

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA



FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation Énergétique Et Turbomachine

Par : **Hachemi Amazigh**

Djarouane Said

Thème

Caractérisation des transferts de chaleur dans une cavité remplie de nano particules

Soutenu le 20/09/2022 devant le jury composé de :

Mr. ALI AGHA	Hamza	Président
Mr. ADNANI	Massinissa	Rapporteur
Mr. BOUTALBI	Nadir	Examineur

Année Universitaire 2021-2022



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

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

Je soussigné,

Nom : DJAROUANE
Prénom : Said
Matricule : 171735065446
Spécialité/ou Option: Génie Mécanique_ Installation Énergétique et Turbomachines
Département: Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2021/2022

Et chargé de préparer un mémoire de *Master*

Intitulé : Caractérisation des transferts de chaleur dans une cavité remplie de nano-fluid

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

Fait à Béjaïa

le : 18/09/2022

Signature de l'intéressé

Lu et approuvé

.....



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

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

Je soussigné,

Nom : HACHMI
Prénom : AMAZIGH
Matricule : 161633013858
Spécialité/ou Option: Génie Mécanique_ Installation Énergétique et Turbomachines
Département: Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2021/2022

Et chargé de préparer un mémoire de *Master*

Intitulé : Caractérisation des transferts de chaleur dans une cavité remplie de nano-fluid

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

Fait à Béjaïa le

18/09/2022

Signature de l'intéressé

Lu et approuvé

.....

Remerciements

Nous remercions Dieu pour le courage et la volonté sans lesquels cette étude n'aurait jamais vu le jour.

Nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance et nos sincères remerciements à notre encadreur Mr M. ADNANI pour l'intérêt porté à notre travail, leurs disponibilités, leurs conseils précieux et surtout leur grande patience.

Nos vifs remerciements vont à nos très chers parents pour leurs efforts fournis et leurs conseils pendant toute ces années d'études.

Nos remerciements vont également aux membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'examiner et de juger notre travail.

Nous sommes aussi reconnaissants à tous les enseignants qui nous ont soutenu tout au long de nos études. Qu'ils trouvent ici l'expression de nos sentiments les plus respectueux.

Nous remercions enfin toute personne ayant aidé de près ou de loin à l'achèvement de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce projet :

A ma chère mère,

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être. je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me porter depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours. que ce modeste travail soit l'exaucement de vos vœux tant formulés, le fruit de vos innombrables sacrifices. Puisse dieu, le très haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie.

A La mémoire de mon cher père,

ce travail est dédié a mon père décédé, qui m'a toujours poussé et motivé dans mes études. j'espère que, du monde qui est sien maintenant, il apprécie cet humble geste comme preuve de reconnaissance de la part d'un fils qui a toujours prié pour le salut de son âme .puisse dieu, le tout puissant l'avoir en sa sainte miséricorde.

A mon frère, Nabil

A mes chères sœurs

A ma chère ami akila

Pour ses soutiens moral et leurs conseils précieux tout au long de mes études.

A mon cher grand-père,

Abd el madjid

Qui je souhaite une bonne santé.

A mon cher ami, Atmane debabi

Qui m'a aidé et supporté dans les moments difficiles.

A mes chères ami (e)s

Pour leurs aides et supports dans les moments difficiles.

A toute ma famille,

A tous mes autres ami(e)s,

A tous ceux que j'aime et ceux qui m'aiment.

Said DJAROUANE

Je dédie cet ouvrage

A ma maman qui m'a soutenu et encouragé durant ces années d'études. Qu'elle trouve ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.

A l'homme, mon précieux offre du dieu, qui doit ma vie, ma réussite et tout mon respect :
mon cher père DJAMEL.

A mon adorable petit frère YASSER qui sait toujours comment procurer la joie et le bonheur pour toute la famille.

A mes frères, mes sœurs mes grands-parents, mes ancêtres et Ceux qui ont partagé avec moi tous les moments d'émotion lors de la réalisation de ce travail. Ils m'ont chaleureusement supporté et soutenu tout au long de mon parcours.

A ma famille, mes proches et à ceux qui me donnent de l'amour et de la vivacité.

A tous mes amis qui m'ont toujours encouragé, et à qui je souhaite plus de succès.

A tous ceux que j'aime.

Merci !

Amazigh HACHMI

Sommaire

Remerciements.....	i
Dédicaces	ii
Dédicaces	iii
Sommaire	iv
Liste des figures	viii
Liste des tableaux	viii
NOMENCLATURE	x
Introduction Générale.....	1
Chapitre I :Généralités et synthèses bibliographie	Erreur ! Signet non défini.
I.1.Introduction.....	4
I.2.Généralités sur le transfert de chaleur	4
I.2.1. Définition.....	4
I.3.Les différents modes de transfert de chaleur	4
I.3.1.Conduction	4
I.3.2.Rayonnement.....	5
I.3.3.convection	5
I.3.4.Type de convection	6
a) Convection forcée	6
b) Convection naturelle.....	7
c) convection mixt.....	8
I.3.5. Régime de convection mixte.....	8
I.4. Amélioration des propriétés thermiques des fluides.....	8
I.5.Généralités sur les nano fluides	9
I.5.1.Définition.....	9

I.5.2 Types de nano particules.....	10
I.5.3 Fabrication et préparation des nano fluides.....	11
I.5.4 Les avantages et les inconvénients du nano-fluide.....	13
I.5.5 Propriété thermo physique des nano fluides.....	14
- masse volumique.....	15
-La chaleur spécifique	15
- Conductivité thermique des nano fluides.....	16
a- Modèle de Maxwell(1881).....	16
b- Modèle de Hamilton-Crosser (1962).....	17
c- Modèle de Yu et Choi (2003).....	18
d- Modèle de Bruggeman (1935).....	18
-coefficient d'expansion thermique.....	18
- La viscosité dynamique.....	19
a -Modèle d'Einstein (1906)	19
b - Modèle de Brinkman (1952)	20
c - Modèle de Batchelor (1976).....	20
d - Modèle Maiga et al. (2005).....	20
e -Modèle Pack et Cho (1998)	21
I.5.Synthèse bibliographique.....	21
I.6.Conclusion	26
Chapitre II :Modélisation du problème	27
II.1. Introduction	28
II.2.Configuration géométrique.....	28
II.3.Equation dimensionnelle de nano fluide	29
II.3.1.Hypothèses simplificatrices.....	29
II.3.2Equation dimensionnelle de nano fluide	29
II.4.Nombres adimensionnels et échèles caractéristique(SI).....	31
II.4.1.Le Nombre de Reynolds.....	31
II.4.2.Nombre de Nusselt	31
II.4.3.Nombre de Grashof	31
II.4.4. Nombre de Prandtl.....	31

II.4.5.Nombre de Richardson.....	31
II.5.Equation sans dimension des nano fluides.....	32
II.5.1 Analyse différentielle de l'écoulement de fluide (équations de navier - stokes).....	32
II.5.2 Forme adimensionnelle des équations	33
II.5.2.1 Variables adimensionnelles	33
II.5.2.2.Forme adimensionnelle de l'équation de continuité.....	33
II.5.2.3 Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement	33
II.5.2.4. Equation d'énergie.....	34
II.6. Conditions aux limites thermiques.....	34
II.7. Conclusion.....	34
Chapitre III :discussions et résultats.....	36
III. 1. Introduction	37
III.2. parametres geometrique et physique.....	37
III.3. Validation du maillage.....	37
III.4.validation.....	38
a. lignes de courants.....	39
b. Isothermes	39
III.5. Discussions et résultats.....	40
a. lignes de courants.....	41
b. Isothermes	42
c. Les profils de vitesse.....	42
III.6. Conclusion.....	43
Conclusion Générale	46
Références Bibliographiques	xiii
ANNEXES.....	xvi
Annexe A : <u>Généralités sur la rhéologie</u>	xvi
Résumé/Abstract	xix

Liste des figures

Figure I.1 : schéma représentatif de la convection forcé...	6
Figure I.2 : schéma représentatif de convection naturelle...	7
Figure I.3 : Nanotubes de carbone ; Nanoparticules sphériques.....	11
Figure I.4: Procédé de synthèse de nano fluide en une seule étape.(Ribeiro eGruss2009)	13
Figure I.5 : Schéma de configuration du domaine (Kim et al. 1992).....	23.
Figure I.6 : Schéma du modèle physique (Khanafar et al., 2003).....	25
Figure I. 7 : Le schéma du modèle physique, Aminossadati et Ghasemi (2009).....	25
Figure I. 8 : Représentation des inserts de bandes longitudinales, Sundar et al. (2016).....	26
Figure II.1 : Représentations schématiques du domaine physique.....	28
Figure III. 1 : Nombre de Nusselt en fonction du maillage.....	38
Figure III. 2: Comparaison des lignes de courants de nos résultats et ceux de pour différents Ri (0.1,1,10) à la fraction volumique (0.06) et $Re = 100$	40
Figure III. 3: Comparaison des lignes d'isothermes de nos résultats i pour différentes nombre de Ri (0.1,1,10) à $\phi = 0.04$ et $Re = 100$	41
Figure III. 4: Variations des profils de vitesses on fonction différentes valeur de la fraction volumique (0.02,0.06,0.1) et $Ri = 0.1$	42
Figure III. 5 : variation de nombre de Nusselt moy en fonction de nombre de Ri (0.1,1 ,10) à ϕ (0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.1) et $Re = 100$	43

Liste des tableaux

Tableau I.1: Valeurs des conductivités thermiques des nanoparticules et des fluides utilisés.....	10
Tableau I.2: les Propriété physiques des fluides et nanoparticule.....	14
Tableau II.2: variables adimensionnelles.....	33
Tableau III. 1 : le nombre de Nusselt moyen en fonction des différents maillages.....	37

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
a_1, b_1, c_1	: Rapport de forme : $a_1 = L_1/H_1, b_1 = H_2/L_1, c_1 = L_2/L_1$	-
P	: pression	Pa
C	: Chaleur spécifique	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
G	: Accélération de la pesanteur	m s^{-2}
λ	: Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Ri	: Nombre de Richardson	-
Pr	: Nombre de Prandtl, $\text{Pr} = \nu / \alpha$	-
Ra	: Nombre de Rayleigh, $\text{Ra} = g\beta(T_H - T_C)L^3 / \nu\alpha$	-

Symboles grecs

α	: Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
Γ	: Coefficient de diffusion	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ν	: Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
P	: Masse volumique	kg m^{-3}

Indices

i, j	: $i^{\text{ème}}$ et $j^{\text{ème}}$ composantes.
T_c, T_f	: Surface chaude, surface froide

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert de chaleur est très important pour la bonne conception et un fonctionnement fiable d'un système. La fiabilité et la performance d'un système dépendent fortement de la température de fonctionnement, la transmission de la chaleur se fait à partir des différents modes. En raison de l'importance qu'ils présentent dans la pratique industrielle et dans notre quotidien, les transferts de chaleur par convection mixte dans les cavités ont fait l'objet de nombreuses investigations. En effet, ce type de convection est présent dans de nombreux systèmes et processus industriels ; La plupart des applications de la convection mixte fluide avec des effets entraînés par le couvercle comprennent le refroidissement des dispositifs électroniques, les technologies de lubrification, les technologies de séchage, les équipements de traitement chimique, etc.

