : Les nanofluides sont utilisés pour le refroidissement efficace des composants électroniques tels que les processeurs, les circuits intégrés et les LED, permettant de dissiper la chaleur générée de manière plus efficace que les fluides de refroidissement traditionnels.

-Refroidissement des systèmes laser et à rayons X : Les nanofluides peuvent être utilisés pour le refroidissement des miroirs, cibles et filtres des lasers et des systèmes à rayons X de forte puissance, garantissant ainsi leur fonctionnement optimal et la dissipation de la chaleur générée.

-Aéronautique et spatial : Les nanofluides peuvent contribuer à améliorer le refroidissement des moteurs d'avions, des systèmes de propulsion et des équipements électroniques dans le domaine de l'aéronautique et spatial, permettant d'optimiser les performances et la durabilité des systèmes.

-Stockage thermique : Les nanofluides peuvent être utilisés dans les systèmes de stockage thermique pour une utilisation ultérieure de l'énergie, contribuant ainsi à l'efficacité énergétique et à la gestion de la demande dans les applications résidentielles, commerciales et industrielles.

Ces exemples illustrent la diversité des applications potentielles des nanofluides dans le domaine du transfert thermique, démontrant leur capacité à améliorer les performances de refroidissement et de dissipation de chaleur dans différents secteurs industriels et technologiques.

I.3.6 Avantages et inconvénients de nanofluides :

Les nanofluides présentent plusieurs avantages en termes de transfert de chaleur, mais ils peuvent également présenter certains inconvénients. Voici un tableau des avantages et inconvénients associés aux nanofluides :

Avantages	Inconvénients
Propriétés ajustables.	Coût élevé.
Moins de colmatage.	Bouchons dans les écoulements.
Amélioration du transfert de chaleur.	Difficultés de production.
Haute dispersion et stabilité.	Risque d'érosion.
Grande surface de transfert de chaleur.	Pertes de charge élevées.

Tableau I.2 : Les avantages et les inconvénients de nanofluides.

Synthèse bibliographique

Karim RAGUI et al [8], ont étudiée sur la convection naturelle dans des nano fluides à base d'eau confinés dans une enceinte carrée fermée. Les parois verticales de l'enceinte sont refroidies, tandis que la base est chauffée par une source de chaleur. La paroi supérieure et le reste de la paroi inférieure sont adiabatiques. Trois types de nanoparticules, Ag, CuO et TiO, sont étudiés et une analyse paramétrique est menée pour étudier les effets du nombre de Rayleigh, de l'étendue de la source et de la fraction volumique en nanoparticules sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques du fluide.

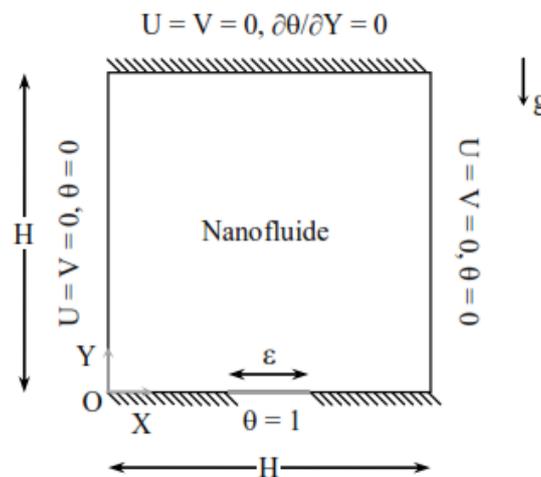


Figure I.6. Schématisation de problème physique et des conditions aux limites.[8]

BOULAHIA Zoubair et al [9] décrit une étude numérique portant sur le transfert de chaleur par convection naturelle de nanofluide (eau-Cu) dans une enceinte carrée avec un bloc froid. Cette étude est importante pour des applications d'ingénierie telles que le refroidissement des composants électroniques et les échangeurs de chaleur. Les équations de transport sont résolues en utilisant la méthode de différences finies, avec une modélisation de la viscosité et de la conductivité thermique du nanofluide selon les formulations de Brinkman et de Maxwell-Garnett. Les résultats de simulation numérique montrent l'effet de la hauteur du bloc froid sur le taux de transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte pour l'eau pure et le nanofluide (eau-Cu) à différents nombres de Rayleigh ($Ra=10^3$, 10^4 , 10^5 et 10^6) et une fraction volumique de nanoparticules de 0 à 0,2. Les résultats indiquent que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la hauteur du bloc froid, de la fraction volumique de nanoparticules et du nombre de Rayleigh.

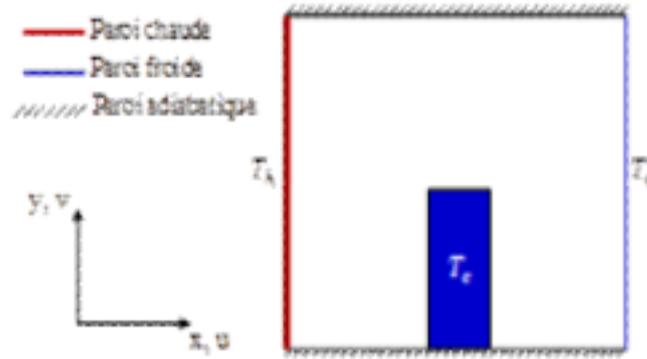


Figure I.7 : Configuration géométrique et conditions aux limites.[9]

L. Boutina et al [10], Une étude numérique a été réalisée pour évaluer l'impact de l'utilisation de nanofluides sur le transfert de chaleur dans un canal vertical avec deux sources de chaleur identiques. Les équations de l'écoulement ont été discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE a été employé pour traiter le couplage pression-vitesse. Les résultats de l'étude montrent que l'utilisation de nanofluides améliore le taux de transfert de chaleur d'environ 21 % par rapport à l'écoulement de base. Des corrélations ont été proposées pour le nombre moyen de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et de la fraction volumique de nanoparticules solides. Les résultats ont été comparés à des études précédentes de la littérature.

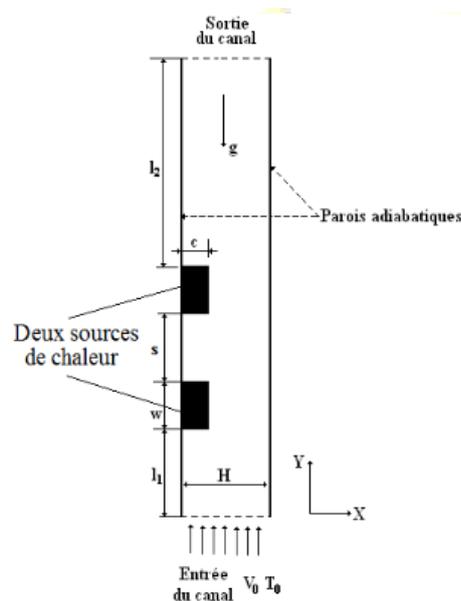


Figure I.8 : Deux sources de chaleur montées dans un canal vertical.[10]

Santra et al [11]. Se sont intéressés à l'amélioration du transfert de chaleur dans une cavité carrée chauffée de manière différentielle en utilisant un nanofluide à base de cuivre et d'eau. Leur étude visait à évaluer l'effet de différentes concentrations de nanoparticules de cuivre dans

l'eau sur le transfert de chaleur. Ils ont utilisé la méthode des volumes finis pour résoudre numériquement les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ils ont considéré un large éventail de paramètres, tels que le pourcentage de cuivre dans l'eau ($0 \leq \varphi \leq 5\%$), le nombre de Rayleigh ($Ra=10^4, 10^5, 10^6$) et le rapport de forme de la cavité ($A=1$). Ils ont observé que le taux de transfert de chaleur augmentait avec l'augmentation de la fraction de volume de nanoparticules de cuivre pour certains nombres de Rayleigh. Cependant, pour une fraction de volume solide donnée, le taux de transfert de chaleur diminuait avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

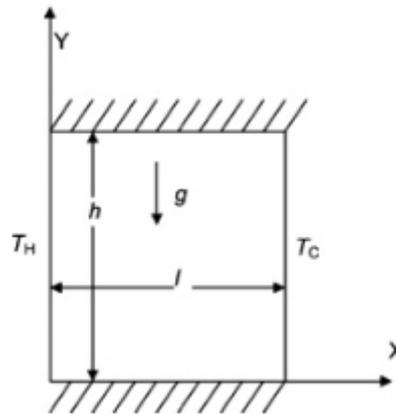


Figure I.9 : Schéma du modèle physique.[11]

A. Bouhelal et al [12], ils ont présenté une étude numérique de refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur intégrée sur la paroi inférieure d'une enceinte remplie d'un nano fluide eau cuivre. Leur étude est visée sur l'effet de différents paramètres pertinents tel que la fraction volumique solide ($0 \leq \varphi \leq 0.2$), l'emplacement de la source de chaleur et le nombre de Rayleigh qui varie entre 104 et 106. Leurs résultats montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh renforce les écoulements de convection naturelle qui se traduit par l'augmentation de la température de la source de chaleur et l'augmentation de la fraction volumique de nanoparticules solides provoque la réduction de la température maximale de la source de chaleur.

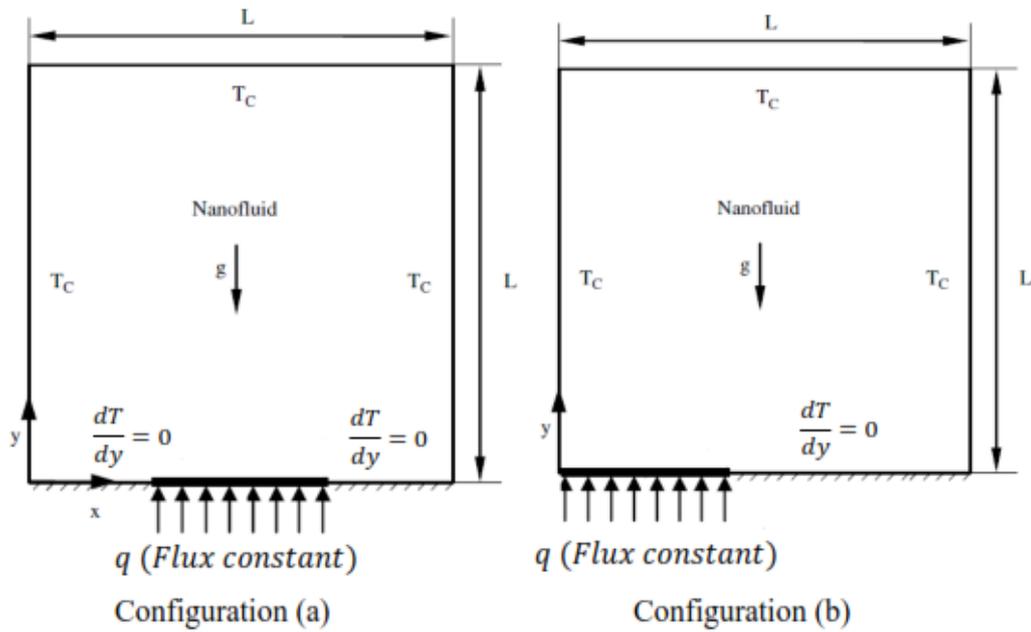


Figure. I.10 Description géométrique du problème, (a) source localisée au milieu, (b) source circonscrite à gauche.[12]

BOUHEZZA Aicha et al [13], ont étudié numériquement la convection mixte des nanofluides dans un canal plan vertical. Les équations différentielles régissantes sont discrétisées par méthode des volumes finis. La simulation numérique est effectuée sur le cas de mélange de l'eau et des nanoparticules de Cu et TiO₂ pour une fraction volumique des nanoparticules $0 \leq \varphi \leq 0.2$ et un nombre Richardson $Ri=1$, les résultats obtenus montrent que l'augmentation de la fraction volumique décélère l'écoulement et favorisent le transfert thermique entre le fluide et la paroi chaude du canal et aussi le transfert de chaleur est amélioré en présence de nanoparticules de cuivre mieux que celui de TiO₂.

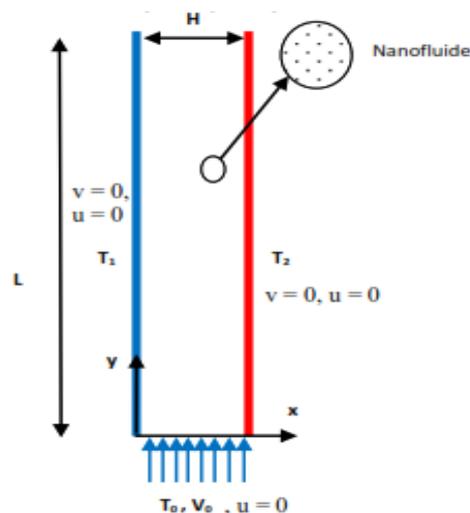


Figure I.11 : La géométrie du problème étudié et les conditions aux limites.[13]

N. Sad Chemloul et al [14]. Ont étudiée numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée, ils ont mis la paroi horizontale inférieure et la paroi verticale droite chauffée à une température T_H . La paroi verticale gauche et la paroi horizontale supérieure sont à la température $T_C < T_H$. L'espace restant des parois formant la cavité et sont adiabatiques. Ils ont utilisé le nanofluides avec trois différents types de nanoparticules (Cu, TiO_2 et Al_2O_3). La fraction volumique des nanoparticules est prise dans l'intervalle $0 \leq \varphi \leq 0.15$. Le nombre de Rayleigh est compris entre 10^3 et 10^6 , et le nombre de Prandtl est fixe à $Pr=6.2$. L'objectif de leur étude est d'étudier l'effet de la nature de nanofluides, de la fraction volumique des nanoparticules et la variation de nombre de Rayleigh sur l'amélioration du transfert de chaleur convectif. Les résultats de leur simulation montrent que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, et de la fraction volumique. Cette augmentation du transfert de chaleur est remarquable pour le nanofluides Cu-eau.

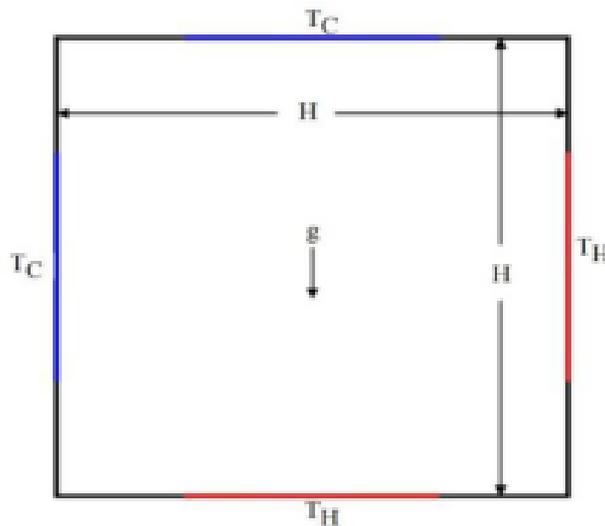


Figure I.12 : Problème physique étudié.[14]

E. Ebrahimnia-Bajestan et al [15]. Présentent une étude expérimentale pour examiner le transfert de chaleur par convection laminaire dans un tube chauffé uniformément en utilisant deux types de nanofluides. Les nanofluides étudiés sont composés de nanoparticules d'argent et d'oxyde de titane dispersées dans de l'eau. Les propriétés telles que la conductivité thermique et la viscosité dynamique de ces nanofluides ont été mesurées et modélisées à différentes températures et concentrations. De plus, le coefficient de transfert de chaleur et les pertes de charge des nanofluides circulant dans le tube ont été mesurés pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Les résultats expérimentaux révèlent que le coefficient de transfert de chaleur et les pertes de charge augmentent avec la concentration des nanoparticules et le nombre de Reynolds.

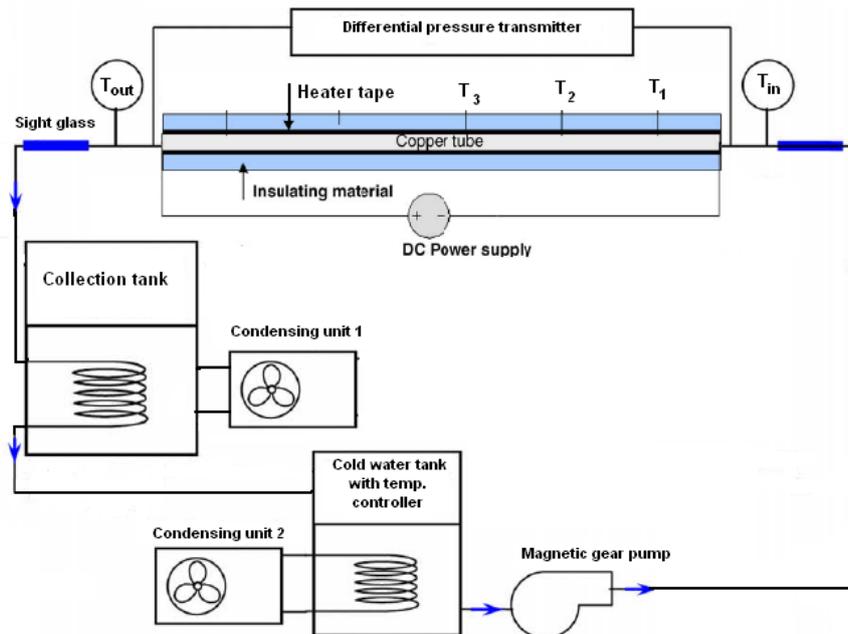


Figure I.13 : Schéma de l'appareil expérimental de transferts thermiques convectifs.[15]

Lin et al [16], présentent une recherche portée sur la convection naturelle des nanofluides dans une cavité verticale. Ils ont examiné les effets d'un diamètre de particule et d'une température non uniforme sur la conductivité thermique, en utilisant de l'eau mélangée à des nanoparticules d' Al_2O_3 comme nanofluide. La fraction volumique des nanoparticules variait de 0 à 0.05, et le nombre de Grashof (Gr) était compris entre 10^3 et 10^6 . Les diamètres des nanoparticules étudiés étaient de 5 à 250 nm, avec un rapport de forme (A) de 1. Les résultats ont révélé que l'amélioration ou l'atténuation du transfert de chaleur pouvait être attribuée à l'effet prédominant du mouvement brownien provoqué par la convection thermique.

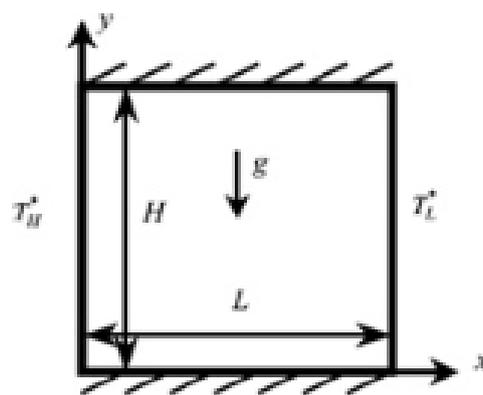


Figure. I.14 : Schéma du modèle physique.[16]

Mahmoodi M. [17] réalisée une simulation numérique basée sur la méthode des volumes finis pour étudier la convection libre d'un nanofluide dans des cavités en forme de L. Les nombres de Rayleigh simulés varient entre 10^3 et 10^6 , avec une concentration de nanoparticules $0 \leq \varphi \leq$

0.1 et un rapport de forme A égale à 0,2, 0,4 et 0,6. Les résultats obtenus démontrent que le nombre de Nusselt moyen, representative du taux de transfert de chaleur, augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules dans le nanofluide, indépendamment du rapport d'aspect de la cavité. De plus, il a été observé que le taux de transfert de chaleur augmente lorsque le rapport de forme de la cavité diminue.

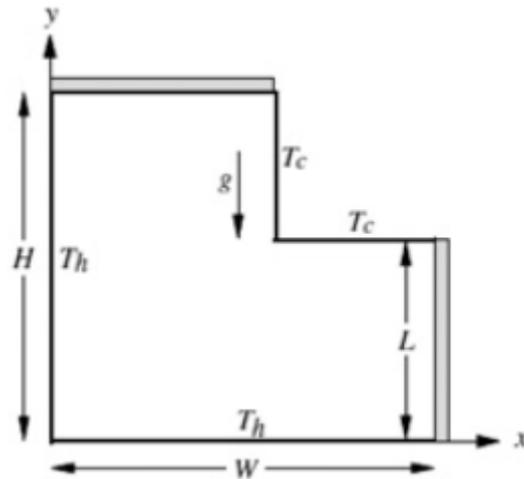


Figure I.15: Schéma du modèle physique.[17]

Oztop et al [18], Ont mené une étude numérique sur la convection naturelle dans des enceintes rectangulaires partiellement chauffées, remplies de différents nanofluides (Al_2O_3 , Cu, TiO_2) avec de l'eau. La concentration des nanoparticules varie $0 \leq \varphi \leq 0.2$, le nombre de Rayleigh varie de 10^3 à 10^6 , et le rapport d'aspect, A , varie de 0,5 à 2. Les résultats obtenus indiquent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules entraîne une augmentation du transfert de chaleur. L'effet de la concentration en nanoparticules sur le nombre de Nusselt est plus prononcé à des fractions volumiques élevées qu'à des fractions volumiques faibles.

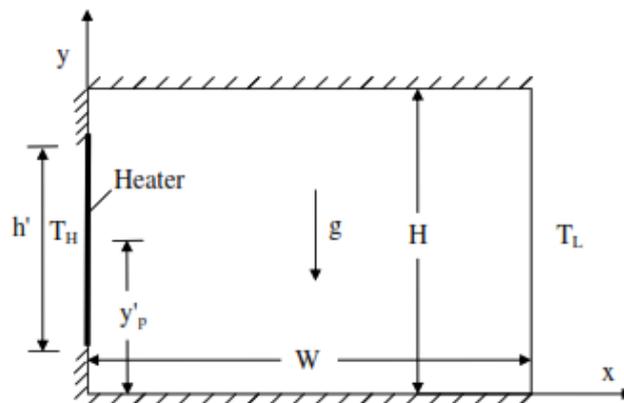


Figure I.16: Schéma du modèle physique.[18]

Aminossadati et al [19]. Ont entrepris une autre étude sur le refroidissement dans une enceinte carrée remplie de nanofluides (composées de l'eau et de Cu / TiO_2 / Al_2O_3 / Ag).

Dans leur travail, ils ont utilisés la méthode des volumes finis, en faisant varier le nombre de Rayleigh de 10^3 à 10^6 , avec un rapport d'aspect A de 1, et une concentration $0 \leq \varphi \leq 0.2$. Les résultats obtenus démontrent que l'ajoute de nanoparticules dans l'eau pure améliore les performances de refroidissement, en particulier à de faibles nombres de Rayleigh.

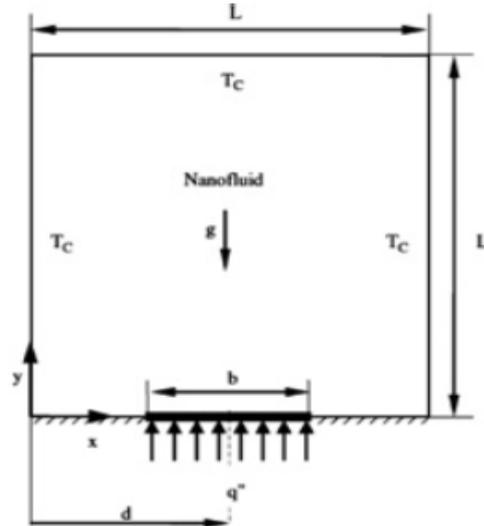


Figure. I.17 : Schéma du modèle physique.[19]

Moumni et al [20]. Ont réalisé une étude numérique sur la convection mixte dans une cavité partiellement chauffée par le bas en présence de nanofluides (Eau-Cu, Ag, Al₂O₃ et TiO₂), Deux sources de chaleur distinctes sont localisées sur la paroi inférieure de l'enceinte, tandis que les parois verticales et la paroi supérieure sont maintenues à une température constante. Les parties restantes de la paroi inférieure sont considérées comme adiabatiques. Les effets des nombres de Reynolds ($1 \leq Re \leq 100$), de Richardson ($1 \leq Ri \leq 20$), de la fraction volumique des nanoparticules ($0 \leq \varphi \leq 0,2$), des matériaux des nanoparticules, ainsi que de la position des deux sources de chaleur ont été analysés. Les résultats obtenus montrent que l'amélioration du transfert de chaleur dépend fortement de l'augmentation des nombres de Richardson, de Reynolds, de la présence et de type de nanoparticules ainsi que de la position des deux sources de chaleur.

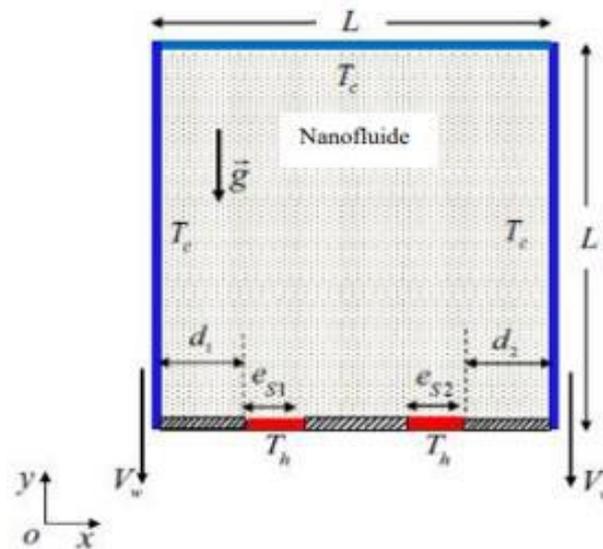


Figure. I.18 : Schéma de la géométrie étudiée.[20]

Conclusion :

Nous avons consacré ce chapitre pour présenter des notions de base et des généralités sur le transfert de chaleurs et les nanofluides, Des différents travaux expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature, que nous avons exposé dans la section recherche bibliographique, ont été réalisés afin de comprendre les caractéristiques de l'écoulement, le transfert de chaleur par convection en présence des nanofluides à l'intérieur de différentes cavités.

Chapitre II

Formulations mathématiques

Formulations mathématiques

II.1. Introduction

Dans ce présent chapitre, nous présentons une description du modèle physique et mathématique utilisé dans notre étude. Notre modèle se concentre sur une cavité carrée remplie de nano-fluide (Cu-eau), et nous décrivons les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées. Les équations gouvernant le système seront présentées dans leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle.

II.2. Modèle physique et formulation de problème :

La géométrie du problème considérée est représentée par la figure (II.1), Elle est basée sur une enceinte carrée de dimensions ($H \times L$) menée d'un bloc adiabatique de dimensions ($l_2 \times h$). Le rapport de forme (taille sans dimension du bloc adiabatique) est défini comme $a = \frac{h}{l_2}$. La paroi droite est maintenue à une température élevée T_c . Tandis que la paroi gauche est maintenue à température froide T_f . La paroi horizontale supérieure est maintenue adiabatique.

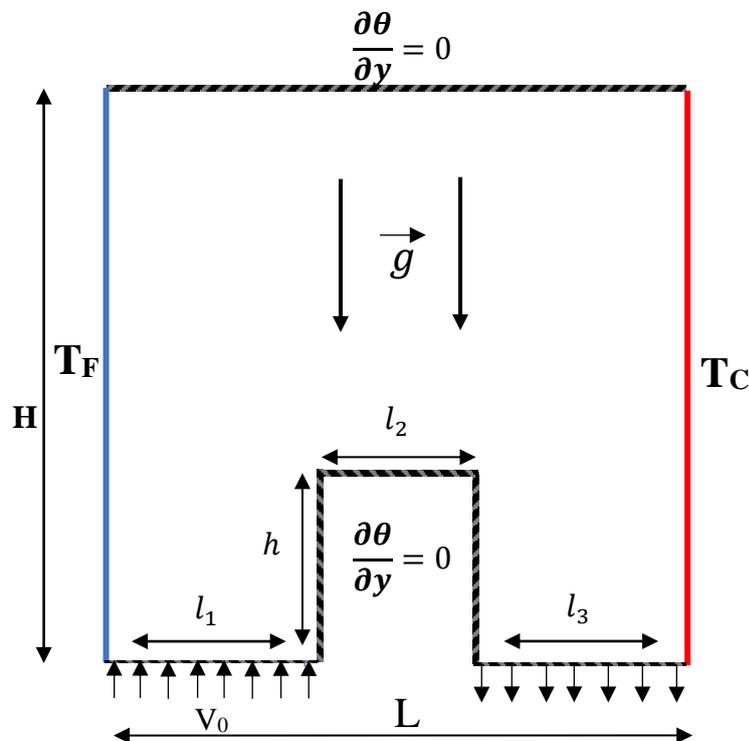


Figure II.1 : La géométrie étudiée.

II.3. Les hypothèses simplificatrices du problème :

- Le fluide est newtonien
- L'écoulement laminaire bidimensionnel
- L'écoulement et le transfert thermique sont indépendant du temps
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligé
- La dissipation visqueuse est négligée dans l'équation d'énergie
- Les propriétés thermo-physiques du fluide (k, C_p, ρ, μ) sont constante.
- L'approximation Boussinesq est adoptée, ce qui veut dire que l'influence de la variation de la masse volumique de fluide en fonction de la température n'est prise en compte que dans le terme représentant les forces de volumes, la variation de la masse volumique est donnée :

$$\rho_{nf} = \rho_0 [1 - \beta_{nf}(T - T_{ref})] \quad (\text{II.1})$$

- ρ_0 Est la masse volumique de référence du fluide a la température de référence.
- β Est-elle le coefficient d'expansion thermique qui est donné par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right] \quad (\text{II.2})$$

Propriétés physiques	L'eau	Cuivre
ρ ($kg \cdot m^{-3}$)	997.1	8933
C_p ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	4179	385
k ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0.613	400
μ ($kg \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0.001002	-
β (K^{-1}) $\times 10^{-5}$	21	1.67

Tableau II.1 Propriétés thermo-physique de nanoparticules et les fluides caloporteurs.

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

- **La masse volumique :**

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

ρ_f : La masse volumique du fluide de base

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solide

φ : La fraction volumique des nanoparticules.

- **La viscosité dynamique :**

- **Modèle Einstein :**

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 - 2.5\varphi) \quad (II.4)$$

- **Modèle Brinkman :**

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (II.5)$$

- **La capacité thermique :**

- **Modèle Xuan et Reotzel :**

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

- **Pak et Cho :**

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad (II.7)$$

- **Coefficient de dilatation thermique :**

$$\beta_{nf} = (1 - \varphi)\beta_f + \varphi\beta_s \quad (II.8)$$

- **La conductivité thermique (formule de Maxwell) :**

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \varphi(k_f - k_s)} \quad (II.9)$$

- **La diffusivité thermique :**

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (II.10)$$

II.4. Equations gouvernantes du problème

On peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans notre étude comme suit :

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (II.11)$$

- **Equation de quantité de mouvement :**

Selon l'axe 'x' :

$$\left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (II.12)$$

Selon l'axe 'y' :

$$\left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) + \beta_{nf} (T - T_0) g \quad (II.13)$$

- **Equation d'Energie :**

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \quad (II.14)$$

- **Les conditions aux limites correspondantes :**

Pour obtenir des solutions précises lors de l'intégration des équations aux dérivées partielles de notre système, il a été nécessaire d'introduire un nombre approprié de conditions aux limites. Le nombre requis dépend à la fois du nombre d'équations et de l'ordre de dérivation des variables dans ces équations.

- Conditions aux limites sous forme dimensionnelle :
 - Paroi chaude : $x = 1, 0 < y < H, u = v = 0, T = T_c$
 - Paroi froide : $x = 0, 0 < y < H, u = v = 0, T = T_f$
 - Paroi supérieure : $y = H, 0 < x < L, u = v = 0, q = 0$
 - Parois du bloc :
 - Paroi sup du bloc : $y = h, l_1 < x < l_2, u = v = 0, q = 0$
 - Paroi gauche : $x = l_1, 0 \leq y \leq h, u = v = 0, q = 0$
 - Paroi droite : $x = l_2, 0 \leq y \leq h, u = v = 0, q = 0$
 - Entrée : $y = H, 0 < x < l_1, u = 0, v = V_0, T = T_f$
 - Sortie : $y = H, l_1 + l_2 < x < l_3, \frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} = 0, \frac{dT}{dx} + \frac{dT}{dy} = 0$

II.5. Les nombres adimensionnels :

- **Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses.[21]

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (II.15)$$

- **Le Nombre de Grashof :**

Le nombre de Grashof caractérise le rapport des effets thermiques de convection naturelle aux effets visqueux.[21]

$$Gr = \frac{g \beta_f \Delta T L^3}{\nu^2} \quad (II.16)$$

- **Le Nombre de Prandtl :**

Le nombre de Prandtl caractérise l'importance relative de deux mécanismes qui pilotent la convection du fluide qui sont : la diffusion de quantité de mouvement (viscosité cinématique) et la diffusion de chaleur. [21]

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (II.17)$$

- **Le Nombre de Richardson :**

Il sert à déterminer la prédominance d'un des modes convectifs vis à vis de l'autre. Le nombre de Richardson mesure l'importance relative des forces de poussée d'Archimède ($g\beta\Delta T$) aux forces d'inertie relatives à la convection forcée.[21]

$$Ri = \frac{g \beta \Delta T L}{V^2} = \frac{Gr}{Re^2} \quad (II.18)$$

Si $Ri \gg 1$: La convection naturelle domine.

Si $Ri \ll 1$: La convection forcée domine.

Si $Ri \approx 1$: La convection est dite mixte.

- **Le Nombre de Rayleigh :**

Le nombre de Rayleigh est proportionnel entre l'importance relative de la poussée d'Archimède et le produit de la trainée visqueuse par le taux de diffusion thermique.[22]

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu \alpha} = Gr \cdot Pr \quad (II.19)$$

- **Le nombre de Nusselt :**

Le nombre de Nusselt est une grandeur mathématiques adimensionnelle qui caractérise le type de transfert thermique qui situe entre la paroi et le fluide étudié, tel qu'il met en rapport le transfert par convection sur celui par conduction.[23]

$$Nu = \frac{h L}{k} \quad (II.20)$$

Où h est le coefficient d'échange convectif.

