

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoune Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



PROJET DE FIN DE CYCLE MASTER

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème

Etude de la convection naturelle d'un
nanofluide dans une cavité ondulée avec
milieux poreux

Préparé par :

BAAMEUR Walid et BOUTICHE Samir

Soutenu publiquement le : 27/ 06 / 2022, devant le jury composé de :

M. AISSAT Sahraoui	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. SAD CHEMLOUL Nord-Eddine	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BELMILOUD Mohamed Amine	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. CHAIB Khaled	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2021 - 2022

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Dédicace

A nos chers parents, pour tous leurs sacrifices, leurs amours, leurs tendresses et leurs soutiens le long de nos cursus,

A nos très chères sœurs, pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,

A nos chers frères, pour leur appui et leur encouragement,

Anos familles, pour leur soutien le long de notre parcours universitaire.

Remerciement

Tout d'abord, Nous tenons à remercier Dieu le Tout-Puissant pour nous avoir donné la force et la patience nécessaires à la réalisation de ce travail.

Nous aimons remercier vivement Monsieur AISSAT Sahraoui qui nous a fait l'honneur de présider ce jury. Nous tenons également à remercier messieurs SAD CHEMLOUL Nord-Eddine et BELMILOUD Mohamed Amine, pour leur participation au jury de ce mémoire,

Nous aimerions exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à notre superviseur Monsieur K.CHAIB, maître de conférences classe "A" à l'université Ibn Khaldoun de Tiaret, pour nous avoir fait confiance, pour sa disponibilité, ses conseils, ses orientations et son suivi constant de ce travail.

Nous aimons remercier spécialement Monsieur S.BEN FERHAT pour tous nos discussions, ses conseils et ses encouragements qui nous ont accompagnés tous au long de notre cursus et nous tenons à le remercier pour les sorties sur terrain qui a guidé.

Nous tenons à remercier tout particulièrement Monsieur M. ABDI pour sa gentillesse, sa disponibilité permanente et pour les nombreux encouragements qu'il nous a prodigués.

Nos remerciements vont à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail et une pensée va également à tous nos amis qui nous ont soutenus durant ces années.



Table des matières

Table des matières

Dédicace	i
Remerciement	ii
Liste des figures	iii
Liste des tableaux	v
Nomenclature	vi
Introduction général	ix
I.1. Introduction	1
I.2. Le phénomène de convection	1
I.3. Nombres adimensionnels	1
I.3.1. Nombre de Reynolds	2
I.3.2. Nombre de Prandtl	2
I.3.3. Le Nombre de Grashof	2
I.3.4. Le nombre de Rayleigh	2
I.3.5. Le nombre de Nusselt	3
I.4. Généralités sur les milieux poreux	3
I.4.1. Porosité	3
I.4.2. Perméabilité du milieu poreux	3
I.4.3. Compressibilité des milieux poreux	4
I.5. