

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

Ounecer Lydia

Aghouiles Tinhinane

Thème

**Simulation numérique des transferts de chaleur dans des espaces remplies
de Nano-fluide.**

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

Mr.	MENDIL.F	Président
Mr.	ADNANI. M	Rapporteur
Mr.	HAMDIM	Examineur

Année Universitaire 2022-2023

Remerciements

A l'issue du cycle de notre formation nous tenons à remercier dieux le plus puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

*Tout d'abord ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de monsieur **ADNANI MASSINISSA** on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce travail.*

*Nous adressons nos sincères remerciement à notre chef de département Monsieur **A.BENSLIMAN** on tiens à remercier vivement tous les personnes auprès des quelles J'ai trouvé l'appui nécessaire pour l'élaboration du présent travail, A mes formateurs, et mes professeurs de l'université Abderrahmane Mira Bejaia qui ont perfectionne mes connaissances théoriques et pratiques durant la période de ma formation et on tiens à remercier ensuite les Nombres de jury Monsieur, **MENDIL FATSAH** et monsieur **HAMDI** qui nous ont fait honneur de bien vouloir étudier avec attention et d'examiner notre travailles.*

Dédicace

*Louange à **Dieu** tout puissant, qui m'a permis de voir ce jour tout attendu*

Je dédie ce travail :

*Au personne les plus précieux dans ma vie, ma raison de vivre **Papa** et à toi la prunelle de mes yeux **Mama**. Votre soutien fut en lumière dans tout mon parcours. Ce travail est le fruit de tous les sacrifices que vous avez déployés pour mon éducation et ma formation .je vous aime et j'implore le tout puissant pour qu'il vous accorde une bonne santé et une vie longue.*

*A mes chers frères **Zinedine, Syphax et Rayane**. Vous m'avez soutenu, réconforté et encouragé, puissent nos liens fraternels se consolider et se pérenniser encore plus.*

Pour vous mes grands-parents Paternelle et Maternelle, Mes Oncles ainsi leurs femmes et tous leurs enfants.

*Tout spécialement pour mes unique et chères tantes **Saida et Wazna**.*

*Mes indispensable, **Amina, Lydia, Sarah** et ma collègue **Tinhinane**, les bonnes amies sont une bénédiction ; vous avez tout fait pour moi. Votre présence apporte tant de couleurs dans ma vie. Je vous aime tellement.*



- Lydia -

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail en principe aux personnes les plus importantes de ma vie ; **mon père** et **ma mère** qui ont été présents pour moi pendant tout mon cursus et ma vie, mais surtout qui ont toujours su trouver les mots qui m'encourageaient et qui me poussaient à aller de l'avant.*

*Pour tous les instants passés, les fous-rires et le désespoir, la colère et la joie qui ont accompagné ce travail, et même pour sa simple présence, je dédie ce mémoire à ma binôme **Lydia** sans laquelle il n'aurait pas pu être réalisé.*

Je dédie aussi ce travail à toute ma famille qui était toujours derrière moi pour me fortifier pendant mes moments difficiles, en particulier :

*Mon frère : **Nazim**.*

*Mes sœurs : **Liza et Ghina**.*

*Mes Amies plus proches : **Sassa, Melissa, Riadh***

Je veux dédier ce travail en particulier à mes chers amis qui ne nous ont jamais oubliés et qui étaient présents.

Enfin à toutes personnes qui me sont chères et que j'aime.



- Tinhinane -

Sommaire

Sommaire

Remerciements

Dédicace

Dédicace

Sommaire

Nomenclature

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction Général..... 1

Chapitre I

Généralité et synthèse bibliographie

Introduction	4
I.1. Généralités sur le transfert de chaleur.....	4
I.1.1. Définition	4
I.1.2. Différents modes de transfert de chaleur.....	4
I.2. Type de convection	7
I.3. Régime de convection mixte.....	8
I.4. Nano fluide	9
I.4.1. Définition	9
I.4.2. Types de nanoparticules	9
I.4.3. Fabrication et préparation des nano fluides.....	11
I.4.4. Les avantages et les inconvénients du nano-fluide [10].....	13
I.4.5. Propriétés physiques des fluides et nanoparticule.....	13
I.5. Synthèse bibliographique.....	19
Conclusion.....	26

Sommaire

Chapitre II

Formulation mathématique

Introduction	28
II.1. Configuration géométrique	28
II.2. Formulation Mathématique.....	29
II.2.1. Equations gouvernantes	29
II.2.2. Hypothèse simplification	30
II.2.3. Equation dimensionnelles	31
II.2.4. Equation adimensionnelles	31
II.2.5. Groupement adimensionnelle	32
II.2.6. Condition limites.....	34
II.3. Méthode numérique	35
II.3.1. La méthode des différences finies.....	35
II.3.2. La méthode des éléments finis.....	36
II.3.3. La méthode des volumes finis.....	36
Conclusion	37

Chapitre III

Résultats et Discussions

Introduction	39
III.1. Teste du maillage	39
III.2. Teste validation.....	41
III.3. Résultats et Discussions.....	42
III.3.1. Ecoulement descendant.....	42
III.3.2. Ecoulement ascendant.....	49
III.4. Nombre Nusselt local.....	51
III.5. Nombres nusselt moyen.....	54
Conclusion Générale	57
Liste bibliographie.....	59

Nomenclature

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité
SYMBOLES LATINS		
g	Gravité	[m.s ⁻²]
Cp	la chaleur spécifique	[j.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
H	Dimension géométrique (hauteur=largeur)	[m]
A	$A = \frac{H}{L}$	
Gr	Nombre de Grashof.	
h	Le coefficient d'échange convectif	[W.m ⁻¹ .K]
Nu	Le nombre de Nusselt.	
P	La pression	[Pa]
Pr	Nombre de Prandtl.	
Ra	Le nombre de Rayleigh.	
Re	Le nombre de Reynolds.	
S	Surface	[m ²]
t	Variable indépendante représente le temps	[s]
T	Température dimensionnelle	[K]
Tc	Température de fluide chaude	[K]
Tp	Température de la paroi du milieu considéré	[K]
U0	Vitesse caractéristique du fluide	[m/s]
Vp	Volume de solide (nanoparticules)	[m ³]
VT	Volume totale (volume du nanofluide)	[m ³]
U	Composante suivant x du vecteur vitesse	[m.s ⁻¹]
v	Composante suivante y du vecteur vitesse	[m.s ⁻¹]
x	Coordonné axial	[m]
y	Coordonné transversale	[m]
SYMBOLES GRECS		
A	Diffusivité thermique	m ² s ⁻¹
B	Coefficient d'expansion thermique	K ⁻¹
θ	Température adimensionnelle	-

Nomenclature

ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
φ	Fraction volumique des nanoparticules	
ρ	Masse volumique	kg m^{-3}
INDICES		
F	Fluide	
s	Solide	
nf	nanofluide	
c	Chaude	
f	Froide	

Liste des tableaux

Liste des tableaux

*Tableau II-1: La condition limites dimensionnelles et adimensionnelles applique .Erreur !
Signet non défini.*

Tableau III-1: Les propriétés thermo physique..... 39

Tableau III-2: Le nombre de Nusselt moyen en fonction des différents maillages 40

Liste des figures

Liste des figures

<i>Figure I-1 : Schéma représentatif des types de transfert</i>	4
<i>Figure I-2 : Schéma représentatif de la conduction</i>	5
<i>Figure I-3 : Schéma du transfert par convection.</i>	6
<i>Figure I-4 : Schéma représentatif de la convection forcé</i>	7
<i>Figure I-5 : Schéma représentatif de convection naturelle</i>	8
<i>Figure I-6 : Nano-fluide vu au microscope électronique.</i>	9
<i>Figure I-7 : Nanotubes de carbone ; Nanoparticules sphériques</i>	11
<i>Figure I-8 : Procédé de synthèse de nano fluide en une seule étape (Argonne National Laboratory, USA)</i>	13
<i>Figure I-9 : Configuration étudiant IWATSU et al</i>	20
<i>Figure I-10 : Convection naturelle dans une cavité carrée avec une chicane fine</i>	20
<i>Figure I-11 : Schéma d'une cavité carrée partiellement chauffée</i>	21
<i>Figure I-12 : Schéma de la géométrie du problème</i>	22
<i>Figure I-13 : Cavité carrée a chauffage latéral remplie de nanofluide</i>	22
<i>Figure I-14 : Configuration étudiant M.A.Mansour et al</i>	23
<i>Figure I-15 : Schéma d'une cavité carrée avec des orifices d'entrée et de sortie</i>	23
<i>Figure I-16 : Schéma de la géométrie du problème</i>	24
<i>Figure I-17 : Schéma de la cavité étudiée par Garoosi et al</i>	25
<i>Figure II-1 : Géométrie du problème</i>	28
<i>Figure II-2 : Maillage unidimensionnel</i>	36

Liste des figures

<i>Figure II-3 : Volume de contrôle bidimensionnel+</i>	37
<i>Figure III-1 : Nombre de Nusselt en fonction du maillage.</i>	40
<i>Figure III-2 : Lignes de courant, à droite réalisée à partir des études d'Iwatsu à gauche réalisée à partir des études actuelles</i>	41
<i>Figure III-3 : Lignes d'isothermes, à droite réalisée à partir des études d'Iwatsu, à gauche réalisée à partir des études actuelles.</i>	42
<i>Figure III-4 : Les lignes de courant pour différentes ϕ, $Re=50$ et $Gr=10^4$</i>	43
<i>Figure III-5 : Les lignes de courant pour différentes Gr à $Re=50$ et $\phi=0.01$</i>	45
<i>Figure III-6 : Les lignes de courants pour différentes Re à $Gr=10^4$ et $\phi=0.01$</i>	45
<i>Figure III-7 : Les lignes d'isotherme pour différentes ϕ à $Re=50$ et $Gr=10^4$</i>	46
<i>Figure III-8 : Les lignes d'isotherme pour différentes Gr à $Re=50$ et $\phi=0.01$</i>	48
<i>Figure III-9 : Les lignes d'isotherme pour différentes Re à $Gr=10^4$ et $\phi=0.01$</i>	48
<i>Figure III-10 : Les lignes de courante pour déférent Gr et ϕ a $Re=50$</i>	49
<i>Figure III-11 : Les lignes d'isotherme pour déférent Gr et ϕ a $Re=50$.</i>	50
<i>Figure III-12 : Variation de profil Nusselt local pour différents ϕ et Gr à $Re=50$</i>	52
<i>Figure III-13 : Variation de profil Nusselt local pour différents ϕ et Gr à $Re=100$.</i>	53
<i>Figure III-14 : Variation de profil Nusselt local pour différents ϕ et Gr à $Re=50$.</i>	54
<i>Figure III-15 : Nombres Nusselt Moyen en fonction Φ pour différentes Gr.</i>	54
<i>Figure III-16 : Nombres Nusselt moyen en fonction Φ pour différentes Gr.</i>	55
<i>Figure III-17 : Nombres Nusselt moyen en fonction Φ pour différentes Gr (descendant et ascendant)</i>	55

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert thermique au sein des nano-fluides ouvre depuis plusieurs années un portail de recherche important pour les études expérimentales, analytiques et numériques menant ce domaine à des publications liées à l'utilisation des nano-fluides comme des fluides actifs. La présence des nanoparticules dans le fluide traditionnel améliore le transfert thermique d'une manière remarquable sur le de nombreux domaines tel que (la pharmaceutique, l'énergétique, l'esthétique, matériaux...), Cette nouvelle génération de fluides porte le nom de Nano-fluides. Ce terme a été introduit par Choi [1] au laboratoire d'Argonne en U.S American 1995 et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale.

Le travail que nous développons dans ce manuscrit porte sur l'étude numérique d'un écoulement laminaire de nano fluide en convection mixte dans une cavité carrée chauffée par la paroi latérale et refroidie par la paroi supérieure et le reste des parois sont supposées adiabatiques, ceci en utilisant un nano-fluide à base d'eau et de Al_2O_3 . Les simulations numériques ont été réalisées en utilisant un code de calcul pour prédire l'effet des nombres de Grashof, Reynolds et de fraction volumique des nanoparticules sur le transfert de chaleur.

Notre travail est organisé en trois chapitres :

- Le premier chapitre est consacré à des définitions et généralités sur la convection et les nano-fluides et la synthèse bibliographique.
- Le second chapitre, nous avons introduit notre problème qui est le transfert thermique par convection mixte dans une cavité soumise à des conditions aux limites. Ainsi que les hypothèses simplificatrices pour résoudre les équations gouvernantes.
- Le dernier chapitre est consacré à la présentation et discussion des résultats numériques obtenus lors de la simulation.

Enfin, notre mémoire est clôturé par une conclusion générale, qui résume les principaux résultats de simulation.

Chapitre I
Généralité et synthèse
bibliographie

Introduction

Des chercheurs ont beaucoup travaillé pour améliorer le transfert thermique en lui introduisant des nanoparticules dans un fluide de base, On va donc s'intéresser dans ce chapitre à mettre l'accent sur des généralités sur les différents modes de transferts de chaleur ainsi à la description des différents modèles régissant les lois fondamentales des échanges thermiques en présence des nanoparticules.

I.1. Généralités sur le transfert de chaleur

I.1.1. Définition

Lorsque deux corps sont à la même température, ils sont dits en " équilibre thermique ".

Si leurs températures sont différentes, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid, et dans ce cas on parle d'un transfert thermique.

I.1.2. Différents modes de transfert de chaleur

Trois phénomènes physiques de base permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès lors qu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à la même température) ; on évoque dans ce cas les modes de transfert de chaleur, on distingue : la conduction, le rayonnement et la convection [1].

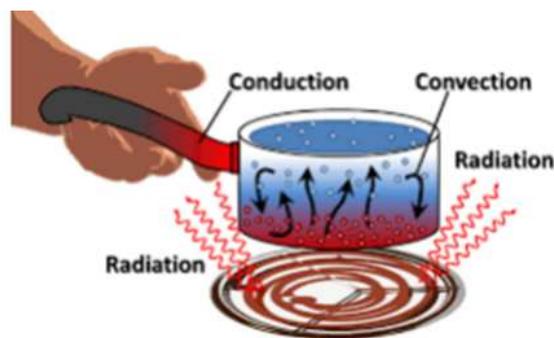


Figure I-1 : Schéma représentatif des types de transfert

A. Conduction

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur entre deux milieux en contact physique.

Dans la plupart des cas on étudie la conduction dans les milieux solides, puisque dans les milieux fluides (c'est-à-dire liquide ou gazeux), la conductivité thermique est faible.

La conduction est le seul mécanisme intervenant dans le transfert de chaleur dans un solide homogène, opaque et compact.

La conduction s'effectue de proche en proche :

- Si on chauffe l'extrémité d'un solide il y a transfert progressif.
- Si on coupe le solide, le transfert sera rompu.

Ce transfert de chaleur obéit à la loi de Fourier : [2]

$$dQ = -\lambda S \frac{dT}{dx} dt$$

(I.1)

dQ : La chaleur transmise par conduction (J)

λ : Conductivité thermique ($\frac{W}{mK}$)

S : Surface de la section de passage de flux de chaleur (m^2)

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température en x ($\frac{K}{m}$)

Le flux de chaleur Φ en watt qui circule en x :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = -\lambda S \frac{dT}{dx}$$

(I.2)

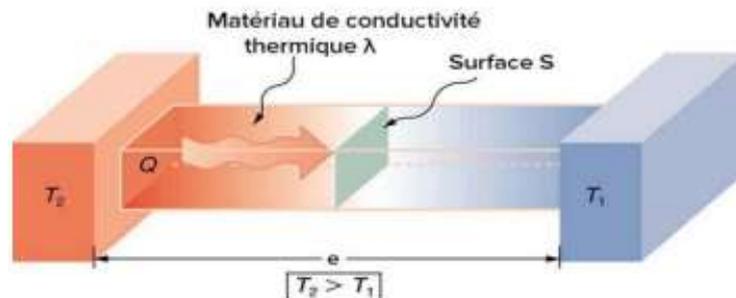


Figure I-2 : Schéma représentatif de la conduction

B. Rayonnement

Le rayonnement thermique est le mode de transmission par lequel la chaleur passe d'un corps à haute température à un autre froid sans nécessité de support matériel. C'est donc le seul mode où la chaleur peut se propager dans le vide. Le rayonnement thermique ne diffère des autres ondes électromagnétiques, comme les ondes hertziennes par exemple, que par son origine : la température. En effet tout corps rayonne tant que ses températures différentes de zéro Kelvin.

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, ou forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevée. Inversement, soumis à un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur.

C. Convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu entre une surface solide et un fluide (liquide ou gaz) en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) entre elles, compte tenu des forces qui produisent le mouvement de fluide, on a trois types de convection : la convection naturelle, forcée et mixte.

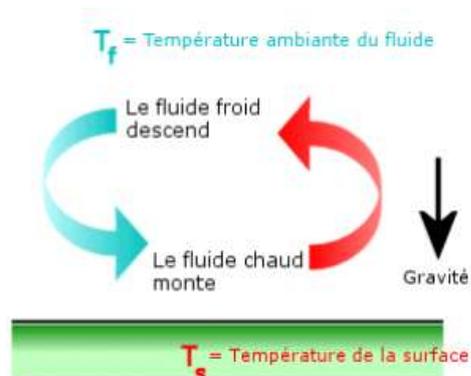


Figure I-3 : Schéma du transfert par convection.

La loi de Newton introduit la relation entre le flux échangé et la surface d'échange, elle s'exprime comme suit :

$$\phi = hS(T_p - T_f) \quad (\text{I.3})$$

Avec :

ϕ : Flux thermique (W).

h : Coefficient d'échange convectif ($\frac{W}{K m^2}$).

S : Surface d'échange à l'interface solide /fluide (m^2).

T_p : Température de la paroi (k).

T_f : Température du fluide loin de la surface de solide (k).

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h en fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristique géométrique de la surface de contact solide /fluide.

I.2. Type de convection

A. Convection forcée

Lorsque le champ de vitesse est imposé, le champ de température est totalement dépendant de celui-ci. Cette situation est celle de la convection forcée dans laquelle la vitesse est donc insensible aux variations de température dans le fluide. La température T obéît alors à une équation de transport :

$$\rho C_p \frac{\Delta T}{\Delta t} = \lambda \nabla^2 T + \Phi_s \quad (I.4)$$

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) T \quad (I.5)$$

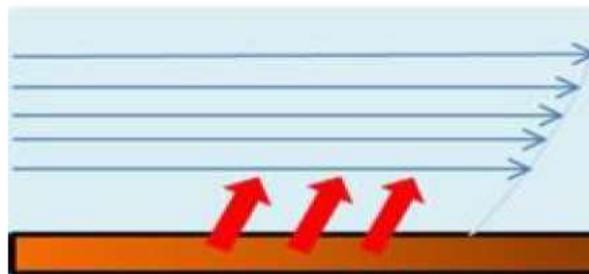


Figure I-4 : Schéma représentatif de la convection forcée. [3]

B. Convection naturelle

Provoquée par les forces massiques dans le fluide dues par exemple aux différences de température et donc de masse volumique du fluide Ou bien Lorsque le champ de vitesse est créé par le champ de température, on dit que la convection est naturelle. [3]

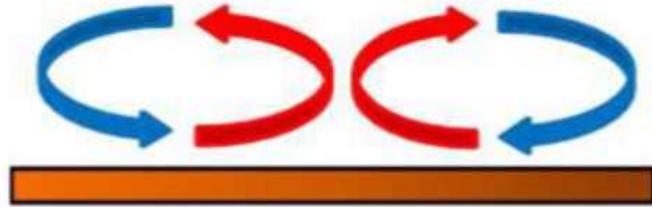


Figure I-5 : Schéma représentatif de convection naturelle. [3]

C. Convection mixte

La convection est dite mixte si les deux convections naturelle et forcée sont combinées, c'est à-dire, Il existe, comme mentionné précédemment, une cause externe au mouvement du fluide, mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (régime de transition entre la convection libre et la convection forcée). C'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : l'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas pour autant négligeable, surtout lorsqu'on se place loin

Des entrées d'air. Pour une même surface d'échange et un même écart de température, la valeur de l'échange thermique est notablement améliorée dans le deuxième cas.

La convection mixte est caractérisée par un nombre adimensionnel appelé nombre de

Richardson, qui s'exprime par.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (I.6)$$

I.3. Régime de convection mixte

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (Convection naturelle et convection forcée) Les deux convections sont considérées séparément, et l'ordre de grandeur est le même [4]. Ce Le transfert de chaleur par

convection mixte et l'écoulement de fluide dans la cavité sont Sujets d'enquête importants car ils affectent de nombreuses applications Ingénierie et phénomènes naturels, tels que l'énergie thermique, l'industrie Pétrochimie, aérospatiale, construction et capteurs solaires, etc. [5]. Et, Le problème de la convection mixte est caractérisé par trois paramètres de non-surveillance Dimension, à savoir nombre de Reynolds Re , nombre de Grashof, grand nombre Usine [6].

$$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \quad \text{Convection forcée}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \gg 1 \quad \text{Convection naturelle}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \approx 1 \quad \text{Convection mixte}$$

I.4. Nano fluide

I.4.1. Définition

Les nano fluide sont des solutions colloïdales composées des particules de taille nanométrique en suspension dans un fluide conventionnel. Un fluide conventionnel est tout corps qui n'est pas à l'état solide, donc constitue d'une seule phase : liquide ou gazeux .le terme nano fluide est proposé par **Choi** [7] pour designer la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base.

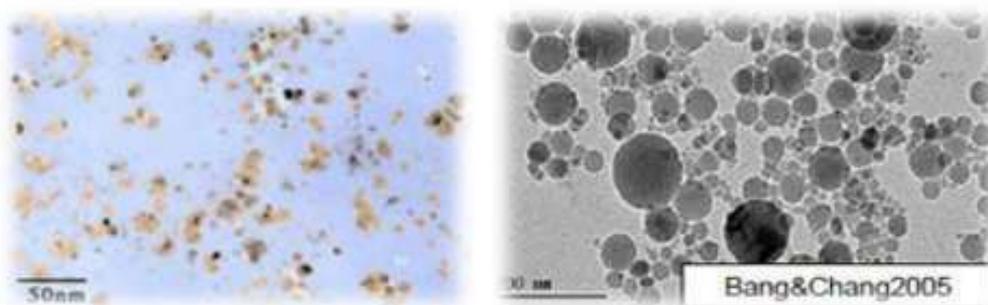


Figure I-6 : Nano-fluide vu au microscope électronique [7].

I.4.2. Types de nanoparticules

Les nanoparticules sont devisées en plusieurs types en fonction de leurs caractéristiques physiques, chimiques et leur morphologie. On site quelques types :

- Nanoparticules à base de carbone

- Nanoparticules Métalliques
- Nanoparticules Céramiques
- Nanoparticules Semi-conducteur
- Nanoparticules Polymériques

Mais les plus utilisées dans la préparation des nano fluides sont généralement constituées de métaux, On l'est nome nanoparticules métallique :

- L'or « Au »
- L'argent « Ag »
- Le cuivre « Cu »
- L'aluminium « Al »

On utilise également Les nanoparticules des oxydes métalliques :

- L'oxyde de silicium « SiO₂ »
- L'oxyde d'aluminium « Al₂O₃ »
- L'oxyde de cuivre « CuO »
- L'oxyde de titanium « TiO₂»

Les nanoparticules non métalliques :

- Les nanotubes de carbone « CNT »
- Le diamant « C » [8].

Les liquides de base les plus utilisés sont :

- L'eau.
- L'éthylène-glycol, EG.
- Les huiles.
- Le toluène [8].

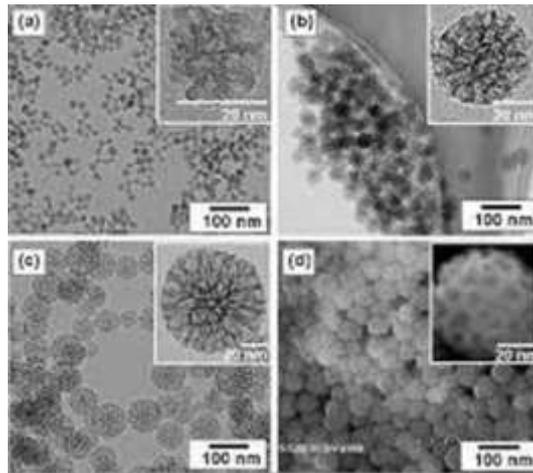


Figure I-7 : Nanotubes de carbone ; Nanoparticules sphériques [8].

I.4.3. Fabrication et préparation des nano fluides

Le point délicat est la fabrication de si petits morceaux de matière plus ou moins bien calibrés. Inutile d'essayer d'en faire chez soi en ponçant un bout de cuivre pour en faire de la poussière par exemple. Ça ne fera que des particules de taille micrométrique au mieux, qui encrassera le circuit. Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

- Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- Les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

En général, les nanoparticules utilisées pour la synthèse de nano fluides sont à base d'oxydes, de nitrures, de carbures, de métaux purs ou d'alliages, de nanotubes de carbone (NTC). On trouve également des particules composites pouvant utiliser des polymères. Il y a deux méthodes principales pour obtenir un nano fluide :

La méthode en une seule étape consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base. Moins industrielle, elle n'est utilisable que pour certains nano fluides mais permet d'éviter l'agglomération et l'oxydation des nanoparticules. Un exemple de procédé consiste à condenser sous forme de nanoparticules une vapeur métallique dans un réacteur sur un film de liquide à basse tension de vapeur.

La méthode en deux étapes consiste à produire dans un premier temps les nanoparticules, puis à les disperser dans le fluide de base. Pour permettre une bonne

dispersion, une forte action mécanique à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrasons est souvent nécessaire afin de briser les agglomérats. En outre, pour éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules en adaptant le pH. On peut également utiliser les forces de répulsion stériques à l'aide de molécules adsorbées ou greffées sur la surface. Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients et certains ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé. Les principaux moyens peuvent être : Le mécano synthèse (broyage à haute énergie).

- La précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple).
- Les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD).
- Les dépôts chimiques en phase vapeur assistés par plasma (PECVD).
- La condensation de vapeurs par détente brutale dans des tuyères supersoniques.
- La pulvérisation cathodique radiofréquence.
- La sublimation par ablation laser (vaporisation d'un échantillon par impulsion laser).
- La pyrolyse laser (interaction entre un faisceau laser continu et un flux de réactifs).
- La désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles (comme pour un usinage par électroérosion) [8].

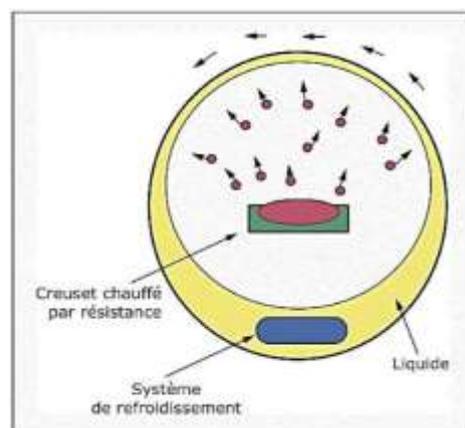


Figure I-8 : Procédé de synthèse de nano fluide en une seule étape (Argonne National Laboratory, USA) [9].

I.4.4. Les avantages et les inconvénients du nano-fluide [10]

A. Avantages des nano-fluides

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

B. Inconvénients des nano-fluides

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

I.4.5. Propriétés physiques des fluides et nanoparticule

A. La masse volumique

Pour calculer la masse volumique d'un nano fluide que nous supposons Parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique a une température T donnée, nous revenons à la définition de la masse volumique de ce mélange [11].

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{v}\right)_{nf} = \frac{m_f + m_s}{v_f + v_s} = \frac{\rho_f v_f + \rho_s v_s}{v_f + v_s} \quad (I.7)$$

La fraction volumique des nanoparticules, notée φ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide + solide).

$$\varphi = \frac{\text{Volume solide}}{\text{Volume totale du nanofluide}} = \frac{v_s}{v_f + v_s} \quad (I.8)$$

On en déduit alors la masse volumique du nano fluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (I.9)$$

Où : La masse volumique du nano fluide. ρ_{nf}

- La masse volumique du fluide de base. ρ_f
- La masse volumique des nanoparticules solides. ρ_s

B. La chaleur spécifique

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 nano fluide, on a retrouvé suivant les auteurs l'une ou l'autre des deux relations suivantes.

De nombreux auteurs dont **Pak et Cho.** (1998) ont utilisé : [12]

$$C_p = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad (I.10)$$

Certains autres dont Xuan et Roetzel (2000) ont utilisé :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)\rho(C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \quad (I.11)$$

C'est cette dernière relation que nous conservons dans la suite de notre travail puisqu'elle est, contrairement à la première plus fréquemment utilisée, mais a tort, dans de nombreux travaux, les formes aux lois de la thermodynamique.

C. Conductivité thermique des nano fluides

Etant donné que les nanoparticules à haute conductivité thermique suspension dans le fluide de base qui a une faible conductivité thermique, augmentent remarquablement la conductivité thermique de nano fluides. Les chercheurs ont développé plusieurs modèles pour prédire l'estimation de la conductivité du nano fluide et de nombreuses expériences ont été menées pour comparer les données expérimentales avec ces modèles analytiques, constitués par des éléments très réguliers tels que les nanoparticules sphériques. Les modèles décrits dans la littérature sont des outils de prédictions développés, afin d'appréhender les mécanismes de transfert thermique au sein des nano fluides. Nous présenterons dans cette partie les modèles les plus utilisés dans le cas des nano fluides. [11]

➤ **Modèle de Maxwell (1881)**

Maxwell fait partie des chercheurs qui se sont intéressés au calcul de la conductivité thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension. Pour aboutir à l'estimation de cette dernière, il a supposé que le fluide renferme plusieurs particules sphériques de même diamètre D_2 .

La formule de Maxwell est donnée par :

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2\varphi(\lambda_s - \lambda_f)}{\lambda_s + 2\lambda_f - \varphi(\lambda_s - \lambda_f)} \lambda_f \quad (I.12)$$

λ_{nf} , λ_f , λ_s Désignent respectivement les conductivités thermiques du nano fluide, du fluide de base et des particules solides.

Le modèle de Maxwell est satisfaisant pour les suspensions contenant des particules sphériques de concentrations volumiques relativement faibles mais ne tient pas compte de l'effet de la taille ni de la forme des particules. Il est à noter aussi que l'effet des interactions inter-particules est négligé dans ce modèle [13].

➤ **Modèle de Hamilton-Crosser (1962)**

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle noet Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nano fluide que n efficace pour la description du phénomène étudié, pour cela le modèle du Hamilton l que soit la forme de la nanoparticule, 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 l'expression suivante :

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + (n-1)\lambda_f - (n-1)(\lambda_f - \lambda_s)\phi}{\lambda_s + (n-1)\lambda_f + (\lambda_f - \lambda_s)\phi} \lambda_f \quad (I.13)$$

Ou n est un facteur de forme empirique donne par $n = \frac{3}{\Psi}$

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

Pour $\Psi = 1$ (particules sphériques), le modèle de Hamilton-Crosser est identique au modèle de Maxwell. [14].

➤ **Modèle de Yu et Choi (2003)**

Une autre expression pour calculer la conductivité thermique a été introduite par Yu et Choi (2003). Ils ont proposé de modéliser les nano fluides comme un liquide de base et des particules solides séparées par une couche nanométrique, cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules. De plus, ils ont supposé que la conductivité thermique de la couche nanométrique est plus grande que la conductivité thermique de liquide [15].

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)(1 + \beta)^3 \phi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)(1 + \beta)^3 \phi} \lambda_f \quad (I.14)$$

Où β est le rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

➤ **Modèle de Bruggeman (1935)**

Le modèle proposé par Bruggeman (1935) semble mieux approximer certains résultats expérimentaux comparés aux autres modèles pour le cas des nanoparticules sphériques avec aucune limitation concernant les concentrations des nanoparticules [16].

$$\lambda_{nf} = \frac{(3\phi - 1)\frac{\lambda_p}{\lambda_f} + \{3(1 - \phi) + \sqrt{\Delta}\}}{4} \lambda_f \quad (I.15)$$

$$\Delta = \left[(3\phi - 1) \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right)^2 + (2 - 3\phi)^2 + 2(2 + 9\phi - 9\phi^2) \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right) \right] \quad (I.16)$$

D. Le coefficient d'expansion thermique

Nous intéressons dans le cadre de notre étude aux seuls fluides porteurs incompressibles (masse volumique indépendante de la pression) mais dilatables. Cette variation de masse volumique sous l'action de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique $\beta_T = -\frac{1}{\rho} (\partial \rho / \partial T)_p$, appelé également coefficient de dilatabilité (Bejan, 2004).

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

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \varphi) (\rho\beta)_f + \varphi (\rho\beta)_s \quad (I.17)$$

Kim et al. (2004) ont supposé que le coefficient d'expansion thermique du fluide β_f est largement plus grand que celui des nanoparticules solides β_s . Il ramené l'équation (3.5) à la forme simplifiée suivante : [11-3]

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho\beta)_f \quad (I.18)$$

E. La viscosité dynamique

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport de fluides.

L'ajout des nanoparticules permet d'augmenter et d'améliorer la conductivité thermique du nano fluide, mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité dynamique. De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été menées afin d'estimer ou de mesurer la viscosité dynamique des nano fluides, et de quantifier l'importance des principaux paramètres qui l'influencent. Plusieurs modèles théoriques ont été développés pour prédire l'évolution de la viscosité dynamique des suspensions sous certaines conditions.

Dans cette partie, nous nous intéresserons aux modèles les plus utilisés dans le cas des nano fluides. [11]

➤ Modèle d'Einstein (1906)

Einstein a déterminé l'énergie dissipée autour d'une seule particule dans un fluide en associant son énergie au travail réalisé pour la faire avancer relativement au fluide. A partir de ce résultat, il a déterminé l'expression décrivant une dépendance linéaire de la viscosité des suspensions dans un fluide avec la concentration. [17]

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5 \varphi) \quad (I.19)$$

La formule d'Einstein a depuis été vérifiée expérimentalement et est considérée satisfaisante pour des suspensions très diluées de particules sphériques (browniennes ou

non browniennes), typiquement pour des concentrations volumiques inférieures à 1%. Il est à noter que ce modèle ne tient pas compte des effets de la taille des particules et des interactions inter particules.

➤ **Modèle de Brinkman (1952)**

La formule de Brinkman (1952) complète le modèle d'Einstein jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4%.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (\text{I.20})$$

On remarque que cette relation décrit une évolution non linéaire de la viscosité dynamique avec la concentration volumique mais ne tient pas compte de la collision entre les particules. [18]

➤ **Modèle de Batchelor (1976)**

En effet, l'écoulement autour de chaque particule est influencé par la présence éventuelle d'autres particules à proximité et par les collisions entre particules. Ainsi, cela se traduit par la prise en compte d'un terme ϕ^2 dans le modèle de Batchelor (1976).

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + \eta\phi + K_H\phi^2) \quad (\text{I.21})$$

Où η est la viscosité intrinsèque et k_H est le coefficient de Huggins. La valeur de η et k_H Est de 2.5 et 6.5 respectivement pour des particules sphériques [19].

➤ **Modèle Maiga et al. (2005)**

D'autres relations ont été proposées dans la littérature limitée à des applications bien précises. Maiga et al. (2005) à partir de résultats de mesures ont proposé la corrélation.

$$\mu_{nf} = \mu_f (123\phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad (\text{I.22})$$

En comparant cette corrélation aux modèles d'Einstein et de Brinkman, on trouve que ces deux dernières approches sous-estiment les valeurs expérimentales de la viscosité des nano fluides. [20]

➤ **Modèle Pack et Cho (1998)**

Pack et Cho (1998) ont proposé, quant à eux une corrélation pour les nanoparticules Al_2O_3 Disperses dans l'eau donnée par : [21]

$$\mu_{nf} = \mu_f (533.9\phi^2 + 39.11\phi + 1) \quad (I.23)$$

I.5. Synthèse bibliographique

Lai et Yang [22] ont étudié la convection naturelle d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau) dans une cavité carrée bidimensionnelle, par la méthode de Boltzmann en réseau (LBM), avec des parois latérales maintenues à différentes températures et entraînées par la force de flottabilité. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la concentration du volume de particules. Le nombre de Nusselt moyen du nanofluide est plus élevé que celui de l'eau avec le même nombre de Rayleigh

Öztuna et Kahveci [23] ont présenté le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte carrée remplie des nanofluides (Cu-eau) et (Al_2O_3 -eau) et chauffée de différentiellement et partiellement divisée par des séparations, leurs résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de séparation et augmente considérablement avec l'introduction des nanoparticules dans le fluide, cette augmentation est maximale pour les nanoparticules de Cu, et minimale pour les particules de Al_2O_3 .

IWATSU et al [24], ont réalisé une étude paramétrique approfondies sur l'écoulement et le transfert de chaleur d'un fluide visqueux contenu dans une cavité carée.

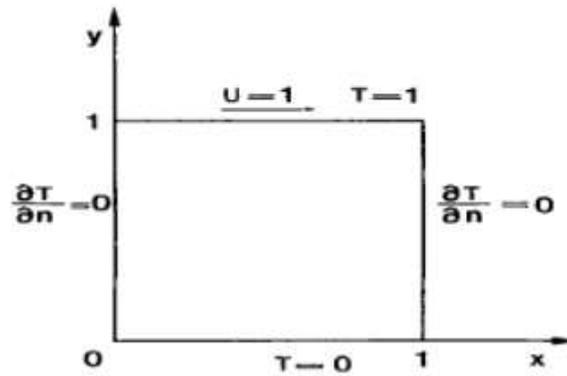


Figure I-9 : Configuration étudiée par IWATSU et al [24].

Shi et Khodadadi [25] ont mené une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée avec une fine ailette très conductrice attachée à la paroi chaude. La longueur et la position des ailettes étaient : 20%, 30% et 50% de la longueur de la cavité et 0,125, 0,25, 0,375, 0,5, 0,625, 0,75 et 0,875 sur le mur gauche respectivement, quatre nombres de Rayleigh ont été testés ($4 \cdot 10^4$, $5 \cdot 10^4$, $6 \cdot 10^4$ et $7 \cdot 10^4$). Il a été constaté que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et lorsque l'ailette était située plus près des parois isolées. Une corrélation pour le nombre moyen de Nusselt a été dérivée.

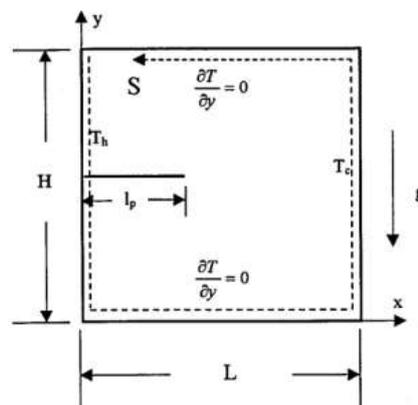


Figure I-10 : Convection naturelle dans une cavité carrée avec une chicane fine [25].

Frederick [26] a réalisé une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée inclinée différentiellement chauffée avec une partition diathermique fixée sur sa paroi froide. La partition minimise le transfert de chaleur jusqu'à 47% par rapport à la cavité non divisée au même nombre de Rayleigh, cette réduction dépend de l'angle d'inclinaison, de la longueur de la partition et du nombre de Rayleigh.

Ambarita et al. [27] ont réalisé numériquement une étude paramétrique sur la convection naturelle à l'intérieur d'une cavité carrée avec deux ailettes isolées attachées à ses parois horizontales adiabatiques en position symétrique. Divers paramètres ont été étudiés tel que le nombre de Rayleigh, les emplacements et les longueurs des ailettes. Il a été observé que le nombre de Nusselt augmente lorsque : le nombre de Rayleigh augmente, la longueur d'une nageoire diminuait et dépendait fortement de la position de l'aileron.

A. Mansour et R.A. Mohamed [28] ont fait une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée partiellement chauffée du bas par une source de chaleur (figure I.13). Les effets de la variation du nanofluid (eau-Cu, eau-AG, eau-AL₂O₃, eau-TiO₂), du nombre de Reynolds, de la volumique, de la longueur et de l'emplacement de la source de chaleur ont été étudiés. Ils ont constaté que : - le nombre de Nusselt moyen augmente en augmentant la fraction volumique, par conséquent à une amélioration du transfert de chaleur. - A mesure que la longueur de la source de chaleur augmente la température du nanofluid augmente. - En ajoutant des particules d'alumine (Al₂O₃) au fluide de base, le nombre de Nusela augmente. Par contre, il diminue en ajoutant des nanoparticules d'oxyde de titane (TiO₂).

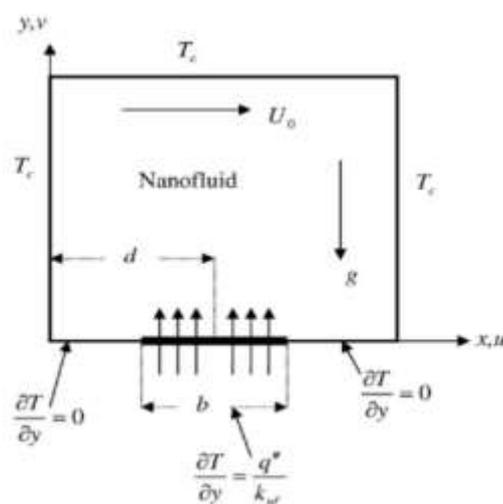


Figure I-11 : Schéma d'une cavité carrée partiellement chauffée [28]

Nada chamboulé et M.A.Belmiloud [29] L'étude numériquement de la convection naturelle dans une cavité carrée dont la paroi horizontale inférieure et la paroi verticale droite sont chauffées, le nanofluid utilisé il est à trois différents types de nanoparticules à

l'intervalle. $0 \leq \phi \leq 0.15$ nombre de Rayleigh est compris entre 103 et 106 le nombre de Prandtl est fixé à $Pr=6.2$

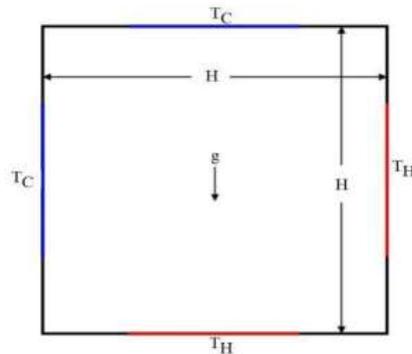


Figure I-12 : Schéma de la géométrie du problème. [29]

Les résultats montrent que le transfert de chaleur s'améliore à l'augmentation de nombre de Rayleigh et la valeur de la fraction volumique.

En 1999 Bethancourt [30] a mené une étude numérique sur la convection naturelle dans une cavité carrée, Figure I.8, à chauffage latéral rempli de deux fluides non miscibles (eau / hexa décane). Ils ont montré qu'en raison de la faible conductivité thermique des fluides conventionnels, la convection naturelle inclut une mauvaise performance de transfert de chaleur.

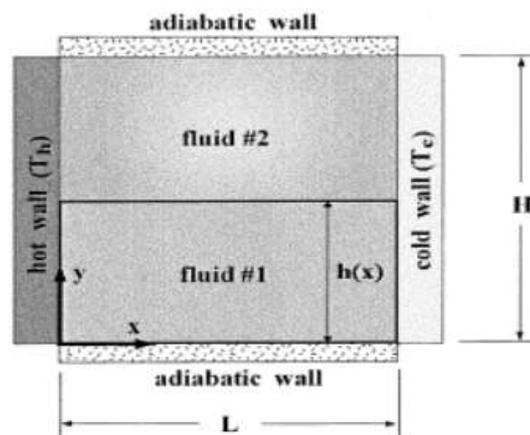


Figure I-13 : Cavité carrée à chauffage latéral remplie de nanofluide [30]

M.A.Mansour et al [31], ont publié une étude sur le mécanisme de transport de la convection mixte laminaire dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide « Cu-H₂O » en

présence d'un flux de chaleur. Ils ont montré que le nombre de Nusselt augmente a l'augmentation du nombre de Reynolds et qu'il diminue a la diminution du nombre de Hartman.

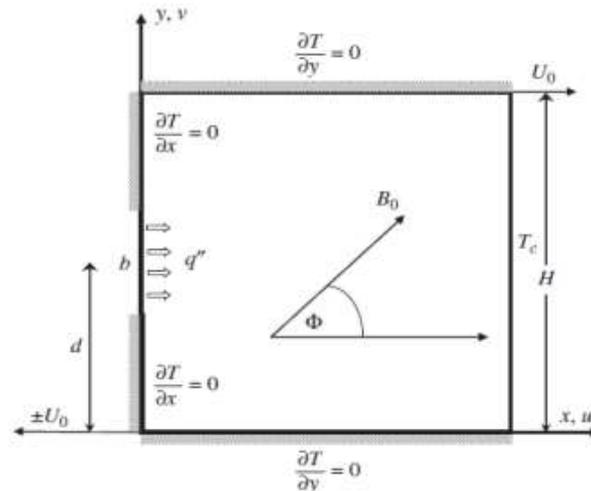


Figure I-14 : Configuration étudiée M.A.Mansour et al [31].

Mina Shahi et al [32] ont fait Une recherche numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée avec une entrée et une sortie en utilisant un nano-fluide (Cu-eau) (figure I.9), la paroi inférieure est soumise à un flux de chaleur constant. L'étude a été effectuée en variant le nombre de Reynolds de 50 jusqu'à 1000, le nombre de Richardson entre 0 et 10 et la fraction volumique de 0 jusqu'à 0.05. Les résultats obtenus indiquent que l'augmentation de la concentration des nanoparticules mène à l'augmentation du nombre de Nusselt moyen et à diminuer la température moyenne.

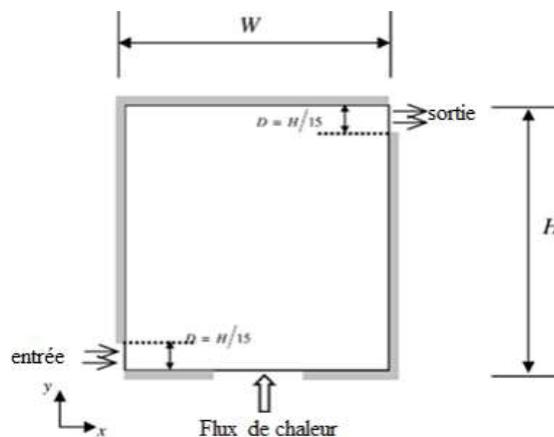


Figure I-15 : Schéma d'une cavité carrée avec des orifices d'entrée et de sortie[32].

M. ADNANI [33] a présenté une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée en présence d'un bloc froide a l'intérieure de la cavité. Ils ont mené trois configurations pour les deux parois froid et chaud, les nombre de Reynolds et dépend son fixé à $Re=100$, $Pr=0,71$ respectivement. (Voir la figure).

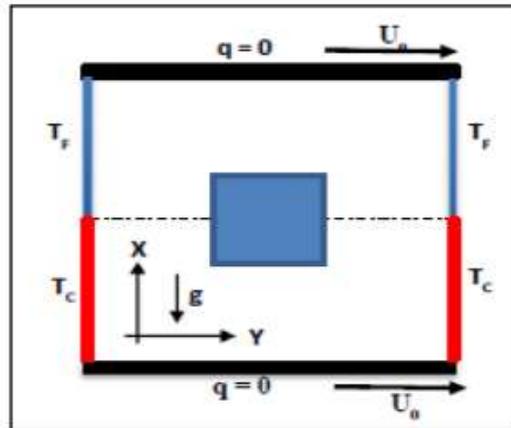


Figure I-16 : Schéma de la géométrie du problème [33].

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

Garoosi et al [34] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée remplie de nanofluide en présence de plusieurs paires de radiateurs et de refroidisseurs pour un nombre de Rayleigh variant entre 104 et 107, Figure I 21. Les parois de la cavité sont isolées et les parois des radiateurs et des refroidisseurs sont isotherme. Les résultats obtenus ont montré que les effets les plus remarquables sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur, sont : le changement de la position du réchauffeur et du refroidisseur, la surface des radiateurs et des refroidisseurs ainsi que le type des nanoparticules. Il ressort alors que le taux de transfert de chaleur pour la gamme des nombres de Rayleigh choisie peut être amélioré plus efficacement en augmentant la taille et le nombre des radiateurs et des refroidisseurs. La valeur optimale de la fraction volumique des nanoparticules dans ce cas est de 1%.

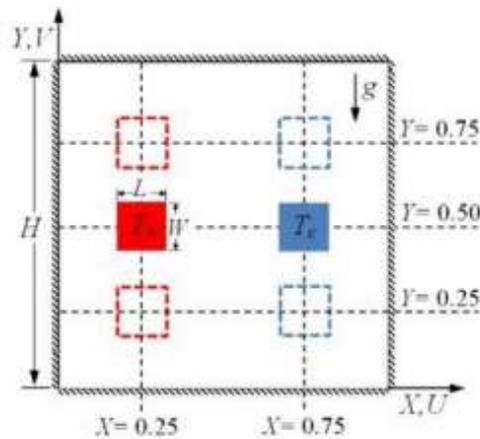


Figure I-17 : Schéma de la cavité étudiée par Garoosi et al [34].

Vahl Davis et al [35], dans les années 60 du 20^{ème} siècle les premiers travaux portant sur la convection naturelle ont été entrepris, ces auteurs ont utilisé la méthode des différences finies pour résoudre le problème de convection naturelle dans une cavité carrée chauffée. Ces études ont eu le mérite de lancer une compétition internationale sur le sujet. Elles ont montré que la distribution de température à mi-hauteur de la cavité est presque linéaire et le gradient thermique vertical tend vers zéro pour les valeurs du nombre de Rayleigh inférieures à 10^4 .

Rahman et al [36] ont analysé les effets des nombres de Prandtl, Richardson et Reynolds sur les caractéristiques de transfert de chaleur par convection mixte laminaire sur une cavité carrée avec une entrée située sur le côté gauche de la paroi verticale isolée, où l'orifice de sortie est fixé à la partie supérieure de la surface verticale chauffée. Un total d'emplacements de dix entrées a été pris en compte. L'étude englobe une gamme de nombre de Reynolds de 50 à 200, une gamme de nombre de Prandtl de 0,71 à 50 et une gamme de nombre de Richardson de 0 à 10. Une étude détaillée du transfert de chaleur en termes de température du fluide et du nombre de Nusselt moyen a été entreprise pour différentes valeurs Ri , Re et Pr . L'objectif principal de cette étude porte sur l'influence de l'emplacement des ports d'entrée sur le transfert de chaleur en surface. La visualisation du débit et des mesures de transfert de chaleur sont effectués pour acquérir une bonne compréhension du processus physique et de fournir des données utiles.

Pour de faible valeur de Ri , le nombre de Nusselt atteint un minimum au voisinage de la zone de l'apparition de la séparation de l'écoulement le long de la paroi chauffée.

Avec l'augmentation de Ri et étant donné qu'aucune séparation de l'écoulement existe le long de la paroi chauffée, le comportement est plus linéaire.

Conclusion

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

Chapitre II
Formulation
mathématique.

Introduction

Dans ce chapitre, nous abordons les équations mathématiques, qui décrivent le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité ouverte, de géométrie bidimensionnelle la formulation mathématique, des équations gouvernantes est basée sur l'équation de continuité, Les équations de mouvement (décrites par les équations de Navier-Stokes dans le cas d'une cavité ouverte et remplie de fluide), et l'équation de l'énergie.

II.1. Configuration géométrique

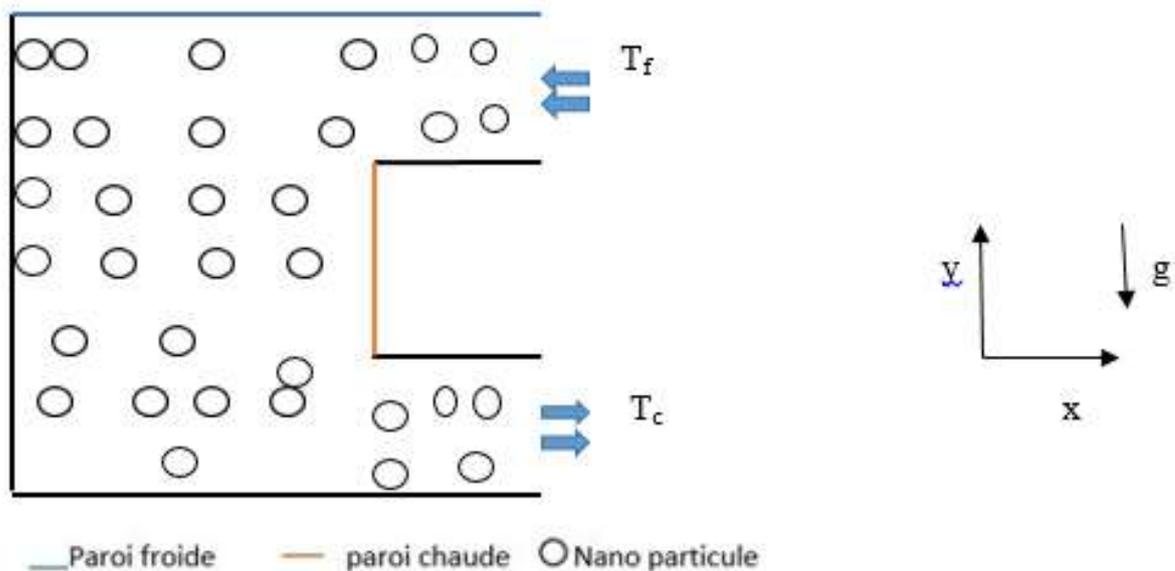


Figure II-1 : Géométrie du problème

Comme la montre la figure1, le domaine physique est une enceinte en forme de U bidimensionnelle avec deux ouvertures (entrée et sortie du nano-fluide). Le fluide entre dans la partie haute droite (horizontale) avec une vitesse d'entrée et une température froide, et sort dans la partie basse droite (horizontale). La paroi haute est maintenue froide, la paroi latérale séparant l'entrée et la sortie sous de forme de U est maintenue à une température chaude. Les autres parois sont adiabatiques.

II.2. Formulation Mathématique

II.2.1. Equations gouvernantes

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier-Stokes et l'équation d'énergie, qui expriment, respectivement, la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les champs de vitesses et de températures issues de ces équations peuvent être utilisés pour évaluer les paramètres de transfert de chaleur (nombre de Nusselt) et les distributions de l'entropie produite dans la cavité [37].

➤ Equation de continuité

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante [38] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot V) = 0 \quad (\text{II-1})$$

Où :

ρ : est la masse volumique

V : est le vecteur de vitesse

➤ Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes)

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivante [39] :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot V) = \rho F - \text{grad}(p) + \mu \Delta V + \mu \text{grad}(\text{div}(V)) \quad (\text{II-2})$$

Où :

F : est une force par unité de volume

P : est la pression et μ la viscosité dynamique

➤ Equation de conservation d'énergie

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit :

$$\frac{D}{Dt} (\rho \cdot c_p \cdot T) = \Delta (K \cdot T) + q + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi \quad (\text{II-3})$$

$\frac{D}{Dt} (\rho \cdot C_p \cdot T)$: La variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta (K \cdot T)$: La variation d'énergie par conduction.

$\beta T \frac{Dp}{Dt}$: La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu \Phi$: La dissipation irréversible due au frottement visqueux.

Les coefficients C_p , k et β sont respectivement, la capacité calorifique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.

II.2.2. Hypothèse simplification

- Fluide newtonien et incompressible.
- Écoulement bidimensionnel en coordonnées cartésiennes.
- Régime d'écoulement laminaire et permanent.
- Absence de source interne de chaleur, de source de masse ou de réaction chimique.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable

Propriétés thermo physiques constantes sont prises en considération pour la nanofluide, à l'exception de la variation de densité dans les forces de flottabilité qui est déterminée par l'approximation de Boussinesq. Elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit (Bejan, 2004)

$$\rho_f = \rho_0 [1 - \beta_f (T - T_c)] \quad (\text{II.4})$$

T_c : Température de l'air à l'entrée du canal.

β_f : Coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T_c .

Les nanoparticules sont supposées avoir forme et taille uniforme et d'être sphérique et dans un état d'équilibre thermique avec le fluide de base

La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\phi = 0$) [40-41]

II.2.3. Equation dimensionnelles

Après la considération des hypothèses simplificatrices susmentionnées, les équations dimensionnelles régissant l'écoulement d'un nano fluide dans le canal représenté par la figure II. 1 peuvent s'écrire comme suit :

➤ **Equation de continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{II.5}$$

➤ **Equation de quantité de mouvement suivant « x »**

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \tag{II.6}$$

➤ **Equation de quantité de mouvement suivant « y »**

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_0) \right] \tag{II.7}$$

➤ **Equation de l'énergie**

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \tag{II.8}$$

II.2.4. Equation adimensionnelles

Dans le but de généraliser la solution du problème considéré dans cette étude nous procédons à l'adimensionnalisation des équations établies précédemment.

➤ **Forme adimensionnelle équation de continuité :**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{II-15}$$

➤ **Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement**

Equation de quantité de mouvement suivant l'axe x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-16})$$

Equation de quantité de mouvement suivant l'axe y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}\beta_{nf}} \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II-17})$$

➤ **Forme adimensionnelle équation d'énergie**

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = -\frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \frac{1}{\text{Re Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-18})$$

II.2.5. Groupement adimensionnelle

➤ **Nombre de Reynolds**

Représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce Nombre sans dimension apparaît naturellement en dimensionnant les équations de Navier-Stokes. On le définit de la manière suivante :

$$\text{Re} = \frac{U_0 H}{\nu} \quad (\text{II.19})$$

U_0 : vitesse caractéristique du fluide [m/s]

H : dimension caractéristique [m]

ν : Viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

➤ **Nombre de Nusselt**

Est un nombre adimensionnel utilisé dans les opérations de transfert thermique. Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide). On le définit de la manière suivante.

$$\text{Nu} = \frac{h_c H}{\lambda} \quad (\text{II.20})$$

h_c : est le coefficient de transfert de chaleur [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

λ : est une conductivité thermique du fluide [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

H : dimension caractéristique [m]

➤ **Nombre de Grashof**

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. IL est

Défini par :

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu^2} \quad (\text{II.21})$$

g : est la gravité [m/s^2]

β : est coefficient d'expansion thermique [K^{-1}]

ΔT : est la différence de température entre la paroi inférieure et la paroi supérieure
[K]

H : est la dimension géométrique [m].

ν : Est la viscosité cinématique [m^2/s]

➤ **Nombre de Prandtl**

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique et la diffusivité thermique. Sa formule est la suivante :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.22})$$

ν : est la viscosité cinématique [m^2/s]

α : Diffusivité thermique [m^2/s]

➤ **Nombre de Rayleigh**

C'est un nombre sans dimension, qui donne le rapport des forces de poussée à la force de viscosité au sein de l'écoulement. Ce nombre est utilisé en convection naturelle pour distinguer si l'écoulement est laminaire ou turbulent. Il est défini comme étant le produit du nombre de Prandtl par le nombre de Grashof comme suit

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu} = Pr \times Gr \quad (\text{II.23})$$

β : Coefficient d'expansion thermique. [K^{-1}]

ν : Est la viscosité cinématique du fluide [$m^2 \cdot s^{-1}$]

G : la gravité [m/s^2]

α : Diffusivité thermique [m^2 /s] H

H : la dimension géométrique [m] [42].

II.2.6. Condition aux limites

- Condition aux limites dimensionnelles

$$A = \frac{L}{H} = 1 \rightarrow L = H \text{ (Carrée)}$$

$$y = 0, \quad 0 < x < L, \quad u = v = 0, \quad q = 0 \quad (\text{adiabatique})$$

(II.17)

$$y = H, \quad 0 < x < L, \quad u = v = 0, \quad T = T_f$$

$$x = 0, \quad 0 < y < H, \quad v = u = 0, \quad q = 0 \quad (\text{adiabatique})$$

(II.19)

$$x = L, \quad 0 < y < h \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \text{ (Etat établi)}$$

(II.20)

$$x = L, \quad h_1 + h_2 < y < h_3, \quad v = 0 \quad u = -u_0, \quad T = T_f$$

(II.21)

$$x = L_1, \quad h_1 < y < h_2, \quad u = v = 0, \quad T = T_c$$

(II.22)

$$y = h_1 \text{ et } y = h_1 + h_2, \quad L_1 < x < L, \quad u = v = 0, \quad q = 0$$

(II.23)

- Condition aux limites adimensionnelles

$$Y = 0, \quad 0 < X < 1, \quad U = V = 0, \quad q = 0$$

(II.24)

$$Y = 1, \quad 0 < X < 1, \quad U = V = 0, \quad \theta = 0 \quad (\text{II.25})$$

$$X = 0, \quad 0 < Y < 1, \quad U = V = 0, \quad q = 0 \quad (\text{II.26})$$

$$X = 1, \quad 0 < Y < \frac{h1}{L}, \quad \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial X} = 0 (\text{etat etabli}) \quad (\text{II.27})$$

$$X=1, \frac{h1+h2}{L} < Y < \frac{h3}{L}, V = 0, U = -1, \theta = 0 \quad (\text{II.28})$$

$$X=\frac{L1}{L}, \frac{h1}{L} < Y < \frac{h2}{L}, U = V = 0, \theta = 1 \quad (\text{II.29})$$

II.3. Méthode numérique

La résolution des équations de conservation d'un phénomène physique se fait Par l'utilisation d'une méthode numérique bien déterminée. Cette dernière consiste à Développer les moyens de la résolution de ces équations. A cette étape, intervient-le Concept de la discrétisation des équations différentielles, qui a pour résultat, un système d'équations algébriques non linéaires. Ces équations décrivent les propriétés discrètes du fluide dans chaque n ûd du domaine étudié. Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles, les plus utilisées sont :

II.3.1. La méthode des différences finies

Le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fini de points sur lesquels on approche les opérateurs de dérivation des équations modèles par des développements en séries de Taylor tronquées à l'ordre de précision choisie [43].

Soit le maillage régulier unidimensionnel :

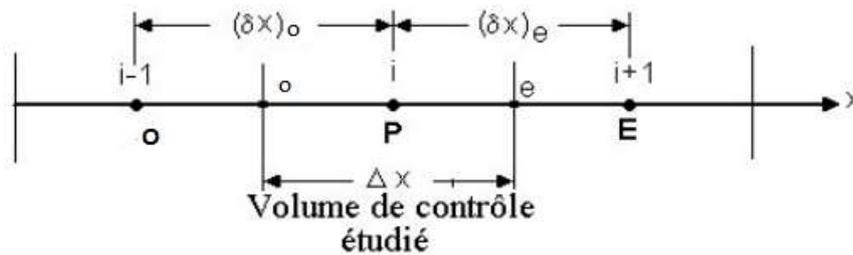


Figure II-2 : Maillage unidimensionnel

II.3.2. La méthode des éléments finis

Le principe fondamental de la méthode des éléments finis réside dans le découpage du domaine d'étude en domaines élémentaires de dimension finie. Sur chacun de ces domaines, appelés éléments finis, la fonction inconnue est approchée par un polynôme dont le degré peut varier d'une application à l'autre mais reste en général faible. Ces éléments, triangles ou quadrilatères, rectilignes ou curvilignes, doivent réaliser une partition du domaine d'étude (ils sont disjoints et leur union recouvre le domaine tout entier). Cette partition qui est généralement appelée découpage ou discrétisation du domaine doit respecter un certain nombre de règles qui permettent d'assurer un bon déroulement du calcul [43].

II.3.3. La méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est l'approche par excellence utilisée en mécanique des fluides numérique. Elle repose sur un principe aussi valable en vie courante, en politique qu'en démarche scientifique. C'est le principe 'diviser pour régner', qui est très efficace en tant qu'approche scientifique. Donc l'approche consiste à diviser le domaine de calcul en plusieurs petits volumes qui ne se chevauchent pas et dont la somme fait exactement le volume du domaine de calcul à étudier. C'est très important pour assurer le principe de conservation et surtout la conservation des flux entre l'entrée et la sortie du domaine de calcul. En résumé, cette méthode nous donne un bilan local des flux dans un petit volume de contrôle [44]. Dans la présente étude, nous utilisons la méthode des volumes finis.

