

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

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ÉNERGÉTIQUE

PAR :

ALITOUCHE FERHAT

ZAGHAR MAHREZ

Thème

**Transfert couplé de chaleur et de masse par
convection naturelle dans une cavité fine
suivant différents types de fluides.**

Soutenu le 21/06/2017 devant le jury composé de:

Mr. Bensliman	Président
Mr. Sahi	Rapporteur
Mr. Mendil	Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2016-2017

Remerciements

Tout d'abord on remercie dieu tout puissant de nous avoir donné le courage de faire ce modeste travail.

Nous tenons à remercier notre promoteur *Mr A.SAHI*, en lui témoignant notre reconnaissance pour sa patience, ses conseils, son encadrement, son partage de connaissance et de la formation qu'il nous a donné.

Nous tenons à remercier Mr le président de jury pour avoir accepté de présider le jury. Qu'il trouve ici l'expression de notre profonde gratitude.

Nos sincères remerciements vont également aux Mrs les examinateurs de nous avoir fait l'honneur d'examiner notre modeste travail.

Nos remerciements s'adressent à toutes personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail, et une pensée va également à tous nos amis qui nous ont soutenu au cours de ces années.

Dédicace

A mes très chers parents.

*A mon frère et mes sœurs : Hamza, Karima, Zina, Lynda et
Meriem.*

A toute ma famille ; oncles, tantes, cousins et cousines.

*A tous mes ami(e)s : Massinissa, Yanis, Kousseila, Mahrez et
Sarah.*

Ferhat.

Dédicace

A mes très chers parents et grands parents.

A mon cher frère et mes deux petites sœurs :

Mehdi Wissam et Assma.

A toute ma famille.

*A tous mes amis et à tout mes collègues et à tous ceux qui m'ont
soutenu durant tout mon parcours.*

Mahrez.

Sommaire

Sommaire

Nomenclature	iii
Liste des figures	V
Liste des tableaux	VI
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Analyse bibliographique	3
I.1.Introduction	3
I.2.Synthèse bibliographique	3
Chapitre II : Formulation mathématique et position du problème	13
II.1. Introduction.....	13
II.2. Position du problème	13
II.3. Formulation mathématique du problème	14
II.3.1. Hypothèses simplificatrices et équations de transfert	14
II.3.2. Équations gouvernantes du problème.....	14
II.3.3. Forme adimensionnelle des équations gouvernantes	15
II.3.3.1. Étude 1 (fluides classiques)	16
II.3.3.2. Étude 2 (nanofluides).....	17
II.3.3.2.1.Propriétés thermophysiques des nanofluides	17
II.3.3.2.1.1. Conductivité thermique (λ)	17
II.3.3.2.1.2. La fraction volumique ϕ	19
II.3.3.2.1.3. La viscosité dynamique (μ)	19
II.3.3.2.1.4. La masse volumique (ρ)	20
II.3.3.2.1.5. La chaleur massique (C_p).....	20
II.3.3.2.1.6. Coefficient d'expansion volumique (β).....	21
II.3.3.3. Étude 3 (les mélanges).....	22
II.4. Les nombres adimensionnels	22
II.4.1. Nombre de Prandtl	23
II.4.2. Nombre de Nusselt	23
II.4.3. Nombre de Grashof	23
II.4.4. Nombre de Rayleigh.....	23
II.4.5. Nombre de Lewis.....	24
II.5. Conclusion	24
Chapitre III : Résultats et Discussion	25

Sommaire

III.1.INTRODUCTION.....	25
III.2. etude I : fluides classiques.....	25
III.2.1. Validation des résultats numériques	25
III.2.2. choix du maillage	28
a-fluide classique - air.....	29
a.1. Influence du nombre de Rayleigh.....	29
b-fluide classique -eau	33
b.1. Influence du nombre de Rayleigh	33
III.2.3. conclusion.....	36
III.3. étude 2 : Nanofluide	37
III.3.1. Validation des résultats.....	37
III.3.2. Influence du nombre de Grashof	39
III.3.3. Influence de la fraction volumique des nanoparticules	43
III.3.4. Conclusion	45
III.4. Etude 3 : Les mélanges de fluides	46
III.4.1. validation des résultats numérique	46
III.4.2. influence du nombre de Grashof sur le transfert de chaleur.....	50
III.4.3. Conclusion.....	54
III.5. comparaison des résultats obtenue durant les trois étude précédente	55
Conclusion générale.....	58
Références Bibliographiques.....	60
Annexes.....	62

Liste des figures

Liste des figures

Figure I.1: géométrie de l'étude faite.....	4
Figure I.2: schéma de la cavité triangulaire étudié.....	4
Figure I.3 : Schéma du problème étudié	5
Figure I.4: Géométrie de l'enceinte étudiée.....	5
Figure I.5: Schéma du capteur plan étudié	6
Figure I.6 : schéma d'un capteur plan à contre courant	7
Figure I.7 : schéma du capteur solaire thermoélectrique.....	7
Figure I.8 : Les échanges de chaleur dans un capteur plan	8
Figure I.9 : Géométrie du capteur étudié.....	8
Figure I.10. : Schéma du capteur solaire parabolique	9
Figure I.11 : Géométrie de la cavité étudié	10
Figure I.12 : photo du capteur utilisé	10
Figure I.13: géométrie de la cavité étudié.....	11
Figure I.14 : Cavité contenant un mélange d'air et d'H ₂ O.....	12
Figure I.15: géométrie de la cavité contenant un mélange d'air-CO ₂	12
figure III.1: Lignes d'isothermes: comparaison entre les résultats de la simulation et ceux de la référence [20].	26
figure III.2: Lignes de courant: comparaison entre les résultats de simulation et ceux de la référence [20].	27
figure III.3: Influence de la taille du maillage sur le nombre de nusselt moyen.....	28
figure III.4 : grille du maillage adopté	29
figure III.5 : Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes d'isotherme.	30
figure III.6: Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes de courant.	31
figure III.7: évolution du nombre de Nusselt	32
figure III.8 : Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes d'isotherme.	34
figure III.9: Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes de courant	35
figure III.10: évolution du nombre de Nusselt	36
figure III.11 : Grille du maillage adopté	38
figure III.12 : Les fonctions de courant.....	38
figure III.13 : Les lignes d'isothermes.....	38

Liste des figures

figure III.14 : Variation du nombre de Nusselt	40
figure III.15: Influence du nombre de noueds sur le nombre de Nusselt moyen	41
figure III.16: grille du maillage adopté.	42
Figure III.17: Influence du nombre de Grashof sur la structure de l'écoulement ($\phi=0.1$).....	42
figure III.18: Influence du nombre de Grashof sur le nombre de Nusselt moyen.....	44
figure III.19 : Variation de la température le long de l'axe horizontale à $Y=0$	44
figure III.20 : Variation de la vitesse horizontale V dans la direction X	45
figure III.21 : Influence de la fraction volumique sur	47
figure III.22 : Influence de la fraction volumique sur :	48
figure III.23 : variation du nombre de Nusselt	49
figure III.24 : Influence de la raction volumique et du nombre de Grashof sur le nombre de Nusselt moyen	51
figure III.25 : comparaison des lignes d'isotherme entre référence et simulation.....	52
figure III.26 : Comparaison des lignes de courant entre référence et simulation.....	53
figure III.27 : Comparaison des isoconcentration entre référence et simulation	53
figure III.28 : comparaison des profils de température entre référence et simulation.....	55
Figure A.1: Volume de contrôlé bidimensionnel.	62
Figure A.2 : Interface de gambit.	65
Figure A.3 : Fenêtre d'opération	65
Figure A.4 : Menu de construction de la géométrie.	66
Figure A.5 : Menu maillage.	66
Figure A.6 : Menu conditions aux limites.....	67
Figure A.7 : Menu outils.	67
Figure A.8 : Fenetre contrôle global.	67
Figure A.9 : Fenetre des description	68
Figure A.10 : Fenêtre commandes.	68
Figure A.11 : Démarrage de Fluent.....	69
Figure A.12 : Interface de fluent	69

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau II.1 : propriétés thermophysiques de l'Air	16
Tableau II.2 : propriétés thermophysiques de l'Eau.....	17
Tableau II.3 : propriétés thermophysiques des nanoparticules et de l'eau pure.....	21
Tableau III.1: comparaison des nombres de Nusselt moyen entre la référence [20] et le présent travail.....	25
Tableau III.2: influence de la taille du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.....	28
Tableau III.3 : Propriétés thermophysique de l'eau pure et des nanoparticules.....	37
Tableau III.4 : Propriétés thermophysique de l'eau pure et des nanoparticules.	46

Nomenclature

Nomenclature

C_p	la chaleur massique du nanofluide	$[J.Kg^{-1}.K^{-1}]$
D	Coefficient de diffusion de masse	$[m^2.s^{-1}]$
g	Accélération de la pesanteur	$[m.s^{-2}]$
h	Coefficient d'échange thermique	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
H	Hauteur de la paroi isolée	$[m]$
L	Longueur de la paroi supérieure	$[m]$
p (P)	Pression dimensionnelle (adimensionnelle)	$[Pa]$
P_{sat}	Pression de saturation de l'eau	$[Pa]$
Q_r	Densité du flux radiatif	$[W.m^{-2}]$
T	Température	$[K]$
V	Volume du fluide	$[m^3]$
V_i (V_i)	composante de vitesse dimensionnelle (adimensionnelle)	$[m.s^{-1}]$
X_i (X_i)	composante dimensionnelle de la coordonnée cartésienne (adimensionnelle)	

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique	$[m^2.s^{-1}]$
β	coefficient de dilatation volumique	$[K^{-1}]$
β_s	Coefficient de dilatation solutal	$[m^3.Kg^{-1}]$
β_t	Coefficient de dilatation thermique	$[K^{-1}]$
θ	Température adimensionnelle $\theta = (T-T_f) / (T_c-T_f)$	
ΔT	Différence de température	$[K]$
μ	Viscosité dynamique	$[kg.m^{-1}.s^{-1}]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2.s^{-1}]$
ρ	Masse volumique	$[kg.m^{-3}]$
λ	Conductivité thermique	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$

Nomenclature

φ	Fraction volumique	
ψ	Facteur géométrique des nanoparticules (Sphéricité)	
C	Concentration du mélange du fluide	[Kg.m ⁻³]

Nombre adimensionnel

Gr	Nombre de Grashof
Nu	nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Ra	Nombre de Rayleigh
Le	Nombre de Lewis

Indices

0	référence
C,f	relative à la paroi chaude et froide
cv, rd	relatif à la convection et au rayonnement
<i>f</i>	Fluide
<i>nf</i>	nanofluide
i,j	i ^{eme} et j ^{eme} composante
p	pression constante
s	Solide

Introduction générale

Les transferts de chaleur constituent la base de nombreux processus industriels qui sont présents dans notre vie quotidienne. L'intensification de ces échanges et l'amélioration du rendement thermique sont devenus aujourd'hui une problématique majeure dans le monde industriel, des organismes de réglementation, mais aussi de la société dans son ensemble, qui prend conscience de l'épuisement progressif des ressources énergétiques et qui se soucie de l'avenir en matière énergétique. Ce qui a conduit ces industries à exploiter beaucoup plus d'autres ressources énergétiques à savoir les énergies renouvelables telles que l'énergie solaire qui s'avère inépuisable.

L'application de l'énergie solaire peut être regroupée en deux catégories principales ; les applications à haute température (les concentrateurs solaires et capteurs solaires sous vide), et les applications à basse température : (les capteurs plans destinés pour le chauffage, la réfrigération et le séchage...etc.).

Dans notre cas, nous sommes intéressés par le capteur thermique plan, qui absorbe le rayonnement solaire au moyen d'un absorbeur (plaque noire pouvant contenir de fines conduites destinées au fluide caloporteur). Les capteurs plans sont munis d'un vitrage transparent, qui piège le rayonnement solaire. Ils peuvent amener le fluide caloporteur à des températures légèrement supérieures à 80°C, avec un rendement variant entre 40 et 80%.

La simulation numérique dans l'étude des problèmes physiques tels que les écoulements de fluides et les phénomènes de transfert thermique occupent une place très importante dans la recherche et l'industrie. Dans ce domaine, la modélisation mathématique est fondée sur les équations de la mécanique des fluides couplée avec l'équation de l'énergie. Leurs résolutions sont rendues possibles grâce à l'utilisation de méthodes numériques convenables au problème considéré. Parmi ces méthodes, on citera les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. Ces différentes méthodes sont à l'origine de plusieurs codes de calcul, dont celui adopté dans la suite de ce travail, basé sur la méthode des volumes finis.

Dans le présent travail, nous étudions le double transfert de chaleur et de masse par convection naturelle suivant différents types de fluide (fluides classiques, nanofluides et mélanges de fluides) et nous analyserons les différents paramètres influents sur le transfert de chaleur pour chaque fluide déjà cité, et faire une comparaison entre ces fluides afin de choisir le fluide adéquat qui donnera un fonctionnement optimal pour le capteur.

Introduction Générale

Le chapitre I est consacré à une synthèse bibliographique des travaux antérieurs ayant traité le transfert de chaleur et de masse suivant les fluides déjà cités, quelque soit la cavité.

ensuite dans le chapitre II, le positionnement du problème , le modèle mathématique gouvernant ce problème constituent le contenu de ce chapitre.

La troisième et dernier chapitre , est consacré à la validation des résultats et l'interprétation et commentaires des différents résultats des simulations conduites.

Enfin, une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus au cours de cette étude.

Chapitre I : Analyse bibliographique

I.1.Introduction

Le transfert de chaleur joue un rôle important dans divers processus industriels, tels que le refroidissement et les échangeurs de chaleur. Pour améliorer l'efficacité de ces processus, de nombreuses études analytiques ont été réalisées, ces dernières sont soumises à des modélisations mathématiques fondées sur les équations de Navier-Stokes...etc. Leurs résolutions sont rendues possibles grâce à l'utilisation des méthodes numériques telles que les différences finies et les volumes finis.

Dans le travail qui suit, nous étudions et analyserons la capacité d'un capteur solaire cylindro- parabolique dans le domaine de transfert de chaleur et de transfert de masse en utilisant de différents fluides caloporteurs (Air, Eau, nanofluides, mélange de fluides) et par la suite en-tirer des enseignements, et pour cela, nous exposerons quelques études et synthèses effectuées sur la convection naturelle, capteur plan et ces fluides caloporteurs.

I.2.Synthèse bibliographique

Cette partie est déployée à une synthèse des principales études effectuées par le passé sur les fluides classiques, nanofluides, mélange de fluides et sur la convection naturelle.

Le transfert de chaleur par convection naturelle est appliqué dans divers processus industriels comme le refroidissement d'équipement électronique, la sûreté des réacteurs nucléaires et surtout la technologie solaire. De nombreuses études ont été faites afin d'améliorer ce processus de transfert de chaleur dans de différentes géométries. **Farah Zemani et al. [1]** ont mené une analyse numérique sur la convection naturelle dans une enceinte cubique dont la surface chaude est ondulée (trois ondulations) et trois cloisons (Figure I.1). L'étude a été réalisée pour de différentes longueurs de partitions et de nombre de Rayleigh. Les résultats obtenus montrent que la géométrie à paroi chaude avec des cloisons affecte le débit et le taux de transfert de chaleur dans la cavité. Ils ont également constaté que le nombre moyen de Nusselt diminue par rapport au transfert de chaleur dans la cavité cubique ondulée sans cloisons.

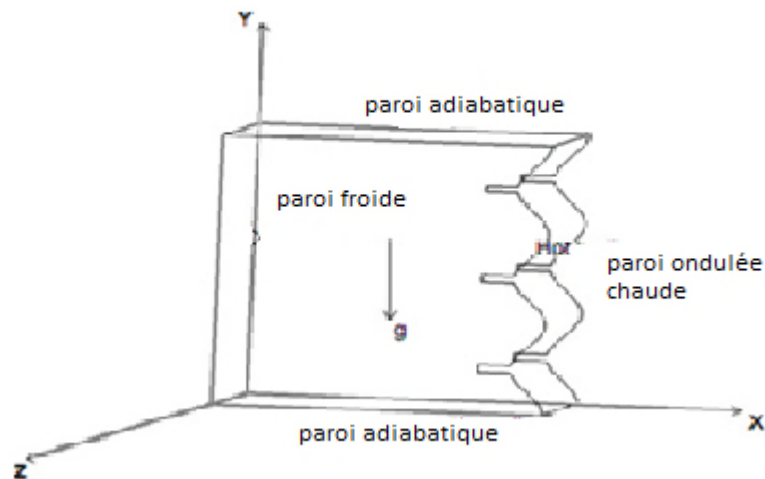


Figure I.1: géométrie de l'étude faite [1].

L'influence du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur a fait l'objet d'autres travaux notamment celui mené par **Imen Mejri et al.** [2], ces derniers ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité triangulaire remplie d'eau où la paroi horizontale est chaude, la paroi verticale est froide et la paroi inclinée est isolée (Figure I.2). La méthode Lattice Boltzmann (LBM) est appliquée pour résoudre les équations couplées des champs d'écoulement et de température. Leurs résultats montrent que l'angle d'inclinaison influence sur le taux de transfert de chaleur en fonction du nombre de Rayleigh.

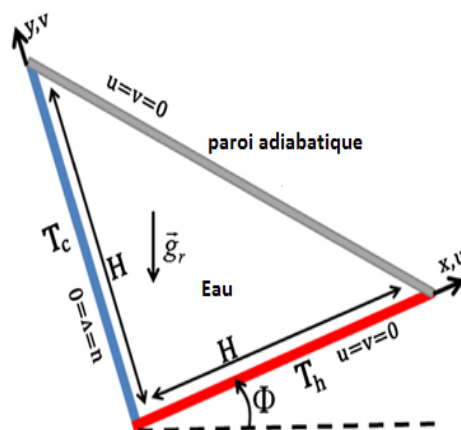


Figure I.2: schéma de la cavité triangulaire étudié [2].

Afin de découvrir d'autres paramètres influant sur le taux de transfert de chaleur **Basant K. Jha et al. [3]** ont étudié la convection naturelle développée dans un tube vertical dû au chauffage périodique sur sa surface. Leurs études révèlent que la formation d'écoulement, le taux de transfert de chaleur et le débit massique sont sensiblement influencés par le nombre de Prandtl et le nombre de Strouhal.

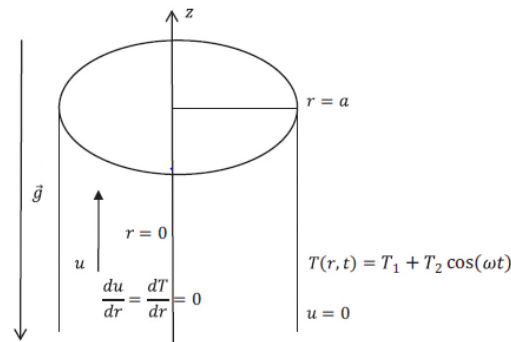


Figure I.3 : Schéma du problème étudié [3]

C'est avec la méthode de Lattice Boltzmann (LBM) qu'**Ahmed Kadhim Hussein et al. [4]**, ont étudié numériquement la convection naturelle magnétohydrodynamique bidimensionnelle dans une cavité carrée remplie d'un fluide électriquement conducteur (figure I.4). Leurs résultats montrent que le nombre de Hartmann, le nombre de Rayleigh et le nombre de Prandtl influencent le débit et les caractéristiques thermiques du fluide. Ils ont aussi constaté que lorsque le nombre de Hartmann accroît, le nombre moyen de Nusselt diminue.

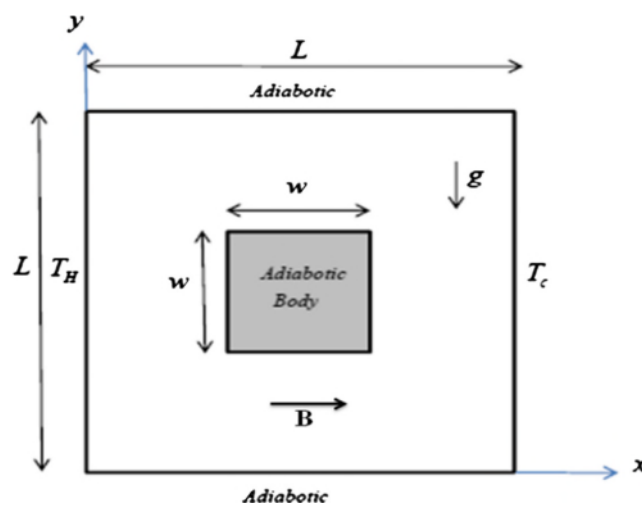


Figure I.4: Géométrie de l'enceinte étudiée [4].

Le transfert de chaleur joue un rôle primordial dans les nouvelles technologies comme les énergies renouvelables et plus précisément les capteurs solaires. Ces derniers utilisaient l'air comme fluide de base. Ainsi, de nombreuses études ont été réalisées afin d'améliorer et d'augmenter l'efficacité de ces nouvelles technologies, entre autres, le travail d'**A.A Mohamad**. [5] qui a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture en verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur (figure I.5). Dans le but de minimiser les pertes de chaleur à travers le vitrage vers le milieu ambiant. Il a été recommandé l'utilisation d'un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique avec l'air et d'ajouter une deuxième couverture. Dans ce travail, l'auteur a présenté une analyse basée sur l'estimation du rendement comme, il a procédé à une comparaison avec un capteur solaire conventionnel avec des couvertures simple et double.

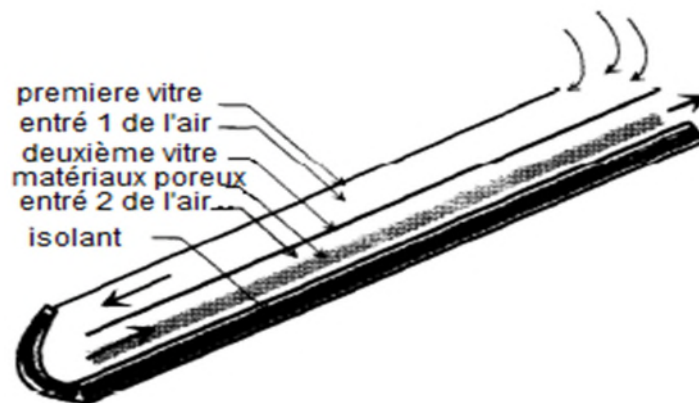


Figure I.5: Schéma du capteur plan étudié [5].

Dans le même contexte, **B.M Ramani et al.** [6], ont constaté lors d'une étude expérimentale que l'efficacité thermique d'un capteur à air, à double passe contre courant en présence d'un matériau poreux dans le passage inférieur (figure I.6), est plus élevée que celle sans matériaux poreux. Cela est dû au fait que le matériau poreux fournit une très grande surface pour le transfert de chaleur et donc un coefficient de transfert de chaleur plus élevé.

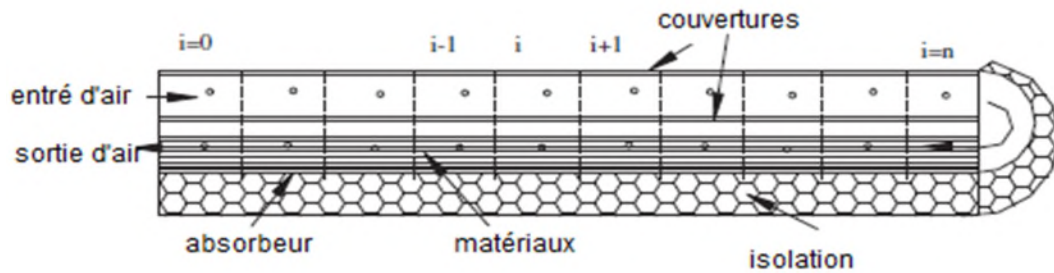


Figure I.6 : schéma d'un capteur plan à contre-courant [6].

Par la suite en 2008, **Lertsatitthanakon et al.** [7], ont abordé le cas d'un capteur solaire thermoélectrique (hybride) (Figure I.7), générant à la fois une énergie électrique et une énergie thermique en présence d'ailettes dans le canal d'entrée du capteur. Il a été déduit que la technologie de capteur solaire hybride apporte une solution pour l'amélioration du rendement énergétique par unité de surface de celui-ci.