Le travail que nous développons dans ce manuscrit porté sur l'étude numérique d'un écoulement laminaire de nano fluide en convection mixte dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle. Ce travail a été mené en se focalisant sur le transfert de chaleur et sur l'amélioration de refroidissement des ailettes montées dans la paroi inférieure chaude du canal. Les actions mises en œuvre pour conduire cette étude, et les résultats principaux qui en sont issus, s'organisent autour de trois chapitres et une conclusion :

- Faisant suite à cette introduction, Le premier chapitre est consacré aux des définitions et généralités sur le transfert de chaleur et les nano fluides. Ainsi, une synthèse bibliographique consacrée à une revue des différents travaux concernant les nano fluides et la convection mixte dans les cavités.
- Le second chapitre constitue la modélisation mathématique du problème, les conditions aux limites associées, une analyse de la configuration de la géométrie.
- Dans le troisième chapitre une étude de la sensibilité de maillage ainsi qu'une validation du code de calcul seront présentées et discutées des résultats numériques obtenus lors de la simulation pour déterminer les paramètres adéquats pour un meilleur refroidissement. Nous étudierons plus particulièrement l'effet du nombre de Richardson et fraction volumique.

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

Chapitre I

Généralité et synthèse

bibliographie

I.1. Introduction

Ce chapitre sera consacré à la présentation des généralités sur les différents modes de transferts de chaleur ainsi qu'à la description des différents modèles régissant les lois fondamentales des échanges thermiques en présence des nanoparticules, et ce qui concerne les applications dans le domaine du transfert de chaleur, des études menées depuis une dizaine d'années ont montré que dans certaines conditions, l'ajout de particules nano métriques dans un fluide (appelé alors nano fluide) comme par exemple des particules d'Oxyde d'Aluminium (Al_2O_3), d'Oxyde de Cuivre (CuO), le cuivre (Cu) dans l'eau pouvaient augmenter le transfert de chaleur par rapport au cas du corps pur (eau).

Par la suite, une recherche bibliographique sur les principaux travaux antérieurs qui ont porté sur l'étude des transferts convectifs dans les enceintes, et plus particulièrement dans les cavités ouvertes sera présentée.

I.2. Généralités sur le transfert de chaleur

I.2.1. 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.3. 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]

I.3.1. 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]

$$dQ = -\lambda S \frac{dT}{dx} dt \quad (\text{I.1})$$

dQ La chaleur transmise par conduction (J)

λ : Conductivité thermique ($\frac{W}{m \cdot K}$)

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 :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.2})$$

I. 3.2. 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.

I.3.3. 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 détermine par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des température différentes .ce mouvement entraine 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 naturel, force et mixte .

La loi de newton introduit la relation entre le flux échangé et la surface d'échange, elle s'exprime comme suit : [3]

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

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. [3]

I.3.4. 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 : [3]

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

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

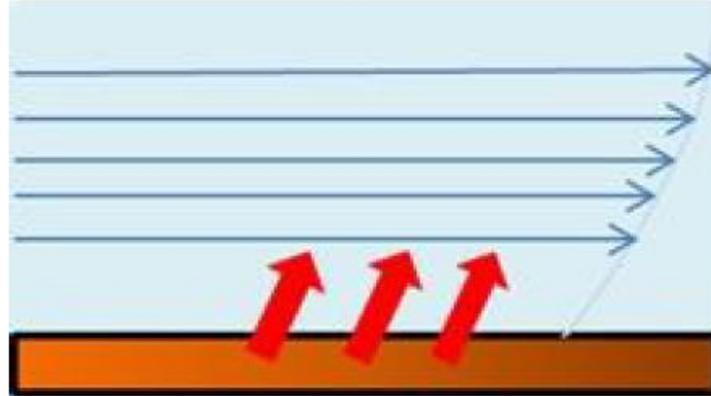


Figure I.1 : schéma représentatif de la convection forcée. [3]

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]

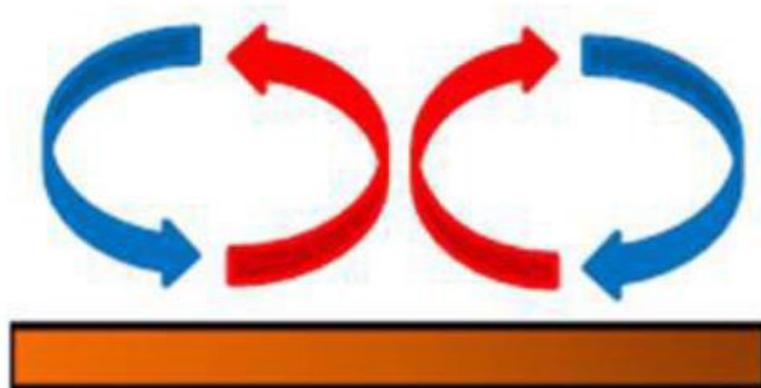


Figure I.2 : schéma représentatif de convection naturelle. [3]

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. [4]

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (I.7)$$

I.3.5. Régime de convection mixte

Dans certains cas, le phénomène de convection naturelle pourra se superposer à celui de la convection forcée. La comparaison des nombres de Reynolds et de Grashof permettra de déterminer le régime dans lequel le système se trouve. [5]

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

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

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

I.4 Amélioration des propriétés thermiques des fluides

Les nano fluides sont des solutions colloïdales composées de particules de taille nanométriques en suspension dans un liquide. Les études de ces fluides composites montrent des aptitudes particulièrement intéressantes du fait d'une meilleure conductivité thermique et d'un coefficient d'échange convectif significativement accru par rapport à des liquides classiques, l'eau en particulier. [6]

I.5 Généralités sur les nano fluides

I.5.1 Définition

Les nano fluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières [6].

On trouvera dans le tableau 1.1 les valeurs de la conductivité thermique λ de certains matériaux parmi les plus courants.

Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques. [6]

Les Matériaux	Les formes	Les conductivités thermiques (W/mK)
Les carbones	nanotube de carbone	2000-3000
	Diamant	2300
	Graphite	110-190
	Fullerènes	0.4
Des solides métalliques	Cuivre	401
	Aluminium	237
	Argent	429
	Nickel	158
	Or	317
Des oxides métalliques	Silicon	148
	Oxide d'aluminium	40
	Oxide de Titane	8.9538
	Oxide de cuivre	17
	Brique rouge	60

Des liquides métalliques	Sodium	72.3
Des liquides non métalliques	Eau	0.613
	Ethylene glycol	0.253
	Huile de moteur	0.145
	Glycerol	0.289
	Huile	0.141

Tableau.I.1 : Valeurs des conductivités thermiques des nanoparticules et des fluides utilisés. [7]

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont :

➤ **Les carbones**

Les études portant sur les nanofluides à base de nanotubes de carbone ont montré que leur conductivité thermique est la plus élevée

➤ **Des solides métalliques**

Les nanoparticules métalliques ont des conductivités thermiques plus grandes que celles des oxydes métalliques correspondants

➤ **Des oxydes métalliques**

➤ **Des liquides métalliques**

Les liquides de base les plus utilisés sont

- l'eau.
- l'éthylène-glycol, EG.
- les huiles.
- le Toluène

I.5.2. Types de nanoparticules

La production de nouveaux nanomatériaux (nanoparticules) constitue un champ de recherche en pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment utilisées dans les applications liées aux transferts thermiques sont ici brièvement mentionnées.

D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories.

Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de

métaux (l'aluminium Al, cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag...) ou d'oxydes (oxyde d'aluminium Al_2O_3 , oxyde de cuivre CuO, oxyde de titane TiO_2 ...).

Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO_2 , Nanotube de silicium...).[8]

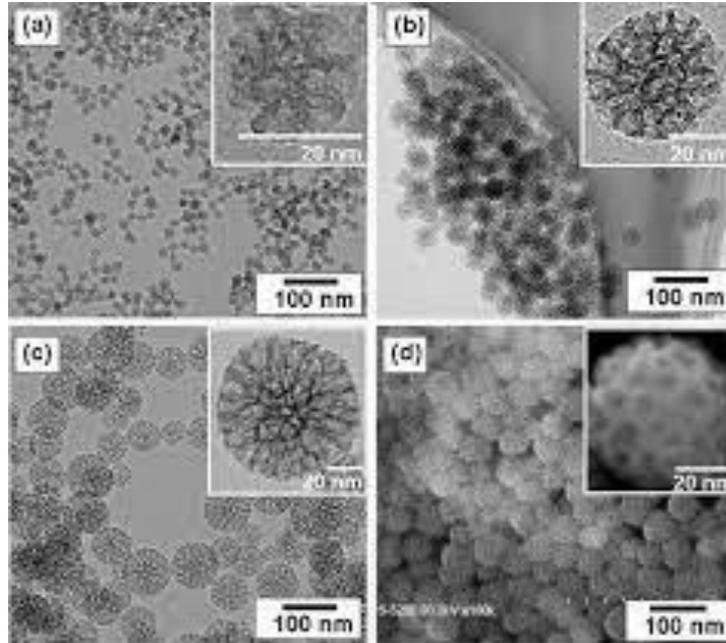


Figure I.3 :Nanotubes de carbone ; Nanoparticules sphériques. [8]

I.5.3. 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 encrasseront 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 : La 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]

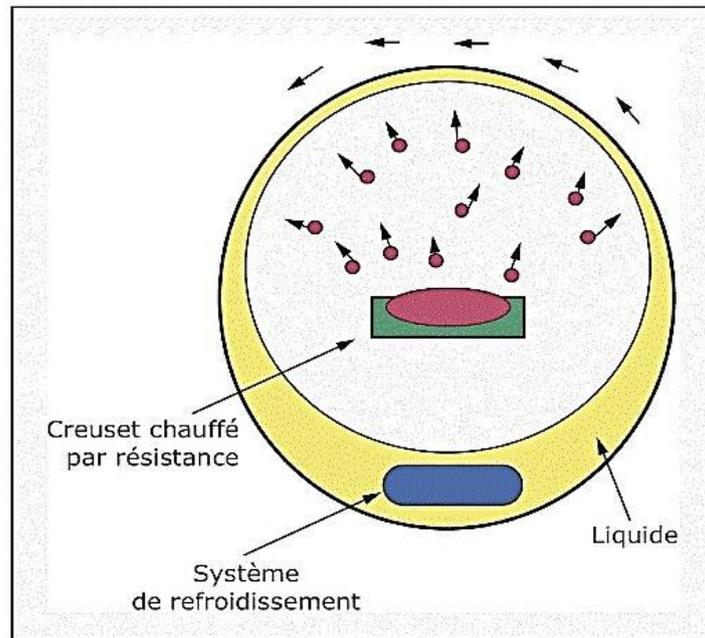


Figure I.4 : Procédé de synthèse de nano fluide en une seule étape. (Ribeiro eGruss2009).

I.5.4. Les avantages et les inconvénients du nano-fluide [9]

a- Avantages des nano-fluides

- L'avantage de l'emploi des nano fluides en tant que fluides caloporteurs dépend fortement d'un compromis entre l'augmentation de la conductivité thermique (déterminant dans l'intensification des transferts thermique convectifs) et l'augmentation de la viscosité (déterminant dans l'augmentation indésirable de la puissance de pompage). Les futures recherches devront donc être dirigées vers la sélection de matériaux, de forme et de taille de nanoparticules qui augmenteraient la conductivité thermique du mélange avec une augmentation modérée de la viscosité.
- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.

- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de [article en fonction des différentes applications.

b- Inconvénients des nano-fluides [9]

- Le manque de l'accord des résultats obtenus par différents chercheurs.
- Le manque de compréhension théorique des mécanismes responsables de changements des propriétés.
- Mauvaise caractérisation des suspensions.
- Stabilité des nanoparticules dispersion.
- Chute de pression accrue et la puissance de pompage.
- Viscosité supérieur, chaleur spécifique Basse.
- Le coût élevé des nano-fluides.
- Difficultés dans le processus de production.

I.5.5. Propriétés physiques des fluides et nanoparticule

Propriété	Eau	Al_2O_3
$C_p \left(\frac{j}{kg \cdot K} \right)$	4179	765
$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	997.1	3970
$\lambda \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$	0.613	40
$\mu \left(\frac{m^2}{s} \right)$	$2.1 * 10^{-4}$	
$\beta \left(\frac{1}{K} \right)$	$2.1 * 10^{-04}$	$0.85 * 10^{-5}$

Tableau I.2 : les Propriété physiques des fluides et nanoparticule[8]

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. [6].

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{v}\right)_{nf} = \frac{m_f + m_s}{v_f + v_s} = \frac{\rho_f v_f + \rho_s v_s}{v_f + v_s} \quad (\text{I.8})$$

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

$$\varphi = \frac{\text{Volume solide}}{\text{Volume totale du nanofluide}} = \frac{v_s}{v_f + v_s} \quad (\text{I.9})$$

On en déduit alors la masse volumique du nano fluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{I.10})$$

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

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 : [9]

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

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

$$(\rho C_p) = (1 - \varphi)\rho(C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \quad (\text{I.12})$$

$(C_p)_{nf}$, $(C_p)_f$, $(C_p)_s$ désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nano fluide, du fluide de base et des nanoparticules .

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. [6].

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. [6].

a. 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 :

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2\varphi(\lambda_s - \lambda_f)}{\lambda_s + 2\lambda_f - \varphi(\lambda_s - \lambda_f)} \lambda_f \quad (\text{I.13})$$

$\lambda_{nf} \lambda_f \lambda_s$ 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. [10]

b. 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'est valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle de Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nano fluide que n'est efficace pour la description du phénomène étudié, pour cela le modèle de Hamilton a 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 :

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + (n-1)\lambda_f - (n-1)(\lambda_f - \lambda_s)\Phi}{\lambda_s + (n-1)\lambda_f + (\lambda_f - \lambda_s)\Phi} \lambda_f \quad (\text{I.14})$$

Où n est un facteur de forme empirique donné 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. [11].

c. 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 séparent 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. [12]

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)(1 + \beta)^3 \phi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)(1 + \beta)^3 \phi} \lambda_f \quad (\text{I.15})$$

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

d. Modèle de Bruggeman (1935)

Le modèle propose par Bruggeman (1935) semble mieux approximer certains résultats expérimentaux compare aux autres modelés pour le cas des nanoparticules sphériques avec aucune limitation concernant les concentrations des nanoparticules. [13]

$$\lambda_{nf} = \frac{(3\phi - 1)\frac{\lambda_p}{\lambda_f} + \{3(1 - \phi) + \sqrt{\Delta}\}}{4} \lambda_f \quad (\text{I.16})$$

$$\Delta = \left[(3\phi - 1) \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right)^2 + (2 - 3\phi)^2 + 2(2 + 9\phi - 9\phi^2) \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right) \right] \quad (\text{I.17})$$

Le coefficient d'expansion thermique

Nous 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 :

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

Kim et al. (2004) ont supposé que le coefficient d'expansion thermique du fluide β_T est largement plus grand que celui des nanoparticules solides β_s . Il ramené l'équation (3.5) à la forme simplifiée suivante : [6-3].

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \varphi) (\rho\beta)_f \quad (I.19)$$

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. [6]

a. 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. [14]

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5 \varphi) \quad (I.20)$$

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.

b. Modèle de Brinkman (1952)

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

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (\text{I.21})$$

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. [15].

c. 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).

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

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. [16]

d. 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.

$$\mu_{nf} = \mu_f (123\phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad (\text{I.23})$$

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. [17].

e. 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 : [18]

$$\mu_{nf} = \mu_f (533.9\phi^2 + 39.11\phi + 1) \quad (I.24)$$

I.6.Synthèse bibliographique

S. Zermane, S. Boudebous et N. Boulkroune (2005) [19] ont étudié la convection mixte laminaire dans des cavités ventilées. La paroi latérale verticale gauche de la cavité est soumise à une température constante supérieure à la température ambiante, tandis que les autres parois sont considérées comme adiabatiques. En se basant sur la méthode des différences finies pour discrétiser les équations gouvernant ce phénomène, les fonctions de courant, les isothermes, les profils des vitesses et des températures, ainsi que les variations du nombre de Nusselt en fonction du temps, pour la géométrie considérée et pour différentes valeurs du nombre de Richardson et de Grashof ont été déterminés. Les résultats obtenus montrent que l'écoulement principal du fluide a eu lieu le long de la paroi chaude verticale et de la paroi supérieure jusqu'à la sortie de la cavité lorsque la convection naturelle prédomine. Par contre lorsque la convection forcée prédomine l'écoulement principal du fluide a eu lieu le long de la diagonale de la cavité, avec l'apparition des zones de recirculation multicellulaires de part et d'autre de la diagonale de la cavité.

M. M. Rahman, M. A. Alim, M. A. H. Mamun, M. K. Chowdhury and A. K. M. S. Islam(2007)[20] 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 entrepris 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.

Hakan F. Oztop (2010) [21] a étudié l'influence de l'emplacement des ports de sortie et du nombre de Richardson sur la convection mixte avec une source de chaleur interne. Pour chaque configuration de géométrie, le champ de l'écoulement et de la distribution de température est affecté à partir du nombre de Richardson. Le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation du Nombre de Richardson en raison de la diminution de la vitesse d'écoulement. Pour des nombres de Richardson élevés, les effets du rapport d'aspect deviennent insignifiants. La meilleure géométrie est trouvée lorsque le transfert de chaleur est plus faible.

Kim et al. (1992)[22] ont analysé les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique en convection mixte dans un canal avec des blocs rectangulaires attachés à une paroi du canal. Les conditions aux limites thermiquement périodiques sur les deux plaques successives ont été imposées. L'écoulement et le champ thermique pour différents nombres de Reynolds et Grashof, pour un canal horizontal et un canal vertical ont été détaillés.

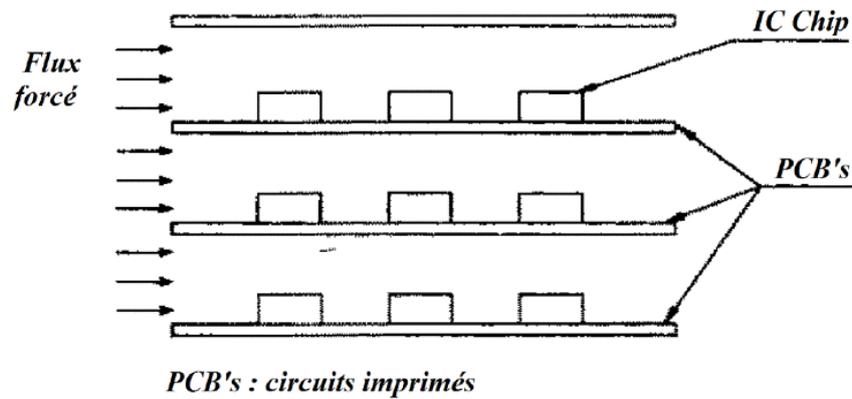


Figure I.5 : Schéma de configuration du domaine (Kim et al. 1992).