II.6. Formes adimensionnelles des équations :

On utilise la forme adimensionnelle pour trouver des solutions générales pour les problèmes physiques, indépendamment des systèmes de mesure. Elle facilite également la résolution des systèmes d'équations et réduit le nombre de paramètres physiques. Afin de mettre en évidence les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

- **Les grandeurs caractéristiques :**

H : Longueur caractéristique.

U_0, V_0 : Vitesse caractéristique.

- **Les variables caractéristiques :**

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{u}{U_0}, V = \frac{v}{V_0}, P = \frac{p}{\rho_0 U_0^2}, \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f}$$

En remplace ces variables adimensionnelles dans les équations gouvernantes établies précédemment, nous obtenons les équations adimensionnelles suivant :

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (II.21)$$

- **Equations de quantité de mouvement :**

Selon l'axe 'x' :

$$\left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{\mu_{nf}}{\mu_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (II.22)$$

Selon l'axe 'y' :

$$\left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{\mu_{nf}}{\mu_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}\beta_f} \frac{Gr}{Re^2} \theta \quad (II.23)$$

- **Equation d'énergie :**

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re Pr} \frac{k_{nf}}{k_f} \frac{(\rho C_p)_f}{(\rho C_p)_{nf}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (II.24)$$

Les conditions aux limites sans dimensions :

Les conditions aux limites sans dimensions sont résumées dans le tableau suivant :

Parois	Conditions sur les vitesses	Conditions thermique
Paroi chaude $X = 1, 0 \leq Y \leq 1$	$U = 0, V = 0$	$\theta = 1$

Paroi froide $X = 0, 0 \leq Y \leq 1$	$U = 0, V = 0$	$\theta = 0$
Paroi supérieure $Y = 1, 0 \leq X \leq 1$	$U = 0, V = 0$	$\theta = 0$
Parois du bloc Sup : $Y = \frac{h}{L}, \frac{l_1}{L} \leq X \leq \frac{l_2}{L}$ Gauche : $X = \frac{l_1}{L}, 0 \leq Y \leq \frac{h}{L}$ Droite : $X = \frac{l_2}{L}, 0 \leq Y \leq \frac{h}{L}$	$U = 0, V = 0$	$\theta = 0$
Entrée $Y = 1, X = \frac{l_1}{L}$	$U = 0, V = 1$	$\theta = 0$
Sortie $Y = 1, \frac{l_1 + l_2}{L} < X < \frac{l_3}{L}$	$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$

Tableau II.2 : Les conditions limites sans dimensions.

II.7. Méthodes numériques :

II.7.1. Généralités sur les méthodes numériques :

L'objectif de l'analyse de tout phénomène physique, qu'il s'agisse d'écoulements de fluides ou de transfert de chaleur, est de déterminer les valeurs des différentes variables qui le caractérisent. Une approche courante pour réaliser cette analyse consiste à utiliser des méthodes numériques, qui sont des techniques efficaces pour résoudre les problèmes liés aux phénomènes physiques. La résolution implique de diviser le volume de fluide en petits éléments discrets, ce qui facilite leur manipulation. Les méthodes numériques présentent plusieurs avantages, notamment leur rapidité de prédiction, leur coût abordable, la fourniture d'informations complètes et détaillées, ainsi que leur capacité à simuler des conditions réelles.

Cependant, il est essentiel de compléter cette approche par une vérification expérimentale pour valider les résultats obtenus par les méthodes numériques ou analytiques.

Il existe différentes méthodes numériques pour discrétiser les équations aux dérivées partielles. Parmi les plus couramment utilisées, on peut citer :

- La méthode des éléments finis :
- La méthode des différences finies.
- La méthode des volumes finis.[24]

II.7.2 Choix de la méthode des volumes finis :

Cette méthode consiste à diviser le domaine d'étude en un ensemble de volumes finis ou cellules. Chaque cellule est un volume discret dans lequel les équations sont résolues. La méthode des volumes finis se base sur la conservation des quantités physiques à travers ces cellules. Les flux entrants et sortants de chaque cellule sont calculés en fonction des propriétés du phénomène étudié.

La méthode des volumes finis présente plusieurs avantages qui en font un choix populaire pour l'analyse numérique :

- Conservation des quantités : La méthode des volumes finis respecte la conservation des quantités physiques, telles que la masse, l'énergie ou la quantité de mouvement, à l'échelle des cellules. Cela garantit une représentation précise des propriétés physiques.

-Flexibilité du maillage : La méthode des volumes finis permet d'utiliser des maillages non structurés, ce qui offre une grande flexibilité pour représenter des géométries complexes et s'adapter aux variations locales des phénomènes étudiés.

-Conservation des propriétés locales : En considérant les quantités à l'échelle des cellules, la méthode des volumes finis permet une représentation précise des variations locales des propriétés physiques.

-Stabilité numérique : La méthode des volumes finis est connue pour sa stabilité numérique, ce qui signifie qu'elle produit des résultats cohérents et fiables, même avec des maillages non uniformes ou des conditions aux limites complexes.

-Applications diverses : La méthode des volumes finis peut être utilisée pour étudier une large gamme de phénomènes physiques, tels que les écoulements de fluides compressibles et incompressibles, la conduction de chaleur, les réactions chimiques, etc.

En résumé, la méthode des volumes finis est une approche polyvalente pour résoudre numériquement les équations aux dérivées partielles. Elle offre une bonne précision, une stabilité numérique et une adaptabilité aux géométries complexes, ce qui en fait un choix attrayant pour l'analyse des phénomènes physiques.

Chapitre III

Résultats et discussion

Résultats et discussions

III. 1. Introduction

Dans ce chapitre, une étude numérique de transfert de chaleur par la convection mixte laminaire et bidimensionnelle dans une cavité carrée menée d'un bloc adiabatique a son paroi inférieure a été présenté, la cavité est remplie de nanofluide de (l'eau-cuivre) et contenant une entrée et une sortie de l'écoulement.

La cavité est de forme carrée, sa paroi droite est chauffée isothermiquement par une température chaude T_c , sa paroi gauche est froide T_f et les autres parois sont maintenues adiabatiques. Un écoulement ascendant entrant dans la partie gauche en bas de la cavité avec une vitesse V_0 et a une température froide T_f et sortant dans la partie droite de bas de la cavité. L'accélération de la pesanteur \vec{g} agit parallèlement aux parois latérales. Les équations régissent l'écoulement de la convection mixte a l'intérieure de la cavité sont résolu par la méthode des volumes finis. Le nombre Grashof varie entre 10^3 à 10^6 , le nombre de Reynolds compris entre (10,50,100), les valeurs de rapport de forme égales a $\frac{1}{3}$, 1 et 3. La fraction volumique et nombre Prandtl et fixée a $\varphi = 0.01$ et $Pr = 6.83$.

On a présenté une validation d'un article pour donner une crédibilité à notre travail puis on a présenté une optimisation du maillage, dans le but de bien choisir le maillage convenable à notre étude.

Les simulations sont effectuées dans le cas d'un nanofluide de mélange (eau-cuivre), Les résultats obtenus sont présentés par les lignes de courant et les lignes isothermes ainsi les variations du Nusselt local et moyen a différents nombres de Grashof et Reynolds et différents rapports de forme du bloc.

III.2. Validation

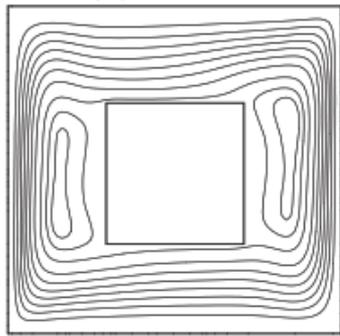
Afin de donner plus de crédibilité à ce travail, il est nécessaire de développer une validation du code de calcul en comparant les résultats ainsi obtenus avec les résultats de l'étude Précédent. **Mahmoodi et al [24]**, ont étudiée la convection naturelle dans une cavité carré de dimensions ($H \times H$) menée d'un bloc carré adiabatique ($l \times l$) a son centre et remplie de nanofluide de (Cu-eau), Le rapport de forme du corp carré est noté par $a = \frac{l}{H}$. La paroi gauche est maintenue à une température chaude, la paroi droite est maintenue à une température froide, les parois horizontales de la cavité sont maintenues adiabatiques. La comparaison concerne les lignes de

courant et les lignes isothermes pour une fraction volumique $\varphi = 0.1$ différents rapports de forme du bloc (0.4, 0.5 et 0.6) et un nombre de Rayleigh égale à 10^6 . Les résultats de la comparaison sont présentés par les figures ci-dessous.

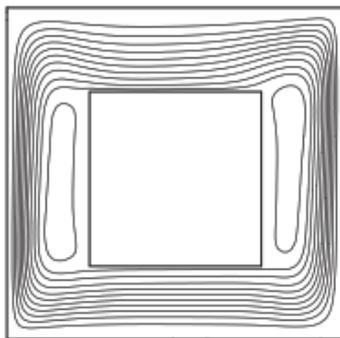
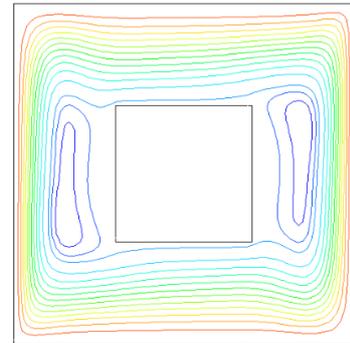
a) Lignes de courant :

Résultats de Mahmoodi et al [24] :

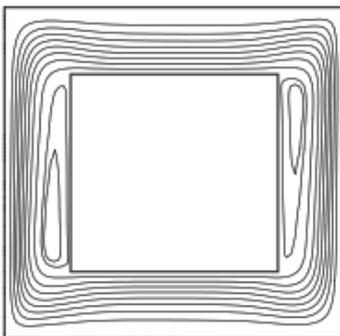
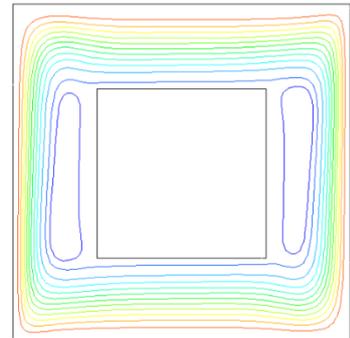
Résultats trouvés :



($a = 0.4$)



($a = 0.5$)



($a = 0.6$)

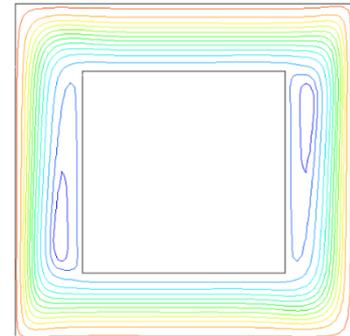
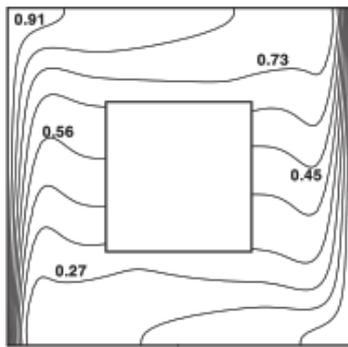


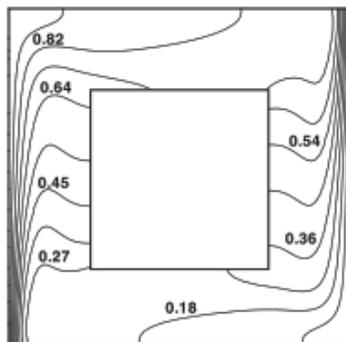
Figure III .1. Variation des lignes de courant avec le rapport de forme du corps adiabatique pour la cavité remplie de fluide pur à $Ra=10^6$.

b) Lignes isothermes :

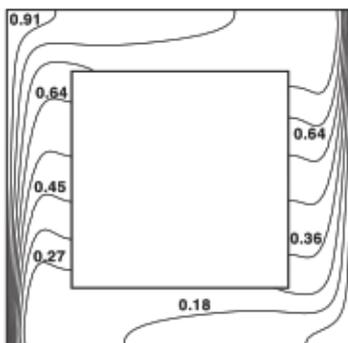
Résultats de Mahmoodi et al :



($a = 0.4$)



($a = 0.5$)



($a = 0.6$)

Résultats trouvés :

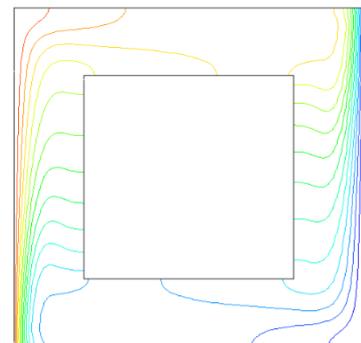
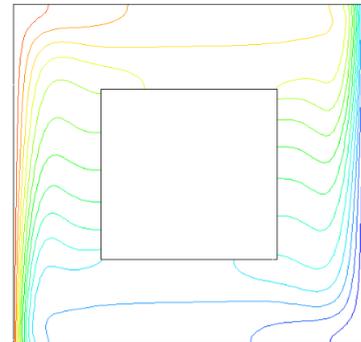
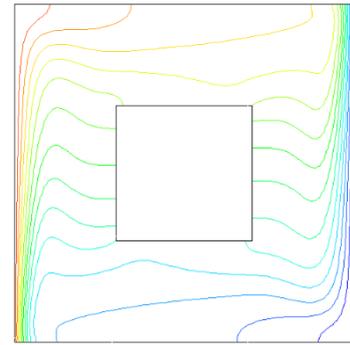


Figure III .2. Variation des lignes isothermes avec le rapport de forme du corps adiabatique pour la cavité remplie de fluide pur à $Ra=10^6$.

III.3. Teste de maillage :

Pour examiner notre maillage et sa fiabilité, nous avons calculé le nombre Nusselt moyen en utilisant plusieurs maillages (20x20 ; 40x40 ; 60x60 ; 80x80 ; 100x100 ; 120x120 ; 140x140 ; 160x160 ; 180x180 ; 200x200) pour un nanofluide cuivre-eau et pour une fraction volumique $\varphi=0.01$, un nombre de Grashof $Gr=10^3$ et un nombre de Reynolds $Re=10$. Les résultats du nombre de Nusselt moyenne en fonction de maillage sont présentés sur la figure (III.3).

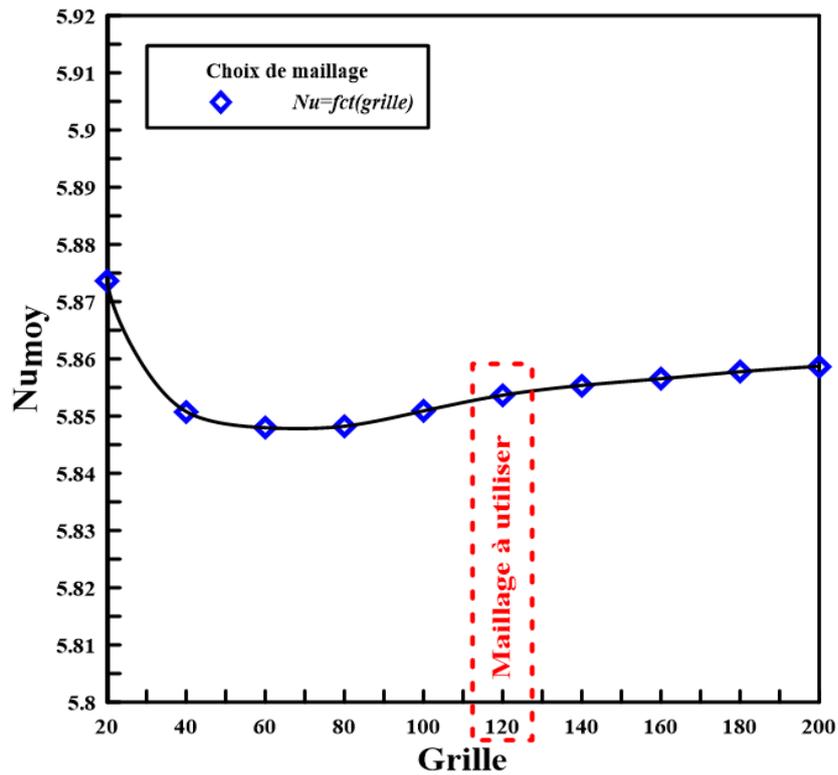


Figure III.3: Nombre de Nusselt en fonction du maillage.

D'après les résultats montrés dans la dernière figure, nous observons que les valeurs du nombre de Nusselt moyen sont presque constantes à partir du maillage 120x120. Donc nous choisissons ce maillage pour continuer notre simulation.