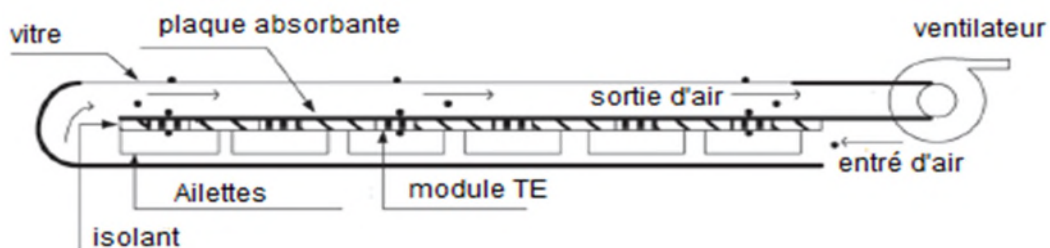


Figure I.7 : schéma du capteur solaire thermoélectrique [7].

Dans le but d'accélérer et d'augmenter les transferts de chaleur à l'intérieur des capteurs solaires, il est recommandé de favoriser la turbulence. Dans cette perspective, **Youcef-ali** [8], a mené une étude expérimentale sur un capteur solaire (Figure I.8), auquel il a ajouté des plaques rectangulaires minces soudées à la face inférieure de l'absorbeur. Les différents résultats ont montré un accroissement considérable des performances thermiques pour de faibles pertes de pression, par conséquent une faible consommation d'énergie électrique par le ventilateur. Dans le même travail, il a été procédé à la comparaison entre un capteur à doubles couvertures avec celui à triples couvertures. Ce dernier a montré des performances plus importantes que celles avec doubles couvertures ; cela peut être expliqué par la minimisation des pertes vers l'extérieure.

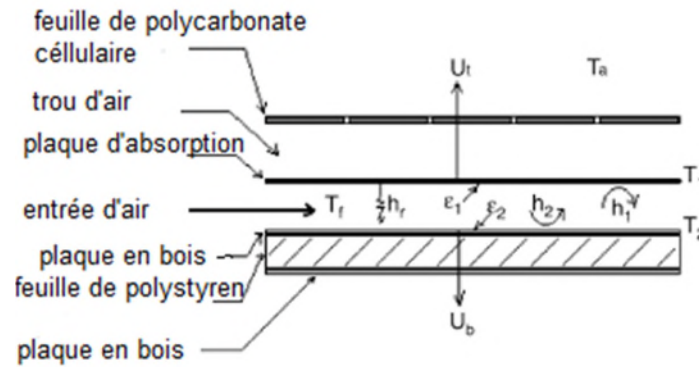


Figure I.8 : Les échanges de chaleur dans un capteur plan

Pour augmenter davantage la performance des capteurs solaires, **Sara Baronetto et al. [9]**, ont mené une étude basée sur l'exploitation de la chaleur latente du fluide caloporteur. Afin d'évaluer cette stratégie, ils ont utilisé un modèle numérique de capteur solaire plat à plaques avec de la boue comme support thermique pour simuler cette technologie. Les résultats démontrent que l'approche novatrice est capable d'améliorer la performance du système dans de différents climats, alors que pendant la saison d'hiver la chaleur convertie par le système à base de boue en suspension est de 20-40% plus élevée que celle du collecteur solaire conventionnel à base d'eau. Par suite **Lun Jiang et al. [10]**, ont utilisé de l'huile minérale comme fluide caloporteur pour caractériser la performance des capteurs solaires thermiques à moyenne température et sans prendre en compte le débit ou la capacité thermique. Les résultats révèlent qu'en réduisant la résistance thermique entre le fluide caloporteur et en augmentant le rapport de concentration en utilisant des concentrateurs sans contre-dépouille, le capteur solaire peut atteindre une efficacité de 50% à 200 degrés Celsius sous le soleil.

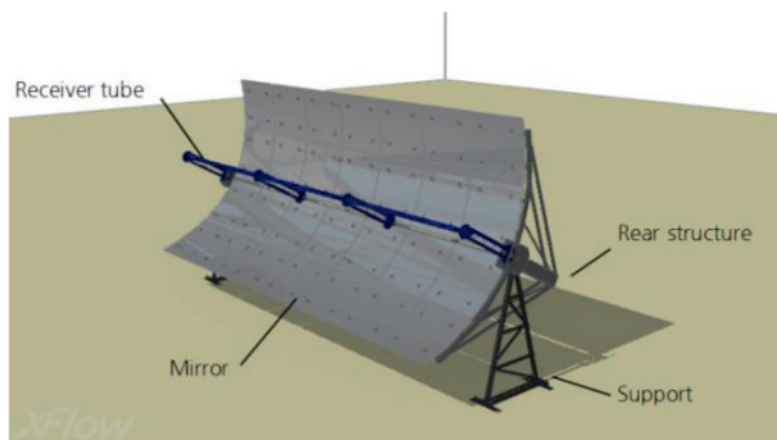


Figure I.9 : Géométrie du capteur étudié [10].

La conductivité thermique de ces fluides de base étant très faible, par conséquent un transfert de chaleur très limité, alors certains auteurs ont pensé à exploiter d'autres fluides caloporteurs, quoi de plus simple que d'ajouter des nanoparticules d'un matériau doté d'une bonne conductivité thermique dans un liquide de base pour prévoir augmenter le taux de transfert de chaleur par le biais de ces nanofluides.

Le développement des recherches traitant les nanofluides a pour but d'améliorer de façon appréciable les transferts de chaleur. Plusieurs études ont été réalisées sur la convection naturelle des nanofluides notamment celle de **Yanjuan Wang et al. [11]**, ces derniers ont utilisé les nanofluides d'alumine Al_2O_3 / huile comme fluide caloporteur dans des capteurs paraboliques. Leurs résultats montrent que ses nanofluides améliorent le transfert de chaleur évitant ainsi des gradients de températures élevées.

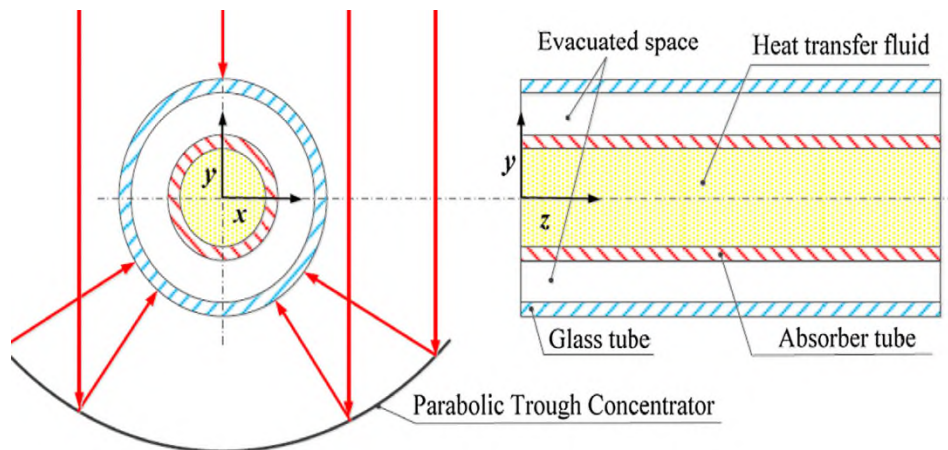


Figure I.10. : Schéma du capteur solaire parabolique [11].

En 2003 **Khanafer et al. [12]**, ont étudié numériquement la convection naturelle d'un nanofluide confiné dans une enceinte différentiellement chauffée. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, par suite et dans le même cadre d'étude, **Jou et Tzeng [13]** ont adopté le modèle de **Khanafer [12]** pour mener une étude numérique de la convection naturelle des nanofluides dans une enceinte rectangulaire (Figure I.11). Ils ont démontré que l'augmentation de la fraction volumique améliore le transfert thermique.

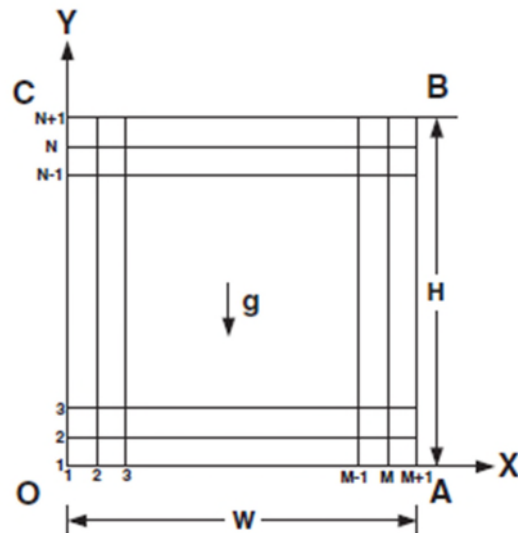


Figure I.11 : Géométrie de la cavité étudié [13].

Récemment une étude numérique de transfert de chaleur sur un capteur solaire a été effectuée par **Amir Menbari et Al.** [14] en utilisant les nanofluides CuO/Eau. Leurs résultats confirment que ces nanofluides améliorent l'efficacité du capteur. Aussi l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules conduit a une augmentation remarquable de l'efficacité thermique de 18% à 52%.

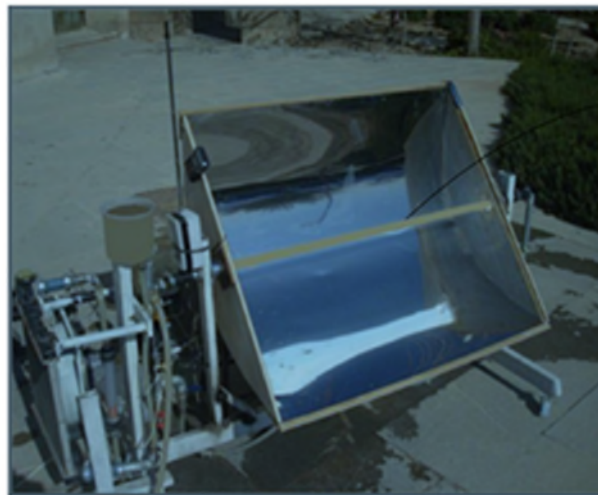


Figure I.12 : photo du capteur utilisé [14].

Oztop et Abu- Nada [15]. Ont testé de différents types de nanoparticules dans des enceintes rectangulaires partiellement chauffées. Ils ont constaté que la position de la source de chaleur affecte les champs thermiques et dynamiques et l'amélioration du transfert de chaleur est très importante lorsque l'enceinte présente un faible rapport de forme.

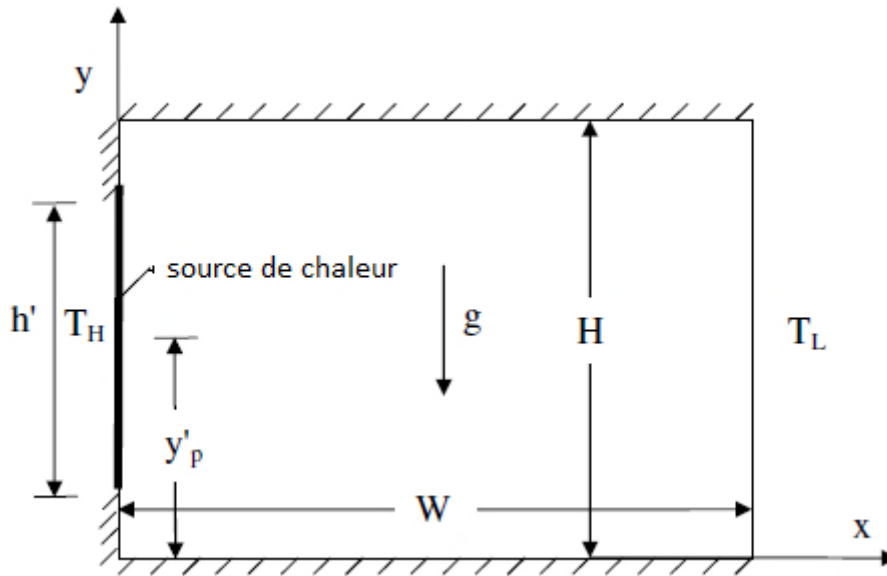


Figure I.13: géométrie de la cavité étudiée [15].

Dans le but d'étudier le transfert de chaleur et le transfert de masse, certains auteurs ont eu l'idée d'utiliser un mélange de fluides. Notamment l'étude numérique faite par **Siham Laouar-Meftah et al [16]**, sur les effets du rayonnement gazeux sur la convection double-diffusive dans une enceinte carrée remplie du mélange Air-H₂O à différentes concentrations de H₂O. Les résultats numériques montrent que le transfert de chaleur total est réduit quel que soit le régime d'écoulement et le transfert de masse est également affecté, par contre les effets du rayonnement dépendent de la nature du régime d'écoulement.

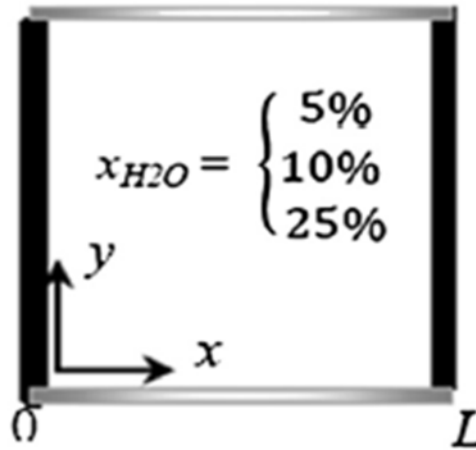


Figure I.14 : Cavité contenant un mélange d'air et d'H₂O [16].

Par la suite en 2014, c'est dans des régimes laminaire et turbulent que **J. Serrano-Arellano et al.** [17], ont mené une étude numérique sur la convection naturelle thermique et le transfert de masse dans une cavité carrée remplie du mélange d'Air-CO₂ (figure I.15). Leurs résultats révèlent qu'en général, la convection naturelle et le transfert thermique total augmentent considérablement lorsque le transfert de masse est pris en compte, et diminuent lorsque le nombre de Rayleigh augmente.

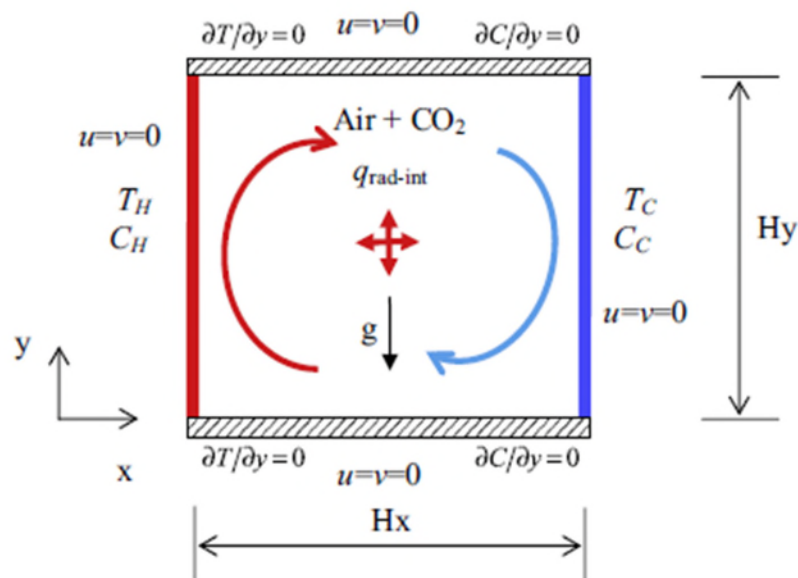


Figure I.15: géométrie de la cavité contenant un mélange d'air-CO₂ [17].

Chapitre II :Formulation mathématique et position du problème

II.1. Introduction

Dans cette étude nous nous intéressons à la formulation mathématique du problème traitant la capacité et l'efficacité d'un capteur solaire dans les échanges de chaleur opérant avec (nanofluide, mélange de fluides et les fluides base) comme fluide caloporteur. Pour la résolution d'un tel problème, nous recourons aux équations suivantes : équation de conservation de la masse, équation de conservations de la quantité de mouvement et équation de conservation de l'énergie.

II.2. Position du problème

L'objet de ce travail consiste a analysé numériquement le transfert couplé de chaleur et de masse par convection naturelle dans une cavité de faible épaisseur (fine) avec une paroi courbée ; modélisant un type particulier de capteurs solaires thermiques plans. Dans le but d'arriver à un fonctionnement optimal du capteur solaire (un meilleur rendement thermique), l'étude sera orientée sur l'examen profond du comportement de ce capteur suivant différents types de fluide caloporteur (air, eau, nanofluide, mélange de fluides).

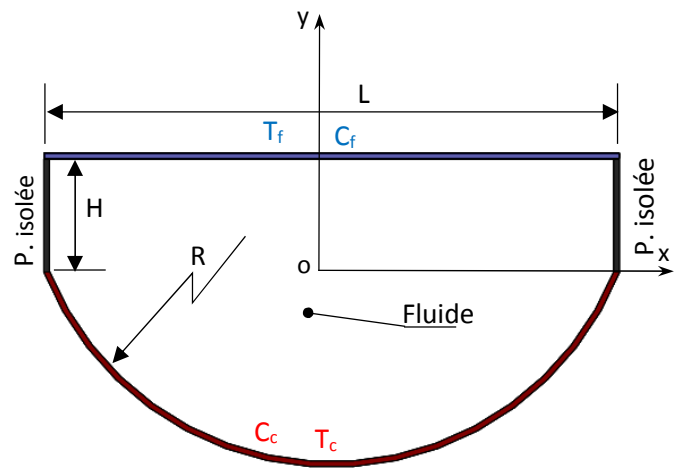
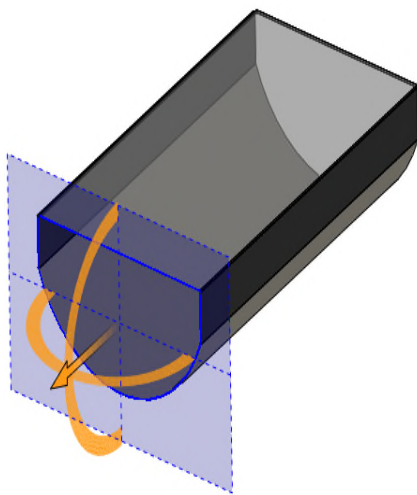


Figure II.1 : représentation 3D du capteur étudié

Figure II.2 : Schéma du capteur étudié

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

Dans le travail qui suit, nous allons étudier trois fluides caloporteurs. La première étude sera consacrée aux fluides de bases (Air, Eau), ensuite nous enchaînerons avec la deuxième étude qui est axée sur les nanofluides, et nous finirons par les mélanges de fluides comme troisième et dernière étude.

II.3. Formulation mathématique du problème

II.3.1. Hypothèses simplificatrices et équations de transfert

Le fluide visqueux considéré a une densité (ρ), une viscosité cinématique (ν) et une conductivité thermique (λ). Il est supposé newtonien, incompressible en régime d'écoulement laminaire et stationnaire. Le canal est suffisamment long dans la direction longitudinale (z) pour considérer que l'écoulement est bidimensionnel (x, y).

En plus des hypothèses précédentes, on se placera dans les conditions de l'approximation de Boussinesq, ce qui nécessite une résolution simultanée des équations de la dynamique et de l'énergie au sein du fluide. L'approximation de Boussinesq repose sur deux hypothèses, d'une part, elle postule que la masse volumique est constante dans tous les termes sauf pour le cas de force de volume (ρg). D'autre part, elle suppose un écart de température entre les surfaces actives du canal inférieure à 100°C . En se limitant, au premier terme du développement de ρ en terme de température, on peut écrire :

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

ρ_0 et β étant respectivement la masse volumique à la température de référence T_0 et le coefficient de dilatation volumique à pression constante :

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

II.3.2. Équations gouvernantes du problème

En régime de convection, le phénomène met en jeu le mouvement du fluide, par conséquent il faut résoudre les équations de la dynamique et de la thermique des fluides. En tenant compte des différentes hypothèses, le modèle mathématique adopté est basé sur les équations dites de Navier-stokes et de l'énergie.

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

1. Équation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II-3})$$

2. Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\left(v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} + g\beta(T - T_c)\delta_{i2} \quad (\text{II-4})$$

3. Équation de l'énergie

$$\left(v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (\text{II-5})$$

V_i , P et T étant respectivement la composante de la vitesse suivant la direction x_i , la pression et la température.

II.3.3. Forme adimensionnelle des équations gouvernantes

L'emploi de variables réduites dans les équations permet de généraliser les phénomènes physiques, car leurs existences et leurs évolutions sont indépendantes du système d'unités de mesure pour les étudier. Autrement dit, elles permettent d'obtenir des informations plus générales, et jouent un rôle important dans la similitude. En effet, pour ramener les équations phénoménologiques sous une forme adimensionnelle, il est nécessaire de définir, moyennement des grandeurs caractéristiques du problème (longueur de référence, vitesse, pression et température de référence L , v/L , $P = \rho / (v/L)^2$, $\Delta T = (T_c - T_f)$ les variables sans dimensions suivantes :

-Les fluides de bases et les mélanges de fluides.

$$\mathbf{X}_i = x_i / L \quad \mathbf{V}_i = v_i / \left(\frac{v}{L} \right) \quad \mathbf{P} = p / \left(\rho \left(\frac{v}{L} \right)^2 \right) \quad \theta = (T - T_c) / \Delta T$$

-les nanofluides.

$$\mathbf{X}_i = x_i / L \quad \mathbf{V}_i = v_i / \left(\frac{v_f}{L} \right) \quad \mathbf{P} = p / \left(\rho_f \left(\frac{v_f}{L} \right)^2 \right) \quad \theta = (T - T_c) / \Delta T$$

1. Équation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial V_i}{\partial X_i} = 0 \quad (\text{II-6})$$

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

2. Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\left(V_j \frac{\partial V_i}{\partial X_j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial^2 V_i}{\partial X_j \partial X_j} + \frac{Ra}{Pr} \theta \delta_{i2} \quad (\text{II-7})$$

Sachant que $Gr = Ra / Pr$, l'équation (II-7) peut alors s'écrire

$$\left(V_j \frac{\partial V_i}{\partial X_j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial^2 V_i}{\partial X_j \partial X_j} + Gr \theta \delta_{i2} \quad (\text{II-8})$$

3. Équation de l'énergie

$$\left(V_j \frac{\partial \theta}{\partial X_j} \right) = \frac{1}{Pr} \frac{\partial^2 \theta}{\partial X_j^2} \quad (\text{II-9})$$

Ces équations dans le cas d'un système d'axes cartésien (x, y) s'écrivent différemment suivant le fluide considéré. Ainsi nous aurons pour chaque étude les formulations suivantes:

II.3.3.1. Étude 1 (fluides classiques)

1. Équation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial V_1}{\partial X} + \frac{\partial V_2}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II-10})$$

2. Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\text{OX} \left(V_1 \frac{\partial V_1}{\partial X} \right) + \left(V_2 \frac{\partial V_1}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \left(\frac{\partial^2 V_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_1}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-11})$$

$$\text{OY} \left(V_1 \frac{\partial V_2}{\partial X} \right) + \left(V_2 \frac{\partial V_2}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \left(\frac{\partial^2 V_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial Y^2} \right) + \frac{Ra}{Pr} \theta \delta_{i2} \quad (\text{II-12})$$

3. Équation de l'énergie

$$\left(V_1 \frac{\partial \theta}{\partial X} + V_2 \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-13})$$

• Propriétés thermophysiques des fluides de base

Ci-dessous, pour $P=1\text{atm}$, les propriétés thermophysiques de l'air pour deux températures :

	T °c	Pr	ρ kg.m ⁻³	Cp J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	K W.m ⁻¹ .K ⁻¹	α m ² .s ⁻¹	μ kg.m ⁻¹ .s ⁻¹	ν m ² .s ⁻¹
Air	0	0,7362	1,292	1006	0,02364	1,818.10 ⁻⁵	1,729.10 ⁻⁵	1,338.10 ⁻⁵
	50	0,7228	1,092	1007	0,02735	2,487.10 ⁻⁵	1,963.10 ⁻⁵	1,798.10 ⁻⁵

Tableau II.1 :Propriétés thermophysiques de l'Air.