Zainab K. Radhi (2011) [23] a traité la convection mixte de l'air pour une cavité double carrée. L'objectif est d'étudier l'effet des ouvertures de sortie et le rapport d'aspect de la paroi chaude ainsi que l'effet des nombres de Reynolds et de Richardson sur les caractéristiques de transfert de chaleur.

- Le Nombre de Nusselt Moyen à la surface chaude augmente avec la diminution des valeurs du rapport de l'aspect H_0 . La température moyenne du fluide diminue avec la diminution de H_0 . L'emplacement du port de sortie n'a pas des effets importants sur le nombre de Nusselt moyen et de la température moyenne du fluide.
- La solution numérique indique que l'augmentation de la valeur de Re fait augmenter le coefficient de transfert de chaleur et accentue l'intensité de recirculation.
- L'augmentation du nombre de Richardson améliore le processus de transfert de chaleur.
- Les résultats de l'étude montrent que la structure de l'écoulement et de la température sont considérablement influencés par l'interaction entre la convection naturelle et forcée dans une cavité double.

Hamini, S. Bouabdallah et A. Benchatti (2012) [24] ont traité la convection mixte laminaire pour une cavité carrée avec une ouverture à l'entrée et à la sortie et soumis à une température constante sur la paroi basse. Les autres parois sont considérées adiabatiques. Les nombres suivants ont été fixés comme suit : le nombre de Grashof a été fixé à 105, le nombre de Richardson à 0.1, 1, 2, 5, 10 et 20. Les effets du nombre de Grashof, les positions des ouvertures entrées et sortie ont été examinés.

- Pour un régime d'écoulement stationnaire multicellulaire, la forme et la taille des cellules dépendent fortement de la valeur du nombre de Richardson.
- Avec l'augmentation des valeurs des nombres de Grashof et de Reynolds, le transfert de chaleur augmente mais avec des pourcentages différents.

La position de l'entrée de l'air et de la sortie a un grand effet sur les structures hydrodynamiques et thermiques. Les résultats montrent que la configuration (B-B : position de l'ouverture d'entrée basse et sortie basse) a le plus grand taux de transfert de chaleur tandis que la configuration (T-T : position de l'ouverture d'entrée haute et sortie haute) a le plus bas taux de transfert de chaleur par rapport aux trois configurations. Les paramètres géométriques ont un effet significatif sur le transfert de chaleur. En outre, l'augmentation de la valeur du nombre de Reynolds provoque une amélioration du transfert de chaleur (dissipation de la chaleur), pour bon refroidissement du milieu de la cavité.

Le terme "nano fluide" est proposé premièrement par **Choi. (1995)** pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base. **Choi. (1995)** a trouvé que la conductivité thermique effective du mélange eau- Al_2O_3 augmente de 20% pour une concentration en volume entre 1% et 5% de Al_2O_3 . De nombreuses recherches ont été menées depuis 2001 sur cette nouvelle classe de nanofluides afin de permettre une meilleure compréhension des mécanismes mis en jeu, et mettre ainsi au point des fluides caloporteurs plus performants. [24]

Il y a un certain nombre des études numériques à propos de convection naturelle ou mixte de nanofluides dans des cavités rectangulaires simples avec différentes conditions aux limites. L'amélioration de transfert de chaleur dans une enceinte 2-D utilisant les nanofluides est étudiée par **Khanafar et al. (2003)** pour différents paramètres pertinents. Un modèle a été développé pour analyser la performance de transfert de chaleur de nanofluides dans une enceinte tenant compte de la dispersion de particules solides. L'effet de la suspension de nanoparticules métalliques ultrafines sur les processus d'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans l'enceinte a été analysé pour différents paramètres de contrôle. Il a été montré que les écarts dans les différents modèles ont des répercussions importantes sur les résultats. [25]

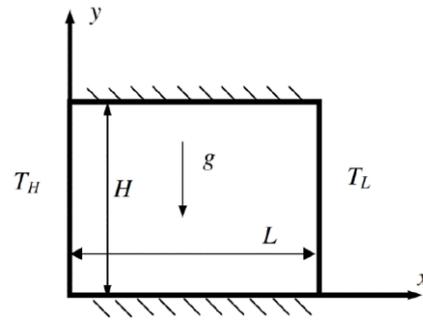


Figure I.6 : Schéma du modèle physique (Khanafar et al, 2003).

Aminossadati et Ghasemi (2009) [26] ont réalisé une étude numérique du refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur encastree dans la paroi inférieure d'une enceinte remplie de nanofluide. Les parois supérieure et verticale de l'enceinte sont maintenues à une température relativement basse. L'influence des paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh, l'emplacement et la géométrie de la source de chaleur, le type de nanofluide et la fraction volumique des nanoparticules sur la performance de refroidissement a été étudiée. Les résultats indiquent que l'ajout de nanoparticules dans l'eau pure améliore les performances de refroidissement en particulier aux faibles nombres de Rayleigh. En outre, le type de nanoparticules et la longueur et l'emplacement de la source de chaleur affectent de manière significative la température maximale de la source de chaleur (figure I. 7).

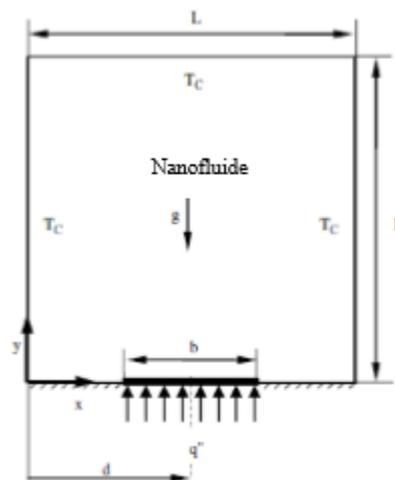


Figure I. 7 : Le schéma du modèle physique, Aminossadati et Ghasemi (2009).

Les caractéristiques du transfert de chaleur et du coefficient de frottement d'un nanocomposite (MWCNT-Fe₃O₄) dispersé dans un tube rempli d'eau avec des inserts de bandes longitudinales ont été étudiées expérimentalement par Sundar et al. (2016). L'étude a été réalisée pour un nombre de Reynolds de 3000 à 22 000, des concentrations volumiques de 0% à 0,3% et des inserts de bandes longitudinales de rapport d'aspect égale à 1, 2, 4 et 12. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt maximal et les améliorations du coefficient de frottement ont été observés pour un écoulement de nanofluide de 0,3% dans un tube avec un insert de bandes longitudinales de rapport d'aspect égale à 1 à un nombre de Reynolds de 22 000 (figure I. 8). [27]

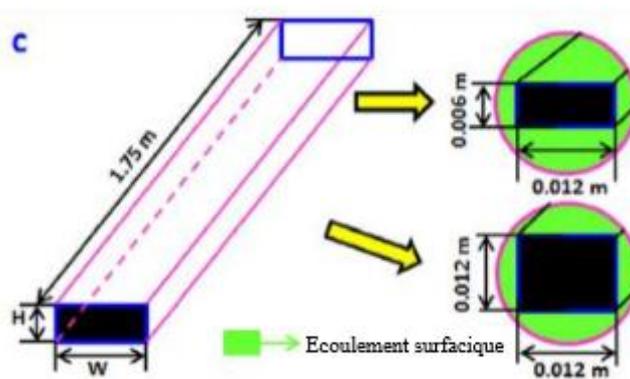


Figure I. 8 : Représentation des inserts de bandes longitudinales, Sundar et al. (2016)

I.7. Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre introductif les notions fondamentales sur le transfert de chaleur et on a donné dans un premier temps une description générale des nanofluides et leurs intérêts dans le domaine du transfert thermique. Par la suite nous allons voir des différents travaux expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature, que nous avons exposés dans la section synthèse bibliographique. Et on donnera plus de détails sur les propriétés thermo-physiques du nanofluide qu'on a utilisé dans ce modeste travail à savoir aux chapitres suivants.

Chapitre II

Modélisation du problème

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons la modélisation de système d'équations dimensionnelles qui régit l'écoulement et le transfert de chaleur. Notre model d'étude c'est une cavité carré remplis de nano-fluide Al_2O_3 -eau avec leur différent paramètre thermo-physique.

II.2. Configuration géométrique

La configuration géométrique objet de cette étude est un rectangle munie d'ouvertures. Il s'agit d'une enceinte de géométrie bidimensionnelle de coordonnées cartésiennes. Les dimensions de la cavité sont sa longueur L et sa largeur H avec ($L=5$) et ($H=3$). Une configuration est considérée pour étude le long de ce travail, elle est caractérisée par le positionnement de l'ouverture servant de sortie du fluide en mouvement (partie inférieure de paroi verticale gauche). L'emplacement de la partie chaude (paroi chaude source de chaleur) se fait sur les quatre parois délimitant la cavité. Le fluide pénètre dans l'enceinte à travers d'un ouverture située au niveau de la partie supérieure de la paroi verticale gauche et entre avec une vitesse et une température uniformes (U_0) et (T_c) respectivement.