III.4. Résultats :

III.4.1. Lignes de courant :

Pour un nombre de Reynolds $Re=10$:

La figure (III.4) représente les contours de lignes du courant pour un $Re=10$ et différents Gr et un rapport de forme du bloc égale à $a = \frac{1}{3}$, d'après ces figures on peut observer la présence d'une grande cellule à l'intérieur de la cavité. Cette cellule est une région spécifique où le fluide s'écoule d'une manière particulière. Lorsque le nombre de Grashof est faible, la cellule reste relativement stable et ne subit pas de déformations significatives. Cela signifie de la convection, c'est-à-dire le transfert de chaleur dans le fluide, n'est pas très intense. Cependant, à mesure que le nombre de Grashof augmente, la convection devient plus importante et la cellule commence à se déformer. Cela signifie que le mouvement du fluide à l'intérieur de la cavité devient plus agité et turbulente

Pour $a = \frac{1}{3}$:

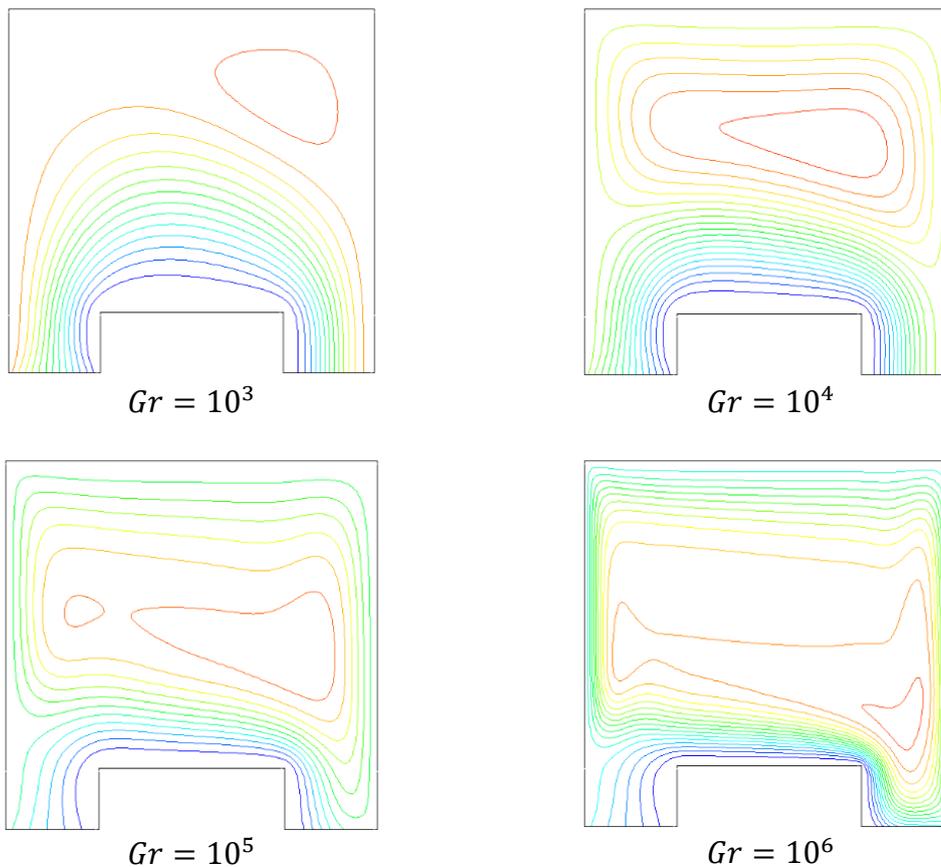


Figure III.4 : Les lignes du courant pour $Re=10$ et $a = \frac{1}{3}$ et différents nombres de Grashof.

La figure (III.5) ci-dessous montre les lignes du courant pour le rapport de forme $a = 1$, on voit l'apparition d'une cellule quand $Gr=10^4$, cette cellule vient à se déformer en écoulement multicellulaire quand le Gr augmente, par contre pour un faible Gr on voit que l'écoulement est stratifié. La déformation de la cellule c'est à cause du gradient de température qui tend à s'élever avec l'augmentation de nombre de Grashof.

Pour $a = 1$:

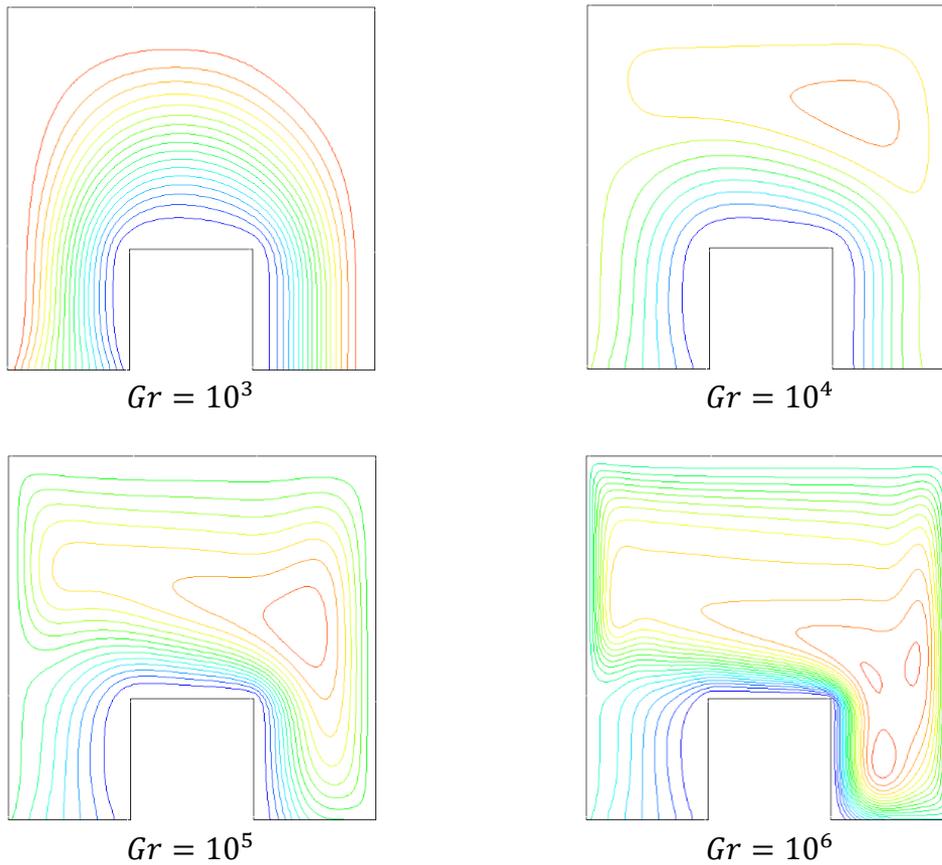


Figure III.5 : Les lignes du courant pour $Re=10$ et $a = 1$ et différents nombres de Grashof.

La figure (III.6) ci-dessous montre les lignes du courant pour le rapport de forme $a = 3$, pour un faible Gr on voit une apparition d'une cellule en haut de la cavité et près de la paroi chaude, quand le Gr augmente, cette cellule tend à déformer en multi-cellules et descend vers le bas cela due à l'augmentation de l'influence des forces gravitationnelles par rapport aux forces de convection.

Pour $a = 3$:

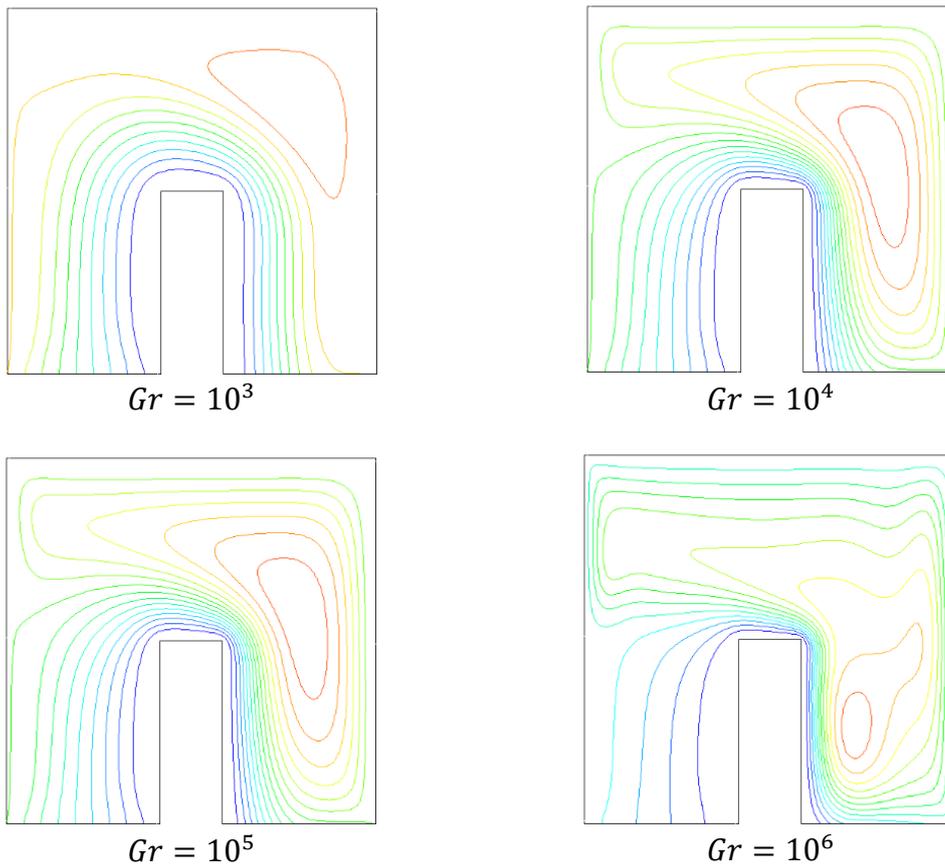


Figure III.6 : Les lignes du courant pour $Re=10$ et $a = 3$ et différents nombre de Grashof.

Pour un nombre de Reynolds $Re=50$:

Les figures suivantes présentent les contours des lignes du courant après une augmentation de nombre de Reynolds $Re=50$.

La figure (III.7) montre les lignes du courant pour des différents Gr et un rapport de forme $a = \frac{1}{3}$ pour $Re=50$, à $Gr=10^3$ on voit un écoulement stratifié. Lorsque Gr augmente à $Gr=10^4$, une cellule apparaît près de la paroi chaude en haut de la cavité. Cette cellule se forme en raison de l'intensification de l'effet de convection, qui est provoqué par les variations de température et les différences de densité du fluide. L'effet de convection se manifeste par des mouvements du fluide qui se produisent en raison des différences de densité. Lorsque Gr augmente, cet effet devient plus important, ce qui conduit à la formation de la cellule observée.

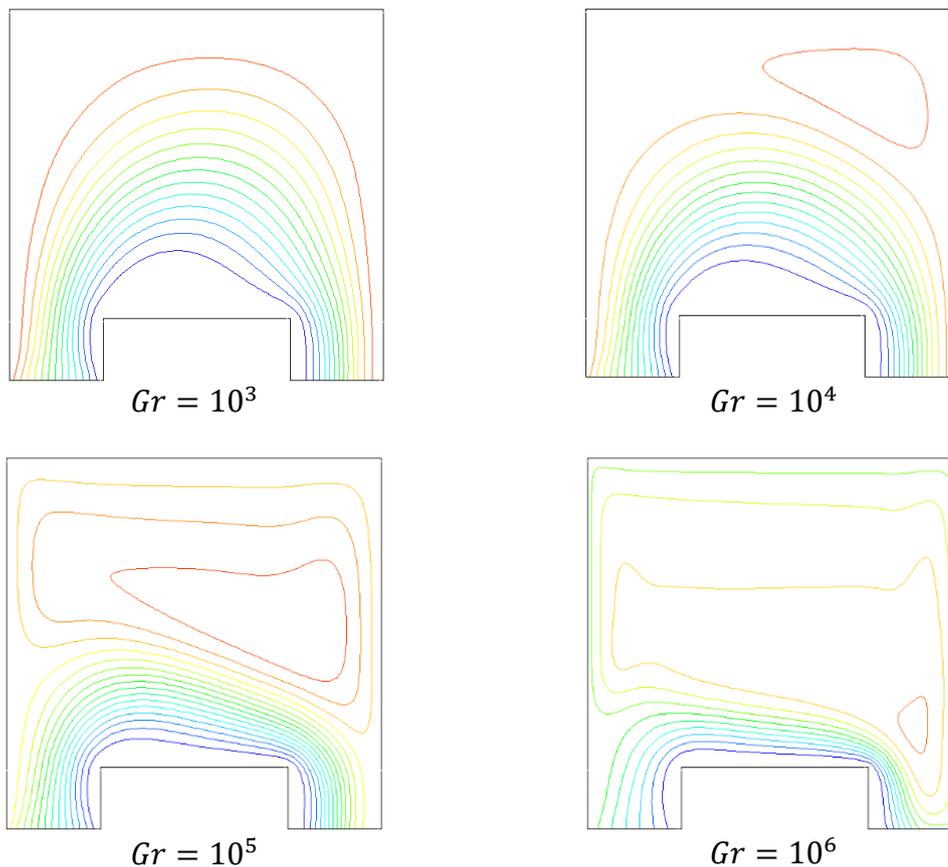
Pour $a = \frac{1}{3}$:

Figure III.7 : Les lignes du courant pour $Re=50$ et $a = \frac{1}{3}$ et différents nombres de Grashof.

La figure (III.8) montre les lignes du courant pour des différents Gr et un rapport de forme $a = 1$ pour $Re=50$, a $Gr=10^3$. Lorsque Gr est de l'ordre de 10^3 , l'écoulement est stratifié, ce qui signifie que le fluide s'écoule en couches ordonnées à l'intérieur de la cavité. Cependant, à mesure que Gr augmente, une cellule apparaît dans l'écoulement. Cette cellule se déforme ensuite en multicellules qui se forment près de la paroi adiabatique du bloc. Ces multicellules correspondent à des couches limites, où le mouvement du fluide est ralenti près des parois en raison des forces visqueuses.

Pour $a = 1$:

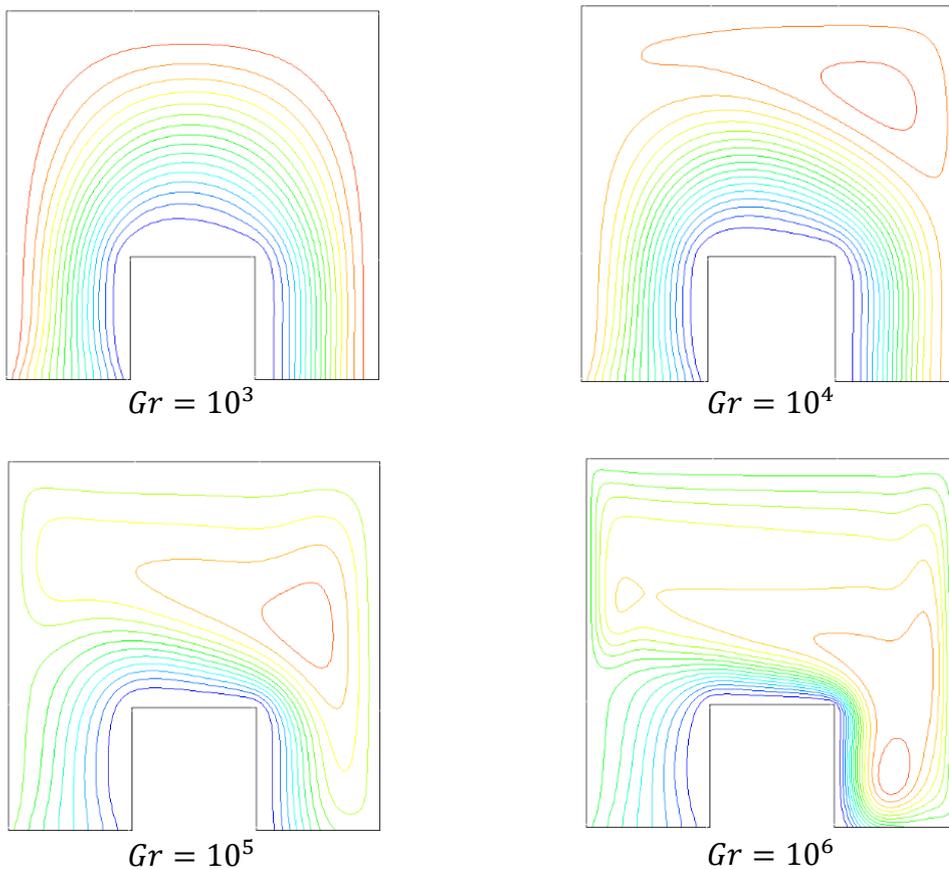


Figure III.8 : Les lignes du courant pour $Re=50$ et $a = 1$ et différents nombres de Grashof.

La figure (III.9) ci-dessous montre les lignes du courant pour le rapport de forme $a = 3$, lorsque le nombre de Grashof est faible, l'écoulement est stratifié, ce qui signifie qu'il est ordonné et uniforme dans la cavité. Cependant, à $Gr=10^5$, à gauche de la cavité, l'écoulement demeure stratifié, c'est-à-dire qu'il conserve une organisation en couches. En revanche, à proximité de la paroi chaude, une cellule apparaît dans l'écoulement. Cette cellule tend à se déformer et à se diviser en multi cellules qui se positionnent en bas de la cavité, près de la paroi chaude. Ces multi cellules correspondent à des couches limites, où le fluide présente un faible mouvement près de la paroi et des effets visqueux importants.