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

Ci-dessous, les propriétés de l'eau pour deux températures différentes :

	T °c	Pr	Psat kPa	ρ kg.m ⁻³	Cp J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	K W.m ⁻¹ .K ⁻¹	μ kg.m ⁻¹ .s ⁻¹	β K ⁻¹
Eau	25	6,14	3,169	997,0	4180	0,607	0,891.10 ⁻³	0,247.10 ⁻³
	95	1,85	84,55	961,5	4212	0,677	0,297.10 ⁻³	0,716.10 ⁻³

Tableau II.2 : Propriétés thermophysiques de l'Eau.

II.3.3.2. Étude 2 (nanofluides)

Hypothèses : en plus des hypothèses précédentes:

- Le nanofluide est supposé monophasique.
- les nanoparticules et le fluide de base sont à la même température.

1. Équation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial V_1}{\partial X} + \frac{\partial V_2}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II-14})$$

2. Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\rho_{nf} \left(V_1 \frac{\partial V_1}{\partial X} + V_2 \frac{\partial V_1}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 V_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_1}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-15})$$

$$\rho_{nf} \left(V_1 \frac{\partial V_2}{\partial X} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 V_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial Y^2} \right) + \frac{\beta_{nf}}{\beta_f} \frac{Ra}{Pr} \theta \delta_{i2} \quad (\text{II-16})$$

3. Équation de l'énergie

$$\left(V_1 \frac{\partial \theta}{\partial X} + V_2 \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-17})$$

II.3.3.2.1. Propriétés thermophysiques des nanofluides

De nombreuses études ont été menées afin de mesurer, mais aussi d'expliquer les propriétés thermophysiques des nanofluides

II.3.3.2.1.1. Conductivité thermique (λ)

La conductivité thermique généralement est une propriété importante, principalement dans notre étude parce qu'elle joue un rôle très important dans le phénomène de transfert de chaleur, elle peut indiquer clairement l'efficacité du transfert de chaleur du fluide ou du solide, la conductivité dépend de la température.

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

En plus de sa variation en fonction de la température, la conductivité thermique du nano fluide varié en fonction de la fraction volumique aussi, la conductivité thermique d'un nanofluide est calculée selon les deux méthodes suivantes :

A-modèle de Maxwell

Maxwell a présenté son modèle pour calculer la conductivité thermique d'un nanofluide en fonction de la fraction volumique de nanofluide, mais ce modèle est valable uniquement dans le cas des nanofluides qui contiennent des nanoparticules sphériques, et que cette condition peut être considéré comme un point négative pour le modèle, donc pour l'utilisation de ce modèle on est obligé de considérer seulement les nanoparticules de la forme sphériques. Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivante [18] :

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)\varphi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)\varphi} \lambda_f \quad (\text{II-18})$$

Où

λ_{nf} : La conductivité thermique du nanofluide.

λ_f : La conductivité thermique du fluide de base.

λ_s : La conductivité thermique des particules solides.

B- modèle de Hamilton et crosser

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell.

Puisque ce dernier n'est valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle non efficace pour la description du phénomène étudié. Pour cela le modèle de Hamilton et Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique de la nanoparticule quelque soit sa forme, et ça en introduisant la notion du facteur géométrique appelé la sphéricité (Ψ). Ce facteur est défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule.

La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par la relation suivante [18] :

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + (n-1)\lambda_f - (n-1)(\lambda_f - \lambda_s)\varphi}{\lambda_s + (n-1)\lambda_f + (\lambda_f - \lambda_s)\varphi} \lambda_f \quad (\text{II-19})$$

Où (n) est un facteur de forme empirique donnée $n = \frac{3}{\Psi}$

$n = 3$ Pour les particules sphériques et $n = 6$ pour les particules cylindriques.

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

Pour $\Psi = 1$ (particules sphériques) le modèle de Hamilton et Crosser est identique au modèle de Maxwell.

II.3.3.2.1.2. La fraction volumique φ

La fraction volumique est un rapport sans dimensions entre deux volumes, le volume du solide ou particule (nanoparticule) sur le volume total (nanoparticule + fluide de base). La valeur de la fraction volumique est variée entre 0 (fluide de base pure) et 1. La fraction volumique est donnée par la formule suivante [18] :

$$\varphi = \frac{\text{volume solide}}{\text{volume total du nanofluide}} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{II-20})$$

Où V_s : volume des nanoparticules solide [m^3].

V_f : Volume du fluide de base [m^3].

II.3.3.2.1.3. La viscosité dynamique (μ)

La viscosité peut-être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement.

On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé.

La dispersion des nanoparticules dans un liquide à un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier. La viscosité obtenue devient la viscosité du nanofluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température. Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité de fluide de base et la fraction volumique du nanofluide. Pour ce qui suit, nous allons citer deux modèles pour le calcul des viscosités apparentes :

A-modèle d'Einstein

La viscosité dynamique d'un nanofluide est donnée par Einstein pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides, est la suivante [18]:

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5 \times \varphi) \quad (\text{II-21})$$

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

Où μ_{nf} : La viscosité dynamique du nanofluide.

μ_f : La viscosité dynamique du fluide base.

φ : La fraction volumique des nanoparticules.

Cette relation est valable juste pour $\varphi=0.03$

B-modèle de Brinkman

Par contre, Brinkman a étudié la formule d'Einstein pour couvrir une large plage de concentrations volumiques (jusqu'à 5%) [18].

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{II-22})$$

II.3.3.2.1.4. La masse volumique (ρ)

La détermination de la masse volumique d'un nanofluide parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique à une température donnée, se fait à partir de la définition de la fraction volumique d'un mélange.

Dans le cas d'un mélange, la masse volumique est donnée par la relation suivante [18] :

$$\rho_{nf} = \left[\frac{m}{V} \right] = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad (\text{II-23})$$

À partir de la relation (II-19), on déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_f + \varphi \times \rho_s \quad (\text{II-24})$$

Où ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules.

II.3.3.2.1.5. La chaleur massique (C_p)

La chaleur massique ou la chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène $C_p = dQ / mdT$. La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 K lors de la transformation considérée. Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on peut citer les deux modèles suivants.

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

A-modèle de Pak et Cho

Pak et Cho ont utilisé la méthode suivante [18] :

$$(Cp)_{nf} = (1-\varphi)(Cp)_f + \varphi(Cp)_s \quad (\text{II-25})$$

B-modèle de Xuan et Roetzel

Xuan et Roetzel ont utilisé la formule suivante [18] :

$$\rho(Cp)_{nf} = (1-\varphi)(\rho \times Cp)_f + \varphi(\rho \times C_p)_s \quad (\text{II-26})$$

II.3.3.2.1.6. Coefficient d'expansion volumique (β)

Pour calculer la valeur de ce coefficient pour les nanofluides, de très nombreux auteurs ont utilisé à la suite des premiers travaux sur les nanofluides et par analogie avec la relation (II.23), on déduit l'expression suivante [18] :

$$\beta_{nf} = (1-\varphi)\beta_f + \varphi \times \beta_s \quad (\text{II-27})$$

Où β_{nf} : Le coefficient de dilatabilité.

β_f : Le coefficient de dilatabilité du fluide de base.

β_{np} : Le coefficient de dilatabilité des nanoparticules.

Le tableau ci-joint [19], résume les propriétés thermophysiques de quelques nanoparticules et de l'eau pure.

	Pr	ρ	Cp	λ	$\beta \times 10^{-5}$	$\alpha \times 10^{-7}$
Eau pure	6,2	997,1	4179	0,613	21	1,47
Al ₂ O ₃	-	3970	765	40	0,85	131,7
Cu	-	8933	385	400	1,67	1163,1
TiO ₂	-	4250	686,2	8,9538	0,9	30,7

Tableau II.3 : Propriétés thermophysiques des nanoparticules et de l'eau pure.

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

II.3.3.3. Étude 3(les mélanges)

En plus des équations de la conservation de masse, conservation de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie, l'équation de transfert de masse s'impose dans cette étude. On parle de convection thermosolutale (ou double diffusion) dans les cas où la concentration est traitée de la même manière que la température, et en négligeons l'effet Dufour.

1. *équation de la conservation de masse*

$$\frac{\partial V_1}{\partial X} + \frac{\partial V_2}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II-28})$$

2. *Équation de conservation de quantité de mouvement*

$$\rho \text{OX} \left(V_1 \frac{\partial V_1}{\partial X} \right) + \left(V_2 \frac{\partial V_1}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \left(\frac{\partial^2 V_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_1}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-29})$$

$$\rho \text{OY} \left(V_1 \frac{\partial V_2}{\partial X} \right) + \left(V_2 \frac{\partial V_2}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \left(\frac{\partial^2 V_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial Y^2} \right) + Gr(\theta + N \times \overset{\circ}{\circ}) \delta_{i2} \quad (\text{II-30})$$

$$\text{Avec} \begin{cases} N = \frac{Gr_s}{Gr_T} \\ Gr = Gr_T = \frac{g\beta_T(T_c - T_f)L^3}{\nu \cdot \alpha} : \text{Nombre de Grashof thermique} \\ Gr_s = \frac{g\beta_s(c_c - c_f)L^3}{\nu \cdot \alpha} : \text{Nombre de Grashof soluté} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \beta_T : \text{Coefficient de dilatation thermique} \\ \beta_s : \text{Coefficient de dilatation solutal} \end{cases}$$

3. *Équation de l'énergie*

$$\left(V_1 \frac{\partial \theta}{\partial X} + V_2 \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-31})$$

On plus de ces équations, s'ajoute l'équation de transfert de masse qui s'écrit sous forme

adimensionnelle comme ci-dessous, sachant que: $c = \frac{c - c_f}{c_c - c_f}$

4. *Équation de transfert de masse*

$$\left(V_1 \frac{\partial c}{\partial X} + V_2 \frac{\partial c}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Le} \left(\frac{\partial^2 c}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-32})$$

II.4. Les nombres adimensionnels

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergies, les

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

transferts de masse. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est souvent menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de taille différente opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation des paramètres adimensionnels qui permettent de définir des similitudes.

II.4.1. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est proportionnel au rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique. Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux. Il peut être exprimé comme :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{Diffusion de quantité de mouvement}}{\text{Diffusion thermique}} \quad (\text{II-33})$$

II.4.2. Nombre de Nusselt

Il peut être exprimé comme:

$$Nu = \left(\frac{h \times L}{\lambda} \right) \quad (\text{II-34})$$

h : coefficient d'échange thermique superficiel.

L : Longueur

λ : Conductivité thermique

II.4.3. Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof est proportionnel entre les forces de gravités par les forces visqueuses. Il peut être exprimé comme :

$$Gr = \frac{\text{Forces de gravité}}{\text{Forces de viscosité}} = g \times \beta \frac{\Delta T \times L^3}{\nu^2} \quad (\text{II-35})$$

Où g : L'accélération de la pesanteur [ms^{-2}].

ΔT : La différence de température [$^{\circ}\text{C}$].

II.4.4. Nombre de Rayleigh

Il peut être exprimé comme :

Chapitre II Formulation mathématique et position du problème

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha} \Delta T \times L^3 = Gr \times Pr \quad (\text{II-36})$$

Où T_p : La température de la paroi [°C].

T_∞ : La température du fluide loin de la paroi [°C].

II.4.5. Nombre de lewis

Il est utilisé pour caractériser les écoulements de fluides dans lesquels ont lieu simultanément un transfert de masse et un transfert de chaleur.

$$Le = \frac{D}{\nu} : \text{Nombre de Lewis .}$$

II.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à décrire le problème physique à traiter et le système d'équations découlant de sa modélisation mathématique. Ce dernier est constitué d'un système d'équations, complétées par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc bien connues, mais leurs résolutions analytiques ne sont pratiquement jamais possibles. L'origine de cette difficulté réside dans les non-linéarités visibles dans les différents termes de ces équations. L'utilisation des méthodes numériques s'avère être le meilleur moyen pour la résolution de ces équations. Dans notre étude, on utilisera un logiciel basé sur la méthode numérique des volumes finis.

Chapitre III : Résultats et Discussion

III.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter une série de résultats obtenus par simulation numérique 2D que nous avons mené à l'aide du code de calcul en volume fini, pour caractériser un écoulement dans la géométrie considérée en utilisant de différents types de fluides, à savoir les fluides classiques, les nanofluides et les mélanges de fluides. La géométrie et le maillage ont été construits, à l'aide du logiciel GAMBIT.

Les principaux résultats obtenus reflétant le comportement dynamique et thermique de l'écoulement pour les configurations étudiées sont exposées en trois études différentes. Afin d'ajuster les paramètres de simulations, chacune de ces études a été précédée par une validation, cela en comparant nos résultats de simulation avec ceux existants dans la littérature.

III.2. étude I : fluides classiques

III.2.1. Validation des résultats numériques

La validation porte sur la convection naturelle de l'air dans une cavité carrée, dont les parois verticales sont actives alors que les parois horizontales sont maintenues isolées comme proposé dans la littérature [20]. La comparaison est basée sur l'analyse du nombre de Nusselt moyen calculé sur la paroi chaude de la cavité, tableau (III.1).

	Nusselt moyen			
Ra	10^3	10^4	10^5	10^6
Référence [20]	1.118	2.243	4.519	8.800
Présent travail	1.064	2.168	4.546	8.900
Erreur	0.048	0.033	0.006	0.01

Tableau III.1: comparaison des nombres de Nusselt moyen entre la référence [20] et le présent travail.

Ci-dessous, les figures (III.1) et (III.2), illustrent respectivement une comparaison des lignes de courant et des lignes d'isothermes, entre nos résultats et ceux de la référence [20].

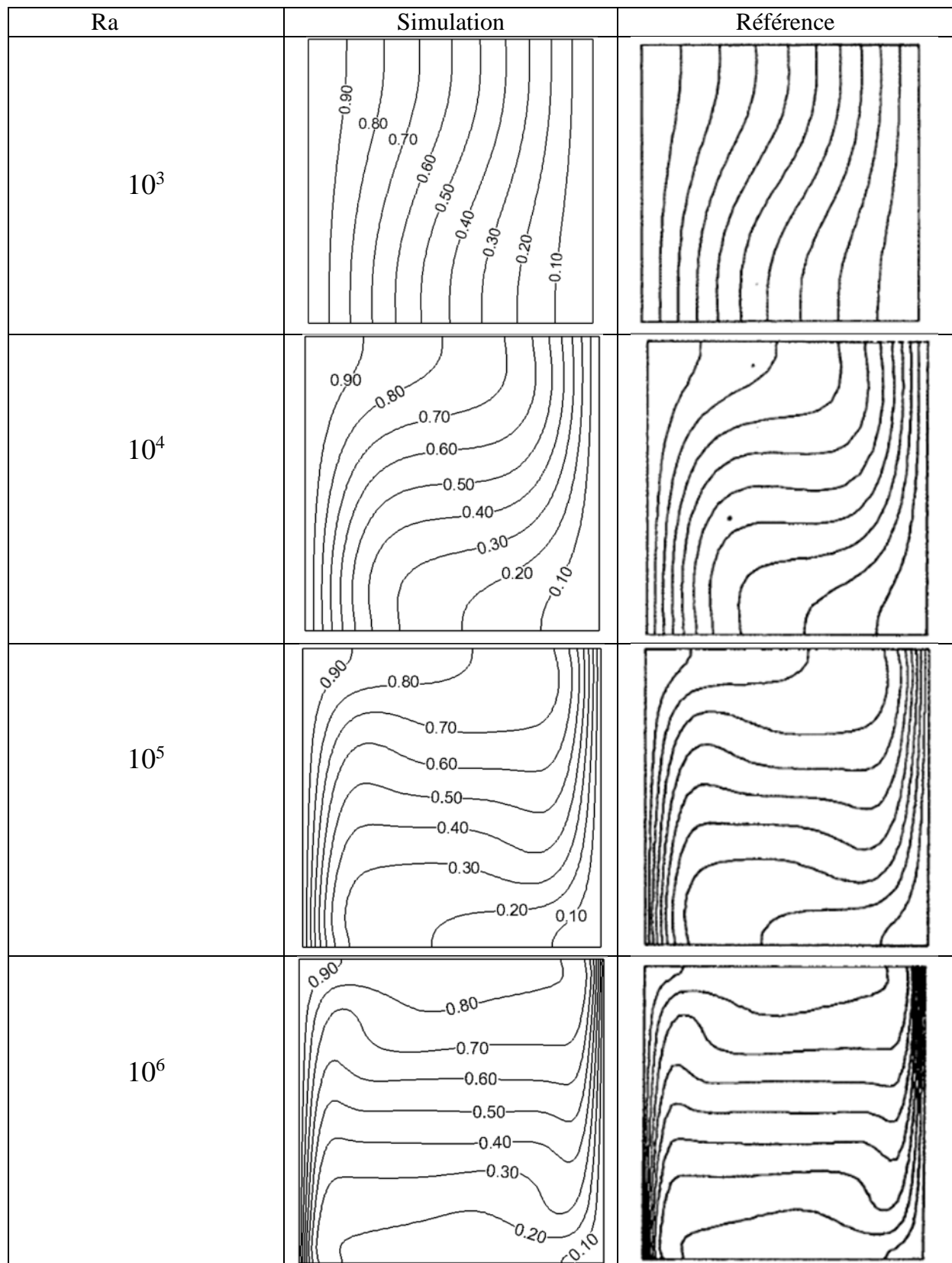


Figure III.1: Lignes d'isothermes: comparaison entre les résultats de la simulation et ceux de la référence [20].

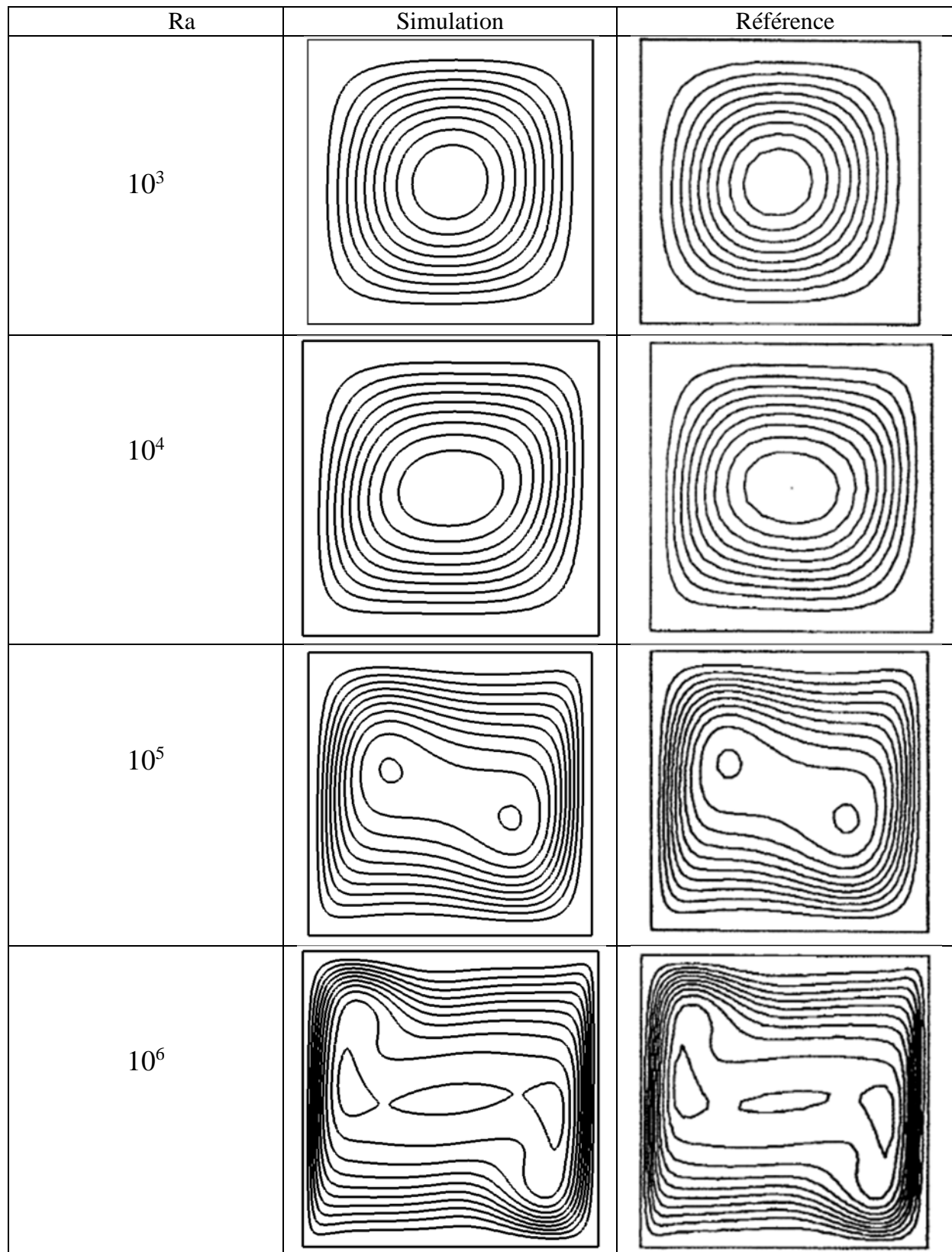


Figure III.2: Lignes de courant: comparaison entre les résultats de la simulation et ceux de la référence [20].

Dans cette partie on a pu valider le modèle adopté dans le cas d'une convection naturelle de l'air dans une cavité carrée pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 jusqu'à 5×10^6 correspondants au travail de G. de Vahl Davis [20]. D'après les résultats des Nusselt moyens, on remarque clairement la bonne approche entre nos résultats et ceux exposés dans la littérature avec une erreur maximale inférieure à 1%. quant à la comparaison des lignes de courant et des lignes d'isotherme, montre un accord qualitatif entre les résultats que nous avons obtenu et ceux de la référence [20].

III.2.2. Choix du maillage

Pour le choix du maillage optimal permettant d'avoir des résultats stable et précis, nous avons étudié l'influence du nombre de nœuds, ainsi leurs répartitions sur le nombre de Nusselt moyen pour deux nombres de Rayleigh (10^3 et 10^4). Ces résultats sont regroupés dans le tableau (III.2) et sur la figure (III.3).

Grille	1441	3971	7701	12631	18761	26091	31401
	Nu						
Ra= 10^3	2.889	2.895	2.898	2.899	2.900	2.901	2.901
Ra= 10^4	2.893	2.897	2.899	2.900	2.906	2.906	2.906

Tableau III.2 : influence de la taille du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.

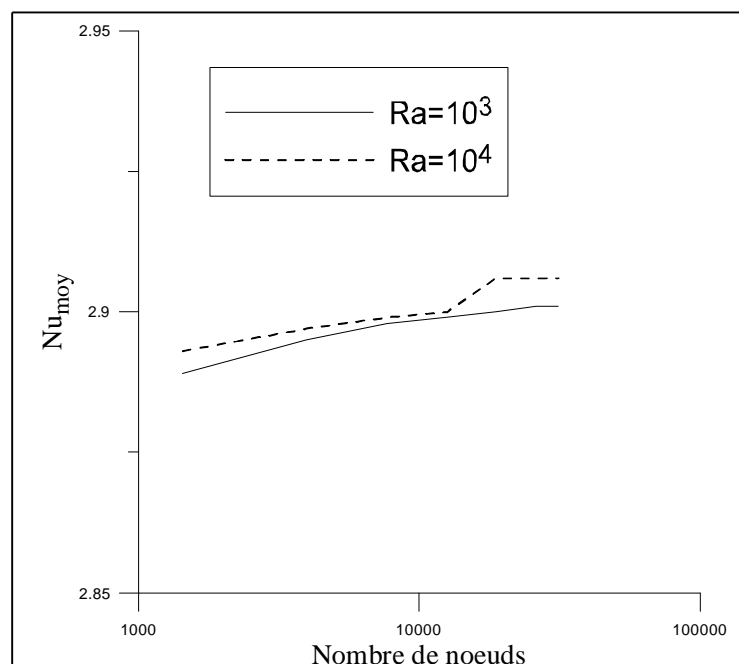


Figure III.3: Influence de la taille du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.

Le tableau (III.3) et la figure (III.3), montrent clairement que le nombre de Nusselt devient insensible à partir du maillage générant 12631 nœuds. Dans notre travail, on adoptera donc pour des raisons de compromis précision et temps de calcul un maillage de 18761 nœuds présenté sur la figure (III.4).

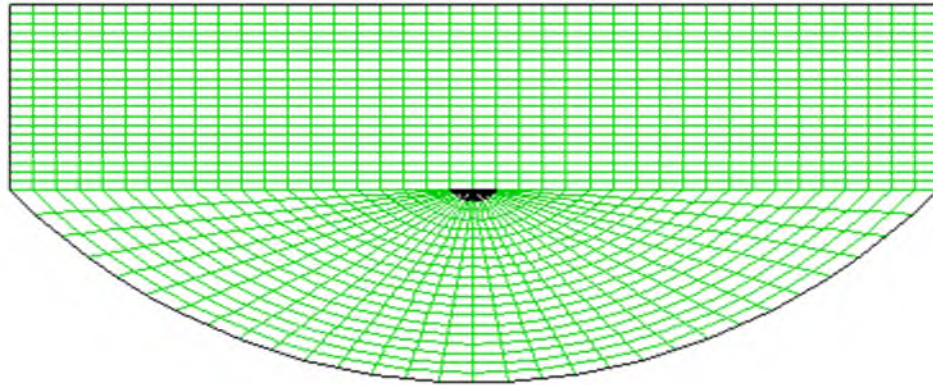


Figure III.4 : grille du maillage adopté

a-fluide classique - air

Dans cette partie, on utilisera l'air comme fluide et on analysera l'effet de certains paramètres essentiels sur la structure de l'écoulement, parmi lesquels on citera le régime de l'écoulement à travers le nombre de Rayleigh allant de 10^3 à 5×10^6 .

a.1. Influence du nombre de Rayleigh

La figure (III.5) montre les lignes d'isothermes pour différents régimes d'écoulement. On constate que les isothermes dépendent du régime d'écoulement, ainsi pour $Ra=10^3$ à 10^4 , on observe un phénomène de stratification thermique (les isothermes sont des lignes horizontales) qui met en évidence la dominance des transferts thermique par conduction.

Au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh augmente $Ra \geq 10^5$, les isothermes deviennent plus denses aux extrémités de la paroi latérale supérieure et le long de la paroi incurvée, ce qui suggère que le transfert de chaleur par convection est favorisé par rapport à celui par conduction, ce qui se manifeste par la formation d'un panache thermique.

Sur la figure (III.6) on peut voir l'évolution des lignes de courant dans l'enceinte pour de différents nombres de Rayleigh ($Ra=10^3$ à 5×10^6).

Pour tous les nombres de Rayleigh, les lignes de courants se présentent sous forme de deux cellules identiques. Pour des nombres de $Ra \leq 10^4$, les lignes de courant apparaissent

comme des petits cercles ovales concentriques équidistants entre eux, caractéristique d'un régime dominé par conduction dans le fluide.

En augmentant le nombre de Rayleigh $Ra \geq 10^5$, la taille du cercle ovale central devient plus importante, ce qui met en évidence la dominance du transfert thermique par convection par rapport a celui par conduction.

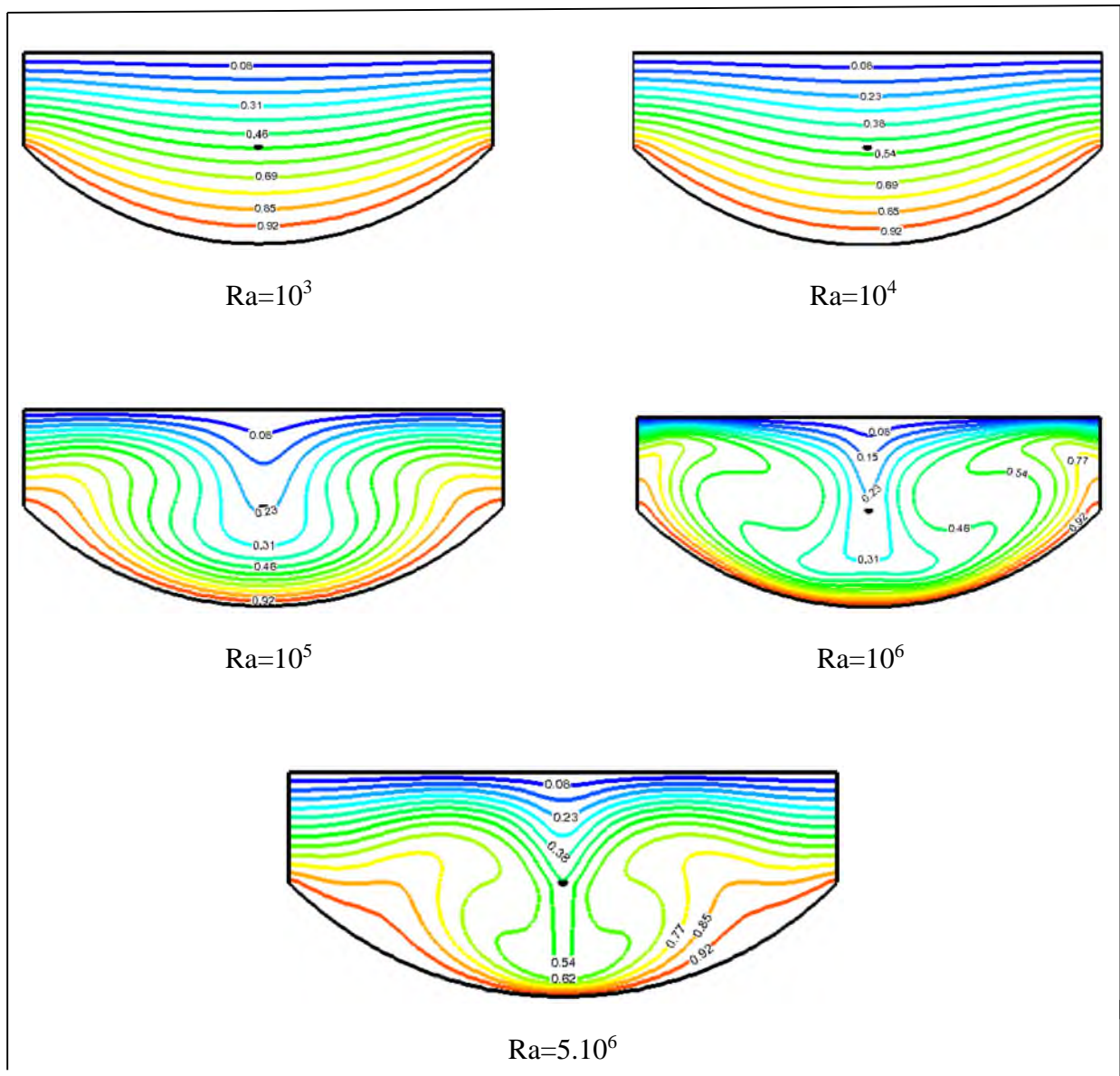


figure III.5 : Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes d'isotherme.

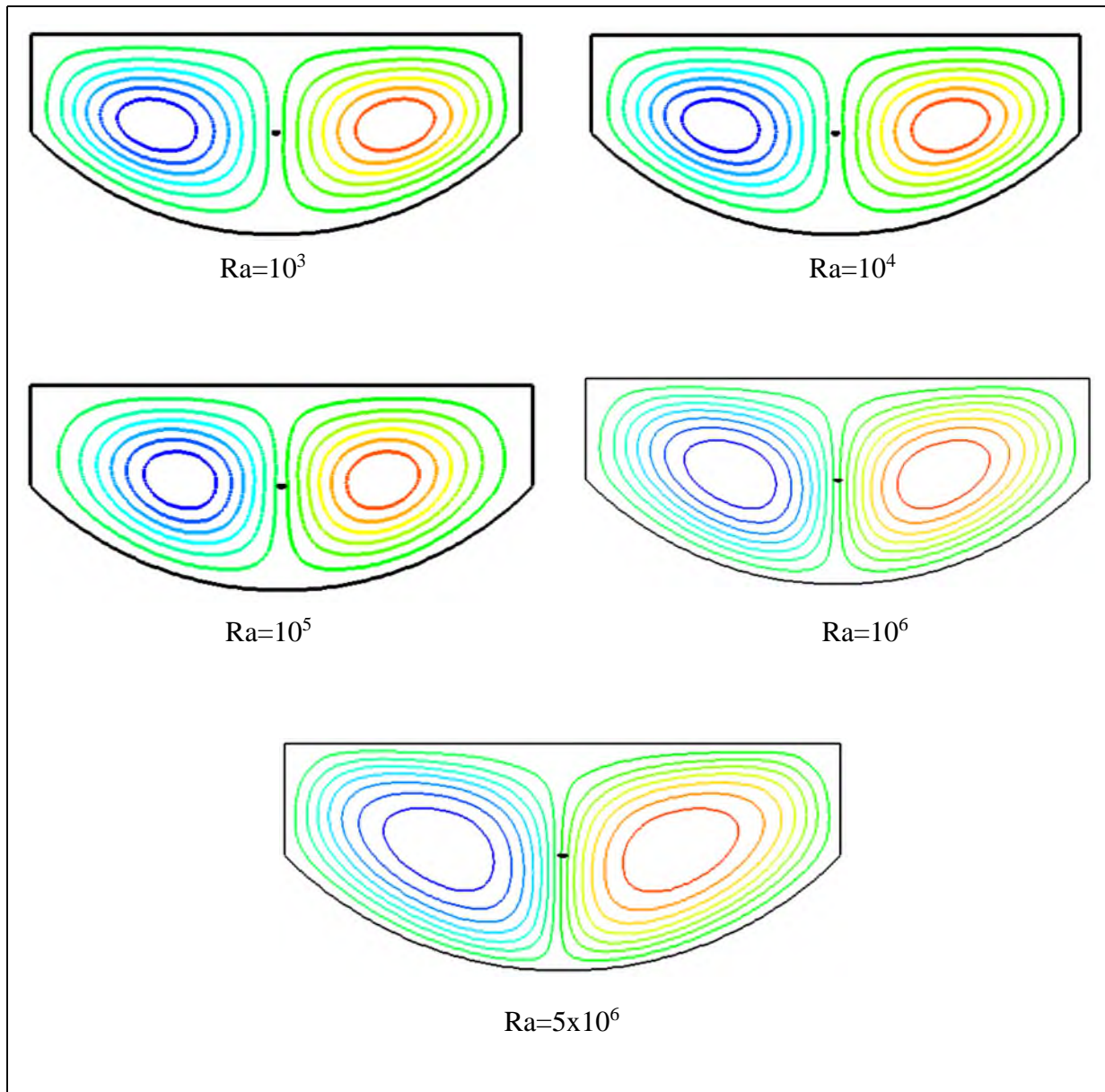


figure III.6: Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes de courant.

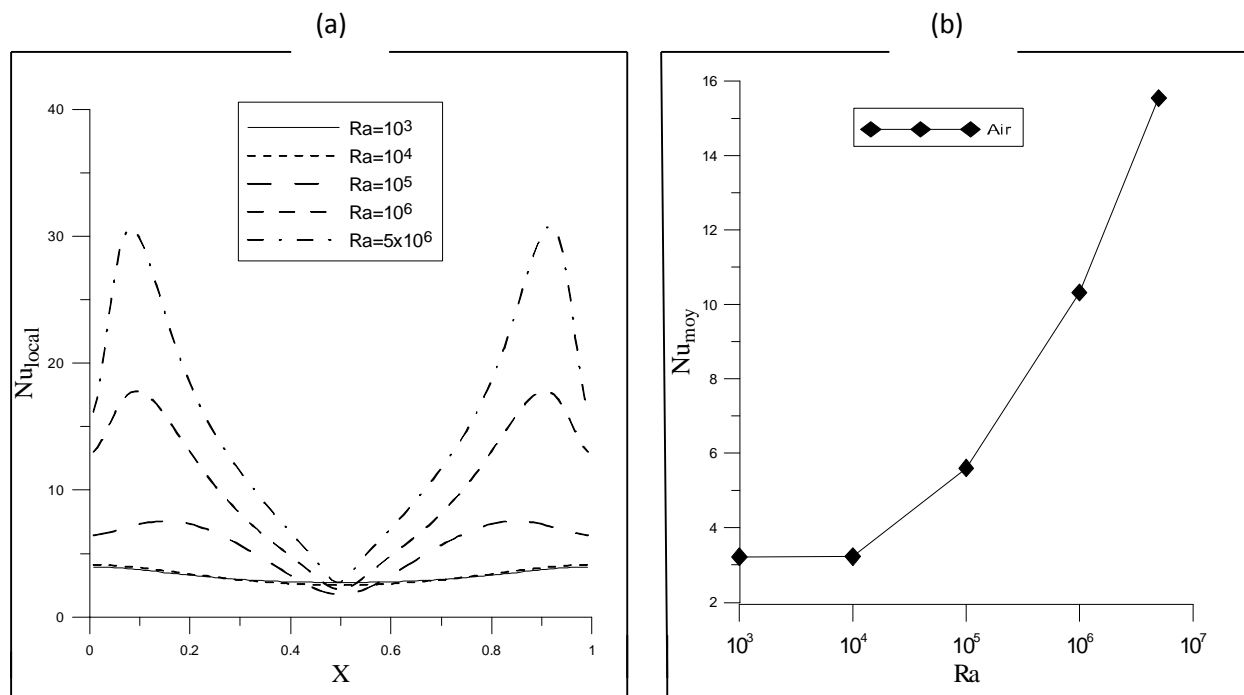


figure III.7: évolution du nombre de Nusselt

a) Nombre de Nusselt local le long de la paroi froide(air) b) nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh(air)

La figure (III.7 a) présente la variation du nombre de Nusselt local pour différents nombres de Rayleigh, d'après la figure on observe l'apparition d'une distribution symétrique par rapport à l'axe médian de la cavité. La valeur minimale du nombre de Nusselt local correspond au centre de la paroi froide tandis que la valeur maximale est aux bornes de celle-ci, à cause de la géométrie de la cavité et la symétrie des conditions aux limites, la frontière commune aux deux cellules joue le rôle d'isolant (pas de flux à travers cette frontière).d'autre part on remarque clairement l'augmentation du nombre de Nusselt local avec la variation du nombre de Rayleigh.

La figure (III.7 b) représente l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh; au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh augmente ($Ra > 10^4$), le transfert de chaleur par convection augmente, nous observons la proportionnalité entre les échanges thermiques et le régime d'écoulement donc une amélioration du transfert de chaleur lorsque le nombre de Rayleigh augmente. Nous remarquons la dominance du transfert par conduction dans les régimes où $Ra \leq 10^4$.

b-fluide classique -eau

Dans ce qui va suivre, nous étendrons l'étude en utilisant l'eau comme fluide ou les simulations seront conduites pour les mêmes valeurs de nombre de Rayleigh (de 10^3 jusqu'à $Ra=5 \times 10^6$). Puis nous exposerons les résultats reflétant le comportement thermique et dynamique sur l'écoulement dans la géométrie.

b.1. Influence du nombre de Rayleigh

Les figures (III.8) et (III.9), représentent respectivement l'évolution des lignes d'isothermes et des lignes de courants pour différents régimes d'écoulement et du nombre de Rayleigh variant de $Ra=10^3$ jusqu'à $Ra=5 \times 10^6$.

Pour un nombre de Rayleigh $Ra \leq 10^4$, on remarque un phénomène de stratification thermique; où les lignes des isothermes sont parallèles entre elles. Dans le même régime, les lignes de courants sont formées de deux cercles au centre de la cavité ce qui indique la dominance du transfert conductif.

L'augmentation du nombre de Rayleigh; $Ra \geq 10^5$, engendre l'apparition d'une zone de recirculation, avec une concentration des lignes d'isothermes sur les extrémités de la paroi supérieure et au milieu de la paroi inférieure. Nous remarquons que la densité de ces lignes devient plus importante avec l'augmentation du régime d'écoulement. Quant aux lignes de courant, elles prennent une forme ovale pour un Rayleigh de 10^6 et elle se déforme pour un Rayleigh de 5×10^6 tout en essayant de se rapprocher des extrémités de la cavité, ce qui suggère que le transfert de chaleur par convection est plus important que celui par conduction.

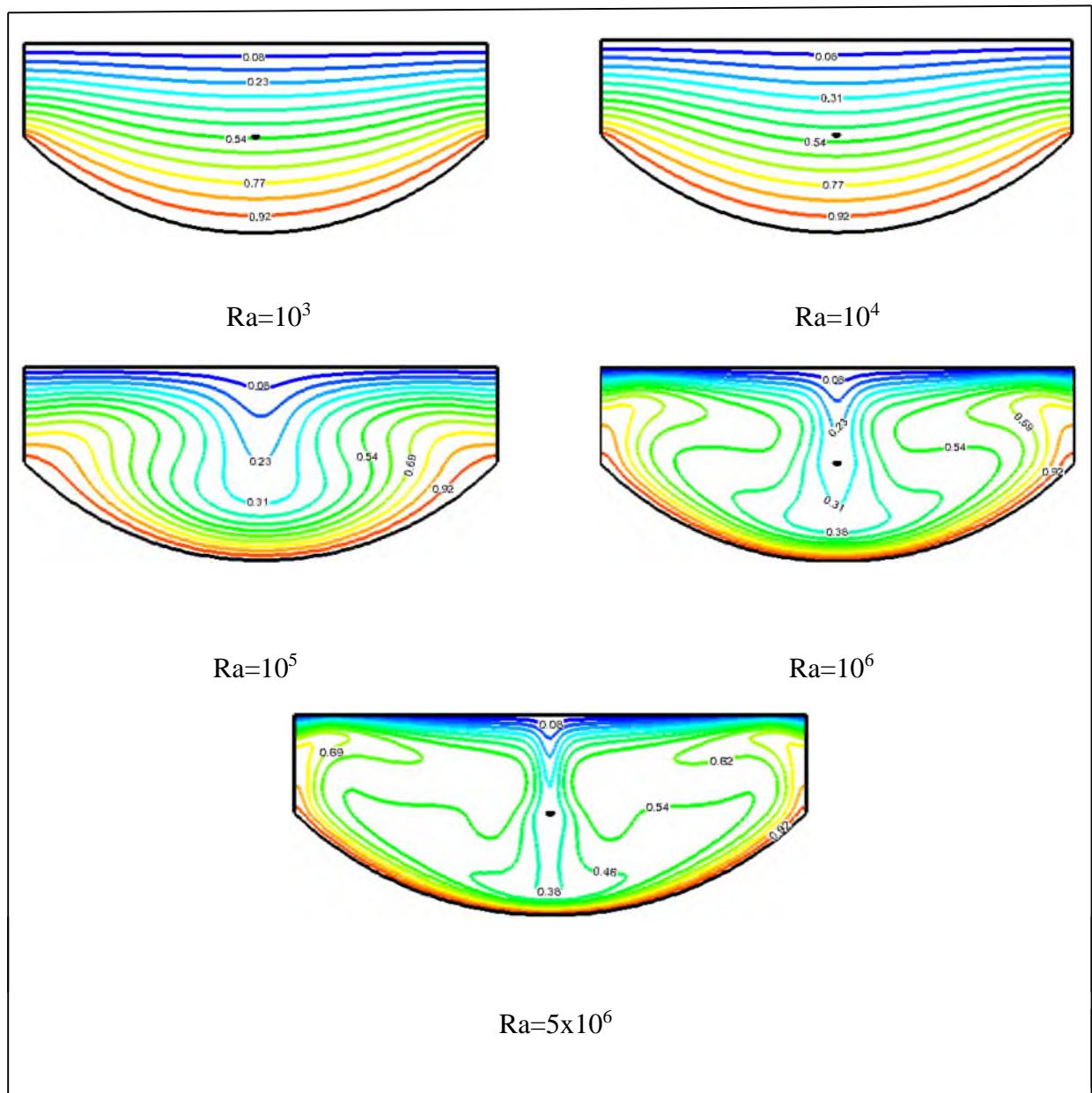


Figure III.8 : Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes d'isotherme.

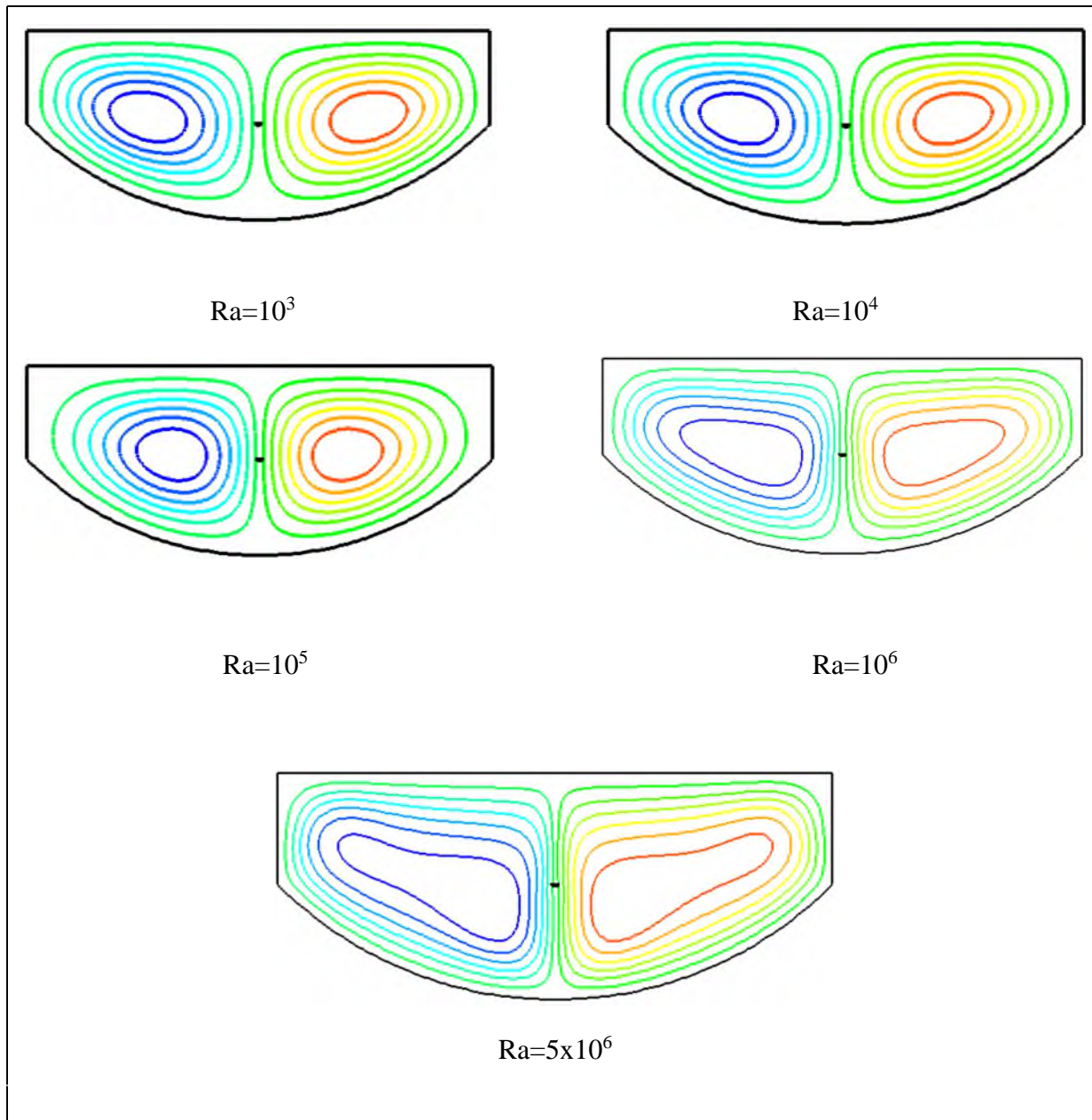


Figure III.9: Influence du nombre de Rayleigh sur les lignes de courant

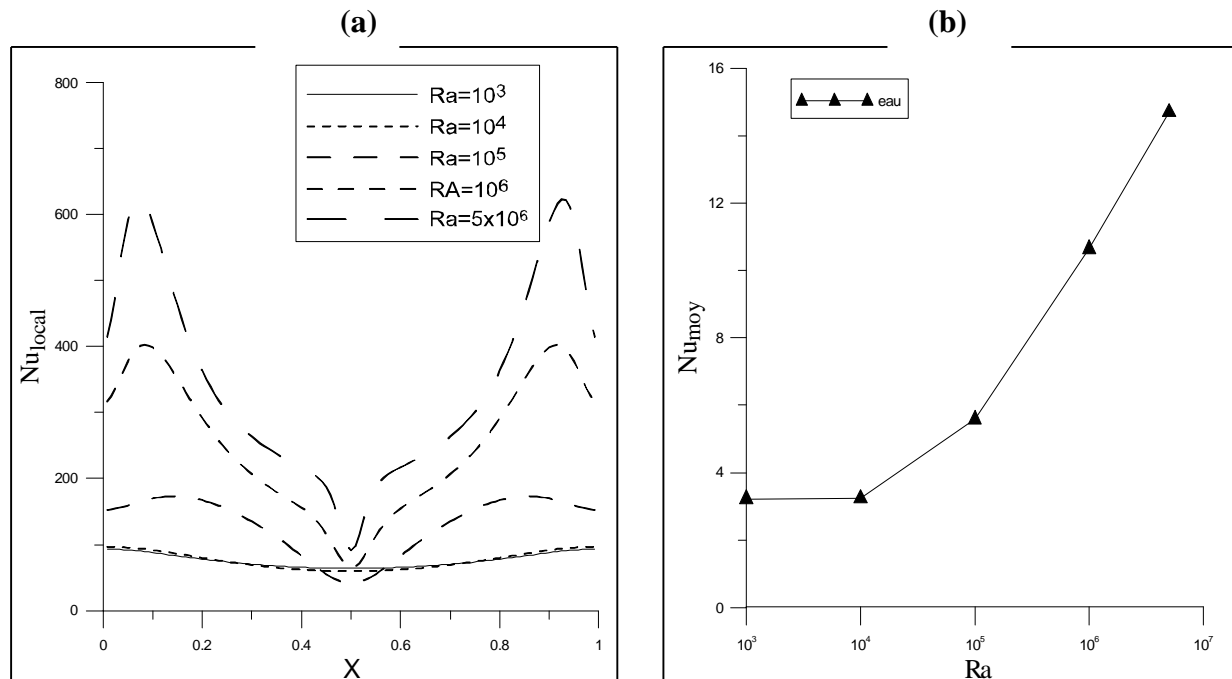


Figure III.10: évolution du nombre de Nusselt

a) Nombre de Nusselt local le long de la paroi froide b) nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh

La figure (III.10 a) illustre la variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi froide pour de différents nombres de Rayleigh. Ceci montre la forte influence du nombre de Rayleigh sur l'accroissement du nombre de Nusselt.

L'effet du nombre de Rayleigh sur le Nusselt moyen sur la paroi froide est montré sur la figure (III.10 b). D'après cette figure on distingue deux zones. Une zone à faible variation de Nusselt dite zone de conduction ($Ra \leq 10^4$) où les échanges thermiques sont pratiquement constants, et une zone de convection où le nombre de Nusselt est fortement lié au régime de l'écoulement $Ra > 10^4$ où le transfert de chaleur est vue à la hausse, elle montre aussi une nette influence du nombre de Rayleigh sur les échanges de chaleur pour tous les régimes d'écoulement.

III.2.3. conclusion

dans cette étude, nous nous sommes intéressés (projeté) au cas de la convection naturelle dans notre cavité en présence de l'air puis en présence de l'eau .pour les deux fluides on a pu voir que l'augmentation du nombre de Rayleigh favorise d'avantage le transfert de chaleur.

III.3. étude 2 : Nanofluide :**.III.3.1. Validation des résultats**

Afin de donner plus de crédibilité au présent travail, il est nécessaire de procéder à une validation du code de calcul, et cela en comparant les résultats ainsi obtenus à ceux existant dans la littérature, pour cela nous avons opté pour une étude qui a été faite par Shailesh Kumar [21]. ce dernier a étudié la convection naturelle dans une cavité carrée en présence d'un nanofluide (eau + nanoparticules de cuivre), dont les propriétés thermophysiques sont regroupées au tableau ci-dessous.

Propriétés thermophysiques	Fluide pure eau (H₂O)	Nanoparticules de Cuivre (Cu)
$C_p(\text{J kg}^{-1}\text{k}^{-1})$	4179	383
$\rho(\text{kg m}^{-3})$	997.1	8954
$\mu(\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1})$	$8.901 \cdot 10^{-4}$	-
$\lambda(\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1})$	0.60	400
$\alpha(\text{m}^2 \text{s}^{-1})$	$1.43 \cdot 10^{-7}$	$1.16 \cdot 10^{-4}$
$\beta(\text{K}^{-1})$	$2.1 \cdot 10^{-4}$	$1.67 \cdot 10^{-4}$

Tableau III.3 : Propriétés thermophysiques de l'eau pure et des nanoparticules.

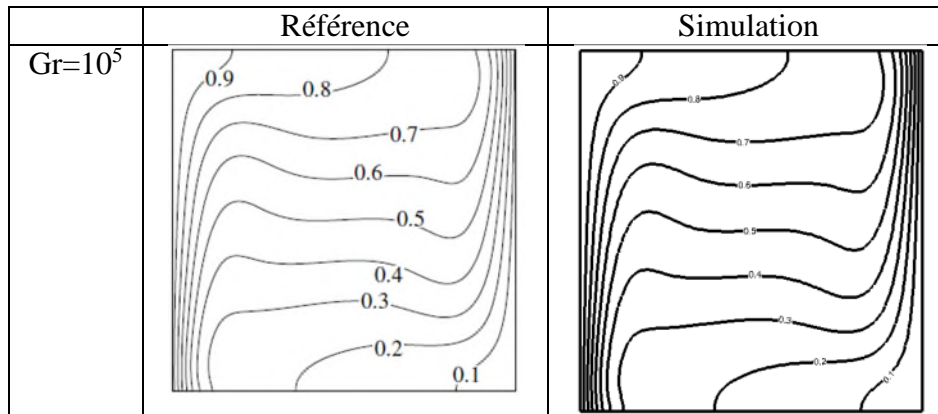


Figure III.11 : Les lignes d'isothermes.

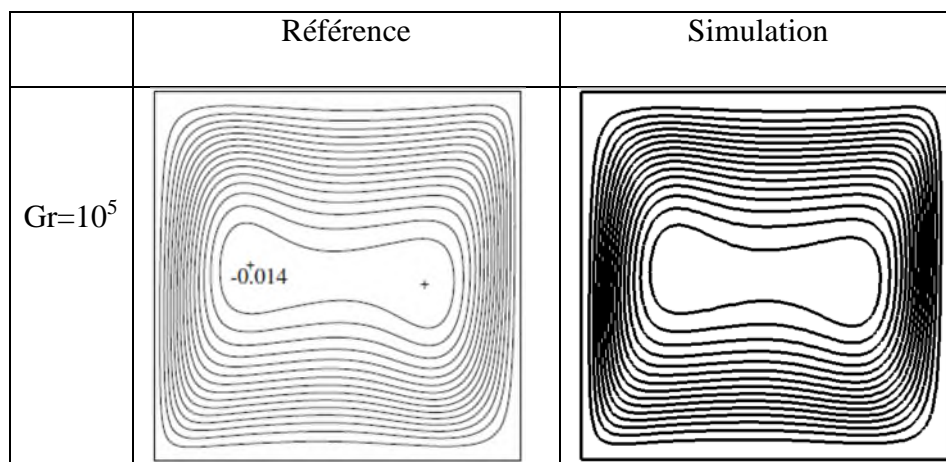


Figure III.12 : Les fonctions de courant.

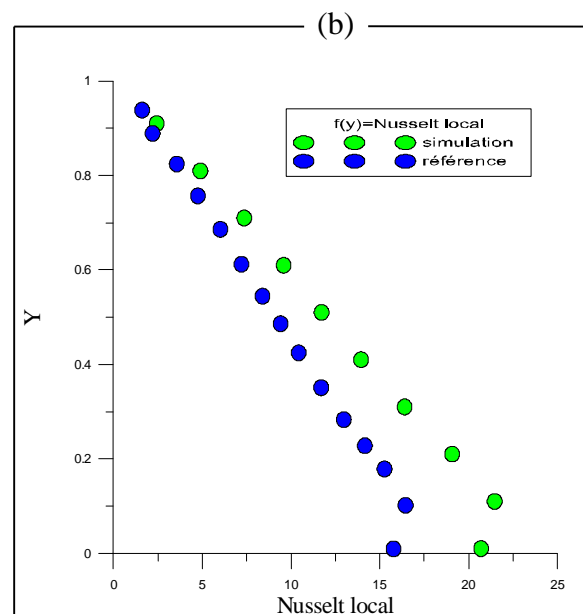
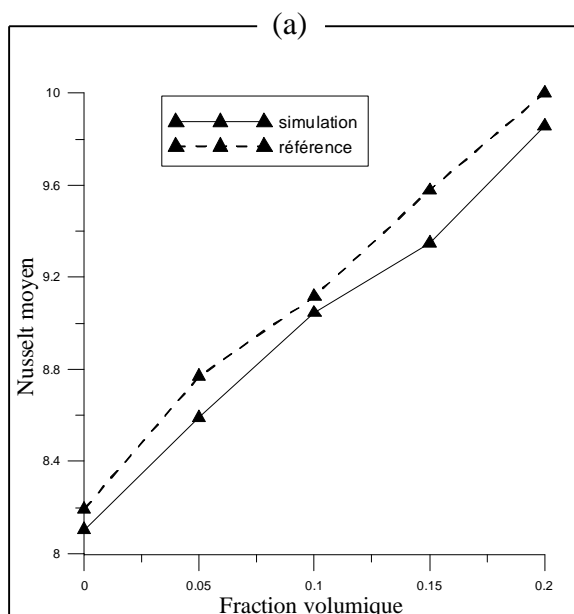


Figure III.13 : Variation du nombre de Nusselt

a) Variation du Nombre de Nusselt moyen b) Variation du nombre de Nusselt local

D'après les différents résultats portant sur le Nusselt moyen et le Nusselt local (figure III.13), nous constatons une bonne approche entre les résultats de la référence et notre travail. La comparaison à travers l'analyse des lignes d'isothermes (figure III.11) et des lignes de courant (figure III.12), montre qu'il y a un bon accord qualitatif et quantitatif entre les résultats que nous avons obtenu et ceux de la simulation. Pour la suite de notre travail, nous allons adopter un maillage de 12631 nœuds.

III.3.2. Influence du nombre de Grashof

En vue d'analyser l'effet du nombre de Grashof sur le champ d'écoulement et le champ thermique, nos simulations ont été faites pour une fraction volumique ($\phi=0.1$), un facteur de forme ($n=3$), et pour de différents nombres de Grashof ($Gr=10^3, Gr=10^4 ; Gr=10^5$).

La figure (III.14), représente les lignes de courants et les lignes d'isothermes pour les nanofluides de cuivre. Pour $Gr=10^3$ les lignes de courant sont formées de deux cellules identiques et symétriques par rapport à l'axe de la cavité, et les lignes d'isothermes sont caractérisées par la stratification tout au long de la cavité, caractéristique d'un régime dominé par la conduction dans le fluide.

Lorsque le nombre de Grashof augmente, $Gr=10^4$, la taille des deux tourbillons centraux augmente et a tendance à occuper tout l'intérieur de la cavité, tandis que les isothermes ont tendance à s'éloigner entre elles ce qui suggère l'apparition de la convection. Pour un Grashof de 10^5 , les lignes de courant prennent une forme ovale et les deux tourbillons centraux ont tendance à avancer vers les extrémités et occuper toute l'enceinte. Pour les isothermes, elles deviennent plus denses sur les parois actives, avec la formation d'un panache au milieu de la cavité, ce qui suggère que le transfert de chaleur est de plus en plus important.

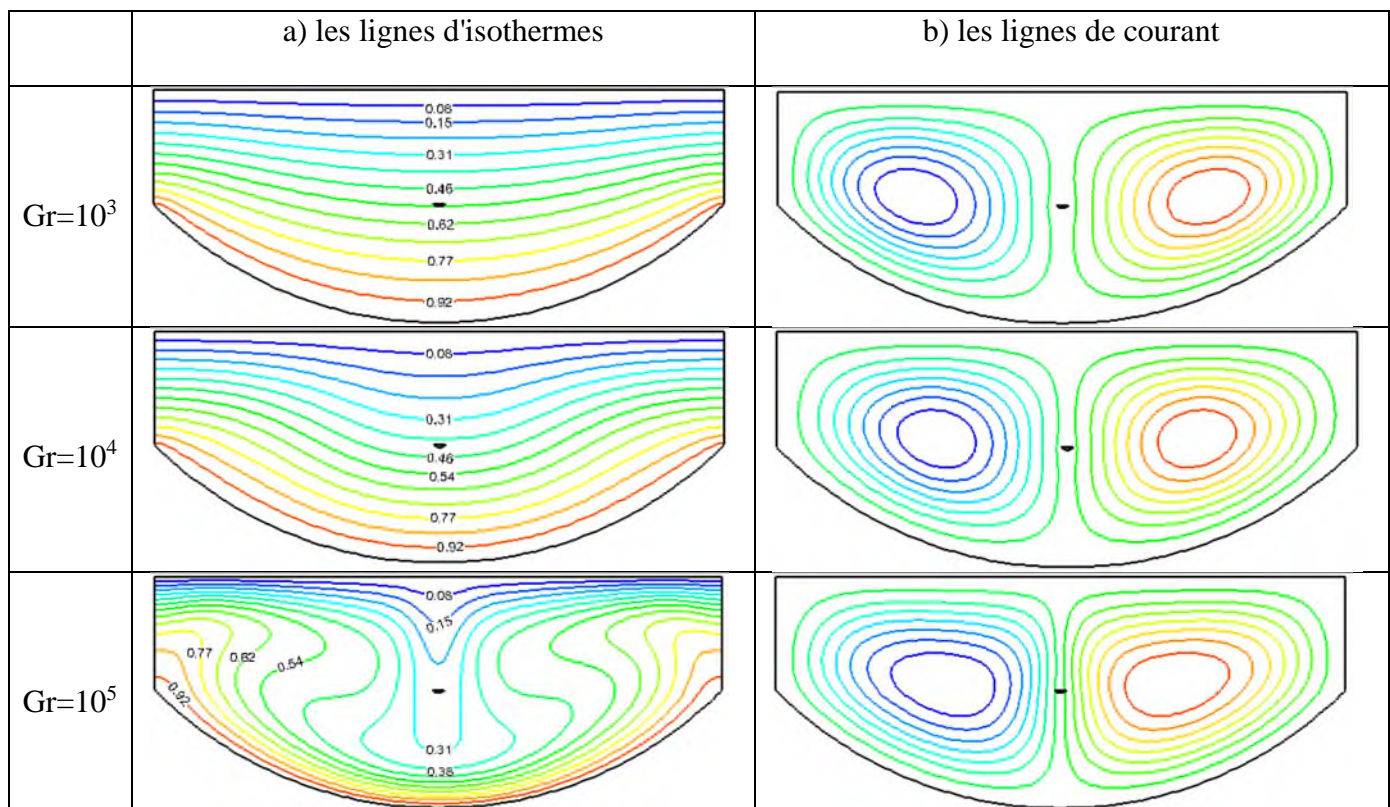


Figure III.14: Influence du nombre de Grashof sur la structure de l'écoulement ($\phi=0.1$).

a) Lignes d'isothermes b) Lignes de courant

La figure (III.15), montre l'influence du nombre de Grashof sur le transfert de chaleur, et ce, en représentant l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour une valeur fixe de la fraction volumique ($\phi=0.1$) où on observe une proportionnalité entre le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Grashof, donc une nette amélioration du transfert de chaleur qui accompagne l'augmentation du nombre de Grashof.

La figure (III.16), présente la variation de la température (localisé au milieu de la cavité) sur l'axe horizontal de la cavité ($y=0$) pour différent nombre grashof, à savoir, $10^3, 10^4$ et 10^5 . On observe une très grande influence du nombre de Grashof sur la variation de la température. En effet, le gradient de température augmente légèrement pour des valeurs de Grashof $Gr \leq 10^4$, et augmente sensiblement pour des valeurs de $Gr > 10^4$. Ces gradients de température correspondent au passage d'un régime de conduction au régime de la convection pure.

La figure (III.17) montre l'influence du nombre de Grashof sur la distribution de la vitesse horizontale V suivant la direction X , pour des nombres de Grashof élevés, la vitesse augmente considérablement ou les gradients de vitesses maximale sont sur les extrémités de la paroi supérieure et les faibles gradients au milieux de celle-ci .

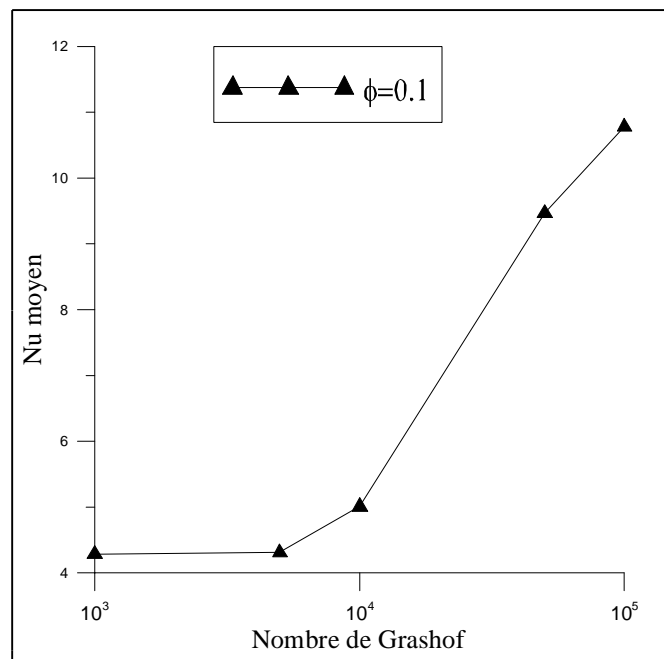


Figure III.15: Influence du nombre de Grashof sur le nombre de Nusselt moyen.

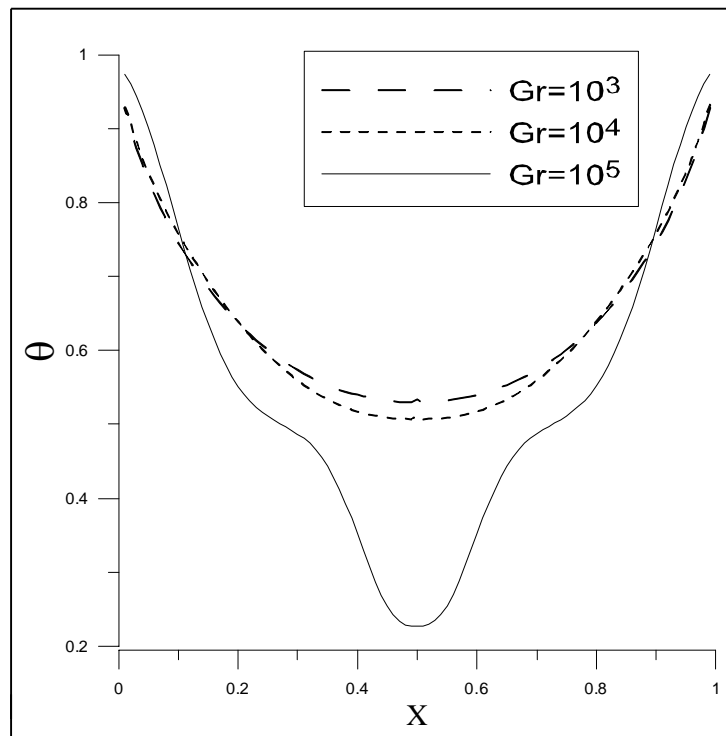


Figure III.16 : Variation de la température le long de l'axe horizontal à $Y=0$.

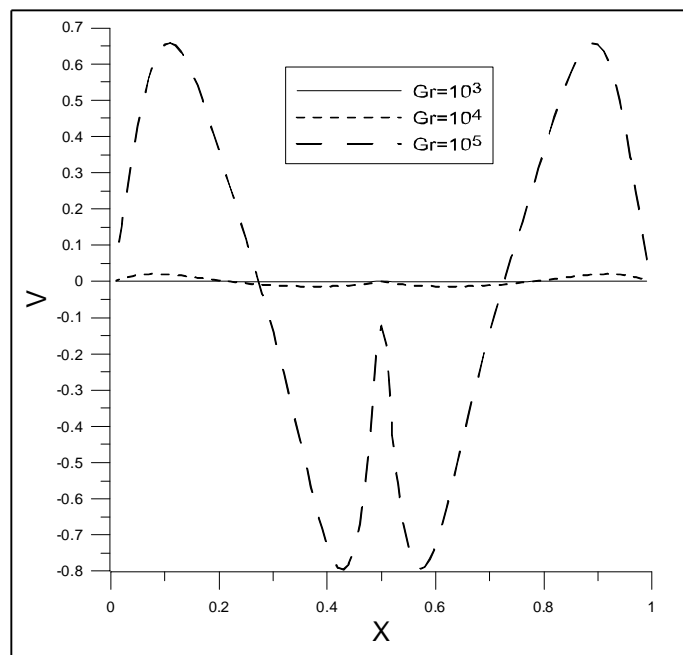


Figure III.17 : Variation de la vitesse horizontale V dans la direction X .

III.3.3. Influence de la fraction volumique des nanoparticules

Les figures (III.18 a) et (III.18 b), renseignent respectivement sur l'écoulement à travers les profils de vitesses et de température pour différentes fractions volumiques. On distingue des zones de survitesse sur les bords de la paroi supérieure de l'enceinte (III.22 a) et un fort gradient thermique près des parois actives. Cependant l'augmentation de la fraction volumique influe positivement sur le gradient de température et ralentit la variation des gradients de vitesses.

Les figures (III.19 a) et (III.19 b), montrent la variation de Nusselt moyen et local sur la paroi chaude pour différentes fractions volumiques. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt moyen et local augmentent avec la fraction volumique, l'ajout des nanoparticules augmente le transfert de chaleur comme résultat de l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide.

L'analyse du nombre de Nusselt moyen à travers différents nombres de Grashof et différentes fractions volumiques, montre une amélioration remarquable des échanges de chaleur pour des fractions volumiques plus importante figure (III.20), cependant, on ne peut pas augmenter indéfiniment la fraction volumique, ce qui causera une sédimentation.