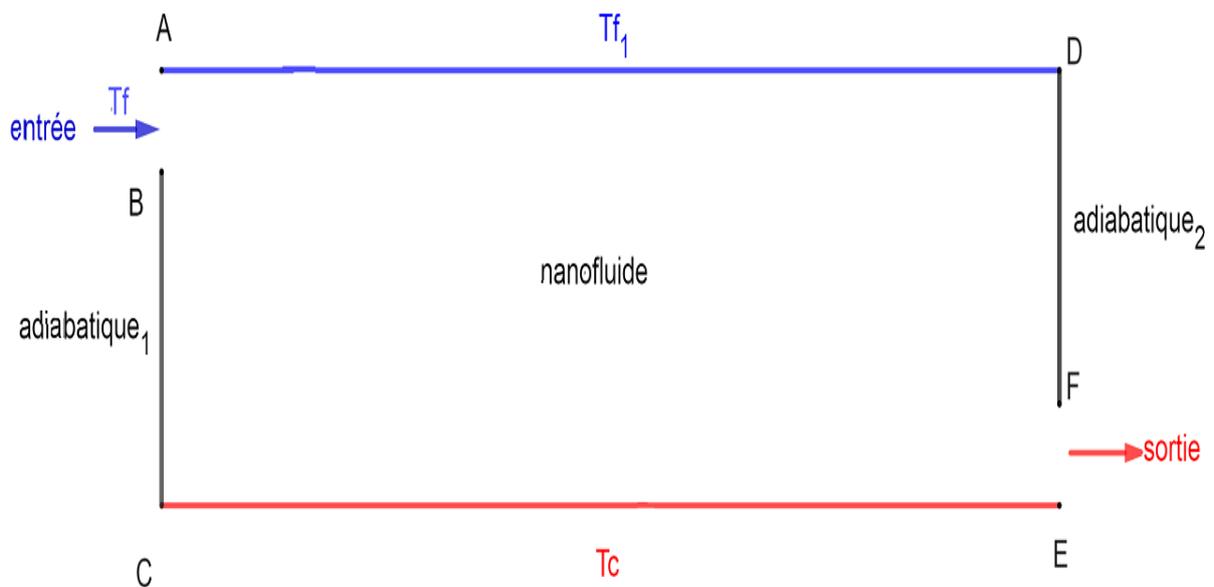


Figure II.1 : Représentations schématiques du domaine physique.

II.3. Equation dimensionnelle de nano fluide

II.3.1. Hypothèses simplificatrices

- Fluide Newtonien visqueux et incompressible, pour la configuration (2D).
- Régime laminaire et stationnaire.
- Transfert de chaleur par rayonnement négligeable.
- Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y) pour le cas canal 2D.
- Milieu continu.
- 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)

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

- T_0 : 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_0 .
- 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 (Jmai et al., 2013).
- La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\phi = 0$)

II.3.2 Equation dimensionnelle de nano fluide

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

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.2})$$

- Equation de la quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad (\text{II.3})$$

- Equation de la quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T-T_0) \right] \quad (\text{II.4})$$

- Equation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.5})$$

Où La densité effective est définie par :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{II.6})$$

La viscosité dynamique efficace de nanofluide donnée par équation (Brinkman, 1952) :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2,5}} \quad (\text{II.7})$$

Le coefficient de dilatation thermique de la nano fluide $(\rho\beta)_{nf}$ peut être déterminé par équation

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho\beta)_{nf} + \varphi(\rho\beta)_s \quad (\text{II.8})$$

La diffusivité thermique du nano fluide α_{nf} peut être exprimée par :

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (\text{II.9})$$

La capacité thermique de nano fluides peut être déterminée par équation Eq I_4 :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_{nf} + \varphi(\rho C_p)_s \quad (\text{II.10})$$

La conductivité thermique de nano fluides peut être déterminée par équation (Maxwell, 1881):

$$\lambda_{nf} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f - 2\phi(\lambda_f - \lambda_s)}{\lambda_s + 2\lambda_f + \phi(\lambda_f - \lambda_s)} \lambda_f \quad (\text{II.11})$$

II.4 Nombres adimensionnels et échèles caractéristique(SI)

II.4.1. 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 :

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu_f} \quad (\text{II.12})$$

- U_0 : vitesse caractéristique du fluide [$\frac{m}{s}$].
- H : dimension caractéristique [m].
- ν_f : Viscosité cinématique du fluide [$\frac{m^2}{s}$].

II.4.2. 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.

$$Nu = \frac{h_c H}{\lambda_f} \quad (\text{II.13})$$

- h_c : est le coefficient de transfert de chaleur [$\frac{W}{m^2 K}$].
- λ : est une conductivité thermique du fluide [$\frac{W}{mK}$].
- H : dimension caractéristique [m].

II.4.3. Nombre de Grashof

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

IL est défini par :

$$Gr = \frac{g\beta_f\Delta TH^3}{\nu_f^2} \quad (\text{II.14})$$

- g : est la gravité [$\frac{m}{s^2}$].
- β : est coefficient d'expansion thermique de fluide [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 [$\frac{m^2}{s}$].

II.4.4. 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 :

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f} \quad (\text{II.15})$$

- ν : est la viscosité cinématique [$\frac{m^2}{s}$].
- α : Diffusivité thermique [$\frac{m^2}{s}$].

II.4.5. Nombre de Richardson

Le nombre de Richardson a été mis en évidence par le wisfry Richardson (1881-1953) c'est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du nombre de Reynolds. Il indique le mode de convection (naturelle, forcée ou mixte).

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (\text{II.16})$$

II.5. Equation sans dimension des nano fluides

II.5.1 Analyse différentielle de l'écoulement de fluide (équations de Navier - Stokes)

L'analyse différentielle ou les équations sous forme différentielle (infinitésimale) sont appliqués en tout point du champ d'écoulement et permettent d'obtenir tous les détails de l'écoulement dans le domaine d'étude.

Malheureusement les équations obtenues sont analytiquement difficiles à résoudre. Elles nécessitent une résolution numérique sauf pour des cas géométriques simple en utilisant plusieurs hypothèses simplificatrices.

II.5.2 Forme adimensionnelle des équations

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

II.5.2.1 Variables adimensionnelles

Pour adimensionnaliser les variables dépendantes et indépendantes, nous employons des quantités caractéristiques qui sont constantes dans tout le champ d'écoulement et de température.

Ces quantités sont : L_0 V_0 T_P T_0 P_0

Nous considérons les coordonnées cartésiennes et définissons les variables adimensionnelles suivantes :

X	Y	θ	U	τ	P
$\frac{x}{L}$	$\frac{y}{L}$	$\frac{T - T_0}{T_P - T_0}$	$\frac{u}{v_0}$	$\frac{v_0 t}{L}$	$\frac{P - P_0}{\rho v_0^2}$

Tableau II.1 nombres adimensionnelles

Avec :

- $x = X * L$, $y = Y * L$, $u = U * v_0$, $v = V * V_0$, $P - P_0 = P \rho v_0^2$

II.5.2.2. Forme adimensionnelle de l'équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.17})$$

II.5.2.3 Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement

Equation de quantité de mouvement suivant l'axe x

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{1}{(1-\phi)^{2.5}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.18})$$

Equation de quantité de mouvement suivant l'axe y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{1}{(1-\varphi)^{2.5}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Ri}{Pr} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \left(1 - \varphi + \varphi \frac{\rho_s \beta_s}{\rho_f \beta_f} \right) \theta \quad (\text{II.18})$$

II.5.2.4. Equation d'énergie

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} \frac{(\rho c_p)_f}{(\rho c_p)_{nf}} \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.19})$$

II.6. Conditions aux limites thermiques

On a une géométrie rectangulaire de rapport de forme

$$A = \frac{H}{L} = \frac{3}{5}$$

- $0 < X < 1$, $Y = 0$, $\theta = 1$ à la paroi inférieure T_C
- $0 < X < 1$, $Y = 0.6$, $\theta = 0$ à la paroi supérieure T_f
- $0.04 < Y < 0.6$, $X = 1$, $q = 0$ $\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$ à l'entrée
- $0 < Y < 0.04$, $X = 1$, $\frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{\partial U}{\partial x} = 0$ à la sortie
- $0 < Y < 0.56$, $X = 0$, $q = 0$ $\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$ à la paroi adiabatique₁
- $0.56 < Y < 0.6$, $X = 0$, $U = 1$ $\theta = 0$ à la paroi adiabatique₂

II.7. Conclusion

Le phénomène physique a été décrit mathématiquement par les différentes équations de conservation. Une présentation des regroupements adimensionnels : nombre de Prandtl, 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

Discussions et résultat

III. 1. Introduction

Ce dernier chapitre est destiné aux discussions des résultats issus de la simulation numérique de la convection mixte dans une cavité ventilée de forme rectangulaire, premièrement on présente l'effet du maillage sur la solution numérique, et on fait une étude paramétrique dans le but de voir l'influence et l'effet de certains paramètres sur la nature de l'écoulement et le transfert de chaleur. Les principaux résultats sont présentés en termes de lignes de courant, d'isothermes et du nombre de Nusselt moyen.

III.2. Paramètres géométriques et physiques

En se référant à la figure(II_1), les paramètres géométriques adimensionnés par la hauteur H sont donnés comme suit :

On a $L = AD = CE = 5cm$ et $H = AC = DE = 3cm$, $AB = FE = 0.4$; avec un rapport de forme $R = H/L = 0.6$, $BC/L = 0.52$, $AB/L = 0.08$ et une différence de température $\Delta T = T_c - T_f = 30k$, le nombre de *Reynolds* = 100

III.3. Validation du maillage

Pour examiner notre maillage et sa fiabilité nous avons calculer le nombre du Nusselt moyen en utilisés plusieurs maillages allons de 60x36 à 180x108 pour un nano-fluide Al_2O_3 -eau a $\phi=0.04$ et $Ri=1$. Les résultats du maillage en fonction du nombre de Nusselt moyen sont présenté dans la figure, on voit que les valeurs du nombre de Nusselt sont presque constantes à partir du maillage 100x60.