Pour $a = 3$:

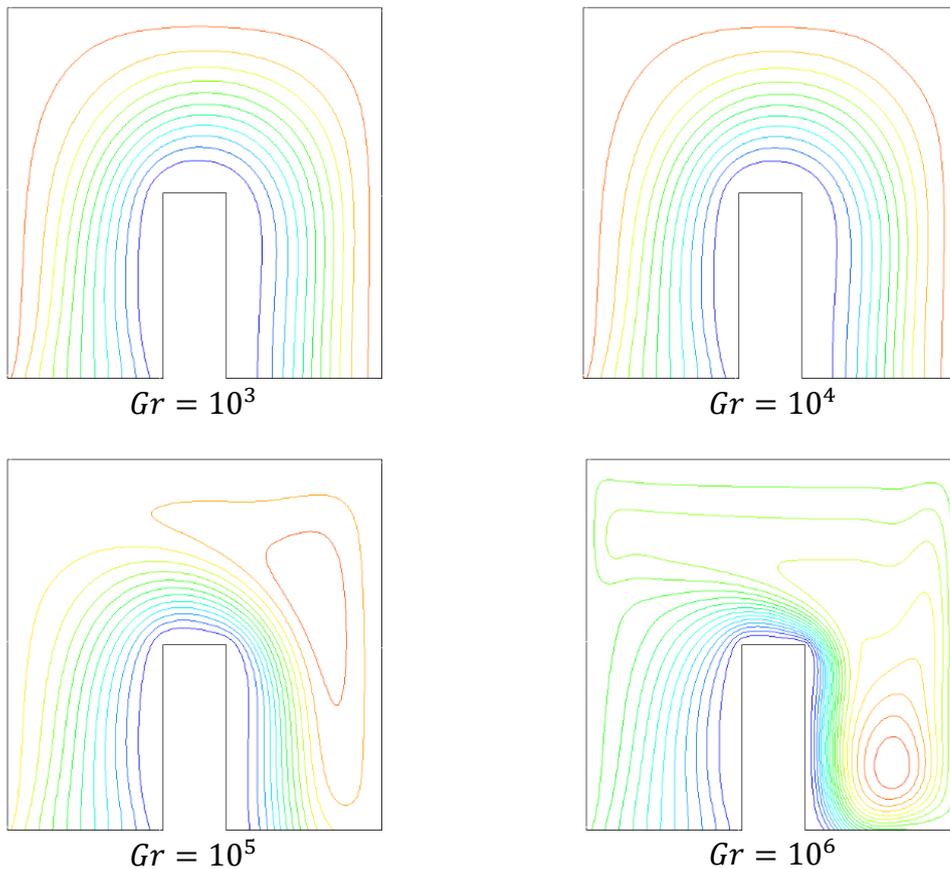


Figure III.9 : Les lignes du courant pour $Re=50$ et $a = 3$ et différents nombres de Grashof.

Pour un nombre de Reynolds $Re=100$:

Les figures suivantes présentent les contours des lignes du courant après une augmentation de nombre de Reynolds a $Re=100$.

La figure (III.10) montre les lignes du courant pour un rapport de forme égale à $\frac{1}{3}$ et différents Grashof. Pour $Gr=10^3$ et $Gr=10^4$, l'écoulement est stratifié, ce qui signifie que le fluide s'écoule en couches régulières à l'intérieur de la cavité. Ces écoulements stratifiés sont principalement influencés par la viscosité du fluide et les effets de convection relativement faibles. Cependant, lorsque $Gr=10^5$, on observe la formation de multicellules en haut de la cavité, tout en maintenant une stratification près des parois du bloc. Cela est dû à l'effet des parois de la cavité, qui limitent le mélange du fluide et maintiennent une certaine stratification près d'elles.

Pour $a = \frac{1}{3}$:

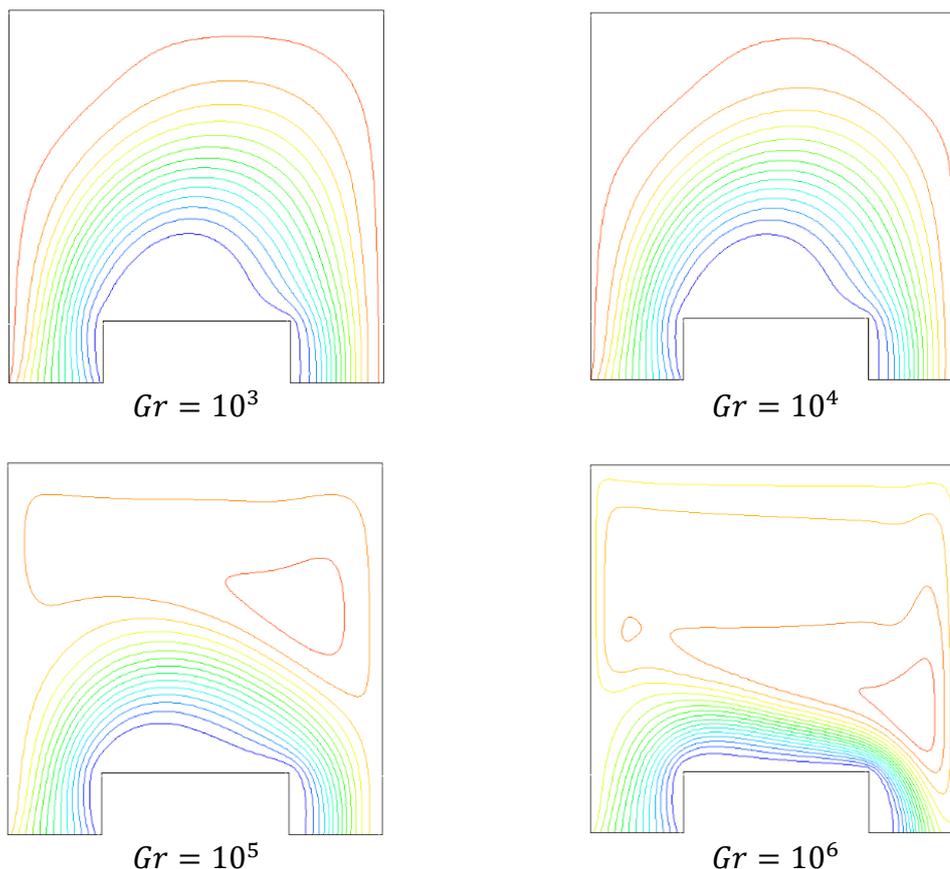


Figure III.10 : Les lignes du courant pour $Re=100$ et $a = \frac{1}{3}$ et différents nombres de Grashof.

La figure (III.11) montre les lignes du courant pour un rapport de forme de $a = 1$ et différents Grashofs et un nombre de Reynolds $Re=100$. Lorsque Gr est de l'ordre de 10^3 et 10^4 , les écoulements sont stratifiés, ce qui signifie que le fluide s'écoule en couches régulières dans la cavité. Cependant, lorsque le nombre de Grashof augmente, une cellule se forme et se déforme en multicellules. En d'autres termes, le fluide forme des structures multicellulaires plus complexes. Cette évolution est due à l'interaction entre plusieurs facteurs. Tout d'abord, il y a l'effet de convection, qui est provoqué par les différences de température et les gradients de densité dans le fluide. Ensuite, il y a l'influence de la viscosité du fluide, qui affecte la façon dont le fluide se déforme et se déplace à l'intérieur de la cavité.

Pour $a = 1$:

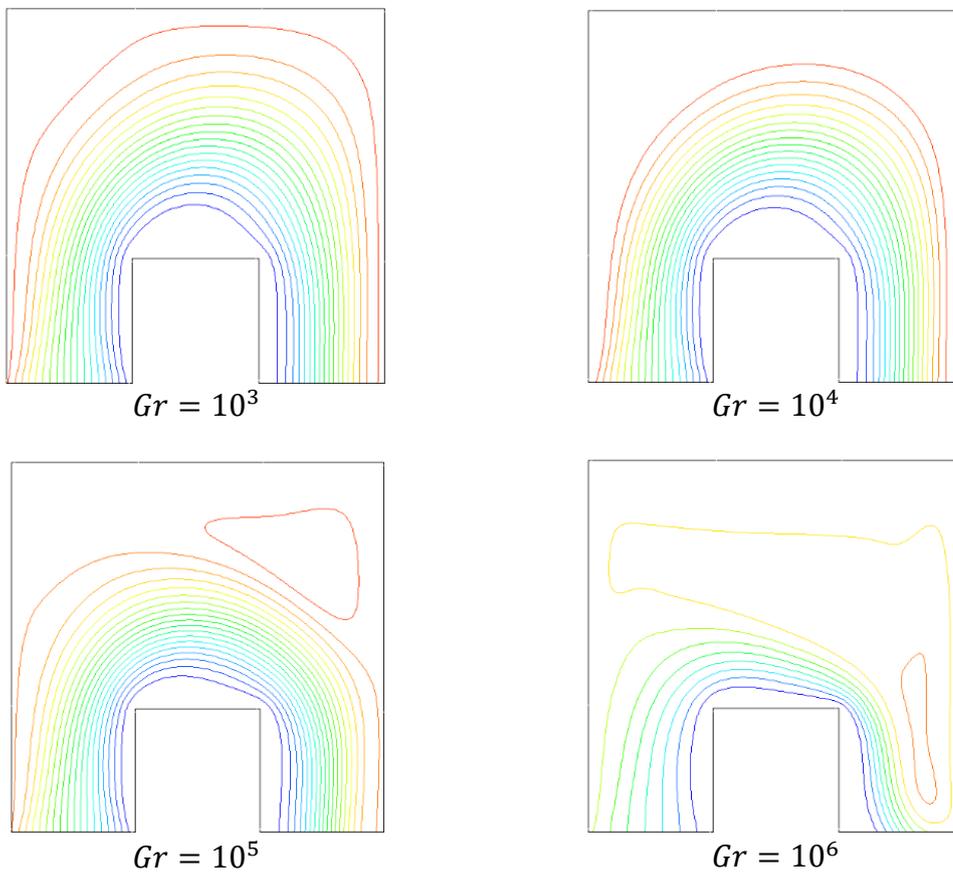


Figure III.11 : Les lignes du courant pour $Re=100$ et $a = 1$ et différents nombres de Grashof.

La figure (III.12) montre les lignes du courant pour un rapport de forme de $a = 3$ et différents Grashofs, et un nombre Reynolds $Re=100$. Lorsque le nombre de Grashof est bas, les lignes du courant restent stratifiées, ce qui signifie que le fluide s'écoule de manière ordonnée et sans formation de vortex ou de tourbillons. Cependant, à mesure que le nombre de Grashof augmente, la différence de température entre la paroi chaude et la paroi froide de la cavité devient plus importante. De plus, la géométrie de la cavité, en particulier le rapport de forme de bloc, a également un impact. Lorsque le nombre de Grashof atteint une valeur critique, dans ce cas $Gr=10^6$, un vortex se forme au coin bas de la cavité près de la paroi chaude. Cela se produit en raison de l'effet combiné de la différence de température entre les parois de la cavité et de la géométrie spécifique du rapport de forme de bloc. En d'autres termes, la chaleur de la paroi chaude et la configuration de la cavité provoquent un mouvement tourbillonnaire du fluide à cet endroit précis.

Pour $a = 3$:

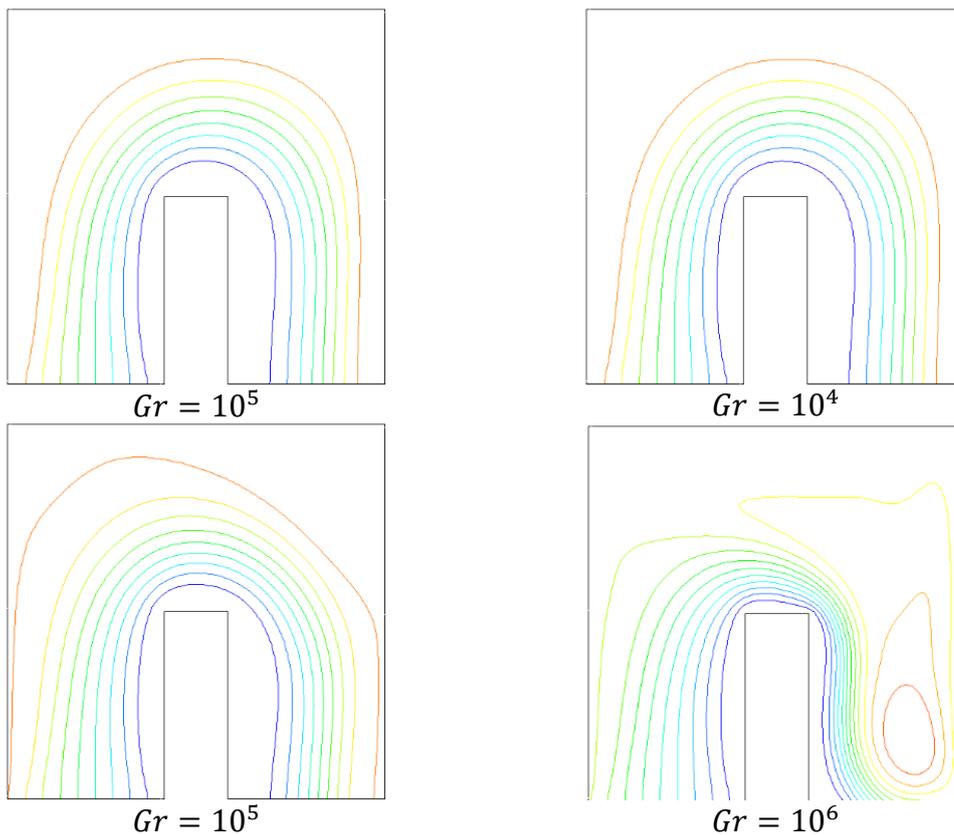


Figure III.12 : Les lignes du courant pour $Re=100$ et $a = 3$ et différents nombres de Grashof.

III.4.2. Les lignes isothermes :

Pour un nombre de Reynolds $Re=10$:

La figure (III.13) représente l'évolution des lignes isothermes dans la cavité pour un rapport de forme de $\frac{1}{3}$ et un nombre de Reynolds de 10, avec des nombres de Grashof variant de 10^3 à 10^6 . On observe que l'écoulement forme une couche thermique qui se déplace vers la paroi gauche de la cavité, qui est la paroi froide. En augmentant le nombre de Grashof, on remarque que les lignes isothermes se déplacent horizontalement vers la paroi froide au-dessus du bloc de la cavité. En résumé, avec l'augmentation du nombre de Grashof, Cela traduit une intensification de l'écoulement convectif et une meilleure redistribution de la chaleur dans la cavité

Pour $a = \frac{1}{3}$:

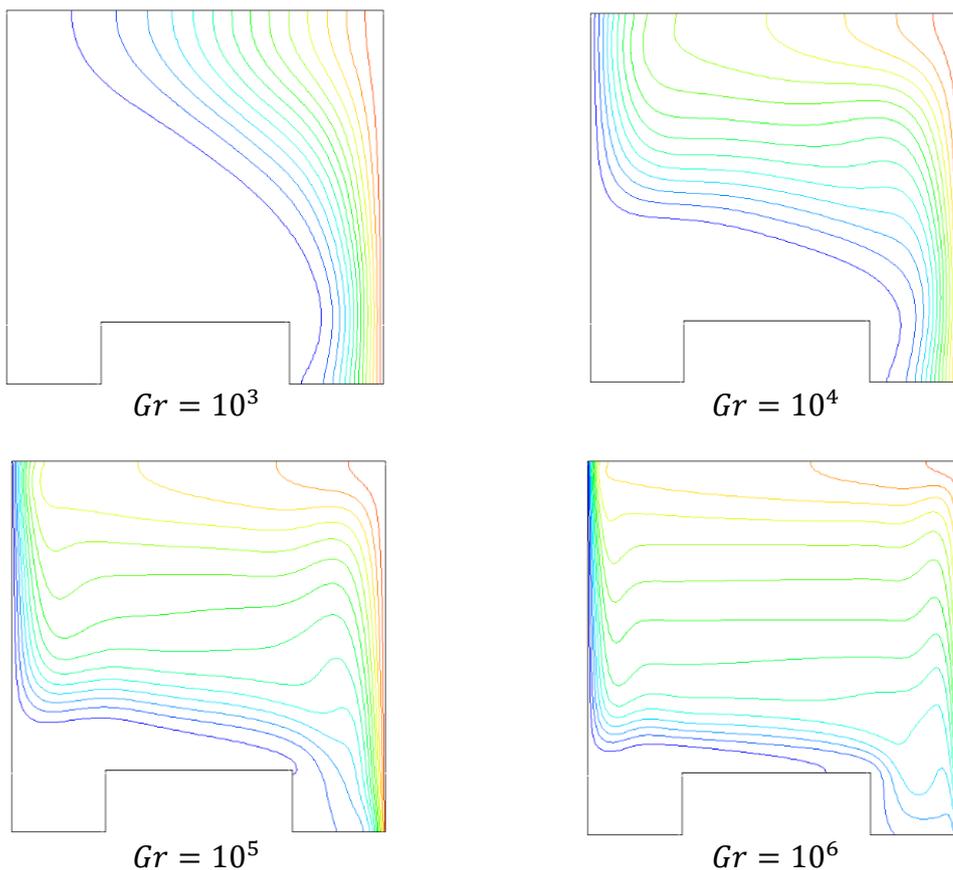


Figure III.13 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a = 1/3$ et un nombre Reynolds $Re=10$ et différents nombres de Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

La figure (III.14) ci-dessous montre l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a = 1$ et nombre de Reynolds $Re=10$ à différents nombres de Grashof 10^3 à 10^6 . Pour $Gr=10^3$ on remarque que l'écoulement est une couche thermique presque parallèle à la paroi chaude. Lorsque nous augmentons le nombre de Grashof, les lignes isothermes se déplacent horizontalement vers la paroi froide au-dessus du bloc. En conclusion, lorsque le nombre de Grashof augmente, le mouvement convectif du fluide s'intensifie. Cela permet un transfert de chaleur plus efficace de la paroi chaude vers la paroi froide de la cavité.

Pour $a = 1$:

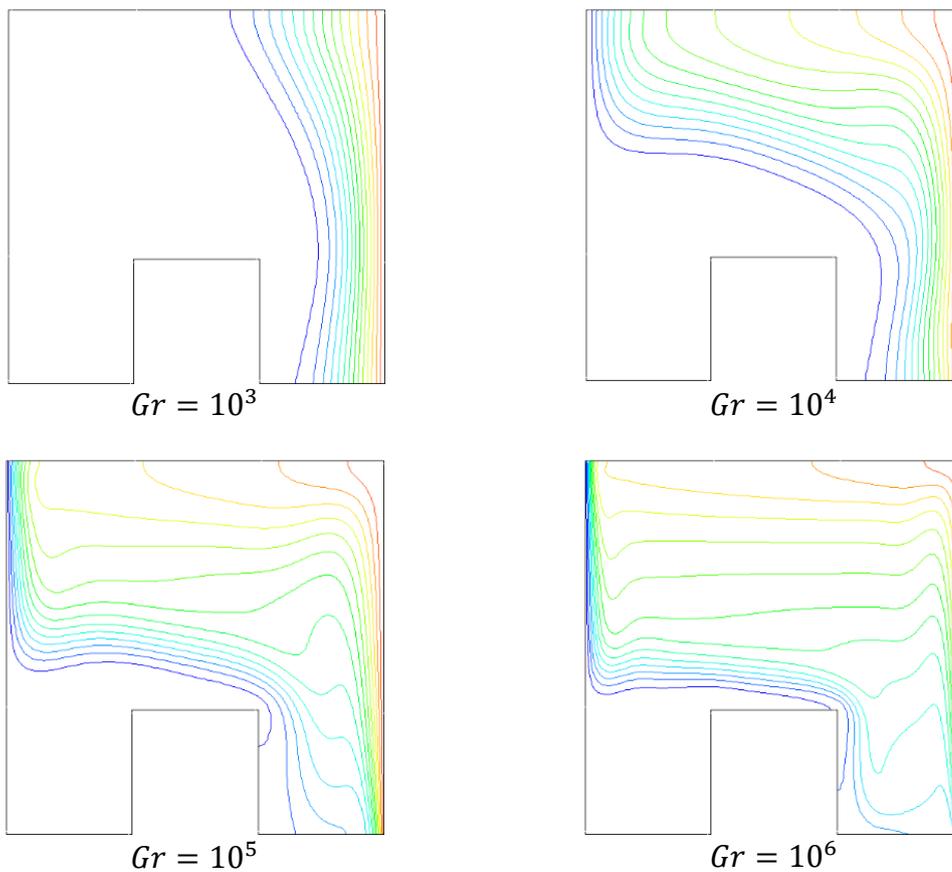


Figure III.14 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport $a=1$ et un nombre de Reynolds $Re=10$ et différents nombres de Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

La figure (III.15) ci-dessous montre l'évolution des lignes isothermes pour rapport de forme $a = 3$ et nombre de Reynolds $Re=10$ et différent nombre de Grashof $Gr=10^3$ à 10^6 . En remarque pour tous les nombres de Grashof la distribution des lignes isothermes a l'intérieure de la cavité se déplacent vers la paroi froide au-dessus de bloc. En résumé, l'augmentation du nombre de Grashof intensifie le mouvement convectif du fluide, Cela indique un transfert de chaleur plus efficace de la paroi chaude vers la paroi froide de la cavité.

Pour $a = 3$:

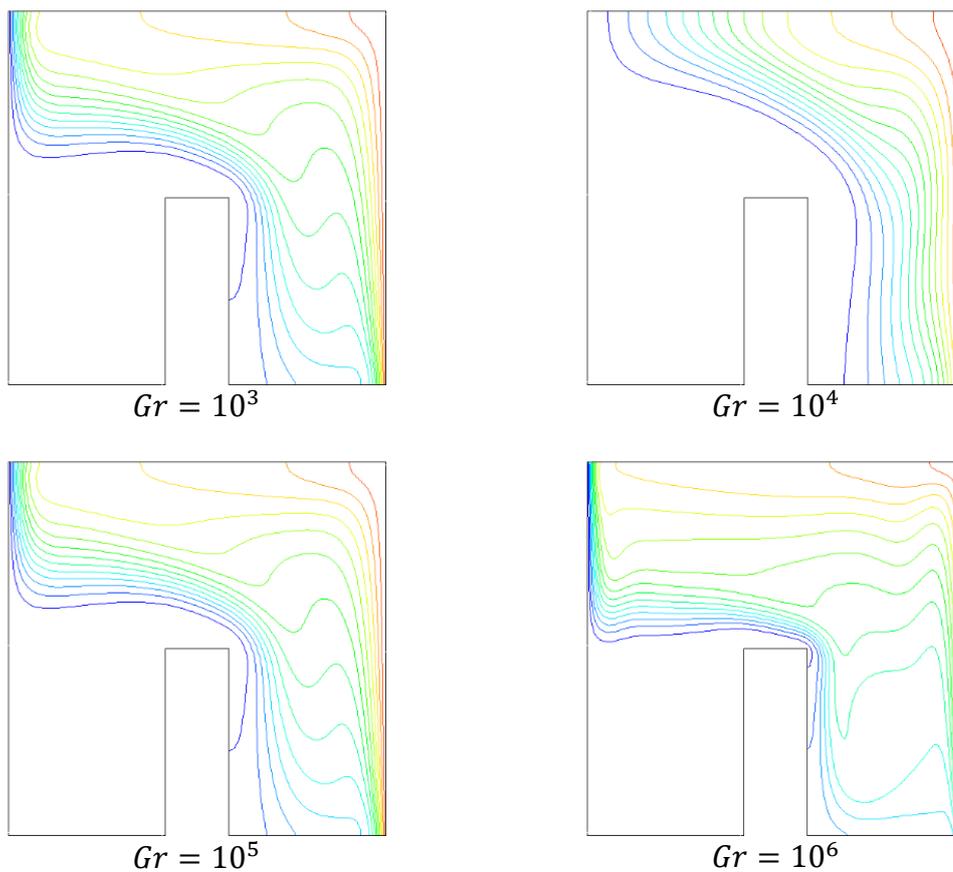


Figure III.15 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=3$ et un nombre Reynolds $Re=10$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

Pour un nombre de Reynolds $Re=50$:

La figure (III.16) ci-dessous montre l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a = \frac{1}{3}$ et un nombre de Reynolds $Re=50$ et différents nombres de Grashof 10^3 à 10^6 . A $Gr=10^3$ on remarque une disposition verticale des couches thermiques le long de la paroi chaude. Et pour un nombre de Grashof plus élevée on remarque un déplacement des isothermes horizontalement vers la paroi froide au-dessus de bloc. Pour un faible nombre de Grashof, la circulation du fluide est moins intense. Cependant, lorsque le nombre de Grashof augmente, la circulation du fluide devient plus vigoureuse. Cela permet une meilleure transmission de chaleur de la paroi chaude vers la paroi froide de la cavité.

Pour $a = \frac{1}{3}$:

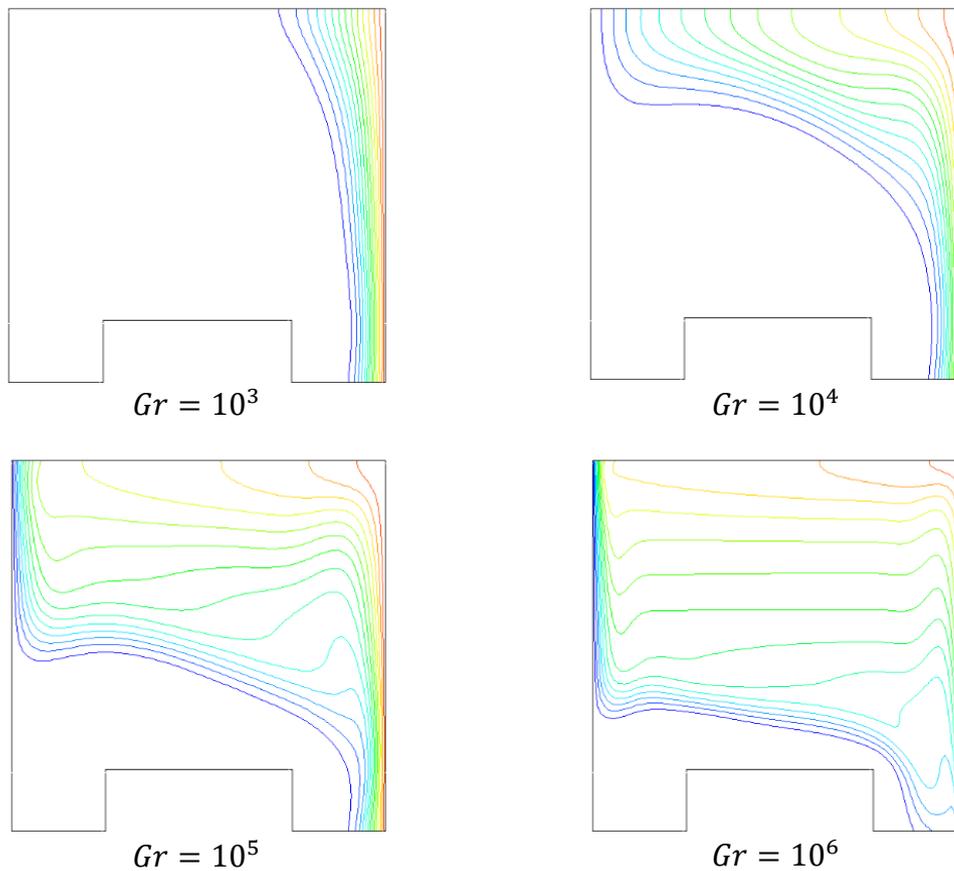


Figure III.16 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1/3$ et un nombre de Reynolds $Re=50$ et différents nombres de Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

La figure (III.17) ci-dessous montre l'évolution des lignes isothermes pour rapport de forme $a = 1$ et un nombre Reynolds $Re=50$ et différent nombre Grashof $Gr=10^3$ à 10^6 . A $Gr=10^3$ on remarque une disposition verticale des couches thermique le long de la paroi chaude de la cavité. Cela est dû à la différence de température. Et quand en augmentant le nombre Grashof on remarque la stratification horizontale des isothermes au-dessus de bloc. Cela permet le mouvement convectif devient plus puissant est un transfert de chaleur plus efficace de la paroi chaude vers la paroi froide de la cavité.

Pour $a = 1$:

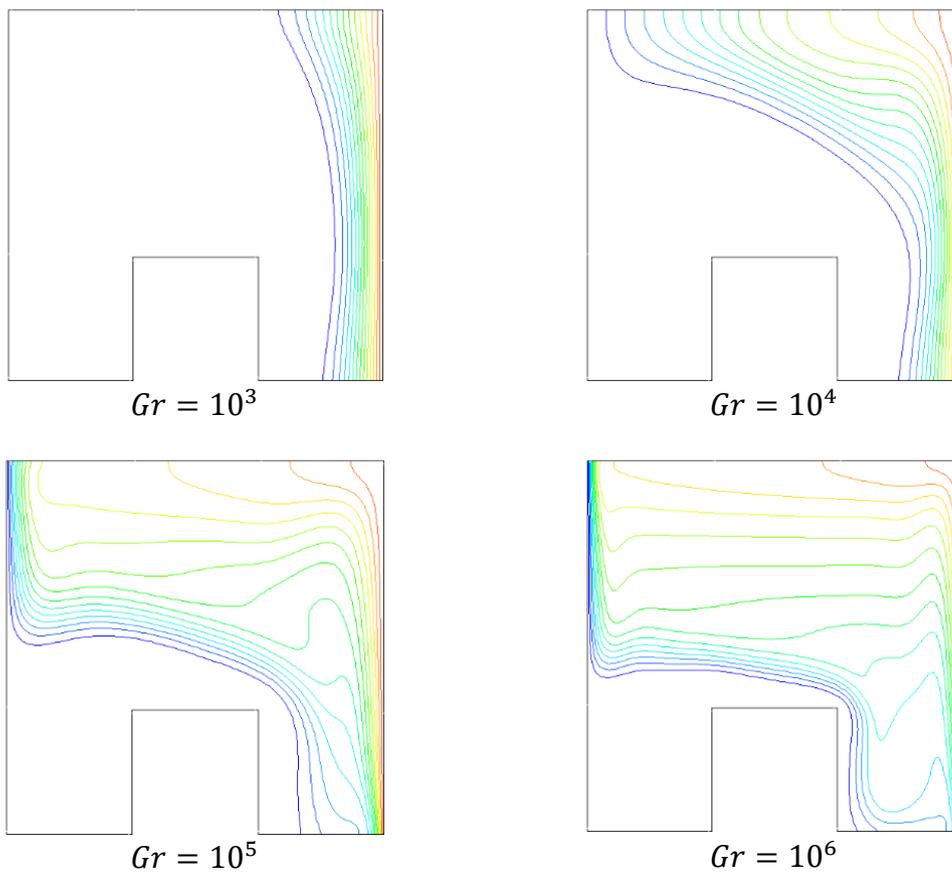


Figure III.17 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1$ et un nombre Reynolds $Re=50$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

La figure (III.18) ci-dessous montre l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a = 3$ et un nombre de Reynolds $Re=50$ et différents nombres de Grashof 10^3 à 10^6 . A $Gr=10^3$ et 10^4 on remarque la situation correspondante vue la stratification thermique présentée à la paroi chaude de la cavité. Cela est dû à la différence de température entre la paroi chaude et la paroi froide. Lorsque nous augmentons le nombre de Grashof on remarque le déplacement des isothermes horizontalement vers la paroi froide de la cavité au-dessus du bloc. En conséquence, la chaleur est plus fortement transférée vers la paroi froide. Cela se traduit par une répartition plus étendue de la chaleur vers la paroi froide de la cavité.

Pour $a = 3$:

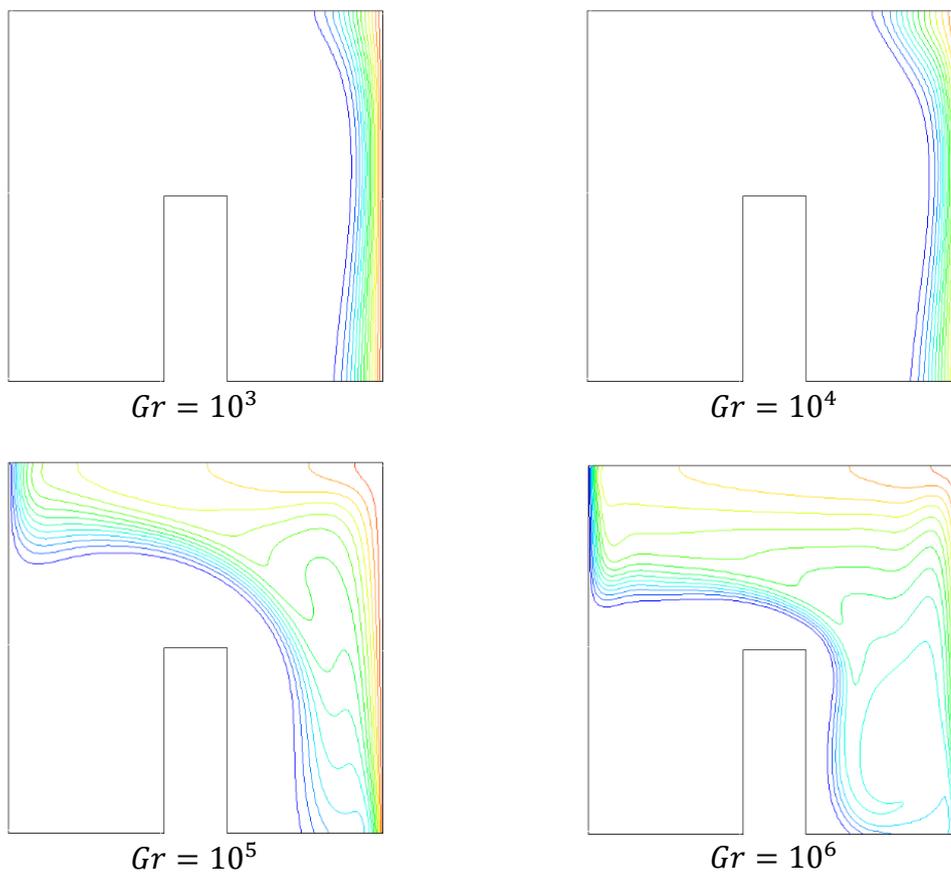


Figure III.18 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a = 3$ et un nombre Reynolds $Re=50$ et différents nombres Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

Pour un nombre de Reynolds $Re=100$:

La figure (III.19) ci-dessous montre l'évolution des lignes isothermes pour rapport de forme $a = \frac{1}{3}$ et un nombre Reynolds $Re=100$ est un nombre Grashof varie 10^3 A 10^6 . A $Gr=10^3$ et 10^4 on remarque une disposition verticale des couches thermique le long de la paroi chaude de la cavité, est pour les nombres Grashof plus élevée on remarque le déplacement des isothermes horizontalement a la paroi froide de la cavité au-dessus de bloc. Cela indique un changement dans le transfert de chaleur, avec une propagation horizontale plus marquée de la chaleur vers la paroi froide. En d'autres termes, à mesure que le nombre de Grashof augmente, le mouvement convectif du fluide devient plus intense, ce qui entraîne un transfert de chaleur plus efficace de la paroi chaude vers la paroi froide.

Pour $a = \frac{1}{3}$:

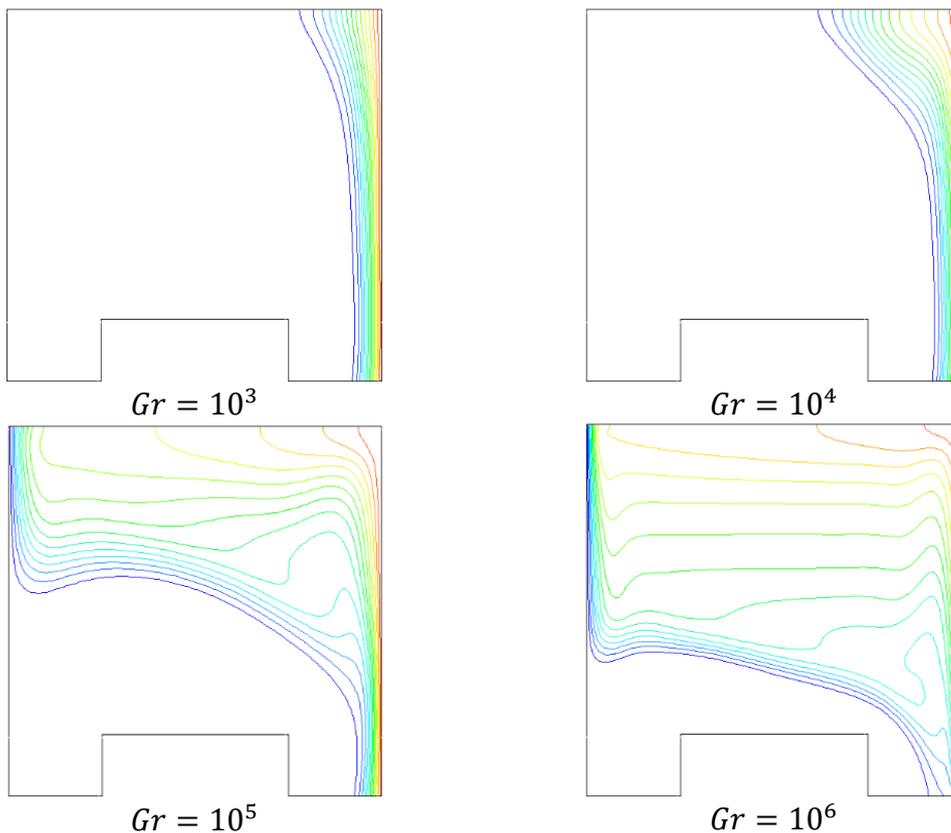


Figure III.19 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1/3$ et un nombre Reynolds $Re=100$ et différent nombre Grashof (10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6)

La figure (III.20) ci-dessous montre l'évolution des lignes isothermes pour rapport de forme $a = 1$ et un nombre de Reynolds $Re=100$ et nombre Grashof varie 10^3 à 10^6 . On remarque à $Gr=10^3$ et 10^4 une disposition verticale des couches thermiques le long de la paroi chaude de la cavité. Et pour nombre de Grashof $Gr=10^5$ et 10^6 on remarque un déplacement horizontal vers la paroi froide de la cavité au-dessus de bloc. Pour les faibles nombres de Grashof, la convection est moins intense et la chaleur se propage principalement verticalement le long de la paroi chaude. Cependant, à mesure que le nombre de Grashof augmente, le mouvement convectif du fluide devient plus fort. Cela favorise un transfert de chaleur plus efficace de la paroi chaude vers la paroi froide de la cavité.

Pour $a = 1$:

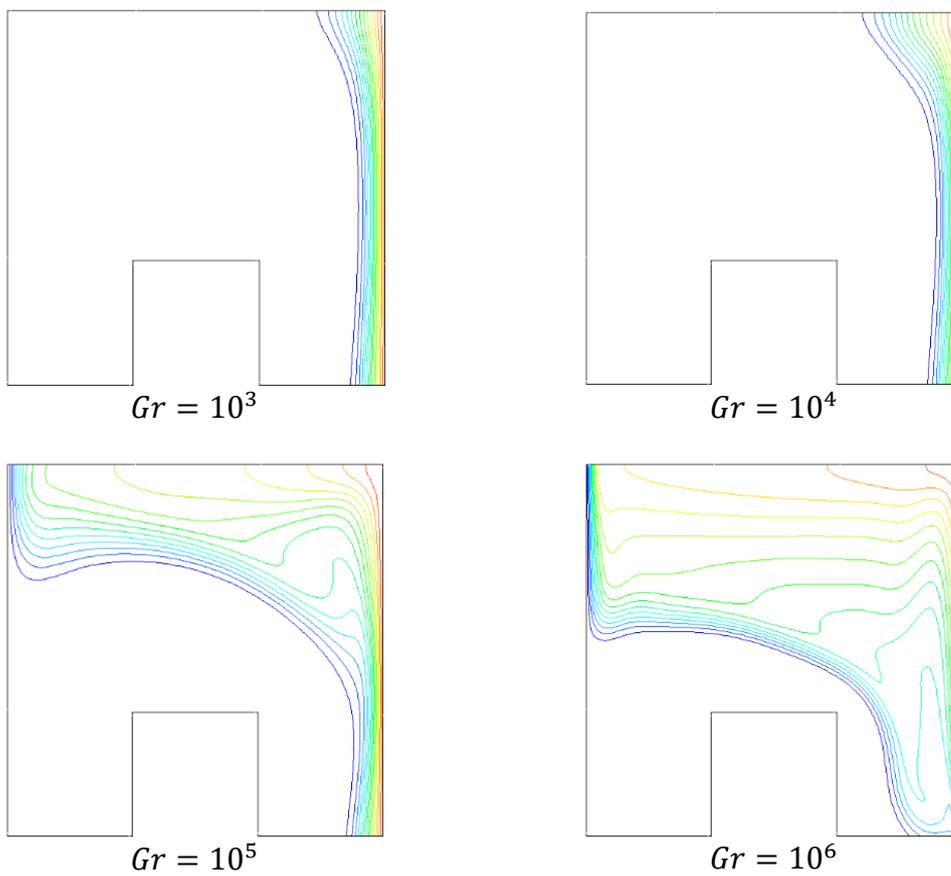


Figure III.20 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=1$ et un nombre Reynolds $Re=100$ et différent nombre Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

La figure (III.21) montre l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a = 3$ et un nombre Reynolds $Re=100$ est nombre Grashof varie 10^3 à 10^6 . Pour $Gr=10^3$ et 10^4 on remarque une disposition verticale des couches thermique le long de la paroi chaude de la cavité. Et pour $Gr=10^5$ et 10^6 on remarque que les lignes isothermes déplacent vers la paroi froide au-dessus de bloc. Lorsque les nombres de Grashof sont faibles, la convection est moins intense et la chaleur se propage principalement de manière verticale le long de la paroi chaude. Cependant, à mesure que les nombres de Grashof augmentent, indique le mouvement convectif devient plus fort, ce qui provoque un déplacement des lignes isothermes vers la paroi froide. Ce déplacement favorise un transfert de chaleur plus efficace de la paroi chaude vers la paroi froide de la cavité.

Pour $a = 3$:

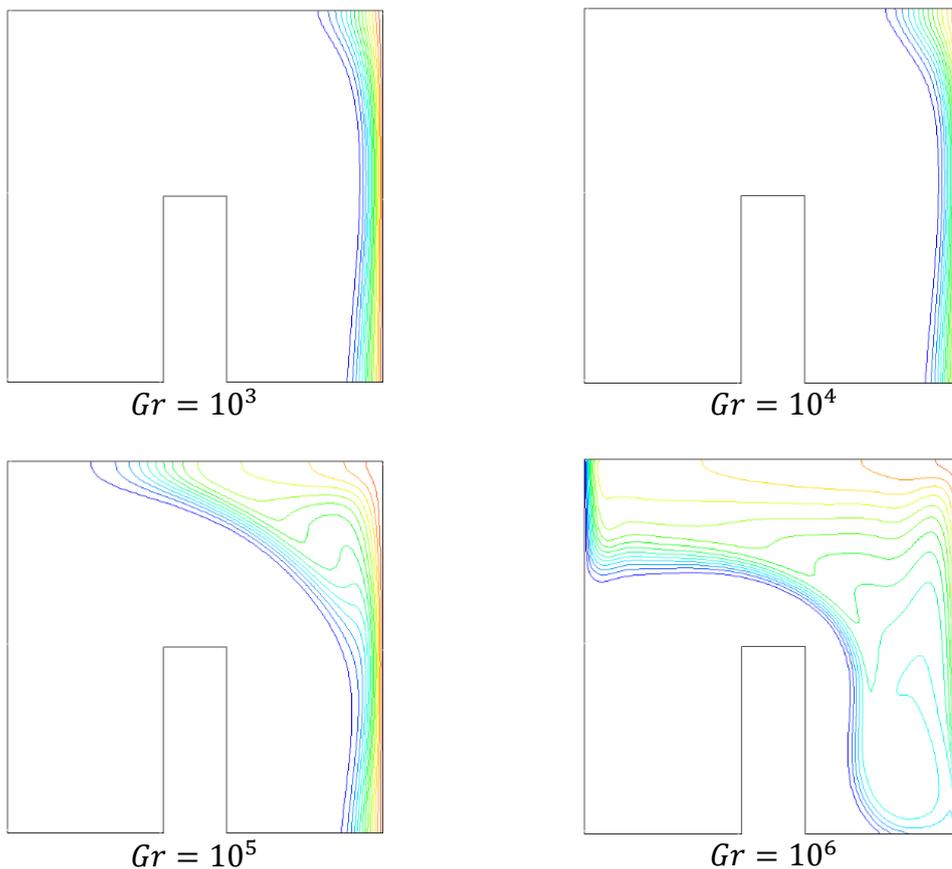


Figure III.21 : l'évolution des lignes isothermes pour un rapport de forme $a=3$ et un nombre Reynolds $Re=100$ et différents nombres de Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)

III.4.3. Les courbes de Nusselt locale :

Les figure (III.22), (III.23), (III.24), représentent les variations du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude a différentes valeurs de Grashof et pour différents rapports de forme du bloc et $Re=10,50,100$. Nous constatons sur chaque courbe pour $Gr=10^6$ quel que soit le rapport de forme, le nombre de Nusselt diminue à partir de sa valeur maximale au point d'arrêt ($Y=0$) jusqu'à une valeur minimale a ($Y=1$). Cela indique une diminution de l'échange thermique le long de la paroi chaude. En d'autres termes, la paroi chaude transfère moins de chaleur au fluide environnant à mesure que l'on s'éloigne du point d'arrêt. Pour les autres valeurs de Grashof on observe des variations du Nusselt, la zone de la paroi qu'il obtient la valeur maximale de Nusselt change selon le rapport de forme du bloc. La valeur maximale augmente quand Re augmente. Cela signifie que l'échange de chaleur le plus intense se produit dans des régions différentes de la paroi, en fonction de la forme du bloc.

Pour $Re = 10$:

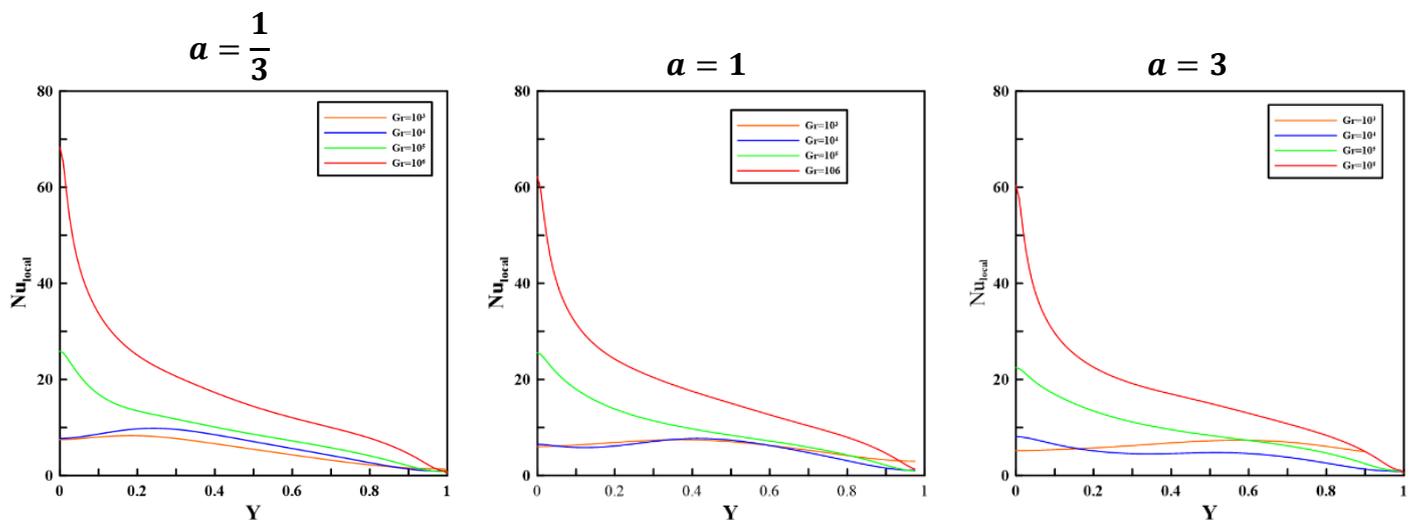


Figure III.22 : Influence du nombre de Grashof sur le nombre du Nusselt locale le long de la paroi chaude pour un nombre de Reynolds $Re=10$ et différents rapports de forme du bloc.

Pour $Re = 50$:

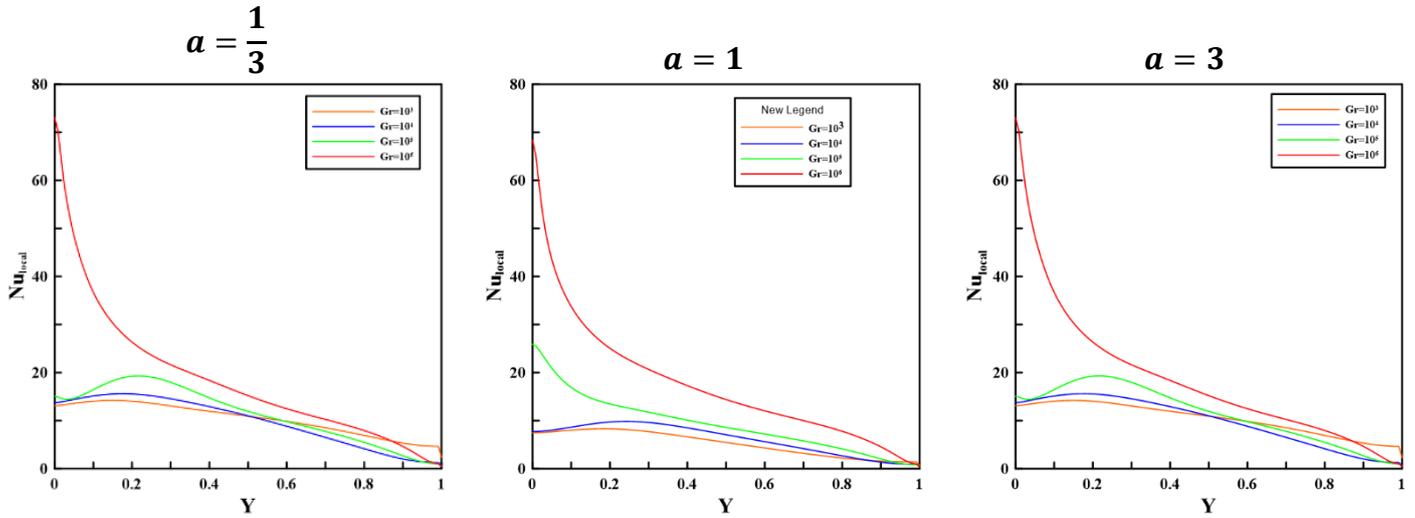


Figure III.23 : Influence du nombre de Grashof sur le nombre du Nusselt locale le long de la paroi chaude pour un nombre de Reynolds $Re=50$ et différents rapports de forme du bloc.

Pour $Re = 100$:

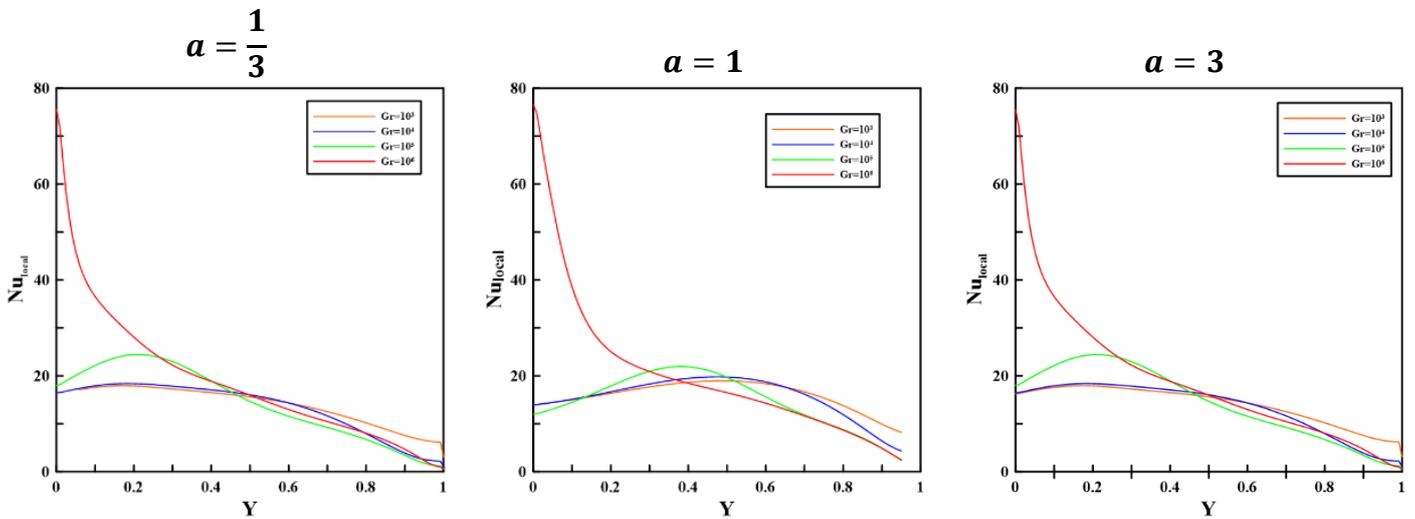


Figure III.24 : Influence du nombre de Grashof sur le nombre du Nusselt locale le long de la paroi chaude pour un nombre de Reynolds $Re=100$ et différents rapports de forme du bloc.

III.4.4. Le nombre de Nusselt moyenne :

Les figures (III.25, III.26 et III.27) montrent la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour différentes Re et différents rapports de forme du bloc.

Pour la figure (III.25) qui présente la variation de Nu_{moy} en fonction de Gr pour un rapport de forme $a = \frac{1}{3}$ on observe que le Nu_{moy} augmente avec l'accroissement de nombre de Grashof à mesure que les forces de flottabilité augmentent, la convection devient plus efficace pour transférer la chaleur de la surface chaude vers le fluide environnant. Cela se traduit par une augmentation de la valeur moyenne du coefficient de Nusselt, qui mesure l'efficacité de l'échange de chaleur.

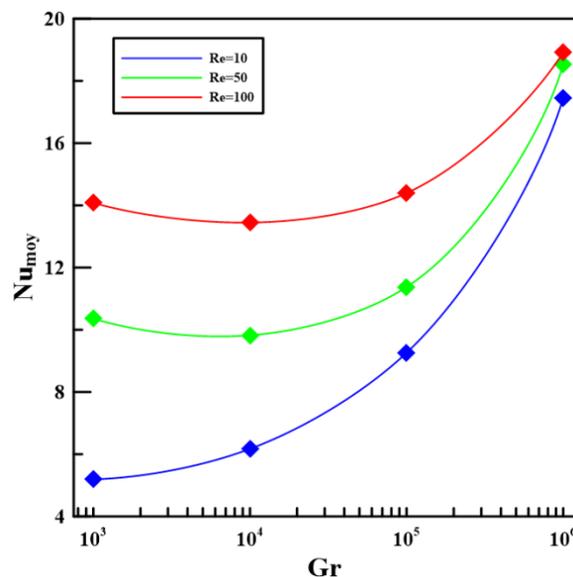


Figure III.25 : Variation de Nu_{moy} pour un rapport de forme du bloc $\left(a = \frac{1}{3}\right)$.

La figure (III.26) présente la variation de Nu_{moy} en fonction de Gr pour un rapport de forme $a = 1$, on remarque une petite diminution de Nu_{moy} pour les premières valeurs de Gr puis un accroissement total, le début de cet accroissement dépend de Re, pour Re=10 et Re=50 l'accroissement commence de $Gr=10^4$ et pour Re=100 l'accroissement commence de $Gr=10^5$. Cette variation de Nu_{moy} en fonction de Gr indique que lorsque les forces de flottabilité augmentent suffisamment par rapport aux forces de viscosité, la convection devient plus efficace, ce qui se traduit par un meilleur échange de chaleur.

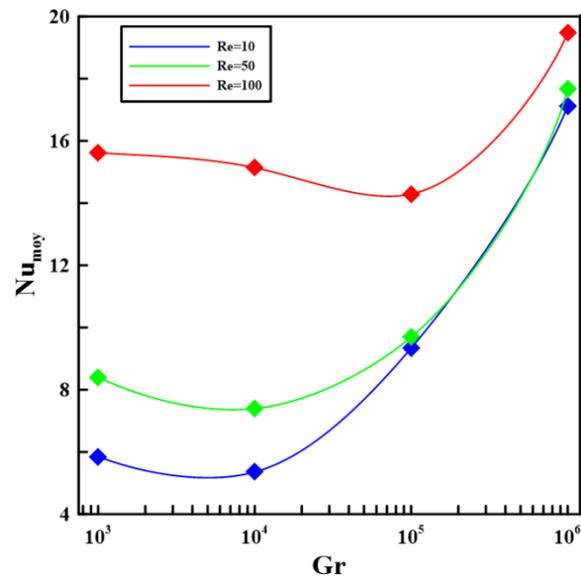


Figure III.26 : Variation de Nu_{moy} pour un rapport de forme du bloc ($a = 1$).

La figure (III.27) présente la variation de Nu_{moy} en fonction de Gr pour un rapport de forme $a = 3$, montre une augmentation de Nu_{moy} Pour les grandes valeurs de Grashof. Et une diminution pour les faibles nombres de Grachof. Pour les faibles valeurs de Gr , les forces de flottabilité sont relativement faibles par rapport aux forces de viscosité. Par conséquent, la convection est moins efficace et l'échange de chaleur est limité.

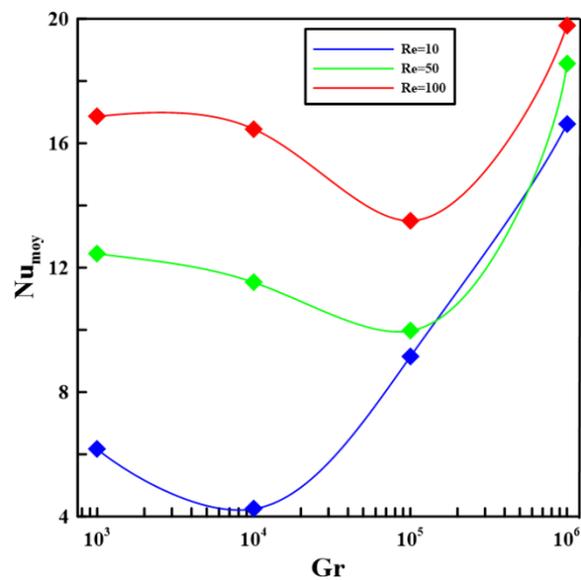


Figure III.27 : Variation de Nu_{moy} pour un rapport de forme du bloc ($a = 3$).

Conclusion :

Ce chapitre a fait l'objet d'une simulation numérique sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carré rempli de nanofluide et menée d'un bloc dans la paroi inférieure, L'étude numérique nous montre l'effet du nombre de Grashof, nombre de Reynolds et le rapport de forme sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement ainsi l'évolution du Nusselt local et moyen. On constate que l'augmentation de nombre de Grashof et Reynolds entraîne une amélioration du transfert de chaleur, la forme du bloc affecte sur la distribution de la chaleur à l'intérieur de la cavité. On constate aussi que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds et augmente aussi lorsque les valeurs de Grashofs sont élevées.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans ce travail, on a présenté une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité bidimensionnel remplie de nanofluide (Cu-eau), notre cavité est en forme carré de de dimensions $(H \times L)$ et menée d'un bloc adiabatique défini par un rapport de forme $a = \frac{h}{l}$, la paroi droite est chaude, la paroi gauche est froide, la paroi supérieure est considérée adiabatique.

Sur la base de l'approximation Boussinesq, nous avons développé un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations gouvernantes de notre problème ainsi que l'équation de continuité, de quantité du mouvement et de l'énergie. Nous avons pu déterminer les lignes du courant, les isothermes ainsi que les variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Grashof.

Les simulations numériques sont effectuées pour une fraction volumique fixe $\varphi = 0.01$ un nombre de Grashof variant de 10^3 à 10^6 , un nombre de Reynolds compris entre (10,50 et 100) et un rapport de forme du bloc compris entre $(\frac{1}{3}, 1$ et $3)$ les principaux résultats se résument dans :

- L'augmentation de nombre de Grashof et Reynolds entraine une amélioration du transfert de chaleur.
- La forme du bloc affecte sur la distribution de la chaleur à l'intérieur de la cavité.
- Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds et augmente quand les valeurs de Grashofs sont élevées.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] **Ould Amer Nassira et Ouadah Sabrina**, Simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un dissipateur de chaleur, mémoire de master, université de M'sila, 2017/2018.
- [2] **Philippe MARTY**, Cours de transfert thermique université de Joseph Fourier, Grenoble, Edition 2012-2013.
- [3] **Diane DUVAL**, Ailettes thermique, Institut National Des Sciences Appliquées de Rouen, Département Sciences et Techniques Pour l'Ingénieur ,2013.
- [4] **S. SADDAM**, Amélioration de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur à ailette elliptiques creuse. Mémoire de Master Université de M'sila.2015.
- [5] **Khentoul Moussa**, Étude Numérique de la Convection Mixte dans un Canal Horizontal Contenant des Ailettes, thèse de doctorat, Université de constantine 2016.
- [6] **Briki Saad Saoud et Mekefes Abdelbasset**, Etude numérique de l'effet des nanoparticules sur le transfert de chaleur dans une cavité remplies de nanofluide, mémoire de master, université de M'sila, 2019/2020.
- [7] **R Ribeiro J., P., Gruss J., A. (2009)** : Nanofluides pour les applications thermiques, technique de l'ingénieur, 2ème édition
- [8] **RAGUI, Karim, BRUNIER, Elisabeth, BOUTRA, Abdelkader, BENKAHLA, Youb Khaled**. "Etude du transfert thermique au sein de nanofluides remplissant une enceinte carrée." Laboratoire des Phénomènes de Transfert, USTHB, BP. 32 El Alia, 16111 Bab Ezzouar, Alger, Algérie, and Université de Technologie de Compiègne, France, BP. 20529 – 60205 Compiègne, France.
- [9] **BOULAHIA, Zoubair; WAKIF, Abderrahim; SEHAQUI, Rachid**. "Modélisation de l'échange thermique des nanofluides dans une enceinte rectangulaire avec une paroi munie d'un bloc." Université Hassan II de Casablanca, Faculté des Sciences Ain-Chock, Laboratoire de Mécanique, BP 5366 Maarif, Casablanca, Maroc.
- [10] **Boutina, L. ; Boualit, H. ; Lebbi, M. ; Chergui, T. ; Bouzaher, M. T. ; Laouar, S.** "Amélioration du taux de transfert de chaleur par l'utilisation des nanofluides dans un canal contenant deux sources de chaleur." Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algeria.

- [11] **Santra A K, Sen S, Chakraborty N.** Study of heat transfer augmentation in a differentially heated square cavity using copper-water nanofluid. *International Journal of Thermal Science*. 2008 ;47 :1113–22.
- [12] **Bouhelal, A. ; Lebbihi, S. ; Benrachi, N. ; Smaili, A.** "Simulation de la convection naturelle autour d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nanofluide." Laboratoire de Génie Mécanique et Développement, Ecole Nationale Polytechnique P.B. 182 El Harrach, Alger, et Département de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider de Biskra.
- [13] **BOUHEZZA, Aicha ; BOUBEGGAR, Saousene ; BOUKERMA, Karima.** "Simulation numérique du transfert de chaleur de nanofluide dans un canal." Département de Technologie, Faculté de Technologie, Université 20 Août 1955 Skikda, 21000 Skikda, Algérie.
- [14] **Sad Chemloul, N. ; Belmiloud, M.A.** "Effet des nanoparticules sur l'amélioration du transfert thermique dans une cavité carrée." Laboratoire de Technologie Industrielle, Département de Génie Mécanique, Université Ibn Khaldoun, B.P. 78, 14000 Tiaret, Algérie
- [15] **E. EBRAHIMNIA-BAJESTAN, A. JAVADIAN-SARAF, H. NIAZMAND, P. ESTELLÉ.** "Caractéristiques hydrodynamiques et transfert de chaleur par convection de nanofluides." 22^{ème} Congrès Français de Mécanique, Lyon,2015.
- [16] **Lin et al,** Natural convection heat transfer of nanofluids in a vertical cavity: effects of non-uniform particle diameter and temperature on thermal conductivity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2010 ;31 :236–45.
- [17] **Mahmoodi M.** Numerical simulation of free convection of a nanofluid in L shaped cavities. *International Journal of Thermal Science* 2011 ;50 :1731–40.
- [18] **Oztop et al** Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 29 (2008) 1326–1336
- [19] **Aminossadati SM, Ghasemi B.** Natural convection cooling of a localised heat source at the bottom of a nanofluid-filled enclosure. *European Journal of Mechanics B/Fluids*. 2009 ;28 :630–640.
- [20] **Moumni, H., Welhezi, H., Djebali, R., Sediki, E. (2015):** Accurate finite volume investigation of nanofluid mixed convection in two-sided lid driven cavity including discrete heat sources, *Applied Mathematical Modelling*, vol. 39, pp. 4164 – 4179.
- [21] **Bouazza Achour, Louaar Allaeddine,** « Etude de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée contenant différents blocs chauffés avec un nano-fluide, mémoire de fin d'étude », Université Abderrahmane Mira Bejaia 2020/2021.

[22] **Lebbihi Saci**, « refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nanofluide », mémoire fin d'études master, Université Mohammed Khider Biskra, 2014.

[23] **Ouatah Salim, Hammi Hassen**, « Convection naturelle transitoire : bifurcation et transition vers le chaos », mémoire fin d'études, Université Abderrahmane Mira Bejaia, 2020/2021.

[24] **Tabet Sara**, « étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte fermée partiellement chauffée », thèse doctorat, université d'Oran 2, Année 2017.

[25] **Mostafa Mahmoodi, Saeed Mazrouei Sebdani**, Natural convection in a square cavity containing a nanofluid and an adiabatic square block at the center, *Superlattices and Microstructures* 52 (2012) 261–275.

Résumé

Contribution à l'étude de transfert de chaleur dans un milieu rempli de nanofluide (eau-cuivre).

Dans ce travail, nous avons mené une étude numérique sur le transfert de chaleur dans une cavité remplie de nanofluide (fluide de base l'eau et nanoparticules de cuivre). Le domaine physique est une enceinte carré ($H \times L$) menée d'un bloc adiabatique défini par le rapport de forme ($a = \frac{h}{l}$) la paroi latérale droite est maintenu à une température chaude, la paroi latérale gauche est maintenue à une température froide. La paroi supérieure est considérée adiabatique. Pour un nombre de Grashof variant de 10^3 à 10^6 , un nombre de Reynolds compris entre (10,50 et 100), un rapport de forme du bloc compris entre ($\frac{1}{3}$, 1 et 3) et une fraction volumique $\varphi = 0.02$. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de nombre de Grashof et Reynolds entraine une amélioration du transfert de chaleur, la forme du bloc affecte sur la distribution de la chaleur à l'intérieur de la cavité et on constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds et augmente quand les valeurs de Grashofs sont élevées.

Mots clés : Nanofluide, transfert de chaleur, cavité carrée, volumes finis.

Abstract

Contribution to the study of heat transfer in a medium filled with nanofluid (water-copper).

In this work, we conducted a numerical study on heat transfer in a cavity filled with a nanofluid (a base fluid of water and copper nanoparticles). The physical domain is a square enclosure ($H \times L$) bounded by an adiabatic block defined by the aspect ratio ($a = h/l$). The right lateral wall is maintained at a hot temperature, the left lateral wall is maintained at a cold temperature, and the upper wall is considered adiabatic. For a Grashof number ranging from 10^3 to 10^6 , a Reynolds number ranging from 10 to 100, an aspect ratio of the block ranging from $1/3$ to 3, and a volume fraction $\varphi=0.02$, the results obtained show that increasing the Grashof and Reynolds numbers improves the heat transfer. The shape of the block affects the distribution of heat inside the cavity, and it is observed that the Nusselt number increases with increasing Reynolds number and with higher values of Grashof number.

Keywords: Nanofluid, heat transfer, square cavity, finite volume.