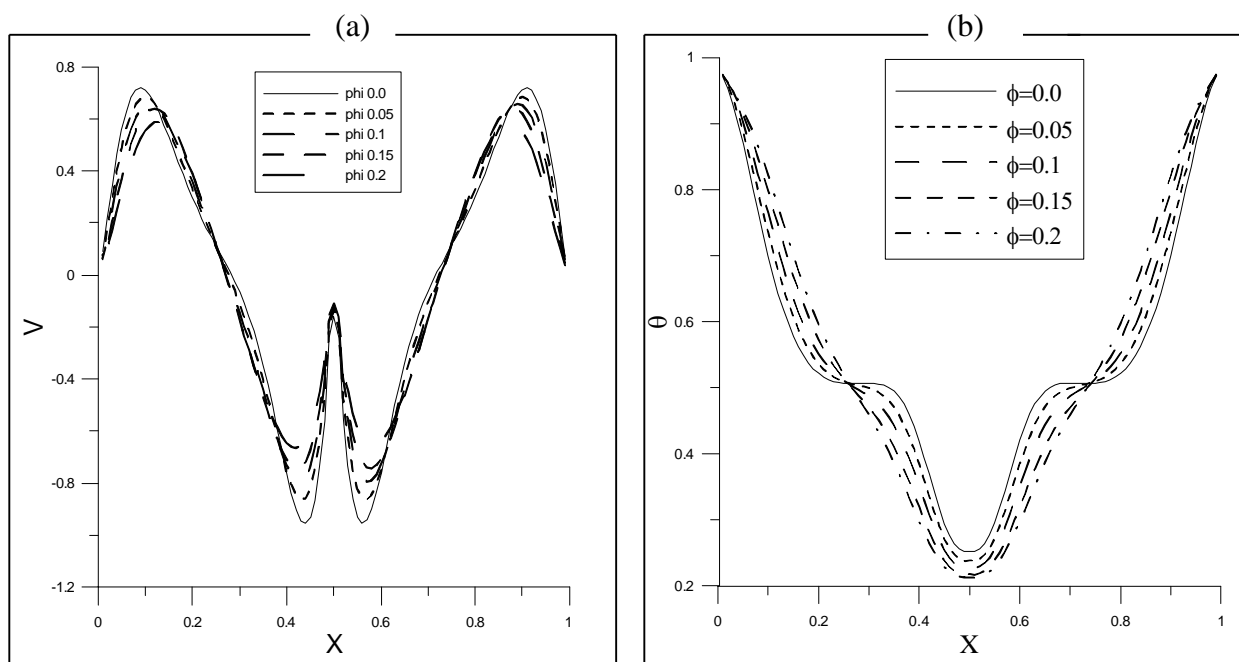


Figure III.18 : Influence de la fraction volumique sur :

a) variation de la vitesse horizontale V b) variation de la température

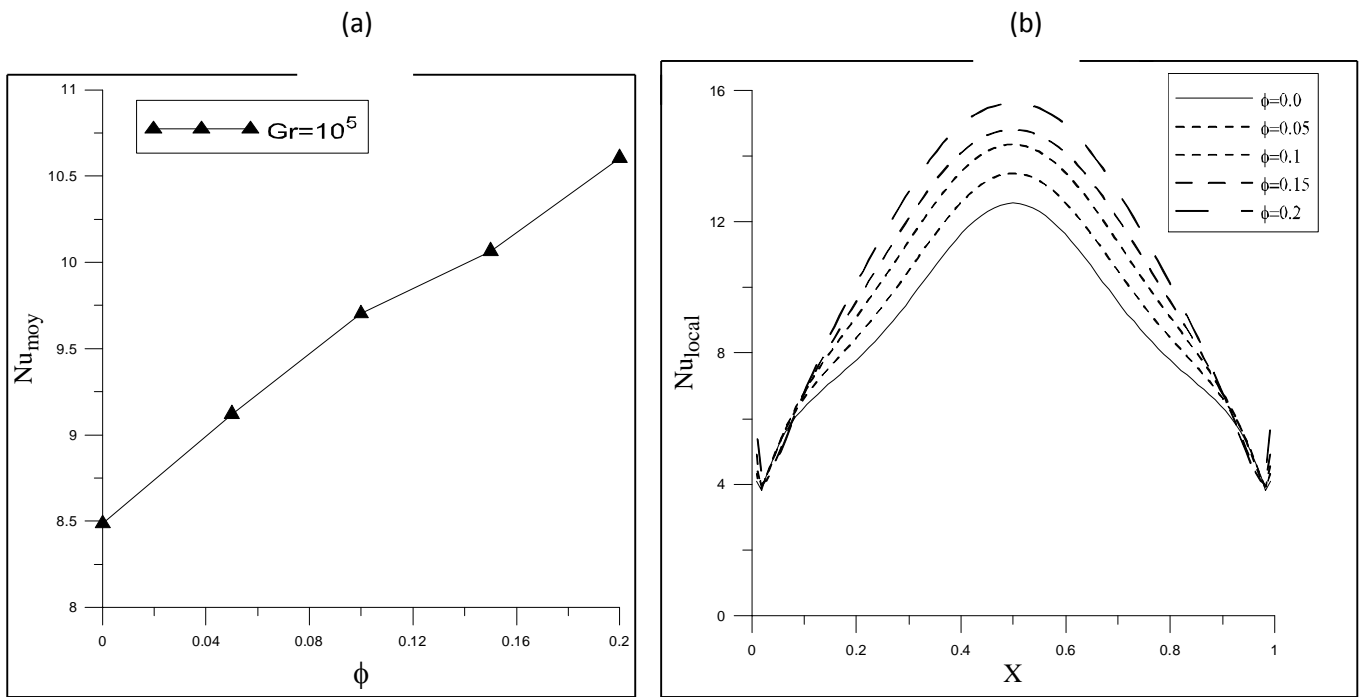


Figure III.19 : variation du nombre de Nusselt

a) Nusselt moyen b) Nusselt local

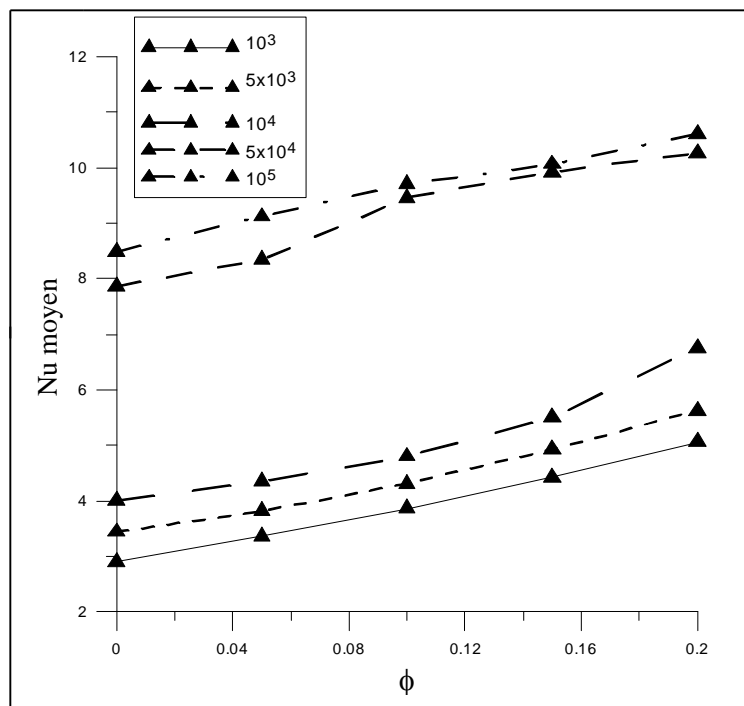


Figure III.20 : Influence de la fraction volumique et du nombre de Grashof sur le nombre de Nusselt moyen.

III.3.4. Conclusion

Dans cette partie, nous avons étudié le cas de la convection naturelle en présence d'un nanofluide (eau+ nanoparticule de cuivre en suspensions). On a étudié numériquement les paramètres influents sur le taux de transfert de chaleur. On a remarqué que l'augmentation du nombre de Grashof et la fraction volumique améliore sensiblement le taux de transfert de chaleur.

III.4. Etude 3 : Les mélanges de fluides

III.4.1. validation des résultats numérique

La validation porte sur la convection naturelle d'un mélange binaire dans une cavité carrée dont les parois verticales sont adiabatiques et les parois horizontales sont maintenues à des températures constantes comme présenté dans la littérature[22] . La comparaison s'est porté respectivement sur l'analyse des lignes de courants, d'isothermes et des ligne d'isoconcentration pour des nombres de Lewis ($Le=5, Le=25, Le=50$) et des nombres de Grashof thermiques et solutés $Gr_T=Gr_S=10^2$ et le rapport flottabilité $N=1$.

	T °c	Pr	ρ kg.m ⁻³	Cp J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	K W.m ⁻¹ .K ⁻¹	α m ² .s ⁻¹	μ kg.m ⁻¹ .s ⁻¹	ν m ² .s ⁻¹
CO ₂	50	0.7520	1.6597	866.6	0.01858	$1.291.10^{-5}$	$1.612.10^{-5}$	$9.714.10^{-6}$
Air	50	0,7228	1,092	1007	0,02735	$2,487.10^{-5}$	$1,963.10^{-5}$	$1,798.10^{-5}$

Tableau III.4 : Propriétés thermophysiques du CO₂ et de l'air.

Les figures (III.21) (III.22) et (III.23) montrent respectivement les lignes d'isothermes, les lignes de courant et les lignes d'isoconcentrations obtenue lors des simulations et celle exposée dans la littérature. Cette comparaison montre le bon accord quantitatif et qualitatif de nos résultats avec ceux de la référence. dans la suite de notre travail, nous allons opter pour un maillage de 6425 nœuds.

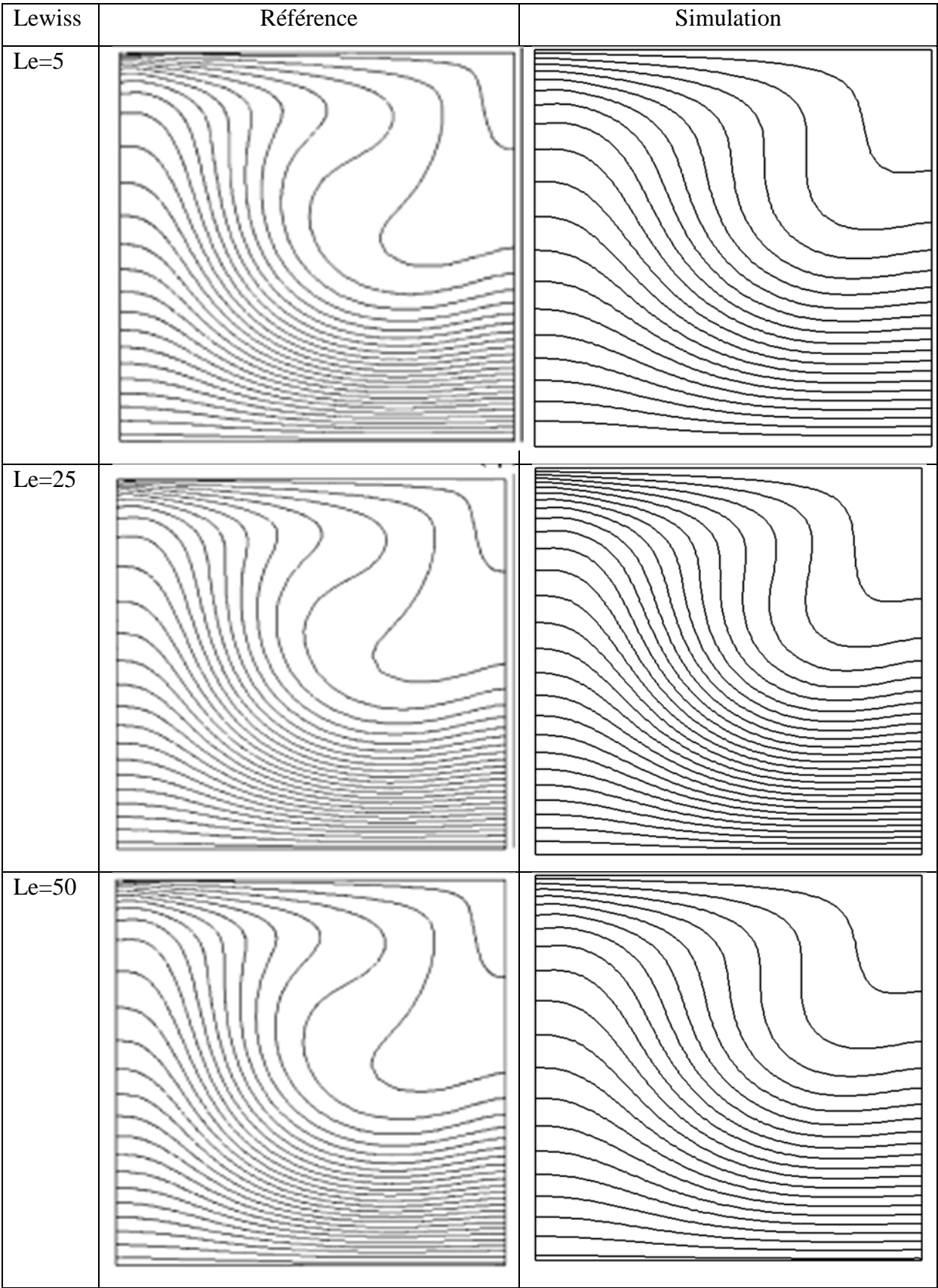


Figure III.21 : comparaison des lignes d'isotherme entre référence et simulation

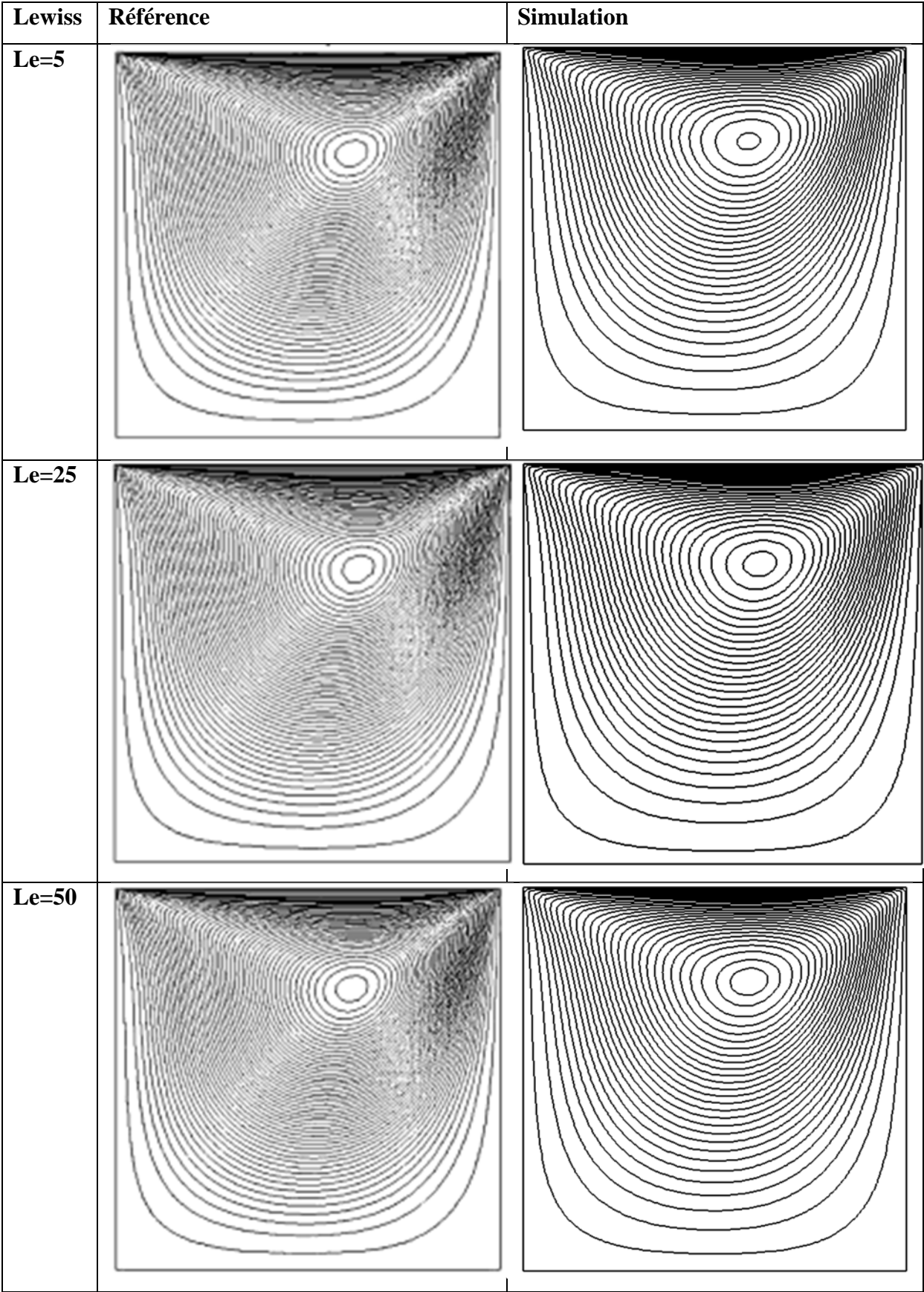


Figure III.22 : Comparaison des lignes de courant entre référence et simulation.

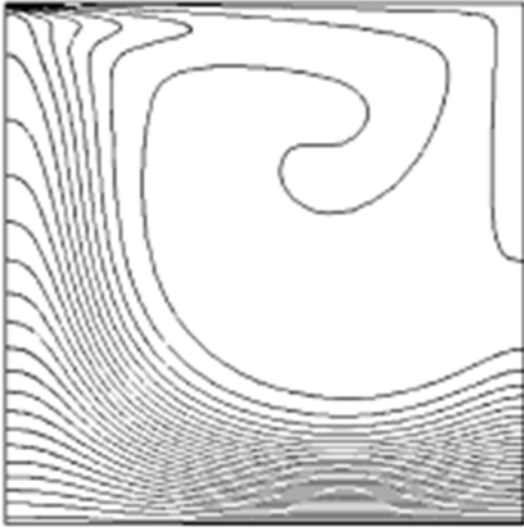
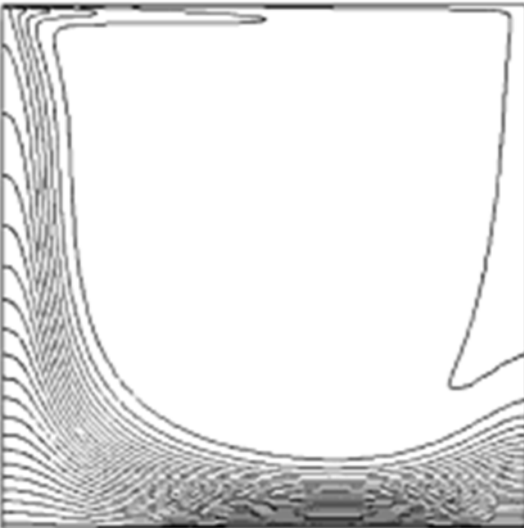
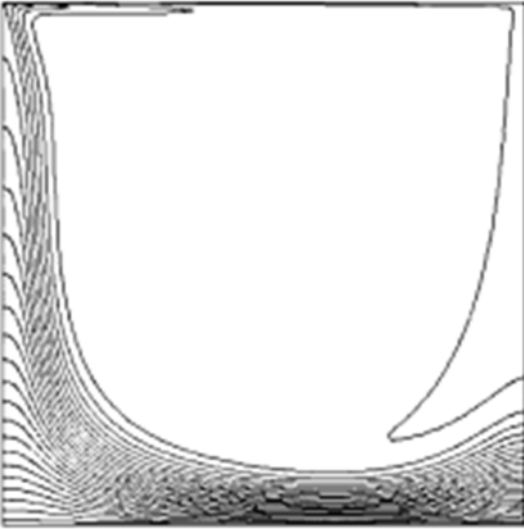
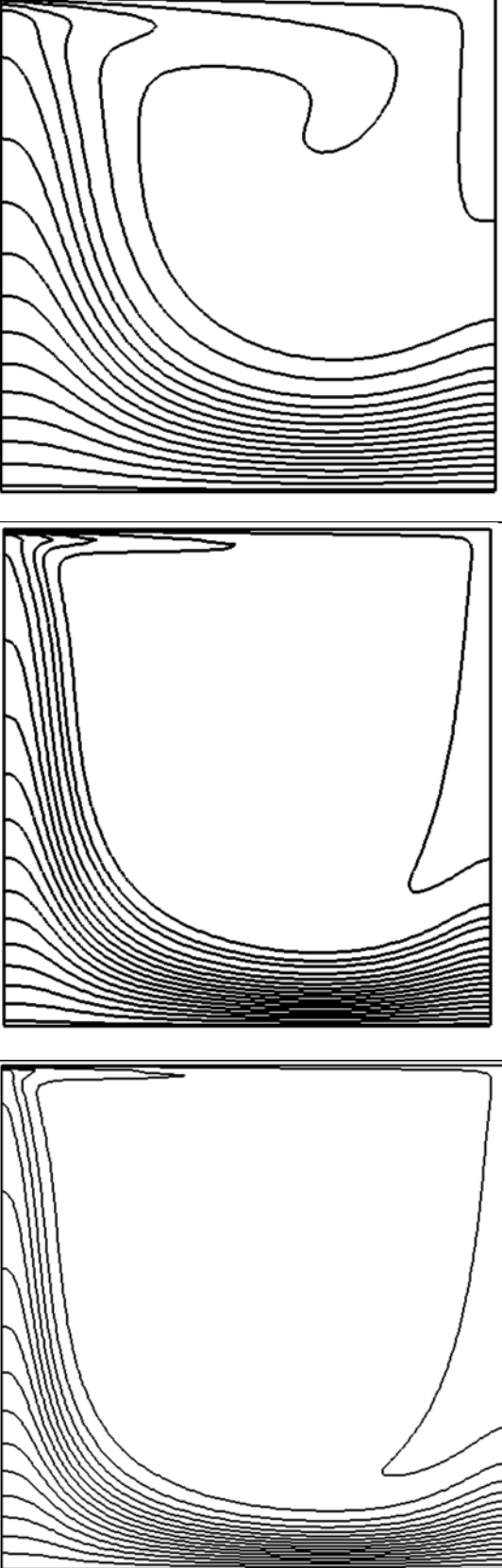
Lewiss	Référence	Simulation
Le=5	 Reference contour plot for Le=5. The plot shows a complex flow field with a large central vortex and a smaller secondary vortex. The concentration contours are highly detailed and show significant mixing.	
Le=25	 Reference contour plot for Le=25. The flow field is less complex than for Le=5, with a primary vortex and a secondary vortex. The concentration contours are smoother and less detailed.	
Le=50	 Reference contour plot for Le=50. The flow field is very smooth, with a primary vortex and a secondary vortex. The concentration contours are very smooth and well-defined.	
		 Simulation contour plots for Le=5, 25, and 50. The simulation results show a high degree of agreement with the reference plots, capturing the same flow structures and concentration profiles.

Figure III.23 : Comparaison des isoconcentration entre référence et simulation.

III.4.2. influence du nombre de Grashof sur le transfert de chaleur

les simulations ont été réalisées pour les deux cas suivants:

cas coopérant : on impose à la paroi chaude une concentration supérieure à celle introduite sur la paroi froide ($\Delta C > 0, Gr_T > 0$)

cas opposant : la concentration imposée sur la paroi chaude est plus faible que celle imposée sur la paroi froide ($\Delta C < 0, (Gr_T < 0)$)

Les figures (III.24 a) et (III.25 a) montrent l'effet du nombre de Grashof thermique sur le mouvement du fluide à l'intérieur de l'enceinte. Pour des faibles nombres de Grashof thermiques $Gr_T = 10^7$, les isothermes montrées sur les figures sont stratifiées indiquant que le transfert de chaleur s'effectue principalement par conduction. Pour des nombres de Grashof élevée ($Gr_T > 10^7$), les lignes d'isothermes deviennent plus denses sur les bords de la paroi supérieures et au milieu de la paroi incurvée résultat de la formation d'une zone de recirculation au milieu de l'enceinte ce qui indique la dominance du transfert de chaleur par convection.

Les figures (III.24 b) et (III.25 b), illustrent l'évolution des lignes de courants pour des nombres de Grashof thermique allant de 10^7 à 10^{10} .

Pour toutes les valeurs de nombre de Grashof on aperçoit l'apparition de deux grandes cellules identiques symétriques. Pour des valeurs de nombre de Grashof minimale on remarque la dominance du transfert de chaleur par conduction qui se manifeste avec l'apparition des petits cercles ovales concentriques équidistants entre eux.

Au fur et à mesure que le nombre de Grashof thermique augmente $Gr_T > 10^7$ on remarque l'augmentation de la taille du cercle central s'approchant vers les extrémités de la cavité et occupant ainsi toute l'enceinte indiquant le passage du régime par conduction vers un régime purement convectif. Pour la valeur du nombre de Grashof égale à 10^{10} on observe la naissance de deux petits cercles centraux symétriques indiquant ainsi l'amélioration du taux de transfert de chaleur.