Grille	60X36	80X48	100X60	120X72	140X84	160X96	180X108
Nusselt	1.3439	1.3369	1.3347	1.3345	1.3346	1.3353	1.3355

Tableau III. 2 : le nombre de Nusselt moyen en fonction des différents maillages

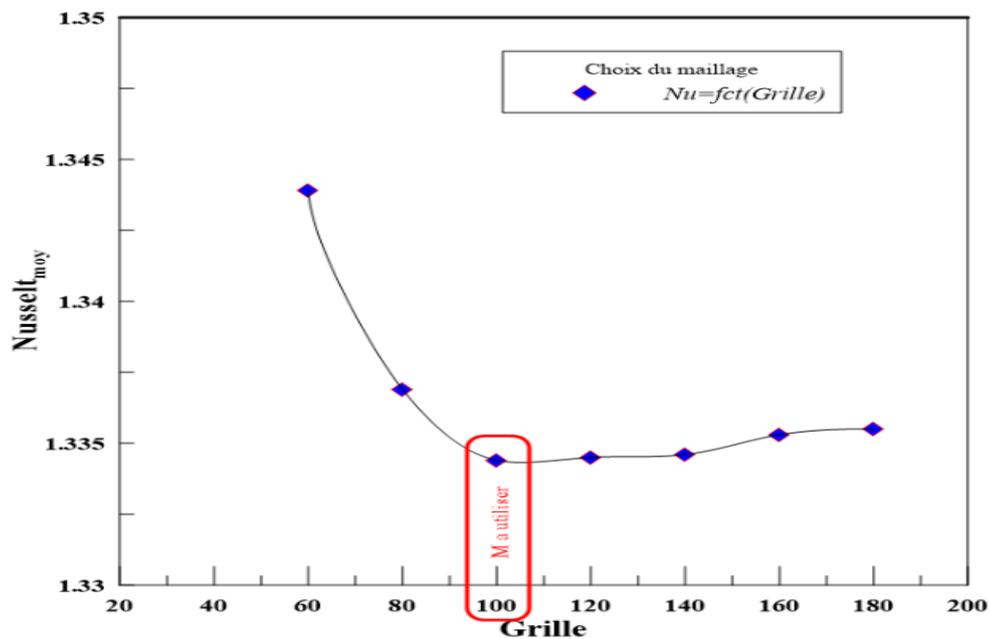


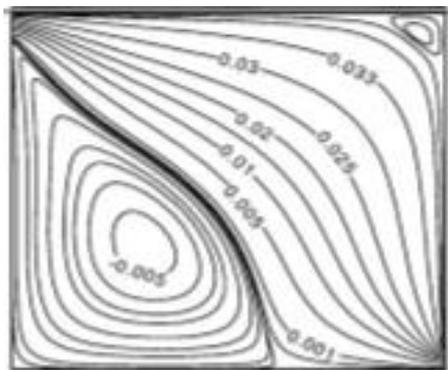
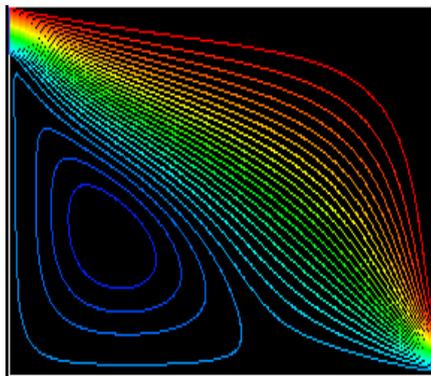
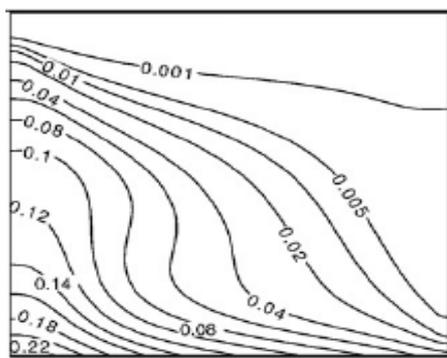
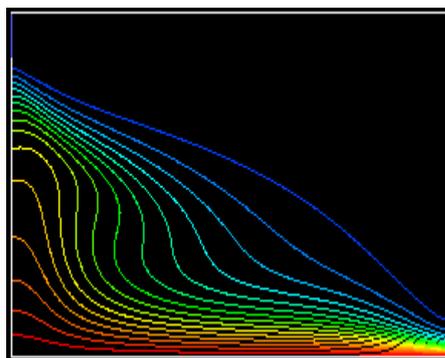
Figure III. 1 : Nombre de Nusselt en fonction du maillage.

D'après la figure III.1, nous constatons que le nombre de Nusselt moyen devient insensible au nombre de nœuds à partir de la grille 100×60 , alors que l'écart entre les valeurs de Nusselt moyen pour les deux premiers maillages est légèrement différent. De ce fait, nous avons opté pour le maillage 100×60 nœuds pour tous nos calculs, pour obtenir d'une manière qualitative des résultats précis avec un minimum du temps de calcul.

III.4. Validation

Pour vérifier la concordance de résultats numériques, on a validé avec les résultats numériques de **Amir Houshang Mahmoudi, Mina Shahi, Farhad Talebi** qui ont étudié la convection mixte dans une cavité carrée. Avec des orifices d'entrée et de sortie a été réalisé. L'effet de convection naturelle est atteint par le chauffage de la source de chaleur a flux constant qui est symétrique située à la paroi inférieure et le refroidissement du flux injecté. [27]

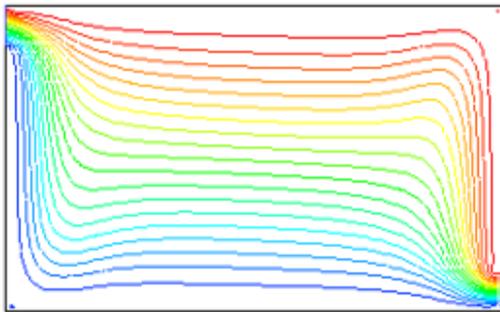
On a pris la quatrième configuration (d) pour $Re = 100$, $\varphi = 0,05$ et $Ri = 1$

a) lignes de courants**Travail de référence [27]****Résultats de la présente étude****b) isothermes****Travail de référence [27]****Résultats de la présente étude**

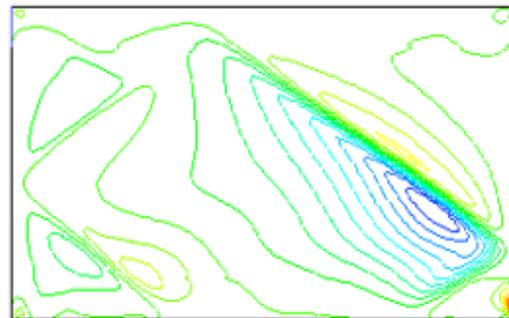
L'analyse des contours de ligne de courant et d'isotherme obtenus à travers les différentes simulations réalisées à l'aide du code de calcul « Fluent » montrent une bonne concordance quantitative et qualitative avec ceux obtenus par Amir Houshang Mahmoudi, Mina Shahi et Farhad Talebi.

III.5. Discussions et résultats

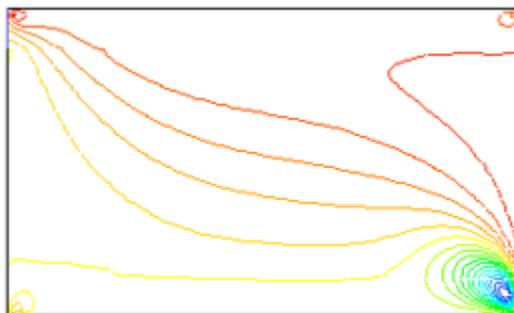
a) Les lignes de courants



$Ri = 0.1, \phi = 0.06$



$Ri = 1, \phi = 0.06$



$Ri = 10, \phi = 0.06$

Figure III. 2 : Comparaison des lignes de courants de nos résultats et ceux de pour différents Ri (0.1,1,10) à la fraction volumique (0.06) et $Re = 100$

La figure III .2. Présente les différentes lignes de courant de nos résultats pour Richardson (0.1,1,10), Reynolds égal à 100, e tune fraction volumique (0.06). pour Richardson

$Ri = 0.1$, on remarque une propagation des lignes de courant d'une manier régulière à l'entrée vers la sortie de la cavité .Avec l'augmentation de nombre de Richardson $Ri = 1$ une perturbation ce produit pour le champs d'écoulement et un tourbillon rotatif se forme d'une le coin inférieur droit dans la cavité ,à $Ri = 10$ le vortex de rotation devient plus grande entraîne une augmentation de forcée du flux.

b) Isotherm

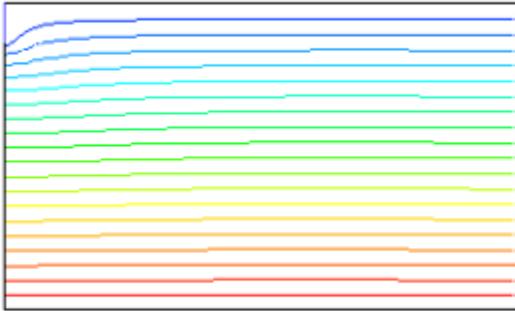
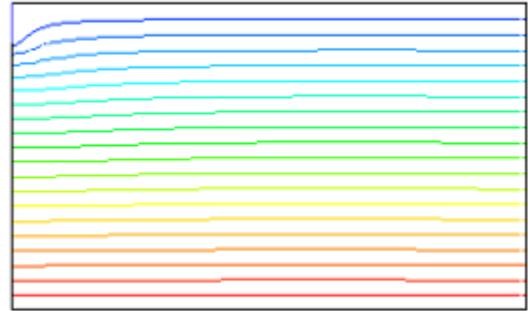
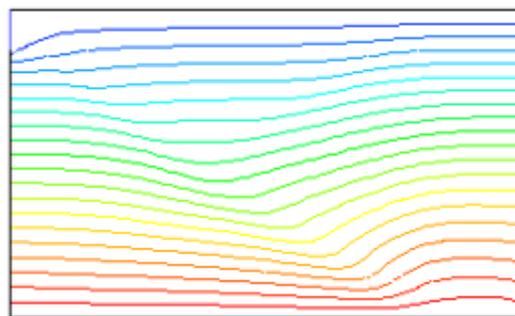
 $Ri = 0.1, \phi = 0.04$  $Ri = 1, \phi = 0.04$  $Ri = 10, \phi = 0.04$

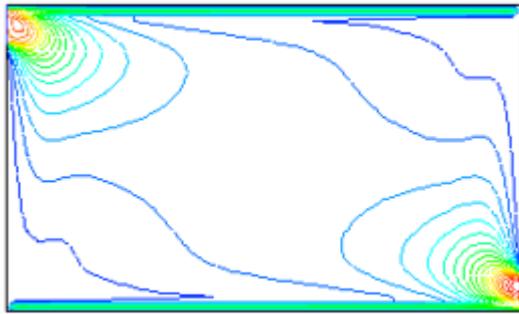
Figure III. 3: Comparaison des lignes d'isothermes de nos résultats i pour différentes nombre de Ri (0.1, 1,10) à $\phi = 0.04$ et $Re = 100$

La figure III. 3 : Présente les différents lignes d'isothermes de nos résultats pour Richardson (0.1, 1,10), Reynolds égal à 100, et une fraction volumique (0.06).