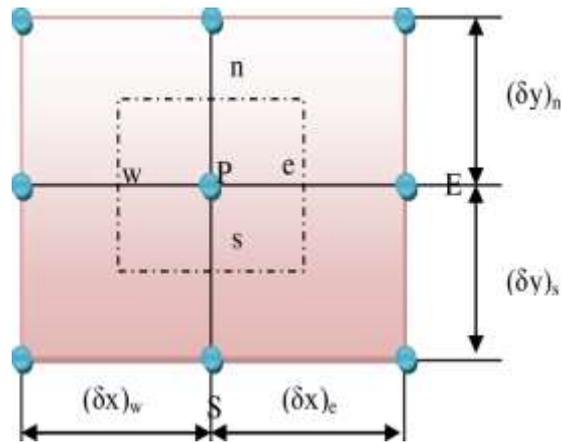


Figure II-3 : Volume de contrôle bidimensionnel

Conclusion

Le phénomène physique a été décrit mathématiquement par les différentes équations de conservation. Une présentation des regroupements adimensionnels nombre de Prandtl, nombre de Grashof, et nombre de Rayleigh a été faite en prévision de les utiliser dans la suite comme des paramètres de contrôle de la présente étude.

Chapitre III
Résultats et Discussions

Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et l'interprétation des différents résultats obtenus concernant l'étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée de forme U bidimensionnelle munie d'ouvertures. Une étude de la sensibilité du maillage sur les résultats numériques ainsi qu'une validation du code de calcul par rapport aux travaux de références a été effectuée.

Par la suite, nous allons examiner l'influence de la variation des paramètres (concentration des nanoparticules, la variation du nombre de Grashof et le nombre de Reynolds) sur les caractéristiques du transfert de chaleur.

Tableau III-1: Les propriétés thermo physique

	ρ (Kg/m ³)	Cp (J/Kg .K)	K (W/m .K)	$\beta \times 10^{-5}$ (K ⁻¹)	$\alpha \times 10^7$ (m ² /s)
L'eau	997.1	4179	0.613	21	1.47
Al ₂ O ₃	3790	765	40	0.85	131.7

III.1. Test du maillage

Pour examiner notre maillage et sa fiabilité, nous avons calculé le nombre Nusselt moyen en utilisant plusieurs maillages (50x50 ; 60x60 ; 80x80 ; 100x100 ; 120x120 ; 140x140 ; 160x160 ; 180x180 ; 200x200) pour un nano-fluide Al₂O₃-eau à une fraction volumique $\phi=0.02$ et un nombre de Rayleigh $Ra=10^3$. Les résultats du maillage en fonction du nombre de Nusselt moyen sont présentés dans la Figure III. 1 ainsi que le Tableau III. 1, on voit que les valeurs du nombre de Nusselt sont presque constantes à partir du maillage 100x100 et l'erreur ne dépasse pas 2%.

$$\varepsilon\% = \frac{Nu(120) - Nu(100)}{Nu(100)} = 0.0331$$

Tableau III-2: Le nombre de Nusselt moyen en fonction des différents maillages

Maillage	Nusselt
50X50	13.365188
60X60	13.428295
80X80	13.513369
100X100	13.577432
120X120	13.62235
140X140	13.655457
160X160	13.686098
180X180	13.70896
200X200	13.7282

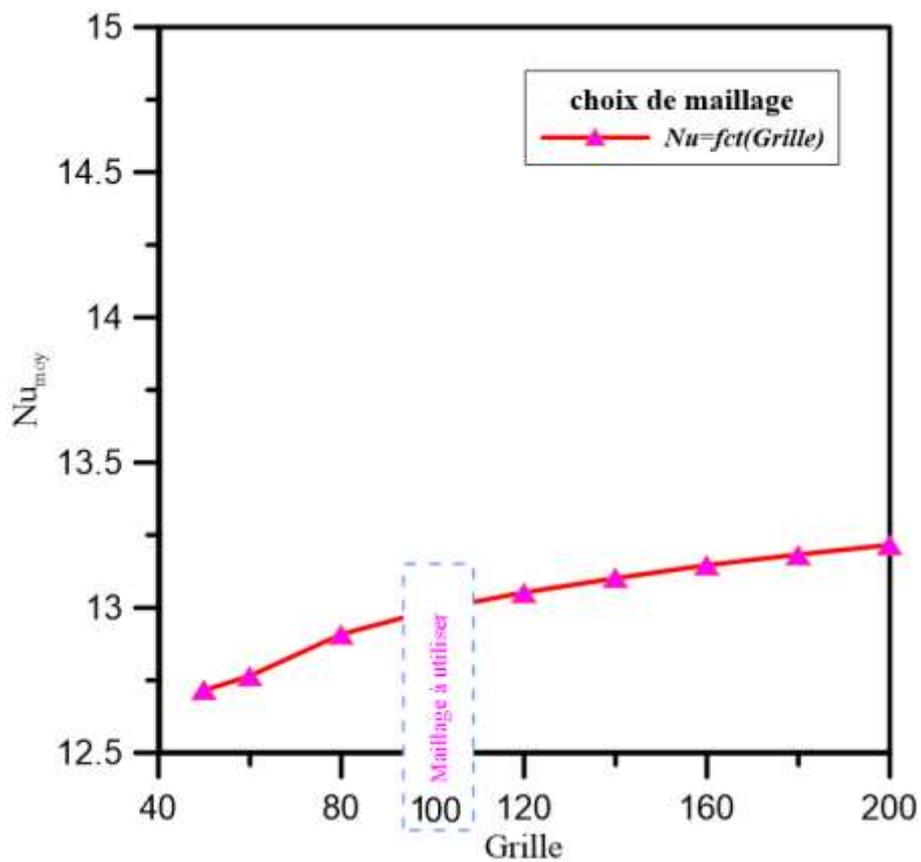


Figure III-1 : Nombre de Nusselt en fonction du maillage.

III.2. Validation des résultats

Pour donner plus de crédibilité à ce travail, il est nécessaire de développer une validation du code de calcul en comparant les résultats ainsi obtenus avec les résultats de l'étude précédent. Pour cela, nous avons retenu une étude d'**Iwatsu et al [45]** .qui ont étudié numériquement le problème de la convection mixte dans une cavité carrée avec une paroi supérieure chaude, inférieure froide et d'autres parois isolées. Pour un nombre Reynolds = (100, 400, 1000), avec un nombre de Grashof ($Gr=100$) et un nombre de Prandtl ($Pr=0.71$)

Les figures (III.2.3) représentent une comparaison des lignes du courant d'isotherme. D'une manière générale, nos simulations numériques présentent une bonne concordance avec celle d'**Iwatsu**.

Dans cette partie nous avons montrés que nos solutions numériques sont en parfait accord avec les études trouvées dans la littérature, ce qui permet de donner plus de crédibilité et fiabilité à notre procédure numérique.

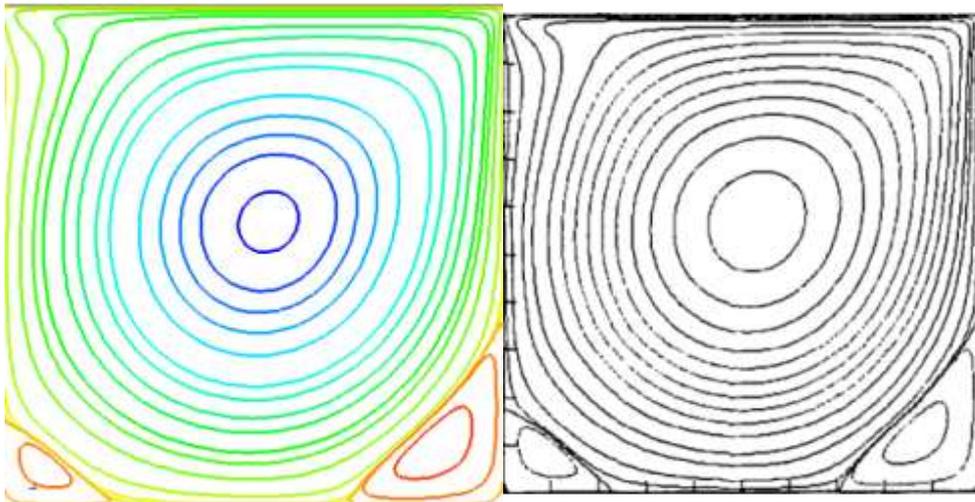


Figure III-2 : Lignes de courant, à droite réalisée à partir des études d'Iwatsu à gauche réalisée à partir des études actuelles

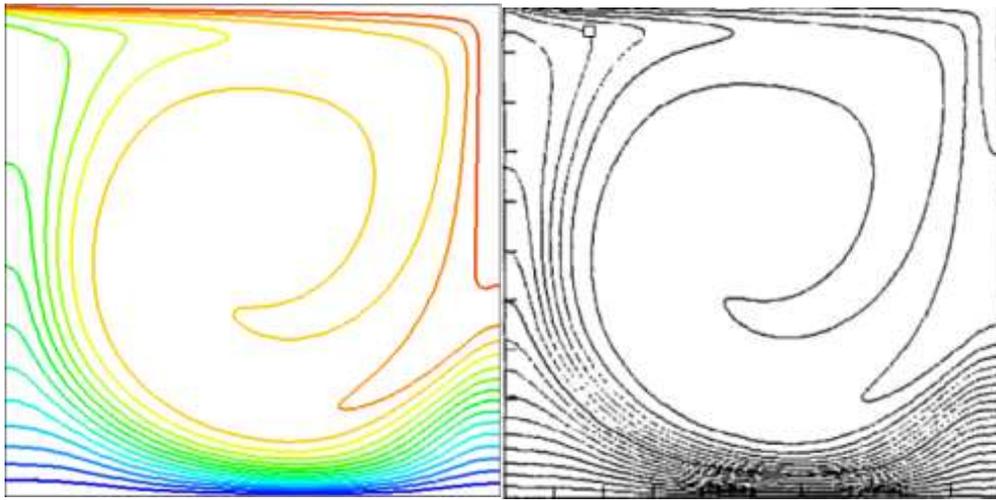


Figure III-3 : Lignes d'isothermes, à droite réalisée à partir des études d'Iwatsu, à gauche réalisée à partir des études actuelles.

III.3. Résultats et Discussions

III.3.1. Ecoulement descendant

A. Lignes de courant

➤ L'influence de la fraction volumique

La figure 4 présente les lignes de courant, pour un nombre de Grashof de 10^4 et nombre de $Re = 50$ et pour différentes fractions volumiques ($\phi = 0,01, 0,02, 0,03$ et $0,04$). On remarque que les lignes de courant forment une seule cellule rotative, tournante elliptiquement dans le sens antihoraire. L'intensité des vitesses croît au fur et à mesure que l'on s'approche des parois. Notons que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules n'apporte pas des modifications importantes la schématisation de la structure.

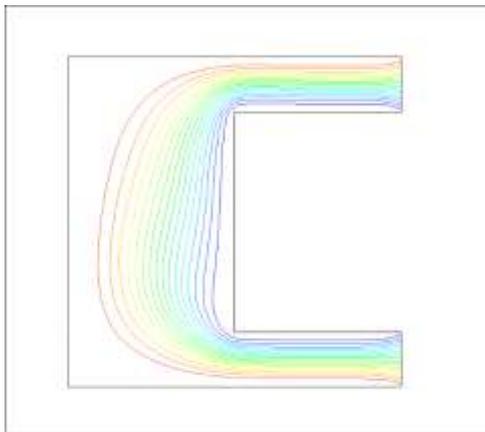
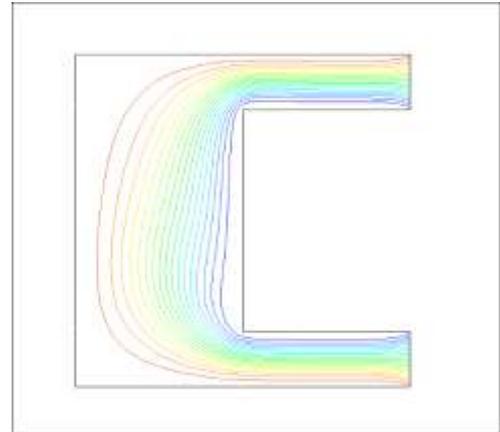
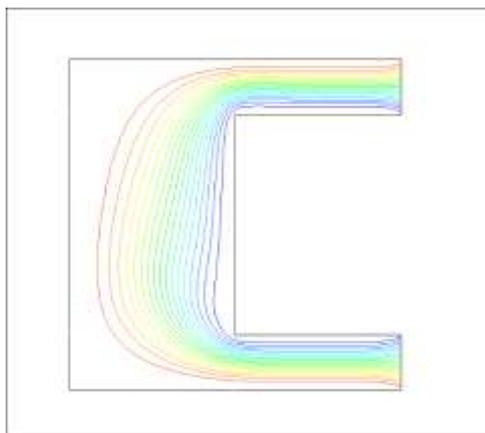
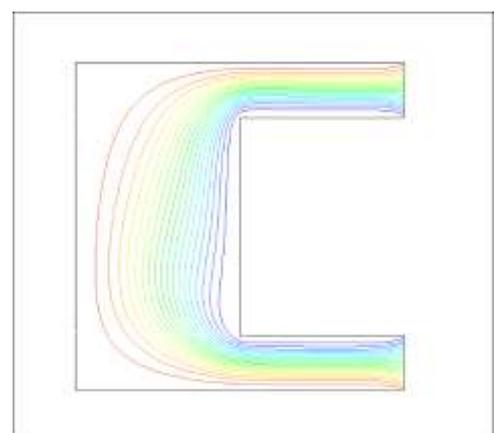
Pour $Re = 50$ $Gr=10^4$  $\varphi=0.01$  $\varphi=0.02$  $\varphi=0.03$  $\varphi=0.04$

Figure III-4 : Les lignes de courant pour différentes φ , $Re=50$ et $Gr=10^4$

➤ Influence du nombre de Grashof

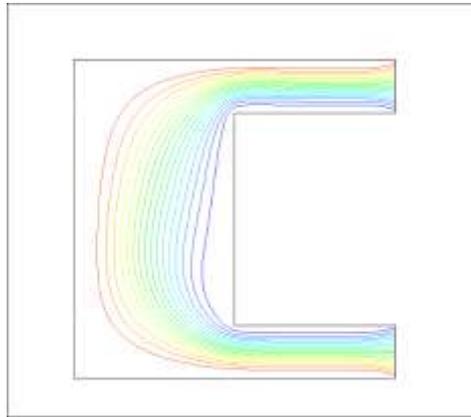
Afin d'étudier l'influence du nombre de Grashof sur l'écoulement et le transfert thermique, la figure 5 présente les lignes de courant, pour différents nombres de Grashof (10^3 , 10^4 , 10^5 et 10^6), pour un nombre de $Re = 50$ et une fraction volumique.

À faible ($Gr=10^3$ et 10^4), les lignes de courant forment une grande cellule rotative tournant elliptiquement dans le sens inverse des aiguilles d'une montre se propage et se serre vers la paroi chaude. Quand Gr est faible, l'écoulement est stratifié et le transfert de chaleur correspond à une conduction. Au faire à mesure que le nombre de Gr augmente, on

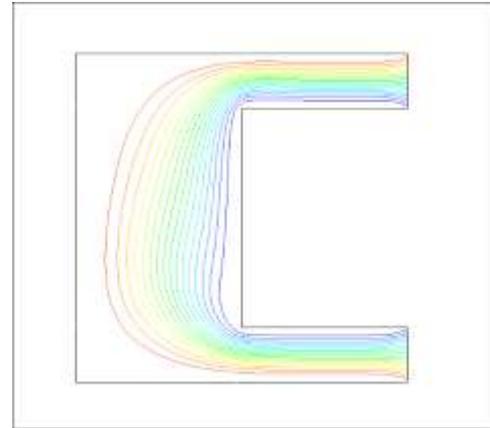
remarque la naissance d'une seconde cellule qui augmente en taille avec l'augmentation du nombre de Gr. Les lignes de courant passent à une structure bicellulaire.

Pour $Re=50$

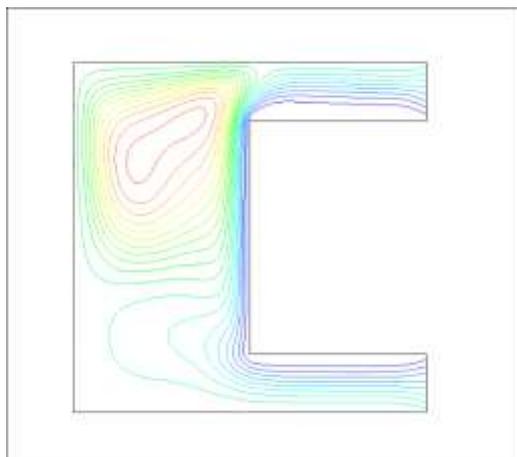
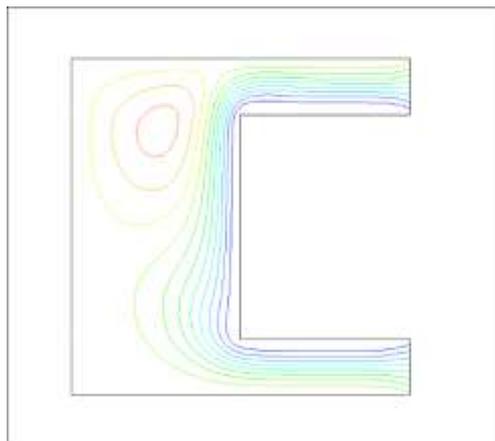
$\varphi=0.01$:



$Gr=10^3$



$Gr=10^4$



$Gr=10^5$

$Gr=10^6$

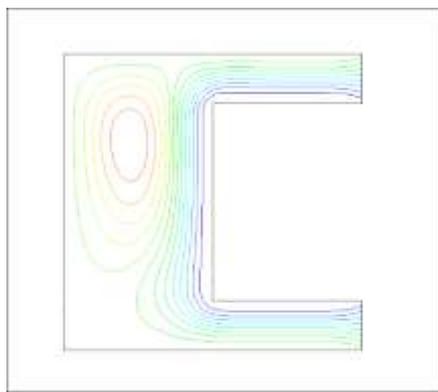
Figure III-5 : Les lignes de courant pour différentes Gr à $Re=50$ et $\phi=0.01$.

➤ **Influence du nombre de Reynolds**

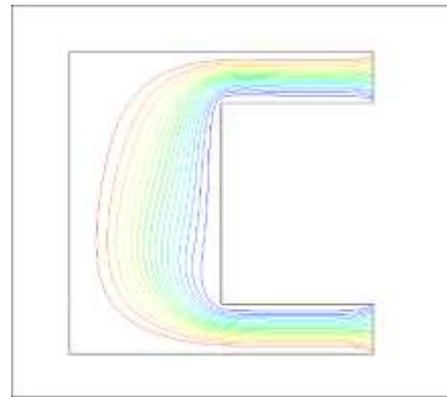
Dans cette partie, nous allons étudier l'effet du nombre de Reynolds sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Des simulations numériques ont été faites pour différentes valeurs du nombre de Re ($Re= 10, 50$ et 100) à un $Gr = 10^4$ et avec $\phi= 0.01$. On remarque pour $Re=10$ les lignes de courant forme deux cellule rotative ce qui signifie une circulation de fluide dans cette zone et quand on augmente Re la vitesse d'écoulement devient importante et donc la circulation dans cette zone diminue au et à mesure ce qui entrainera la disparition de la cellule.

Pour $Gr=10^4$

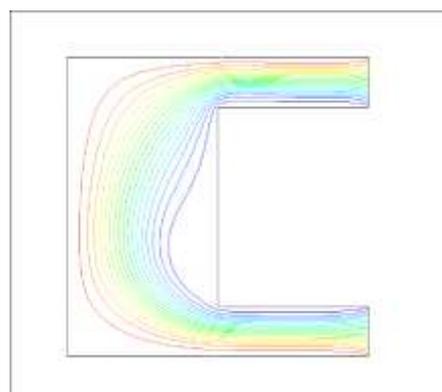
$\phi= 0.01$



$Re=10$



$Re=50$



$Re=100$

Figure III-6 : Les lignes de courants pour différentes Re à $Gr=10^4$ et $\phi=0.01$

B. Les lignes isothermes**➤ L'influence de la fraction volumique**

La figure 7 présente les lignes d'isothermes, pour un nombre de Grashof de 10^4 et nombre de $Re = 50$ et pour différentes fractions volumiques ($\varphi = 0,01, 0,02, 0,03$ et $0,04$). On remarque que la situation thermique correspond à une conduction vue la stratification présentée à droite de la cavité. On remarque aussi l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules n'apporte pas des modifications importantes à la schématisation de la structure thermique.

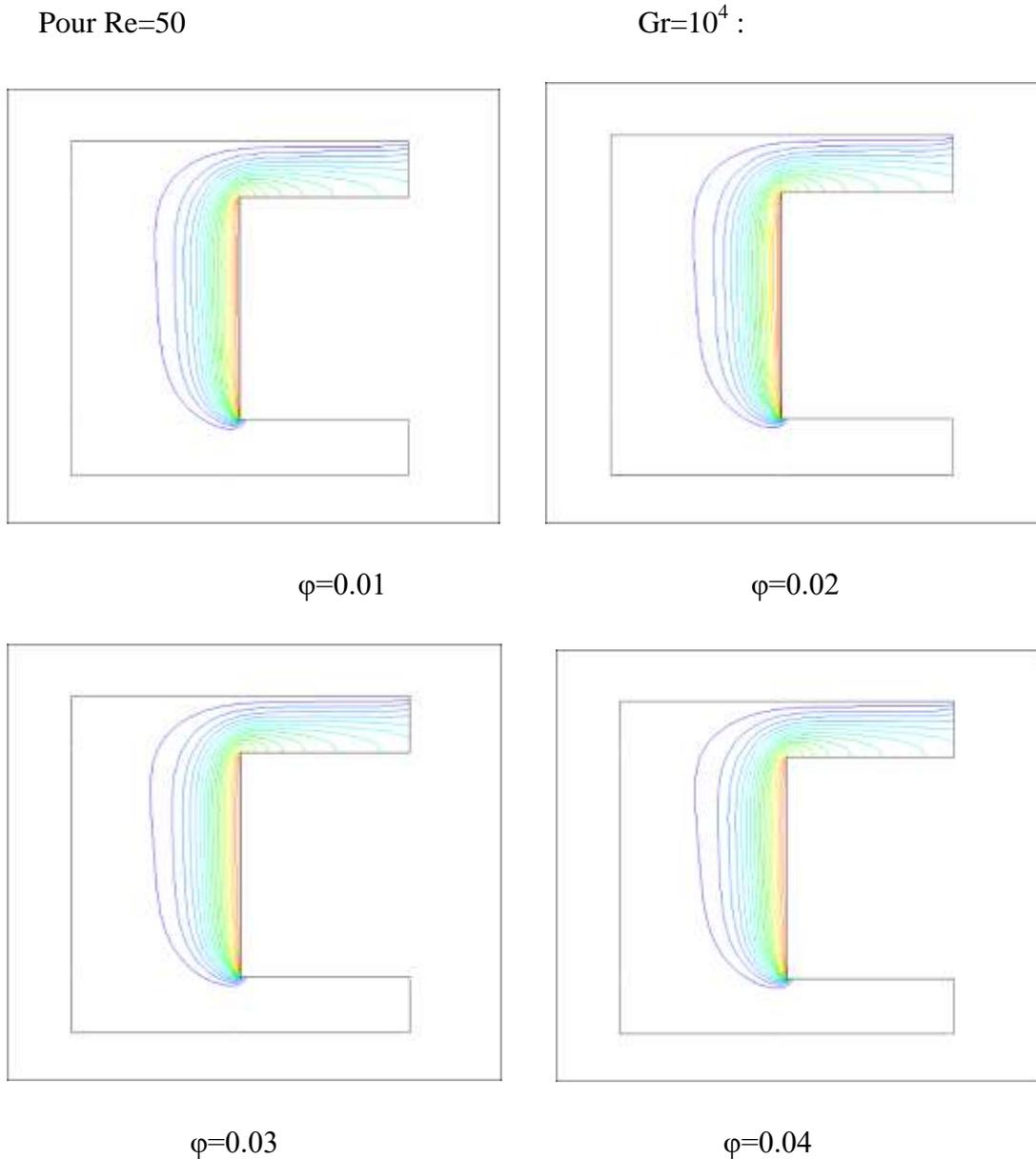


Figure III-7 : Les lignes d'isotherme pour différentes φ à $Re=50$ et $Gr=10^4$

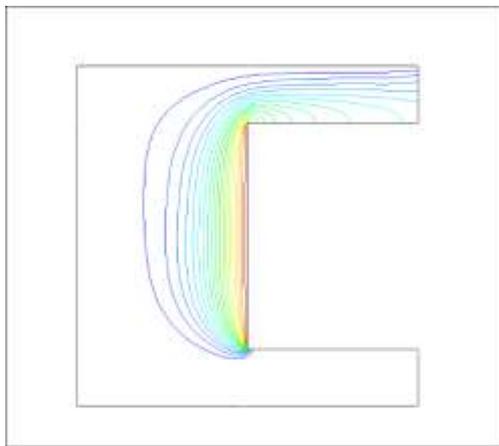
➤ **Influence de nombre de Grashof**

Afin d'étudier l'influence du nombre de Grashof sur l'écoulement et le transfert thermique, la figure 8 présente les lignes d'isotherme, pour différents nombres de Grashof (10^3 , 10^4 , 10^5 et 10^6), pour un nombre de $Re = 50$ et une fraction volumique $\phi = 0.01$

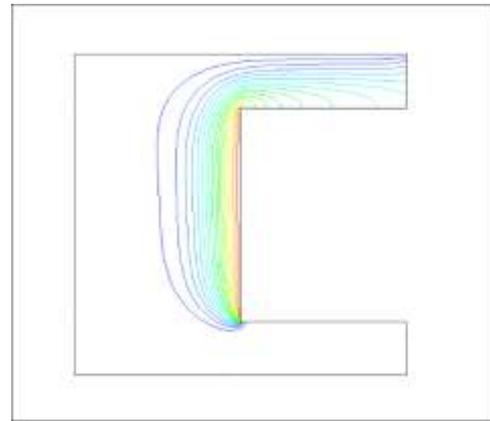
À faible ($Gr=10^3$ et 10^4), l'écoulement est stratifié et le transfert de chaleur correspond à une conduction. Par contre quand le Gr augmente la ligne isotherme est déformée et c'est la signature d'un régime convectif.

Pour $\phi=0.01$

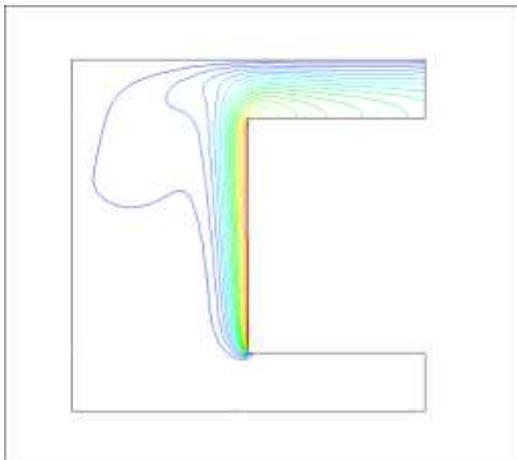
$Re=50$



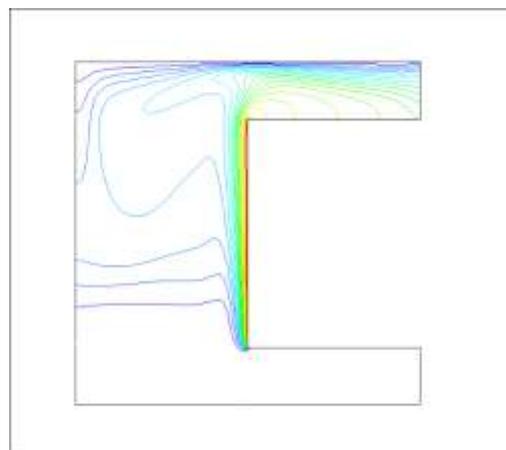
$Gr=10^3$



$Gr=10^4$



$Gr=10^5$



$Gr=10^6$

Figure III-8 : Les lignes d'isotherme pour différentes Gr à $Re=50$ et $\varphi=0.01$

➤ **Influence du nombre de Reynolds**

Dans cette partie, nous allons étudier l'effet du nombre de Reynolds sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Des simulations numériques ont été faites pour différentes valeurs du nombre de Reynolds ($Re= 10, 50$ et 100) à un $Gr = 10^4$ et avec $\varphi= 0.01$, Pour les isothermes, à $Re=10$ la ligne isotherme est déformé et c'est la signature d'un régime convectif. Par contre quand le Re augmente on remarque que la situation thermique correspond à une conduction vue la stratification thermique présentée à droite de la cavité. En effet, on remarque une disposition horizontale des couches thermique le long de la paroi chaude.

Pour $Gr=10^4$

$\varphi=0.01$:

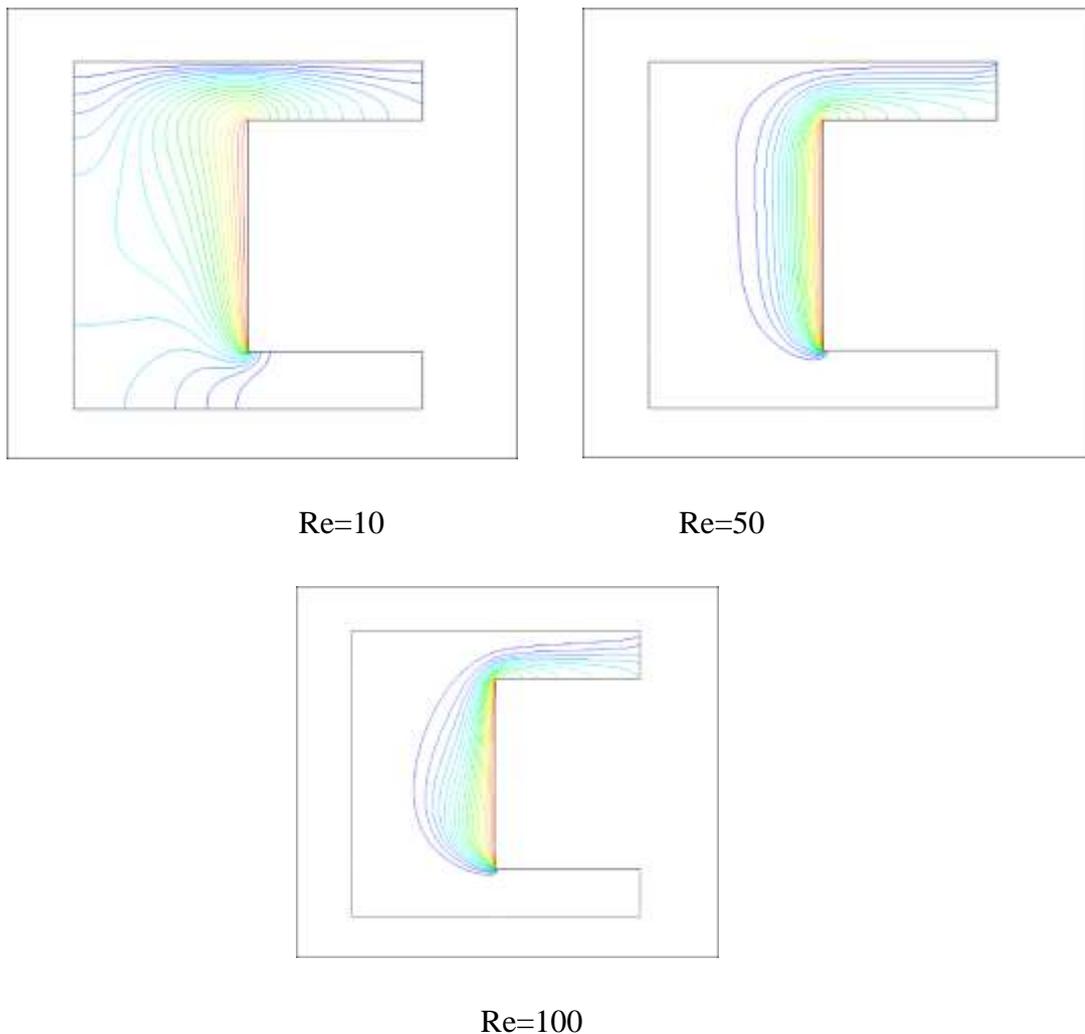


Figure III-9 : Les lignes d'isotherme pour différentes Re à $Gr=10^4$ et $\varphi=0.01$

III.3.2. Ecoulement ascendant

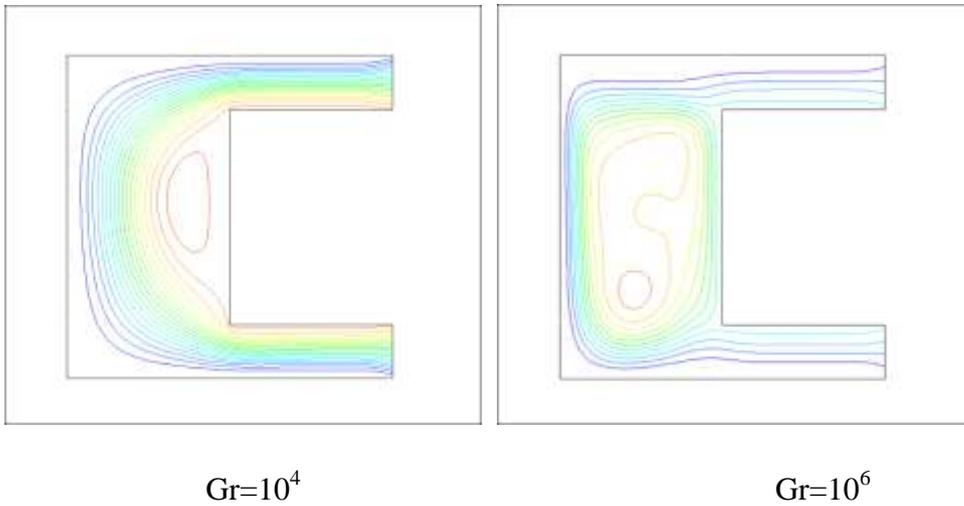
A. Les lignes de courant

➤ Influence de nombre de Grashof

La figure 10 présente les lignes de courant, pour un nombre de Grashof de 10^4 et 10^6 et nombre de $Re = 50$ et pour différentes fractions volumiques ($\varphi = 0,01$ et $0,04$). Les modèles d'écoulement symétriques sont observés dans l'enceinte. Les lignes de courant forment une seule cellule rotative, tournante dans le sens des aiguilles d'une montre et. L'intensité des vitesses croît au fur et à mesure que l'on s'approche des parois.

Pour $Re=50$

$\varphi=0.01$:



$\varphi=0.04$:

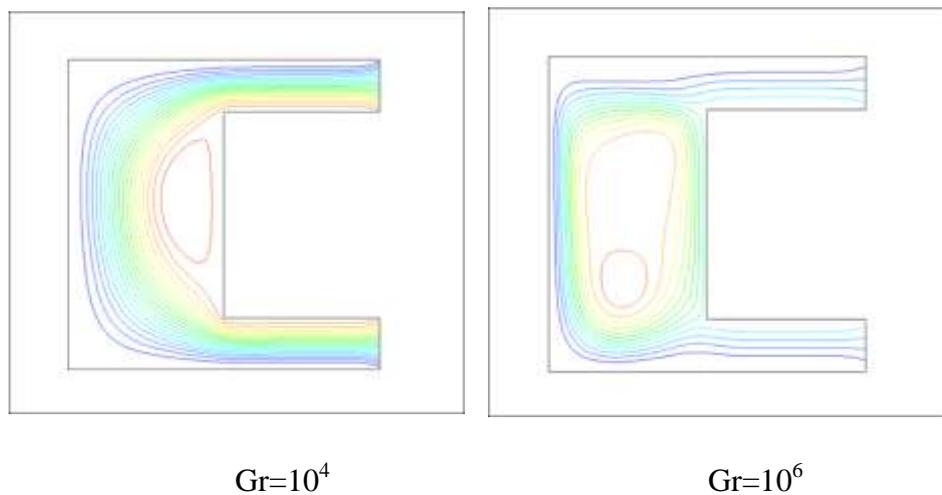


Figure III-10 : Les lignes de courante pour déférent Gr et φ a $Re=50$

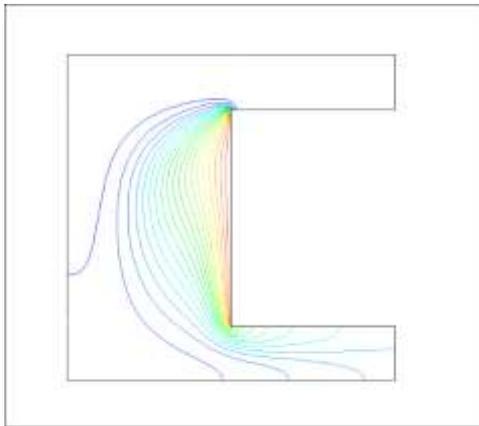
B. Les lignes d'isotherme

➤ **Influence de nombre de Grashof**

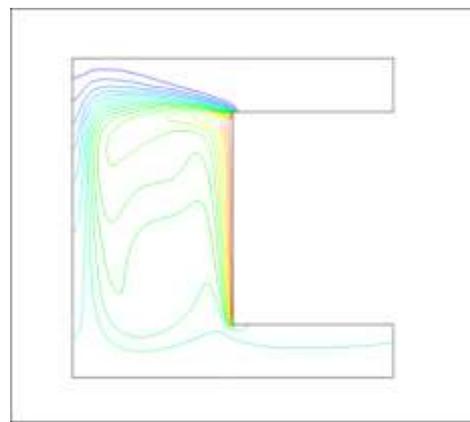
Cette figure III.11 montre l'effet de la variation de nombre Grashof (10^4 et 10^6) pour $Re=50$ et $\varphi = (0,01 \text{ et } 0,02)$ on remarque À faible ($Gr=10^3$ et 10^4), Quand Gr est faible, l'écoulement est stratifié et le transfert de chaleur correspond à une conduction. Par contre quand le Gr augment la ligne isotherme est déformé et c'est la signature d'un régime convectif.

Pour $Re=50$

$\varphi=0.01$:

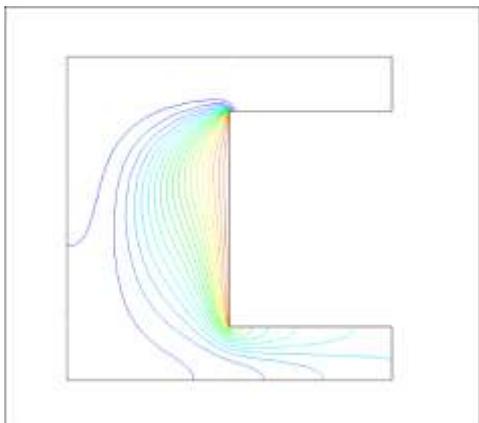


$Gr=10^4$

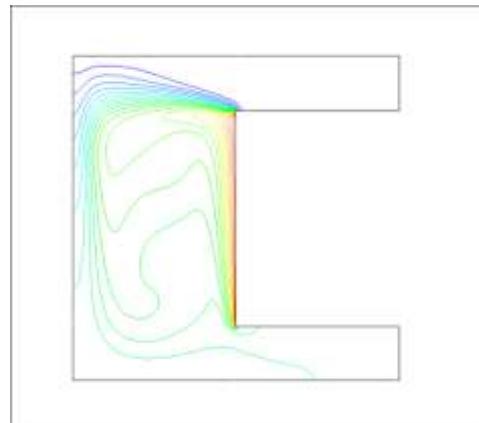


$Gr=10^6$

$\varphi=0.04$:



$Gr=10^4$



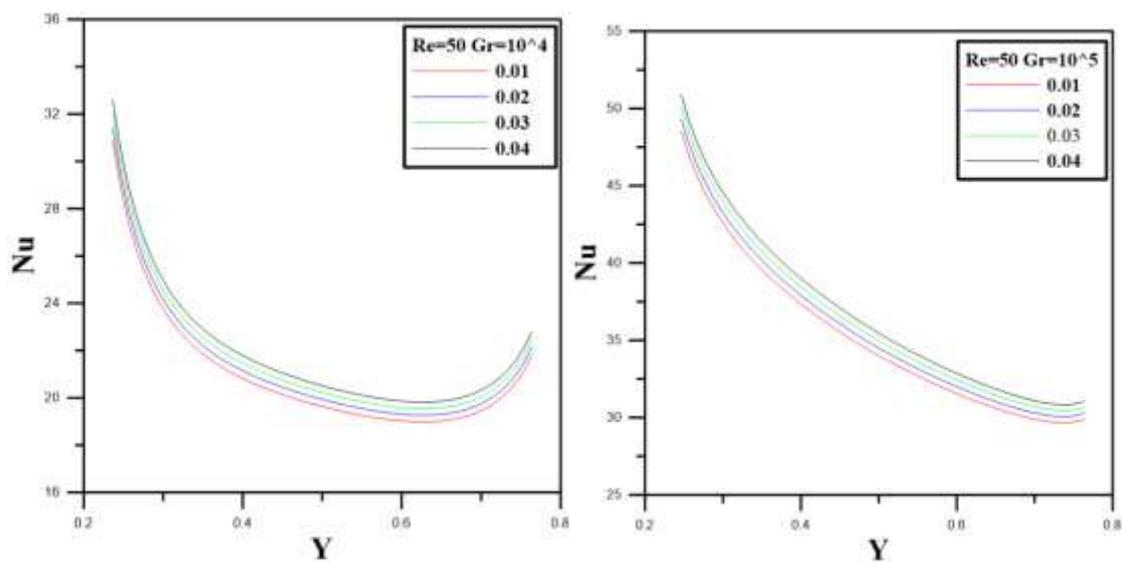
$Gr=10^6$

Figure III-11 : Les lignes d'isotherme pour différent Gr et φ a $Re=50$.

III.4. Nombre Nusselt local

➤ **Ecoulement descendant**

Pour $Re = 50$:



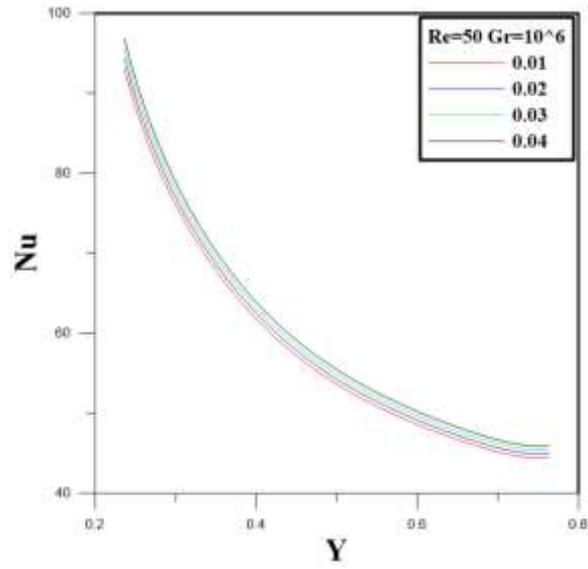
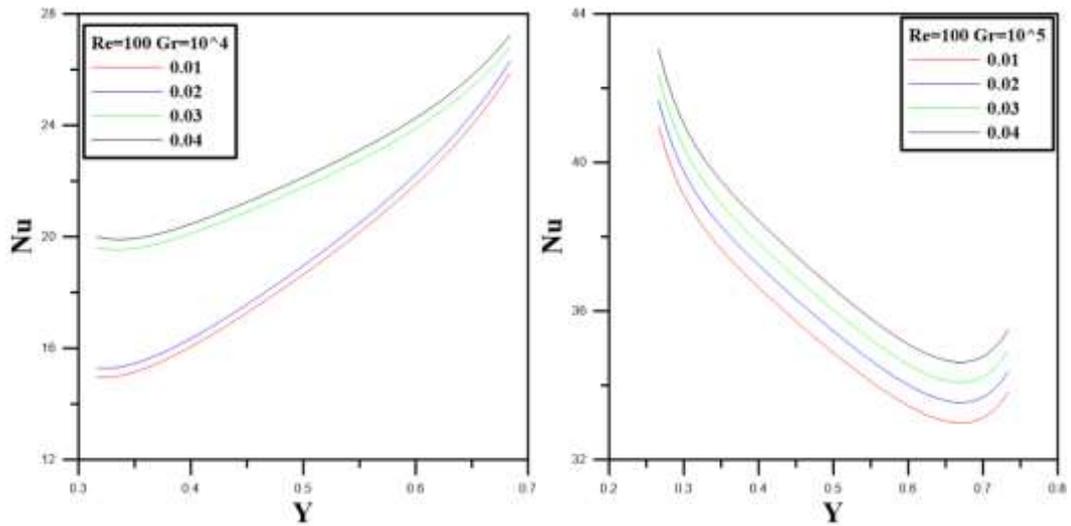


Figure III-12 : Variation de profil Nusselt local pour différents ϕ et Gr à $Re=50$

Pour $Re=100$:



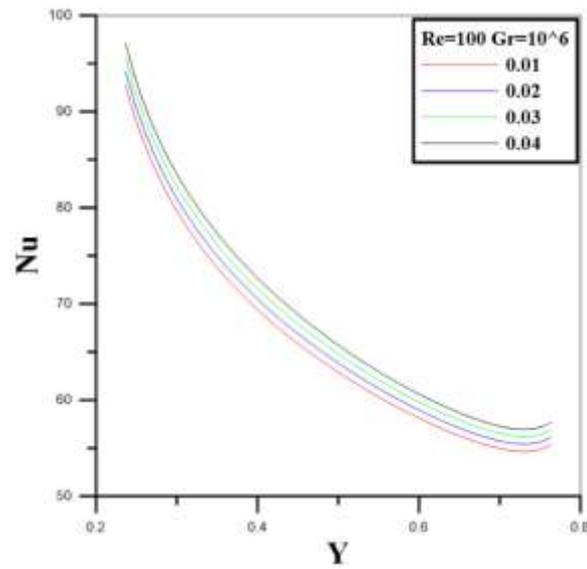


Figure III-13 : Variation de profil Nusselt local pour différents ϕ et Gr à $Re=100$.

➤ **Ecoulement ascendant**

Pour $Re=50$:

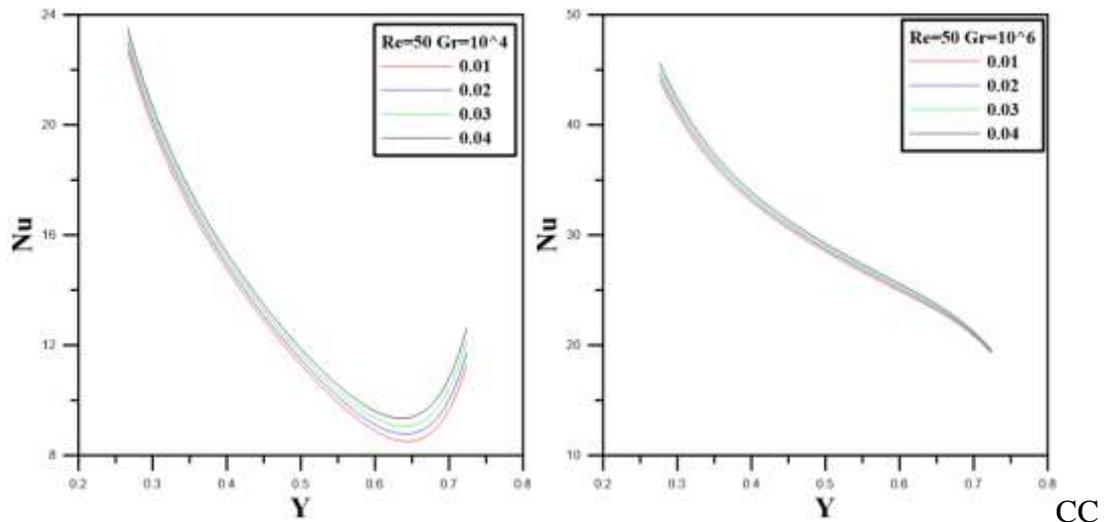


Figure III-14 : Variation de profil Nusselt local pour différents ϕ et Gr à Re=50.

Discussions

La variation du nombre de Nusselt local pour différentes fractions volumiques avec (Re=50 ,100) et (Gr=10⁴ ,10⁵·10⁶) montre une augmentation de Nusselt local pour toutes les fractions et pour chaque nombre de Grashof.

III.5. Nombres de Nusselt moyen

➤ **Ecoulement descendant**

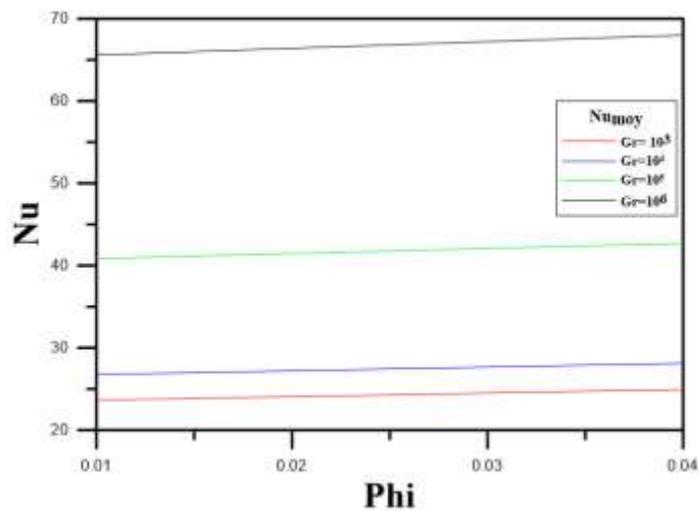


Figure III-15 : Nombres Nusselt Moyen en fonction ϕ pour différentes Gr.

➤ **Ecoulement Ascendant**

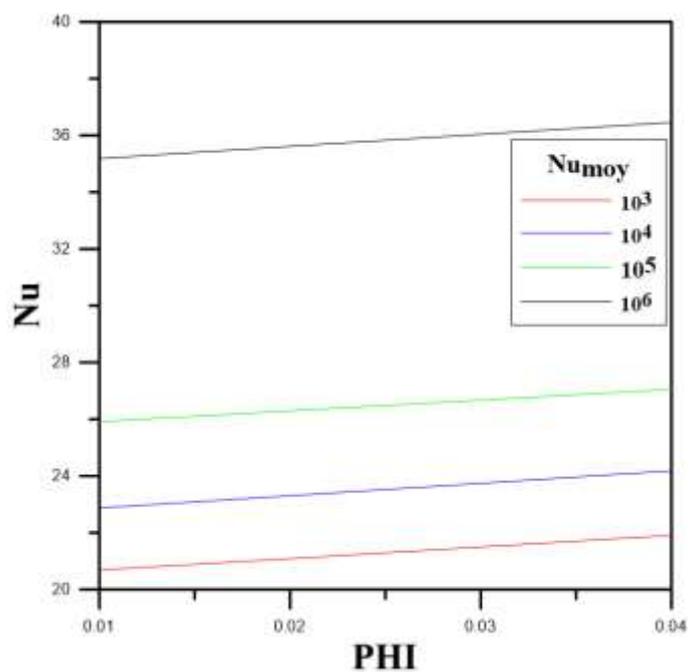


Figure III-16 : Nombres Nusselt moyen en fonction φ pour différentes Gr.

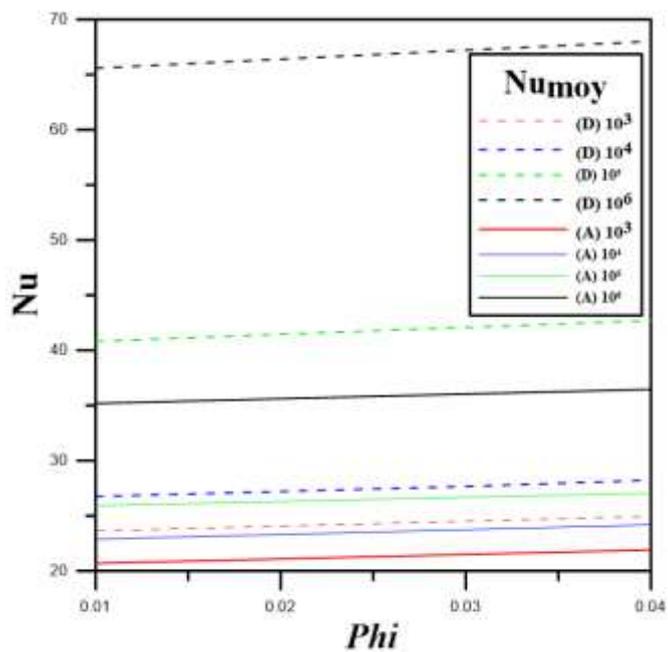


Figure III-17 : Nombres Nusselt moyen en fonction φ pour différentes Gr (descendant et ascendant)

L'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique de nanoparticules présentée sur les figures (III. 17). C'est une évolution sensiblement linéaire, On constate que dans les deux cas ascendants et descendant, le nombre du Nusselt moyen augmente lentement avec l'augmentation de la concentration volumique et le nombre de Grashof, mais que les valeurs du Nusselt moyen pour le cas descendant sont plus élevées par rapport à celles d'ascendant. Il est intéressant de noter que dans le cas descendant on a un transfert thermique maximal par rapport au cas ascendant et cette différence est due à la force de volume générée par la gravité qui tend de réduire l'écoulement et le transfert de chaleur.

III.7 Conclusion

Dans ce chapitre on a étudié les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide dans le transfert de chaleur à l'intérieure d'une cavité de forme U ainsi que l'entrée et la sortie du nano fluide. Les éléments suivants sont extraits de l'analyse des lignes de courants et des lignes d'isothermes ainsi que des diagrammes de Nusselt, qui sont obtenus à partir de la simulation numérique.

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

Conclusion Générale

Conclusion Générale

L'étude présentée dans ce travail porte sur le transfert thermique par convection mixte en utilisant un nano-fluide de Al_2O_3 -eau avec un régime laminaire permanent dans une cavité carrée munie d'ouvertures avec une paroi supérieure froide et paroi latérale chaude et le reste de la cavité isolée pour différents cas (Ascendant et descendant), Les simulations numériques sont effectuées pour les nombres de Reynolds ($\text{Re}=10, 50, 100$) et les nombres Grashof ($\text{Gr}=10^3, 10^4, 10^5, 10^6$), et différentes fractions des nanoparticules ($\phi=0.02, 0.03, 0.04$).

Grace aux équations de conservation et l'approximation de Boussinesq présentés dans le second chapitre, on a établi un modèle mathématique pour notre problème, la méthode numérique basée sur la technique des volumes finis a été adoptée pour cette étude. Afin de s'assurer de la fiabilité des résultats obtenus avec le code de calcul, des validations des codes de calcul ont été faites avec des travaux cités. Un bon accord a été obtenu entre nos simulations et les données numériques.

Après la validation de notre maillage a 100×100 les résultats obtenus montre que :

- Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds et du nombre de Grashof améliorera le Transfer de chaleur.
- L'augmentation de la fraction volumique des nano-fluides favorise encore le transfert de chaleur.
- On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof et la fraction volumique pour différentes concentration volumique de nanoparticules.

Liste bibliographie

Liste bibliographique

- [1] Dominique Marchio, Paul Reboux ; Introduction aux transferts thermiques, école des Mines de Paris, 2008.
- [2] Fourier, J. Théorie Analytique de la Chaleur. Paris : Chez Firmin Didot. (1822).
- [3] Cours physique, Bargach Chap4.pdf.transfert de chaleur par convection
- [4] DADDA Mouhamed Lamine, " Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée", Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, (2016).
- [5] GHADBANE Abdelouahab, "Etude numérique de l'écoulement avec transfert de chaleur d'un nano fluide dans un échangeur de chaleur", Université de M'sila, 2019.
- [6] KLALECHE Sofiane MADJOUR Abderrahmane, "Simulation Numérique De La Convection Forcée Entre Deux Disques En Présence D'un Nano fluide", UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI-OUZOU, (2015).
- [7] BELAHMADI Essma, Etude numérique des transferts thermiques convectifs avec nano-fluides, thèse de doctorat, UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI – CONSTANTINE, (2018).
- [8] Ribeiro J., P., Gruss J., A. (2009) : Nanofluides pour les applications thermiques, technique de l'ingénieur, 2e édition.
- [9] RIBIERO João-Paulo, Dossier Technique de l'ingénieur, nm5115, Nanofluides pour les applications thermiques, 2009.
- [10] Mathieu Bouton, Evaluation de l'intérêt énergétique des nano-fluides dans l'usage des machines frigorifiques, Génie des procédés, (2012).
- [11] KHENTOUL Moussa Thèse Doctorat « Étude Numérique de la Convection Mixte dans un Canal Horizontal Contenant des Ailettes » 18 / 09 / 2016
- [12] Xinhui Si et al. « A mixed convection flow and heat transfer of pseudo-plastic power law Nano fluids past a stretching vertical plate » (2017) China.
- [13] Maxwell, J., C. (1881): A Treatise on Electricity and Magnetism, Clarendon Press, U.K.

Liste bibliographie

- [14] Hamilton, R., L., ET Crosser, O., K. (1962): Thermal conductivity of heterogeneous two component systems, *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, vol. 1, pp. 187- 191.
- [15] Yu, W, et Choi. U., S. (2003): The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of Nano fluids: a renovated Maxwell model, *Journal of Nanoparticles Research*, vol. 5, pp. 167- 71.
- [16] Bruggeman, D., A., G. (1935): Berechnungverschiedenerphysikalischerkonstanten von heterogenensubstanzen, I. Dielektrizitatskonstanten und leitfahigkeitendermischkorperausi sotropensubstanzen, *Ann. Phys. Leipzig*, vol. 24, pp. 636– 679.
- [17] Einstein. (1906): Eine Neue BestimmungderMolekuldimensionen, *Ann. Phys. Leipzig*, vol. 19, pp 289–306.
- [18] Brinkman.H.C. (1952): THE Viscosity of concentrated Suspensions and Solution, *J Chemical Physics*, vol.20. PP.571.
- [19] Batchelor, G., K. (1976): Brownian Diffusion of particles with Hydrodynamic Interaction, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 74, pp. 1-29.
- [20]. S.E.B. Maïga et al. / *Int. J Heat and Fluid Flow* 26 (2005) 530-546.
- [21] Pak, B., C., et Cho, Y., I. (1998): Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, vol. 11, pp. 151–170.
- [22] F.H Lai, Y.T Yang, Lattice Boltzmann simulation of natural convection heat transfer of Al₂O₃- water nanofluids in a square enclosure, *International Journal of Thermal Sciences* 50, pp. 1930- 1941, (2011).
- [23] S. Öztuna, K. Kahveci, Natural convection heat transfer of nanofluids in a partially divided enclosure, *J. of Thermal Science and Technology*, 33, pp. 139-154, (2013).
- [24]. Reima Iwatsu, Jae Min Hyun, Mixed convection in a driven cavity with a stable vertical temperature gradient. h1. *J. Hca, Mom Trmfir*. Vol. 36. No. 6. pp. IM) I-I608. 1993.

Liste bibliographique

- [25] Shi X, Khodadadi JM. Laminar natural convection heat transfer in a differentially heated square cavity due to a thin fin on the hot wall. JOURNAL OF HEAT TRANSFER 2003; 125(4): 624–634. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1571847>
- [26] Frederick RL. Natural convection in an inclined square enclosure with a partition attached to its cold wall. Int. J. heat Mass Transfer 1989 ; 32(1): 87-94. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(89\)90093-8](https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90093-8)
- [27] Ambarita H, Kishinami K, Daimaruya M, Saitoh T, Takahashi H, Suzuki J. Laminar natural convection heat transfer in an air filled square cavity with two insulated baffles attached to its horizontal walls. Thermal Science & Engineering 2006 ; 14(3) : 35-46. <http://doi.org/10.11368/tse.14.35>
- [28] R.A. Mansour et R.A. Mohamed. « Numerical simulation of mixed convection flows in a square lid-driven cavity partially heated from below using nanofluid », International Communications in Heat and Mass Transfer 37, 1504–1512 (2010)
- [29] T. Benhalim, C. Ounnas, B. Mohamedi, K. Tahiri, SIMULATION DE L'EFFET DES NANOFLUIDES SUR LES CARACTERISTIQUES DE TRANSFERT DE CHALEUR D'UN ECHANGEUR TUBULAIRE PAR L'APPROCHE CFD, 1Centre de Recherche Nucléaire de Birine, Ain Oussera 17200 2LBMPT Université Ziane Achour, Djelfa 17000, (2018).
- [30] A. M. Bethancourt L, M. Hashiguchi, K. Kuwahara, and J. M. Hyun, “Natural convection of a two-layer fluid in a side-heated cavity,” Int. J. Heat Mass Transf., vol. 42, no. 13, pp. 2427–2437, 1999.
- [31].M.A.Mansour, A.M.Rashad, Rama Subba Reddy Gorla and Sadia Siddiq. Inclined Magneto-Hydrodynamic Mixed Convection in Lid-Driven Cavity Filled Within Nanofluids with Partial Slip and Internal Heat Generation. Journal of Nanofluids Vol. 5, pp. 634–651, 2016.
- [32] Mina Shahi, Amir Houshang Mahmoudi, Farhad Talebi. «Numerical study of mixed convective cooling in a square cavity ventilated and partially heated from the below utilizing nanofluid», International Communications in Heat and Mass Transfer 37, 201–213, (2010).

Liste bibliographique

- [33] Adnani M, Meziani B et Ourrad O, Convection Mixte Dans Une Cavité Carrée En Présence D'un Bloc Soumis à une Température Froide, Congrès International sur les Energies Renouvelables et le Développement Durable, (2017).
- [34] Garoosi, F., Bagheri, G., & Talebi, F. (2013): Numerical simulation of natural convection of nanofluids in a square cavity with several pairs of heaters and coolers (HACs) inside. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67, 362-376.
- [35] G. De Vahl Davis, laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity, vol. 1, pp. 1675-1693 *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1960.
- [36] M. M. Rahman, M. A. Alim, M. A. H. Mamun, M. K. Chowdhury and A. K. M. S. Islam, (2007). Numerical study of opposing mixed convection in a vented enclosure. *Asian Research Publishing Network (ARPN)*. Vol. 2, N°2, April
- [37] BOUHABEL Bourhane GUERMAT Zouhir, ' Etude Numérique De La Convection Naturelle Dans Une Cavité Rectangulaire Inclinée Saturée Par Des Fluides Et Des Nanofluides', Ecole nationale polytechnique de Constantine, 2018.
- [38] DADDA Mouhamed Lamine, ' Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée', Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, 2016.
- [39] Lebbihi Saci, ' Refroidissement Par Convection Naturelle D'une Source De Chaleur Localisée Au Fond D'une Enceinte Remplie De Nanofluide', Université Mohamed Khider Biskra, 2014.
- [40] S.U.S. Choi. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *Développements and applications of Non-Newtonien Flow*. D.A. Signer and H.P. Wang (Eds.), FED-vol. 231/MD-vol. 66, ASME, New York, 99-105, 1995.
- [41] Fourier, J. *Théorie Analytique de la Chaleur*. Paris : Chez Firmin Didot. (1822).
- [42] Gladiés Bachir. Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nano fluides en configuration de Rayleigh-Bénard. Thèse doctorat L'Université Toulouse III- Paul Sabatier 2010.
- [43] Stephen U. S. Choi* and J. A. Eastman. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. *International mechanical engineering congress and exhibition 1995*

Liste bibliographie

[44] Suhas V.Patankar. « Numerical heat transfer and fluid flow », Hemisphere publishing corporation, États-Unis d'Amérique, ISBN 0- 89116-522-3 (1980).

[45] El hafad Baraa, Sakina El hamdania, A. Bendoua, Karim Limamb* ; International Conference On Materials And Energy 2015, ICOME 15, 19-22 May 2015, Tetouan, Morocco, and the International Conference On Materials And Energy 2016, ICOME 16, 17-20 May 2016, La Rochelle, France

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau) avec une marche (ascendante et descendante). La paroi supérieure est maintenue à une température froide, la paroi latérale est maintenue à une température chaude et le reste des parois sont supposées adiabatiques. Les équations qui régissent ce phénomène ont été résolues par une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis.

L'étude a été réalisée pour différents nombres de Grashof, de Reynolds, différentes concentrations du nanofluide. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur est meilleur si la fraction volumique et le nombre de Reynolds sont augmentés.

Mot clés : Nanofluide , Convection mixte, Transfert de chaleur , Méthode des différences finies

Abstract

In this work, we present a numerical study of mixed convection in a square cavity filled with a nanofluid (Al_2O_3 -water) containing a step (upward and downward). The upper wall is maintained at a cold temperature, the side wall is maintained at a hot temperature, and the remaining walls are assumed to be adiabatic. The governing equations for this phenomenon have been solved using a numerical approach based on the finite volume method.

The study was conducted for different Grashof and Reynolds numbers, as well as different concentrations of the nanofluid. The obtained results demonstrate that heat transfer improves with an increase in the volumetric fraction and Reynolds number.

Keywords: Nanofluid, Mixed convection, Heat transfer, Finite volume method.

Keywords: Nanofluid, mixed convection, heat transfer