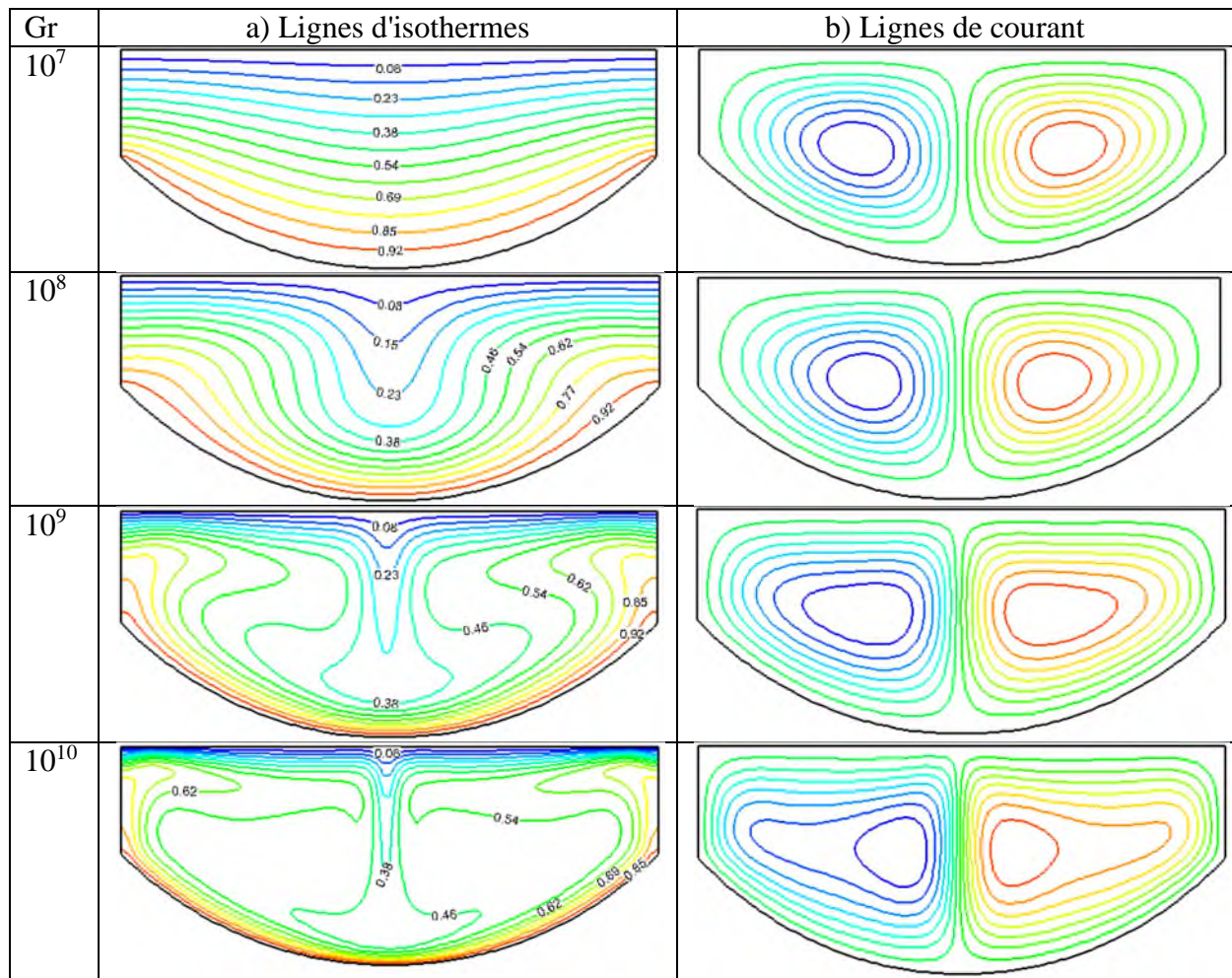


Figure III.24 : Influence du nombre de Grashof sur la structure de l'écoulement pour le cas inversé

a) les lignes d'isothermes b) les lignes de courants

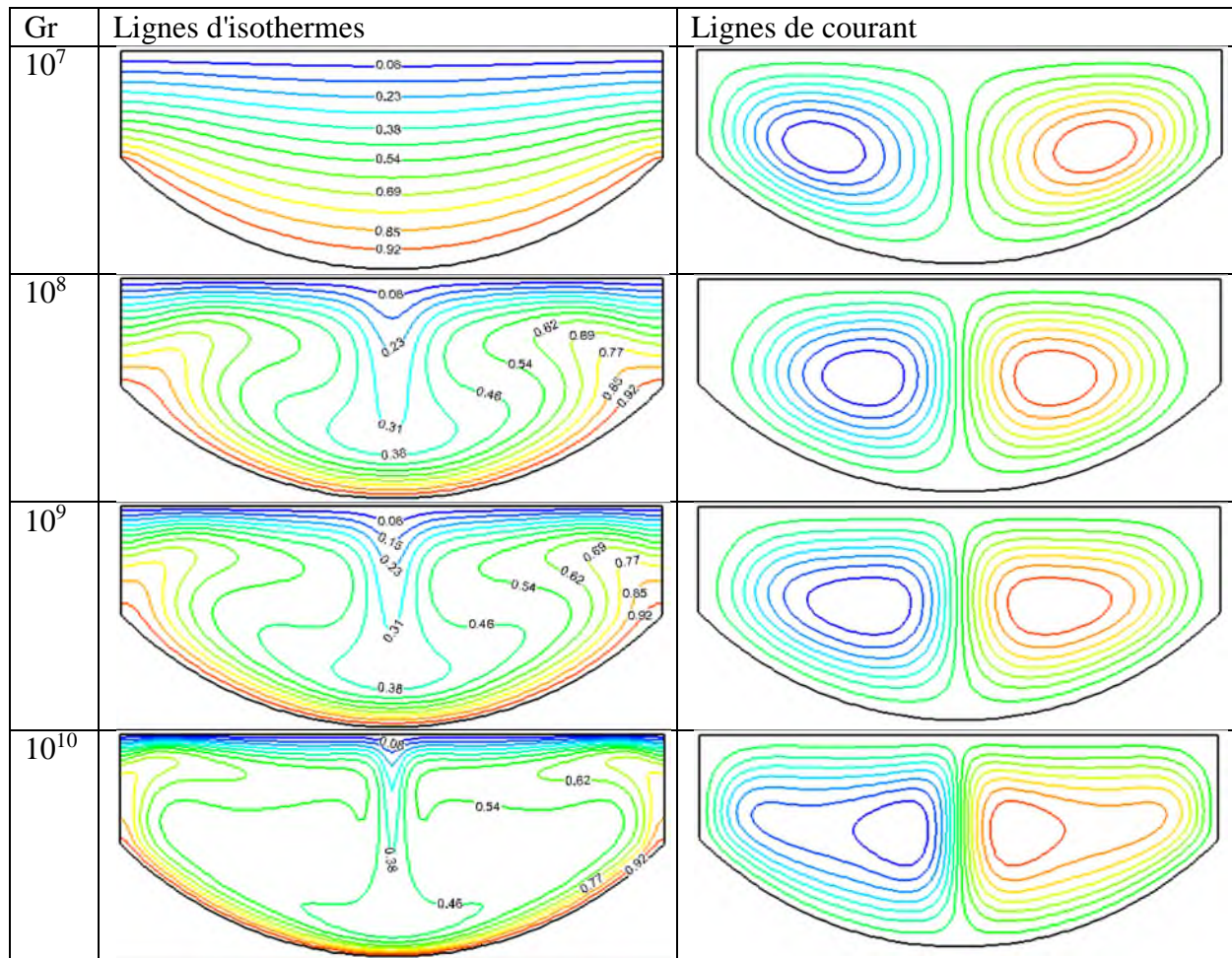


Figure III.25 : Influence du nombre de Grashof sur la structure de l'écoulement pour le cas coopérant.

a) les lignes d'isothermes b) les lignes de courant

Les figures (III.26) et (III.27) montrent respectivement les profils de vitesse du cas coopérant et du cas inversé. Dans les deux cas on observe que les plus grands gradients de vitesse se localisent sur les bornes de la paroi supérieure tandis que les gradients minimaux correspondent au centre de celle-ci. On remarque aussi qu'au fur et à mesure que le nombre de Grashof augmente le gradient de vitesse accroît.

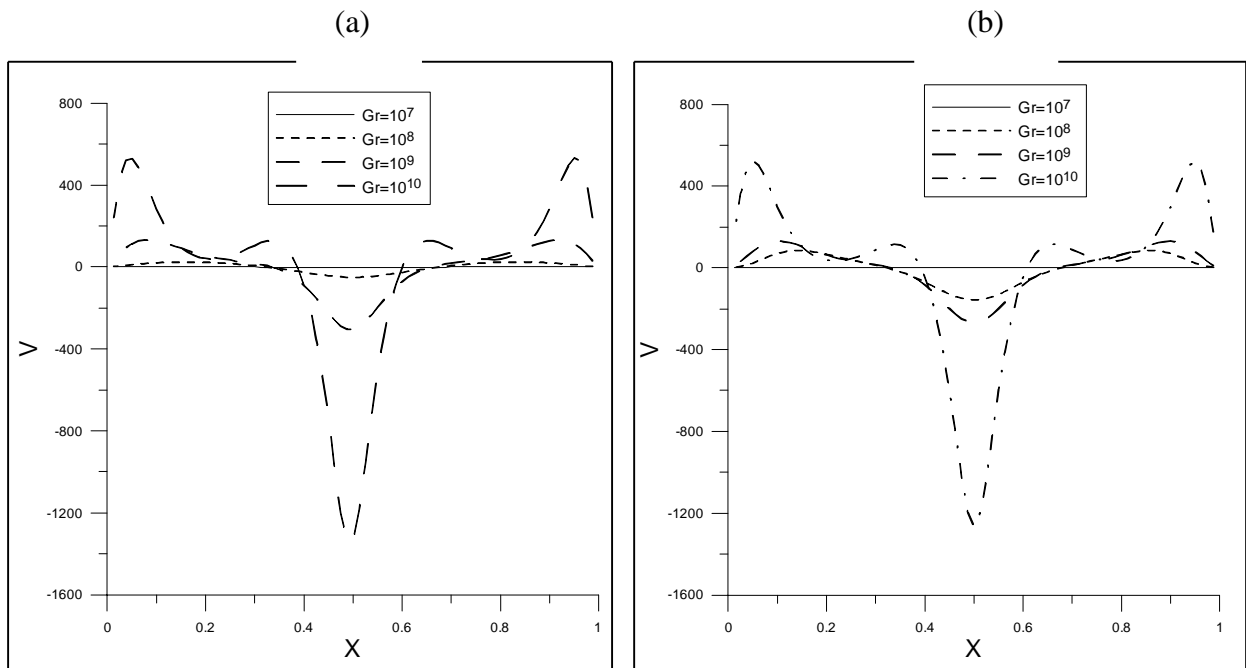


Figure III.26 : variation du profil de vitesse horizontale

a) cas opposant b) cas coopérant

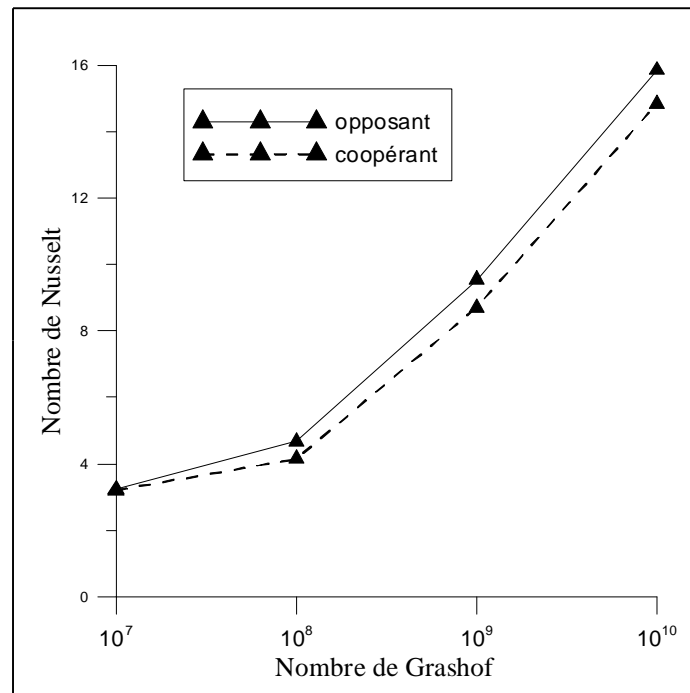


Figure III.27 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof.

La figure (III.27), montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof. On remarque une proportionnalité entre les échanges thermique et le régime d'écoulement sur la partie dominé par la convection $Gr_T > 10^7$ donc une amélioration du transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre de Grashof. Pour les nombres de Grashof ($Gr_T \leq 10^4$), le régime de transfert est purement conductif, les échanges thermiques sont pratiquement constants.

D'autre part, l'inversion des concentrations (cas inversé), améliore le transfert de chaleur comme montré sur la figure (III.27), et cela est du probablement à l'interaction des force de flottabilité thermique et soluté.

III.4.3. Conclusion

Dans cette partie, nous nous sommes intéressés aux principaux résultats de la convection naturelle d'un mélange binaire dans notre cavité. Les simulations ont été faites pour différent nombre de Grashof et pour deux cas ; coopérant et inversé. Les résultats obtenus ont montré que l'augmentation du nombre de Grashof entraine une augmentation des vitesses et du taux de transfert de chaleur. En plus de l'influence du nombre de Grashof, on a constaté que l'inversion des concentrations engendre un meilleur transfert de chaleur par rapport au cas coopérant.

III.5. comparaison des résultats obtenus durant les trois études précédentes

Durant ce travail on a étudié la convection naturelle dans un capteur plan suivant de différent type de fluide caloporteur , ce travail nous a permis d'obtenir des renseignements sur les paramètres influents sur le transfert de chaleur pour chaque fluide utilisé. a fin de choisir le fluide nécessaire pour notre capteur . on expose les principaux résultats obtenus durant chaque étude pour les quatre fluides utilisés et sa en présentant l'évolution du nombre de Nusselt moyen à travers le nombre de Grashof .

a noter que les simulations des fluides de base (air, eau) ont été faites pour des nombres de Rayleigh, puis elles ont été refaite pour des nombres de Grashof afin de pouvoir faire une comparaison unie.

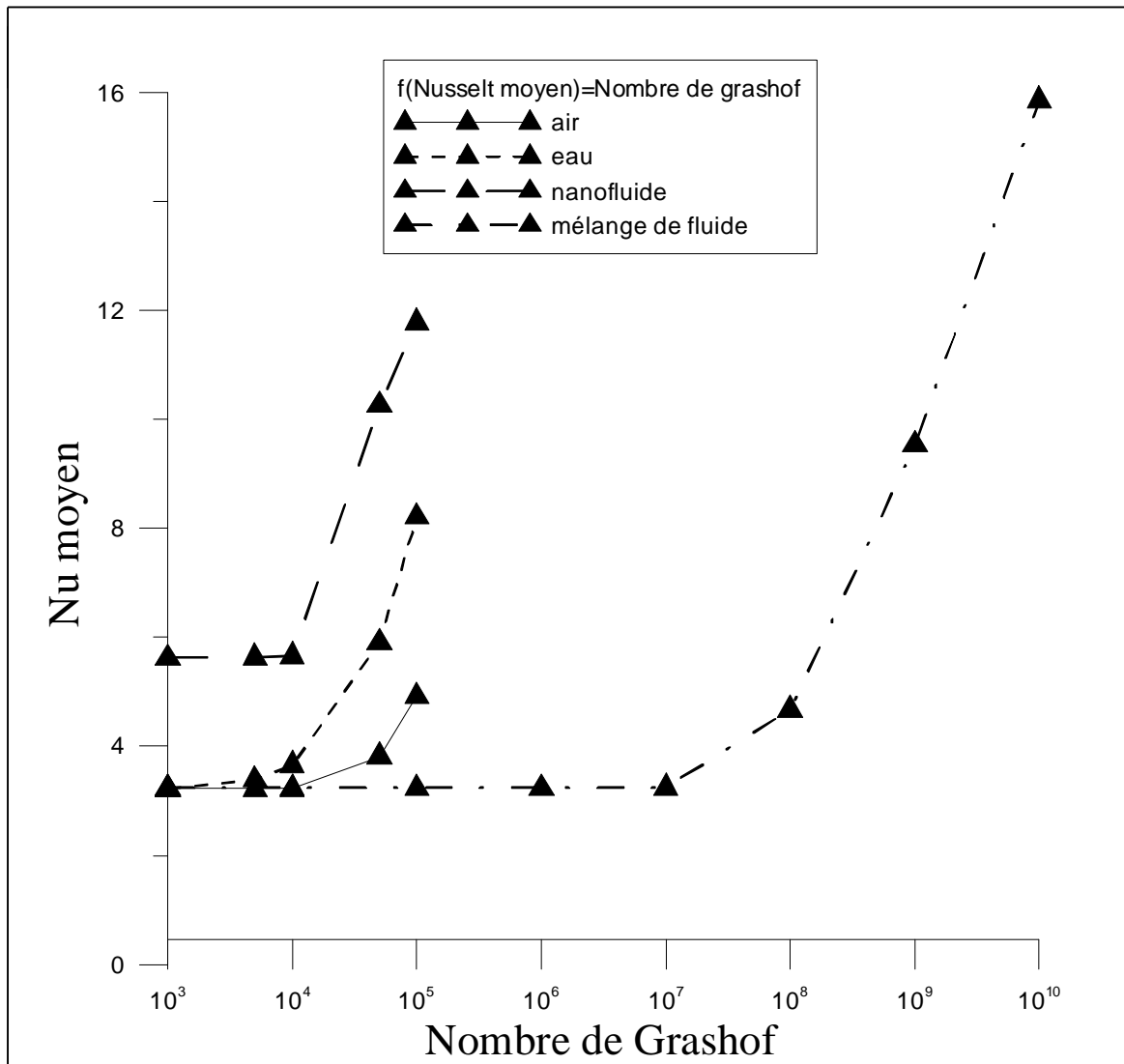


Figure III.28 : comparaison entre les différents fluides.

La figure (III.28), représente l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour les quatre fluides étudiés (air, eau, nanofluide, mélange binaire). des régimes où le nombre de Grashof étant inférieur à 10^6 , il est clair que les nanofluide présentent un meilleur transfert de chaleur avec des valeurs de Nusselt moyen supérieur a celles obtenues pour l'eau et l'air . En outre, et dans le même régime, $Gr < 10^6$, les mélanges de fluide présentent un transfert de chaleur faible et constant (transfert par conduction). L'apparition du régime convectif dans les mélanges de fluides s'effectue pour des valeurs de Grashof de l'ordre ($Gr > 10^7$) entraînant ainsi un taux de transfert élevé pour des régimes d'écoulement plus grand.

Dans ce cas la ,il est préférable d'utiliser les nanofluides dans des régimes d'écoulement inférieur ($Gr \leq 10^6$),car ils présentent un meilleur taux de transfert de chaleur .outre il est intéressant d'exploiter les mélanges dans des régimes d'écoulement plus grand ($Gr \geq 10^7$) , ses derniers nous montrent un taux de transfert thermique plus grand que les trois autres fluides caloporteurs .

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le transfert de chaleur incite à faire plusieurs travaux de recherche afin de l'améliorer, en se basant sur les régimes d'écoulements, les propriétés des fluides utilisés. Cela nous a motivé à réaliser le présent travail qui porte sur le transfert couplé de chaleur et de masse par convection naturelle dans une cavité fine suivant différents type de fluide. Les équations gouvernante basées sur l'approximation de boussinesq ont été résolu numériquement avec la méthode des volumes finis en utilisant le code de calcul approprié.

Durant ce mémoire, le travail a été partagé en trois études ; respectivement les fluide classique, les nanofluides et enfin les mélange binaire. Avant d'entamer chaque étude, Nous avons validé nos résultat en les comparant avec ceux existants dans la littérature. Puis nous avons élargi les études par une analyse basé sur l'influence de certains paramètres, dans la première partie, les simulations numérique ont été effectué pour un nombre de Rayleigh allant de $Ra=10^3$ à $5 \times Ra=10^6$. Les résultats montrent que l'augmentation de ce dernier améliore le transfert thermique.

Dans la deuxième étude on a utilisé les nanofluides (eau et nanoparticules de cuivres) comme fluide caloporteur, la suite de cette étude nous a permis d'explorer l'effet du nombre de Grashof variant entre (10^3 et 10^5), et de la fraction volumique de 0 à 0.2 sur les champs thermique et dynamique de l'écoulement, les résultat obtenus nous ont permis de conclure que l'effet du nanofluide se manifeste particulièrement pour des nombres de Grashof plus élevés , entre autre, l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules de cuivres favorise d'avantage le transfert de chaleur.

Dans la dernière étude, on a abordé le cas d'un mélange binaire (air_ CO_2), les simulation numériques nous ont permis d'obtenir des renseignements intéressant concernant le comportement du fluide à l'intérieure de la cavité et l'intensité des échanges thermique que l'on peut obtenir que lorsque certains paramètres varie . les simulations ont été réalisé pour un nombre de Lewis ($Le=1$) et des nombres de Grashof thermiques allant de 10^7 a 10^{10} . Les résultats révèlent que la convection apparait dans des régimes plus grand donnant ainsi un taux de transfert maximal pour une valeur de Grashof thermique $Gr_T=10^{10}$.

Conclusion Générale

Le but de ce mémoire est d'aboutir à des résultats permettant de choisir le fluide nécessaire donnant un rendement optimal du capteur, pour cela, nous avons fait une comparaison entre les quatre fluides respectifs, cette dernière nous a fait valoir le taux de transfert de chaleur le plus élevé. En effet les nanofluides se présentent comme le fluide convenable.

Ce travail peut être repris en vue d'être enrichi, en exploitant des régimes turbulents dans le cas d'un fluide classique ou d'un nanofluide. On peut aussi envisager par la suite d'approfondir l'étude du cas d'un mélange binaire en étudiant l'influence d'autres paramètres à savoir le nombre de Lewis et le rapport des forces de flottement et pourquoi pas de remplacer le fluide binaire par un fluide ternaire.

References Bibliographiques

- [1] **Farah Zemani, AminaSabeur-Bendehina, Mustapha Boussoufi:** Numerical Investigation Of Natural Convection In Air Filled Cubical Enclosure With Hot Wavy Surface And Partial Partitions. *Procedia Computer Science* 32 (2014) 622 – 630.
- [2] **ImenMejri, Ahmed Mahmoudi , Mohamed AmmarAbbassi, Ahmed Omri :** LBM simulation of natural convection in an inclined triangular cavity filled with water. *Alexandria Engineering Journal* (2016) 55, 1385–1394.
- [3] **Basant K. Jha, Michael O. Oni:** Natural convection flow in a vertical tube inspired by time-periodic heating. *Alexandria Engineering Journal* (2016) 55, 3145–3151.
- [4] **Ahmed KadhimHussein , H.R. Ashorynejad , S. Sivasankaran , LiouaKolsi, M. Shikholeslami, I.K:** Adegun Modeling of MHD natural convection in a square enclosure having an adiabatic square shaped body using Lattice Boltzmann Method. *Alexandria Engineering Journal* (2016) 55, 203–214.
- [5] **A.A Mohamad:** High efficiency solar air heater. *Solar energy* Vol. 60, No. 2, pp. 71-76, 1997.
- [6] **B.M Ramani, A.Gupta, R. kumar:** Performance of a double pass solar air collector. *Solar energy* 84 (2010) 1929-1937.
- [7] **C. Lertsatitthanakorn N. Khasee , S. Atthajariyakul, S. Soponronnarit, A. Therdyothin , Ryosuke O. Suzuki :** Performance analysis of a double-pass thermoelectric solar air collector. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 92 (2008) 1105– 1109.
- [8] **S. Youcef-Ali:** Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Renewable Energy* 30 (2005) 271–280.
- [9] **GianlucaSeralea, Sara Baronettoa, Francesco Goiaa, MarcoPerinoa:** Characterization and energy performance of a slurry PCM-based solar thermal collector: a numerical analysis. *Energy Procedia* 48 (2014) 223 – 232.
- [10] **Lun Jiang, Bennett Widyolar, Roland Winston:** Characterization of novel mid-temperature CPC solar thermal collectors. *Energy Procedia* 70 (2015) 65 – 70.
- [11] **YanjuanWang ,JinliangXu , Qibin Liu , Yuanyuan Chen , Huan Liu:** Performance analysis of a parabolic trough solar collector using Al₂O₃/synthetic oil nanofluid. *Applied Thermal Engineering* 107 (2016) 469–478.