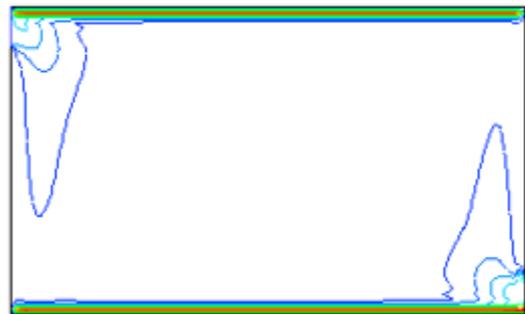
On remarque que les isothermes sont presque uniforme réparties dans la cavité à $Ri = 0.1$ qu'indique à transfert de chaleur par conduction dominant.

Lorsque Ri augmente, les isothermes deviennent non linéaires, ce indique une augmentation de l'effet de la convection.

c) profils de vitesse



$$Ri = 0.1, \phi = 0.02$$



$$Ri = 0.1, \phi = 0.06$$



$$Ri = 0.1, \phi = 0.1$$

Figure III. 4: Variations des profils de vitesses on fonction différentes valeur de la fraction volumique (0.02, 0.06, 0.1) et $Ri = 0.1$.

La figure III. 4 : Présente les différents profils de vitesse de nos résultats pour Richardson (0.1), et une fraction volumique (0.02, 0.06, 0.1) et Reynolds égal à 100, on voit dans le premier cas pour $Ri = 0.1$ et $\phi = 0.02$, les profils de vitesse se propage dans tout la cavité.

Avec l'augmentation de la fraction volumique on voit la disparition des zones de recirculation à l'entrée et la sortie de la cavité accompagné d'un aplatissement des profils de vitesse au niveau du bas de la paroi chaude et du haut de la paroi froide.

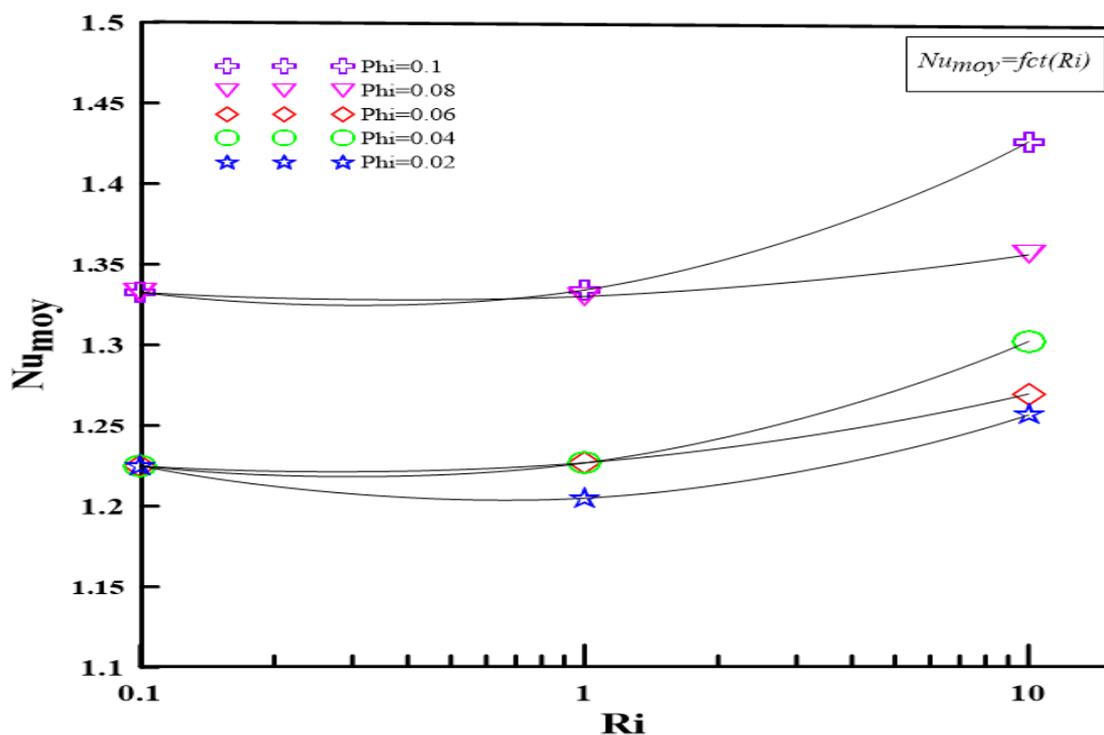


Figure III. 5 : variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Ri (0.1,1 ,10) à ϕ (0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.1) et $Re = 100$

On observe que pour un nombre de Reynolds donné, le nombre de Nusseltmoyen augmente avec une augmentation du nombre de Richardson. L'augmentation de la concentration solide augmente également le nombre de Nusselt moyen. Cela vient du fait que les propriétés physiques du nano fluide change avec la fraction volumique et entraînent un meilleur transfert de chaleur.

III.6. Conclusion

Les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide dans le transfert de chaleur mixte à l'intérieure d'une cavité de forme rectangulaire ainsi que l'entrée et la sortie du nano fluide ont été étudié. 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.

- Pour les lignes de courant, lorsque Ri augmente un vortex rotatif se forme dans le coin inférieure droite de la cavité à cause de la force de flottabilité, donc l'augmentation de

nombre de Richardson provoque une augmentation du transfert de chaleur à l'intérieure de la cavité.

- Les résultats montrent que la paroi chaude à une influence sur le transfert thermique, et les lignes d'isothermes sont affectée par l'augmentation de nombre de Richardson. Loin de la paroi chaude, les gradients de la température sont faibles.
- La variation de Richardson crée une structure multicellulaire pour les profils de vitesse de la cavité. Les nanoparticules suspendues dans l'eau augmentent la conductivité thermique du fluide à cause de l'augmentation de la fraction volumique et donc le transfert de chaleur est plus efficace.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente avec une augmentation de nombre de Nusselt. L'augmentation de la concentration solide augmente également le nombre de Nusselt moyen. Cela vient du fait que les propriétés physiques du nano-fluide changent avec la fraction volumique et entraîne un meilleur transfert de chaleur.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Les caractéristiques de transfert de chaleur par convection et d'écoulement de fluide à l'intérieur d'une cavité rectangle ventilée ainsi qu'une entrée et une sortie de nano fluide en présence de Al_2O_3 -eau avec un régime laminaire permanent ont été étudiées.

Les éléments suivants sont extraits de l'analyse des lignes de courant et des lignes de température ainsi que des diagrammes de Nusselt, qui sont obtenus à partir de la simulation numérique, qui sont effectuées pour les nombres de Richardson ($Ri = 0, 1, 10$), et différentes fractions des nanoparticule ($\varphi = 0, 0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.1$) à nombre de Reynolds constant.

Sur la base de l'approximation de Boussinesq, nous avons développé un modèle mathématique pour décrire notre problème, nous avons également développé un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations gouvernantes. Les résultats conduisent aux conclusions suivantes :

- Il a été déterminé que le transfert de chaleur par convection mixte est caractérisée par le nombre adimensionnel de Richardson, cas de la convection naturelle $Ri < 1$, mixte $Ri = 1$ et Forcée $Ri > 1$.
- La conductivité thermique des fluides de base est faible par rapport à celle des nano particules, l'ajoute de ces derniers au fluide de base sert à optimiser le transfert de chaleur.
- Dans toutes les gammes de paramètres de cette étude, l'augmentation de la fraction volumique rend les profils de vitesse près des couvercles non adiabatiques plus intenses, ce qui entraîne une augmentation du transfert de chaleur.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [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] Atekadidi ,Nazliouiferoudja «Etude numérique des échanges convectifs dans une cavité munie d'ouvertures » mémoire master Université Mouloud Mammeri deTiziOuzou2014 /2015
- [5] Cours transfert de chaleurs vole 1Bernand Grandjean[C] 2013
- [6] KHENTOUL Moussa Thèse **Doctorat** « Étude Numérique de la Convection Mixte dans un Canal Horizontal Contenant des Ailettes » 18 / 09 / 2016
- [7] Gladés Bachir THÈSE DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE” **Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard**” Le 14 Octobre 2010
- [8] Hydrothermal and Entropy Investigation of Nanofluid Natural Conviction in Lid-Driven Cavity Concentric with an Elliptical Cavity with a wavy Boundary heated from below april 2022
amel
- [9] **Gladés Bachir**. Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard.
ThèsedoctoratL'Université Toulouse III- Paul Sabatier2010

- [8]Ribeiro J., P., Gruss J., A. (2009) : Nanofluides pour les applications thermiques, technique de l'ingénieur, 2e édition.
- [9]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.
- [10]Maxwell., J., C. (1881): A Treatise on Electricity and Magnetism, Clarendon Press, U.K.
- [11]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.
- [12]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.
- [13]Bruggeman, D., A., G. (1935): Berechnungverschiedenerphysikalischerkonstanten von heterogenensubstanzen, I. Dielektrizitatskonstanten und leitfahigkeitendermischkorperausisotropensubstanzen, Ann. Phys. Leipzig, vol. 24, pp. 636–679.
- [14]Einstein. (1906): EineNeueBestimmung der Molekuldimensionen, Ann. Phys. Leipzig, vol. 19, pp 289–306.
- [15]Brinkman. H.C. (1952): The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions, J. Chemical Physics, vol. 20, pp. 571.