Références Bibliographique

- [12] **Khalil Khanafer, Kambiz Vafai, Marilyn Lightstone**: Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 3639–3653.
- [13] **Rong-Yuan Jou, Sheng-Chung Tzeng**: Numerical research of nature convective heat transfer enhancement filled with nanofluids in rectangular enclosures. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33 (2006) 727–736.
- [14] **Amir Menbari, Ali Akbar Alemrajabi, Amin Rezaei**: Experimental investigation of thermal performance for direct absorption solar parabolic trough collector (DASPTC) based on binary nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science* 80 (2017) 218–227.
- [15] **Hakan F. Oztop, Eiyad Abu-Nada**: Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 29 (2008) 1326–1336.
- [16] **Siham Laouar-Meftah, Mohamed Cherifi, Denis Lemonnier, Abderrahmane Benbrik**: Gas radiation effects on opposing double-diffusive convection in a non-gray air-H₂O mixture
- [17] **J. Serrano-Arellano, M. Gijón-Rivera**: Conjugate heat and mass transfer by natural convection in a square cavity filled with a mixture of Air-CO₂. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 70 (2014) 103–113.
- [18] **Fohanno Stéphane, Polidori Guillaume, Popa Catalin**: Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle. Thèse université de Reims Champagne-Ardenne, France, 2012.
- [19] **Mohamed EL Hattab, Rachid Mir, Younes EL Hammami, Touria Mediouni**: Simulation numérique de la convection naturelle des nanofluides dans une cavité carée chauffée par une source de chaleur. *Revue internationale d'héliotechnique* N°45 (2013) 51-59.
- [20] **G. de VAHL DAVIS**: NATURAL CONVECTION OF AIR IN A SQUARE CAVITY A BENCH MARK NUMERICAL SOLUTION. *INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN FLUIDS*, VOL. 3, 249-264 (1983).
- [21] **Shailesh Kumar, Santosh Kumar Prasad, Jyotirmay Banerjee**: Analysis of flow and thermal field in nanofluid using a single phase thermal dispersion model. *Applied Mathematical Modelling* 34 (2010) 573–592.
- [22] **Abdalla M. Al-Amiri, Khalil M. Khanafer, Ioan Pop**: Numerical simulation of combined thermal and mass transport in a square lid-driven cavity. *International Journal of Thermal Sciences* 46 (2007) 662–671.

Annexe

Annexe

A.1. Introduction	63
A.2. Principe de la méthode des volumes finis	63
A.3. Maillage	64
A.4. Equation générale de transport	64
A.5. Méthode de résolution	64
A.6. Critère de convergences.....	65
A.7. Présentation des logiciel Gambit et Fluent.	65
A.7.1. Introduction	65
A.8. Le préprocesseur Gambit.....	65
a. Fenêtre d’outils d’opération.....	66
a.1 Construction de la géométrie	66
a.2. Génération de maillage	67
a.3 Incorporation des conditions aux limites	67
a.4 Boutons d’outils.....	68
b. Fenêtre de contrôle global	68
c. fenêtre des description	69
d. Fenêtre de la liste de commandes	69
A.9. Code Fluent	69
A.10. Démarrage Fluent.....	70
A.11. Conditions aux limites utilisées par le code fluent.....	71
a) Conditions d’entrée et de sortie de l’écoulement	71
b) Mur et conditions du pole	71
c) cellules des zones internes.....	71
d) condition des faces internes	71
A.12. Conclusion	71

Présentation de la méthode des volumes finis

A.1. Introduction

La méthode des volumes finis est à l'origine de la majorité des codes de calculs (Fluent, CFD, ...). La méthode des volumes finis qui se distingue par sa fiabilité quand aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de la masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

A.2. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1972 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar, le principe de cette méthode consiste à définir à l'intérieur du domaine de calcul une grille de points appelés nœuds, chaque nœud se trouve entouré par un volume élémentaire sur lequel on va intégrer les équations aux dérivées partielles dans le but de les discrétiser.

Pour deux points voisins, les volumes de contrôle respectifs doivent posséder un côté commun. Il s'ensuit que la réunion de tous les volumes de contrôle couvre l'ensemble du domaine de calcul. Cette propriété fondamentale, va permettre la mise en évidence des propriétés de conservation des flux locaux et globaux.

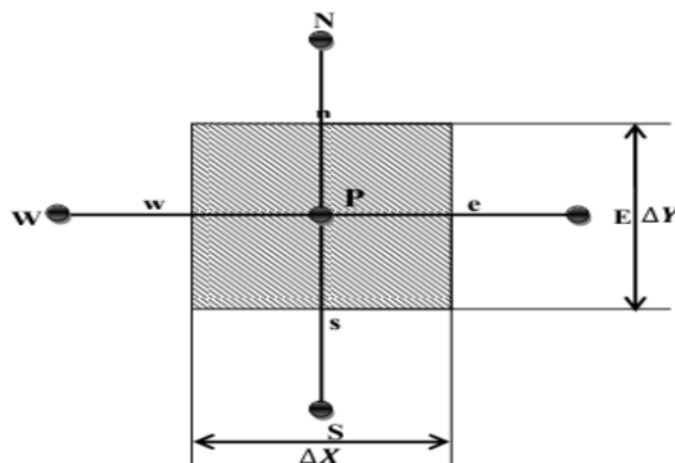


Figure A.1: Volume de contrôle bidimensionnel.

A.3. Maillage

Le maillage est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de point (nœuds). Les grandeurs scalaires (la pression et la température sont stockées dans les nœuds du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles (u et v) sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds.

A.4. Equation générale de transport

L'équation générale de transport d'une variable Φ pour un écoulement bidimensionnel et incompressible, s'écrit dans un système cartésien comme suit :

$$\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) + S_\Phi \quad (\text{A.1})$$

(j : indice de sommation : j=1,2 dans le cas bidimensionnel).

Avec :

$$\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} : \text{terme transitoire.}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \Phi) : \text{terme convectif (transport par convection de } \Phi \text{).}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) : \text{terme diffusif (transport par diffusion de } \Phi \text{)}$$

s_Φ : terme source.

Pour chaque variable Φ , l'équation de transport s'écrit dans le cas stationnaire, bidimensionnel :

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u \Phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \Phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) + S_\Phi \quad (\text{A.2})$$

A.5. Méthode de résolution

L'équation (A.2) est discrétiser avec la méthode des volumes finies, elle donne un système d'équation algébriques linéaire, qui prend la forme matricielle suivante :

$$\{A\}[\Phi] = [s]$$

Et pour la résoudre on peut utiliser une des deux méthodes de résolution des équations algébriques linéaire : les méthodes directes et les méthodes indirectes (ou itératives). Parmi les méthodes directes on citera l'inversion, diagonalisation et triangulation de matrice. Les méthodes itératives sont basées sur l'application répétées d'un algorithme relativement simple menant à la convergence certaine après un grand nombre d'itération, comme les méthodes itératives de Jacobi et de Gauss Seidel.

A.6. Critère de convergence

A chaque pas du temps, la mise à jour des nouvelles variables physiques est faite jusqu'à ce que le critère de convergence : $R = \left| \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Phi^n} \right| < \varepsilon$, soit satisfait.

A.7. Présentation des logiciel Gambit et Fluent.

A.7.1. Introduction

La simulation numérique en mécanique des fluides (CFD ; Computational Fluid Dynamics) est reconnue aujourd'hui comme l'un des outils incontournables de conception. Il est largement utilisé dans l'industrie, Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou transitoire.

Pour notre travail, nous avons eu recours au code CFD « Fluent », commercialisé par Fluent incorporated que nous disposons de la version 17.0, car il permet de résoudre les équations régissant les mouvements laminaires et turbulents d'un fluide, en dimension 2 ou 3. Les problèmes à résoudre peuvent être en régime permanent ou non permanent.

A.8. Le préprocesseur Gambit

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (computational fluid dynamics), il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle. Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage. Les options de génération de maillage de Gambit offrent une flexibilité de choix.

Annexe

On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés. L'interface de gambit (figure...) est une interface facile à manipuler et elle est décomposer en plusieurs parties :

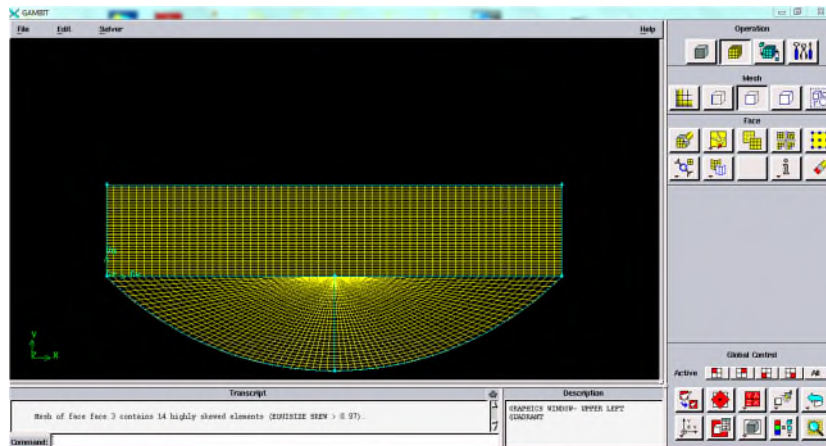


Figure A.2 : Interface de gambit.

a. Fenêtre d'outils d'opération

Chaque bouton de cette fenêtre correspond à une fonction bien définie.

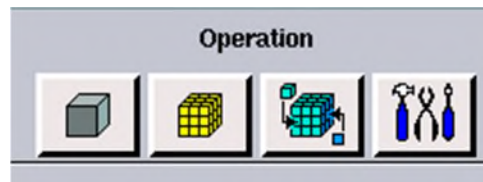


Figure A.3 : Fenêtre d'opération

a.1 Construction de la géométrie

elle est créée à partir de points, de cotés de surfaces de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation d'effacement de décomposition.

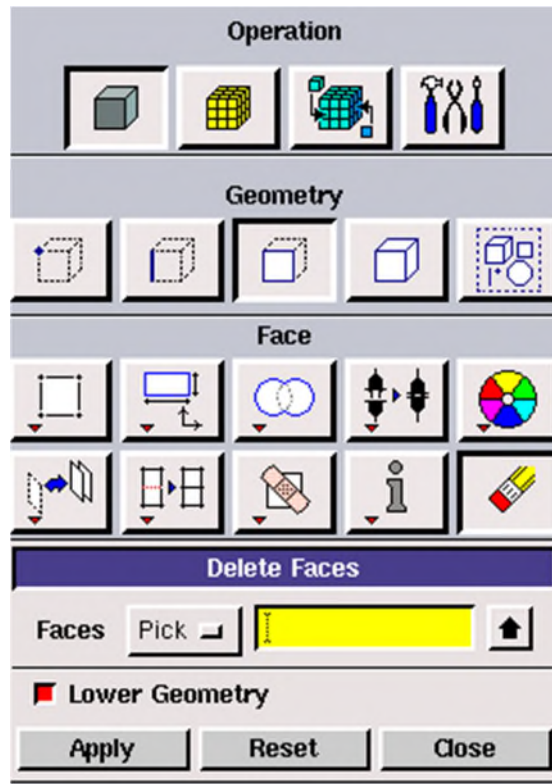


Figure A.4 : Menu de construction de la géométrie.

a.2. Génération de maillage

Cette fonction permet la génération de tous types de maillage, la manipulation du maillage généré et même la création d'une couche limite s'il y a lieu.

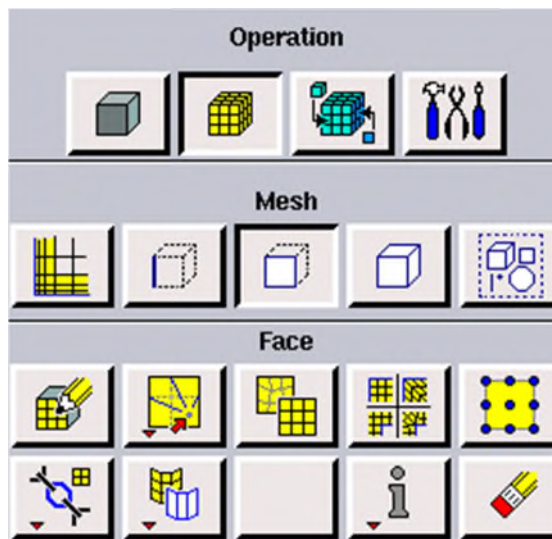


Figure A.5 : Menu maillage.

a.3 Incorporation des conditions aux limites

Plusieurs types de conditions aux limites sont disponibles selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme étant fluide.

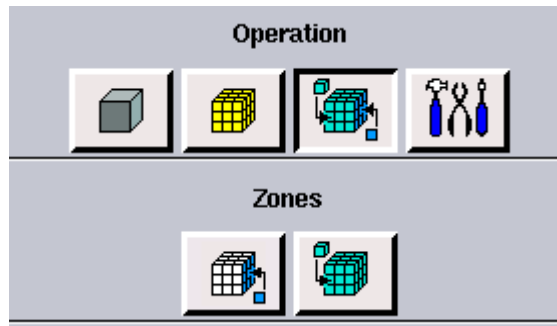


Figure A.6 : Menu conditions aux limites

a.4 Boutons d'outils

Ils permettent de spécifier le système de coordonnées par exemple, ou d'autres opérations spécifiques.

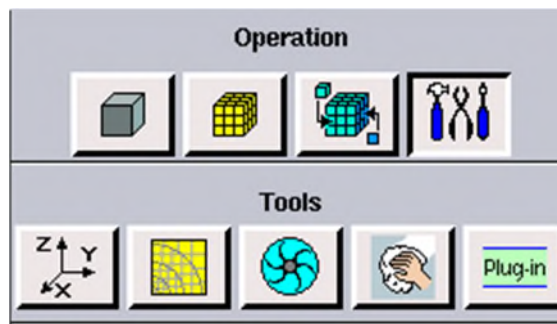


Figure A.7 : Menu outils.

b. Fenêtre de contrôle global

Elle concerne l'orientation, l'affichage, la lumière et la vérification du maillage.

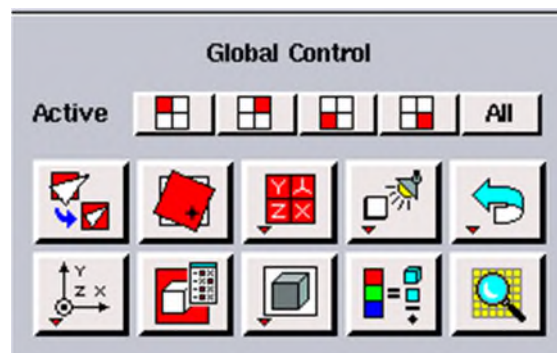


Figure A.8 : Fenêtre contrôle global.

c. fenêtre des description

La fenêtre des description affiche un message décrivant le composant d'interface graphique à la position du curseur de la souris en cours.

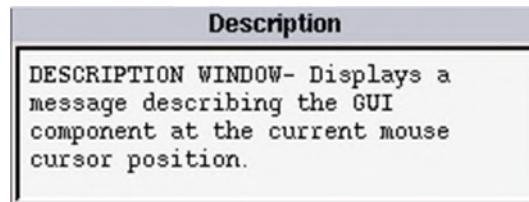


Figure A.9 : Fenetre des description

d. Fenêtre de la liste de commandes

Elle contient la liste des commandes antérieures. Si nécessaire, on peut ajouter une commande écrite pour être exécutée.

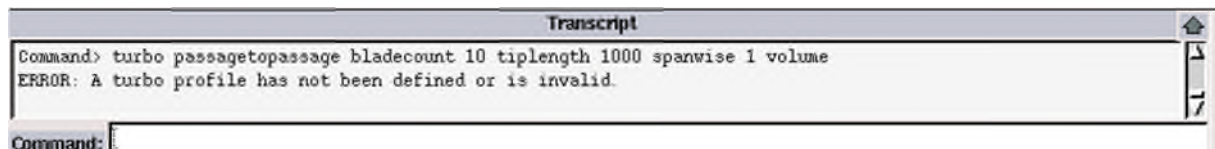


Figure A.10 : Fenêtre commandes.

A.9. Code Fluent

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans toute géométrie.

Il présente une grande flexibilité des résultats et une adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenue. Cela est très utile dans la région à gradients importants (les couches limites).

Fluent est écrit en langage C, il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation. On peut aussi exporter les résultats vers un autre logiciel de graphisme comme Tecplot et Grapher.

A.10. Démarrage fluent

On peut démarrer 4 versions de Fluent 2D, 3D, 2DDP, 3DDP ayants la même interface

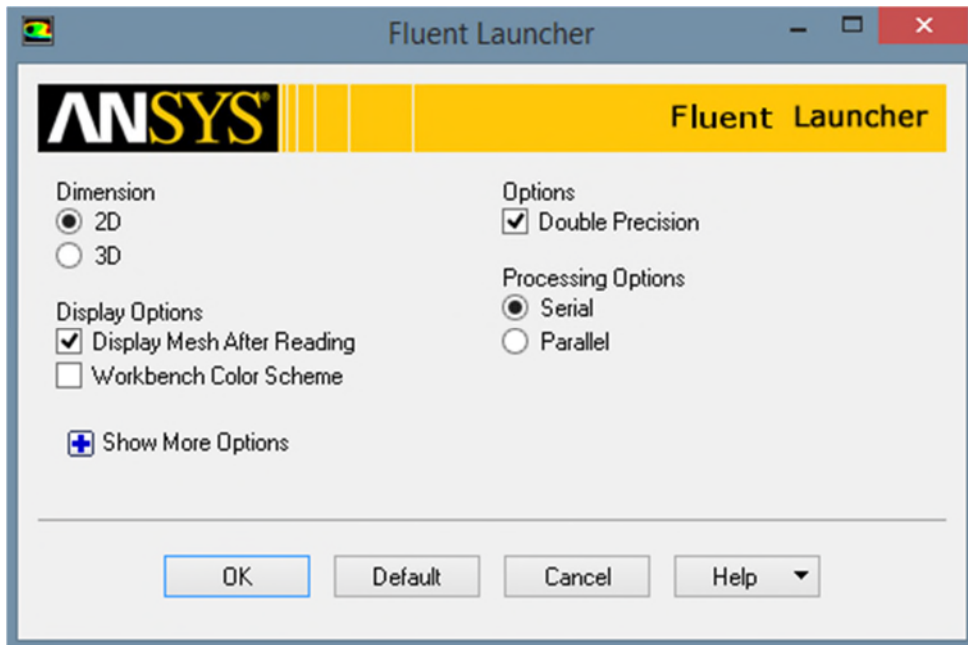


Figure A.11 : Démarrage de Fluent.

2D (2 Dimensions)

3D(3 Dimensions)

2DDP (2 Dimensions Double Précision)

3DDP (3Dimensions Double Précision)

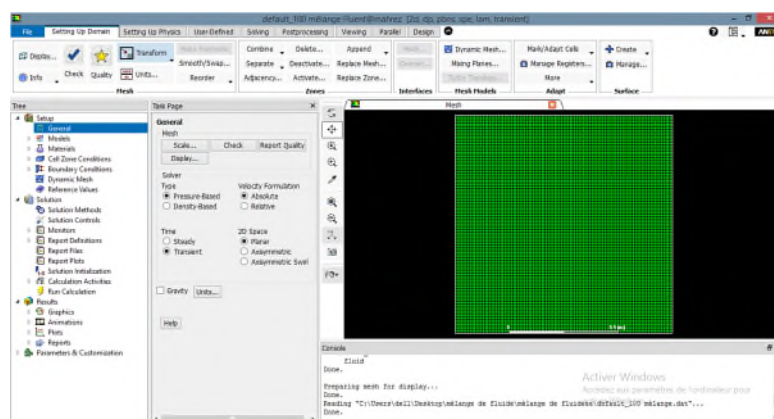


Figure A.12 : Interface de fluent

Annexe

Les fonctions disponibles pour la procédure numérique sont :

File : pour les opérations concernant les fichiers : lecture, sauvegarde, importation

Setting Up Domain : pour introduire les propriétés thermophysique des fluides, définir la nature d'écoulement (transitoire, stationnaire) ou bien (turbulent ou laminaire), définir la nature du fluide utilisé, initialiser et procéder au calcul.

User-Defined : pour introduire les variables adimensionnées,

Solving: pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisations.

Postprocessing : pour créer des point, des lignes et des plans nécessaire à l'affichage des résultats, afficher des rapports contenant les détails du problème traité.

Parallel : pour le calcul parallèle.

A.11. Conditions aux limites utilisées par le code Fluent

Pour le code Fluent, les types disponibles des conditions aux limites sont classées comme suit :

a) Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement : pression d'entrée (pressure inlet), vitesse de l'entrée (velocity inlet), débit massique à l'entrée (mass flow inlet), admission (intake), pression de sortie (pressure outlet) ; sortie (outflow), champ de pression lointain (pressure far-field), échappement (exhaust).

b) Mur et conditions du pole : mur (wall) , axe de symétrie (axis), conditions périodique, plan de symétrie (symétrie)

c) cellules des zones internes : fluide ou solide (de différent type)

d) condition des faces internes: ventilation, radiation, mur intérieur

A.12. Conclusion

A travers cette partie, nous avons présente brièvement la méthode des volumes finies, le code de calcul Fluent, et le logiciel Gambit. Le logiciel Fluent propose un nombre assez important d'options permettant aux utilisateurs de résoudre des problèmes d'écoulement tridimensionnel ou bidimensionnel, monophasique ou multiphasique (homogène ou non) , turbulent ou laminaire, permanent ou transitoire.

Résumé

Dans ce travail, on a présenté une étude numérique la convection naturelle laminaire et stationnaire dans une cavité fine suivant de différent type de fluide. Le travail a été partagé en trois parties suivant le type de fluide utilisé a savoir les fluides de base(air ,eau), les nanofluides (eau-cu) et enfin un mélange binaire.les équations régissant le problème ont été résolu pour chaque partie ,et sa en utilisions la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations du model mathématique(équations de continuité ,de quantité de mouvement et de l'énergie).dans le cas de fluide de base les champs dynamique et thermique sont obtenus pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, pour le cas d'un nanofluide les simulation on été effectué en variant le nombre de Grashof et la fraction volumique, l'étude des mélanges binaire à été conduite pour diverses valeurs du nombre de Grashof thermique . Dans les trois cas, le transfert de chaleur est amélioré en faisant varier ses différents paramètres.

Mots clés : convection naturelle, transfert de chaleur, cavité , fluide de base, nanofluide, mélange binaire , méthode des volume finis.

Abstract

In this work, a numerical study of the laminar and stationary natural convection in a subsequent fine cavity of different types of fluid was presented. The work was divided into three parts according to the type of fluid used, namely the basic fluids (air, water), nanofluids (water-cu) and finally a binary mixture. The equations governing the problem were solved for each part, and it uses the finite volume method to discretize the equations of the mathematical model (equations of continuity, momentum and energy). In the case of basic fluid, the dynamic and thermal fields are obtained for different values Of the Rayleigh number, for the case of a nanofluid the simulations were carried out by varying the Grashof number and the volume fraction, the study of the binary mixtures was conducted for various values of the thermal Grashof number. In all three cases, heat transfer is improved by varying its different parameters

Key words: natural convection, heat transfer, cavity, Basis fluid, nanofluids, binary mixture, finite volume method