- [16]Batchelor, G., K. (1976): Brownian Diffusion of particles with Hydrodynamic Interaction, Journal of Fluid Mechanics, vol. 74, pp. 1-29.
- [17]. S.E.B. Maïga et al. / Int. J Heat and Fluid Flow 26 (2005) 530-546.
- [18]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.
- [19]S. Zermane, S. Boudebous et N. Boulkroune, (2005). Etude numérique de la convection mixte laminaire dans des cavités ventilées. Sciences & Technologie B – N°23, pp. 34-44
- [20] 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
- [21]Hakan F. Oztop, (2010). Influence of exit opening location on mixed convection in a channel with volumetric heat sources. International Communications in Heat and Mass Transfer 37 - 410–415
- [22]Kim, S., Y., Sung, H., J., Hyun, J., M., (1992): Mixed convection from multiplelayered boards with cross-streamwise periodic boundary conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer , vol. 35, pp. 2941-2952.
- [23]Zainab K. Radhi, (2011). Numerical study of mixed convection heat transfer through double square cavity connected with each other. Al-Qadisiya Journal For Engineering Sciences Vol. 4 No. 4.
- [24]Choi, S.U.S., (1995): Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Developments and applications of Non-Newtonian Flows, FED-vol. 231/MD-vol. 66, ASME, New York, 99-105.
- [25]Khanafer, K., Vafai, K., Lightstone, M. (2003): Buoyancy-Driven Heat Transfer Enhancement in a Two-Dimensional Enclosure Utilizing Nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer , vol. 46, pp. 3639–3653.
- [26]Aminossadati, S., M., Ghasemi, B. (2009) : Natural convection cooling of a localised heat source at the bottom of a nanofluid-filled enclosure, E u r o p e a n J o u r n a l of Mechanics B/Fluids , vol. 28, pp. 630-640.
- [27]International Communications in Heat and Mass Transfer **Amir Houshang Mahmoudi, Mina Shahi , Farhad Talebi** Published - Feb 2010

[27]Sundar, L., S., Otero-Irurueta, G., Singh, M., K., Sousa, A., C., M. (2016) : Heat transfer and friction factor of multi-walled carbon nanotubes–Fe₃O₄ nanocompositenanofluids flow in a tube with/without longitudinal strip inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer , vol. 100, pp. 691 - 703.

Annexe A: Généralités sur la rhéologie

La rhéologie est la science des déformations et des écoulements de la matière, des contraintes qui' en résultent et des efforts qu'il faut appliquer pour les obtenir. Cette science repose sur les bases de la mécanique des milieux continus pour déterminer localement les contraintes et les déformations au sein de la matière.

Principe de la rhéologie

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler [EST 2013]. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport des fluides.

Un exemple simple considérant le mouvement d'un fluide enfermé entre deux plans parallèles, l'un est au repos et l'autre est animé avec une vitesse V (figure A-1). Le déplacement se communique par frottement tangentiel entre les couches parallèles. On suppose que les couches fluides liées au plan immobile ont une vitesse nulle (hypothèse de non glissement). Deux grandeurs vont permettre de quantifier le cisaillement :

La vitesse de cisaillement $\dot{\gamma}$ (exprimée en s^{-1}) qui représente la variation de la vitesse entre les couches limites rapportée à la distance entre ces couches. Cette grandeur est égale au rapport de la vitesse de cisaillement V sur l'épaisseur cisailée.

La contrainte de cisaillement τ (exprimée en Pa) qui définit la force s'exerçant tangentiellement entre les couches fluides.

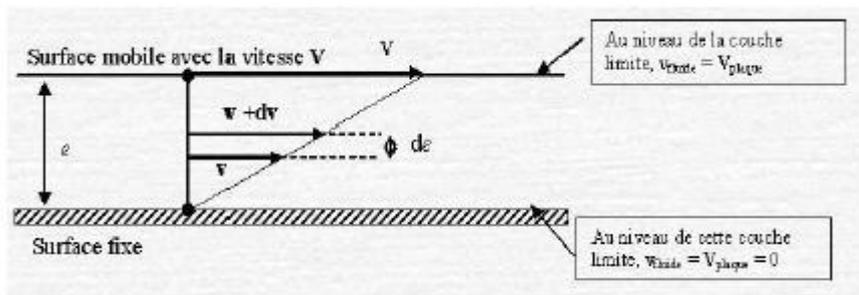


Fig. A- 1. Mouvement de cisaillement entre deux plans parallèles [COU/2001]

La viscosité dynamique μ du fluide est le rapport de la contrainte tangentielle de cisaillement sur la vitesse de cisaillement. Elle s'exprime en général en Pa.s

Fluides newtoniens, fluides complexes

Fluide newtonien

Le fluide newtonien est le modèle le plus simple des fluides. En 1687, Sir Isaac Newton a écrit dans le *principia* : « *The resistance which arises from the lack of slipperiness of the parts of the liquid, other things being equal, is proportional to the velocity with which the parts of the liquid are separated from one another* », ce qui se traduit dans une formulation moderne par une évolution linéaire de la contrainte de cisaillement en fonction de la vitesse de cisaillement (fig. A-2)

Fluide complexe

De nombreux fluides usuels ne présentent pas une relation linéaire entre vitesse et contrainte de cisaillement, comme le montre la figure A-2. Selon cette évolution, ou celle de la viscosité dynamique $\mu(\dot{\gamma}) = \frac{\tau}{\dot{\gamma}}$ en fonction de la vitesse de cisaillement, on peut distinguer trois principaux types de comportement rhéologiques (figure A-2).

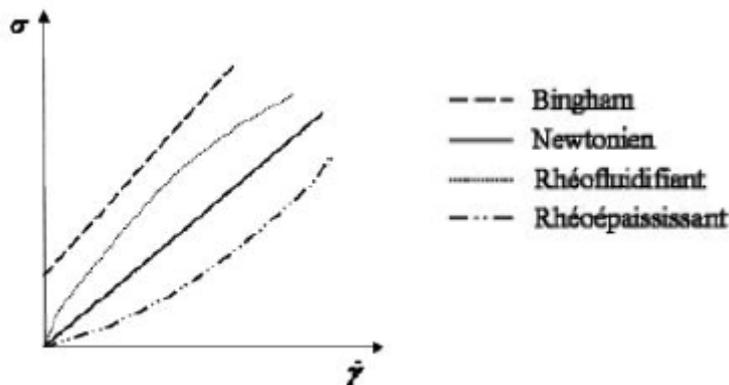


Fig. A- 2 Rhéogrammes caractéristiques des différents comportements rhéologiques [COU/2001]

Comportement rhéofluidifiant : La viscosité dynamique du fluide décroît quand la vitesse de cisaillement augmente. C'est le cas par exemple de la majorité des polymères.

Ce comportement peut être décrit par le modèle d'Ostwald de Waele ou loi puissance.

$$\tau = \mu \dot{\gamma}^n \text{ ou } n < 1$$

Comportement rhéopaisissant: Dans ce cas, le fluide devient plus visqueux quand la vitesse de cisaillement augmente. C'est un comportement peu fréquen

$$\tau = \mu \dot{\gamma}^n \text{ ou } n > 1$$

Comportement à seuil de contrainte (ou plastique) : le fluide ne s'écoule qu'au-delà d'une certaine contrainte de seuil τ_0 . C'est le cas par exemple de la pâte à dentifrice et de la peinture à l'huile. Au-delà de cette contrainte, le fluide peut se comporter de façon newtonienne (on définit alors son comportement par une loi de Bingham, $n=1$ dans l'équation suivante) ou de façon non-newtonienne avec rhéofluidification ou rhéoépaississement (comportement décrit par la loi d'Herschel-Bulkley donnée par l'équation suivante)

$$\tau = \tau_0 + \mu \dot{\gamma}^n$$

Référence :

[COU/2001] **CoussotP., GrossiordJ. L.**, Comprendre la rhéologie de la circulation du sang à la prise du béton, EDP Science, 2001. [EST 2013] **EstelléP., Michon C., LanosC., GrossiordJ.L.**, De l'intérêt d'une caractérisation rhéologique empirique et relative - des avancées récentes aux perspectives, EDP Sciences, ISBN 978-2-7598-0623-2.

Généralités sur le CFD

La simulation numérique des écoulements (Computational Fluid Dynamics) est l'un des outils les plus communément utilisés dans l'ingénierie ces dernières années. Il s'agit d'un ensemble de méthodes numériques servant à traiter un problème physique dont la complexité et le coût ne permettent pas souvent de procéder autrement. Les équations qui interviennent sont celles de la mécanique des fluides, résolues par des méthodes numériques moyennant un procédé de discrétisation adéquat permettant ainsi de ramener un problème aux dérivées partielles, fortement couplé et non linéaire, à un problème de résolution d'un système d'équations algébriques.

Description des logiciels Fluent et Gambit

Gambit et Fluent sont des logiciels commerciaux permettant de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du maillage avec Gambit à la résolution des équations et au post-traitement avec Fluent. Ces logiciels sont largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, etc.) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options ; ils permettent, entre autres, de réaliser des simulations sur des géométries simples et complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasique, turbulent, etc.).

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique du phénomène de la convection mixte laminaire dans une cavité carrée ventilée, dont les deux parois inférieure et supérieure sont soumises à une température constante, tandis que les autres parois sont considérées comme adiabatiques. Les équations régissant ce phénomène ont été discrétisées par la méthode des différences finies et un code de calcul a été développé pour déterminer toute la structure de l'écoulement. Les résultats sont présentés sous forme des champs hydrodynamique et thermique pour différentes valeurs des nombres de Richardson et des fractions volumique. Ceux-ci montrent l'apparition de zones de recirculation contrarotatives dans la partie supérieure de la cavité lorsque la convection forcée prédomine.

Mots clés : Convection mixte, Méthode des différences finies, Cavité ventilée, nano fluide, nombre adimensionnel.

Abstract

In this work, we present a numerical study of the phenomenon of laminar mixed convection in a ventilated square cavity, the two lower and upper walls of which are subjected to a constant temperature, while the other walls are considered adiabatic. The equations governing this phenomenon were discretized by the finite difference method and a calculation code was developed to determine the entire flow structure. The results are presented as hydrodynamic and thermal fields for different values of Richardson numbers and volume fractions. These show the appearance of contra-rotating recirculation zones in the upper part of the cavity when forced convection predominates.

Key words: Mixed Convection, Finite Difference Method, Ventilated Cavity, Fluid Nano, Dimensional Number.

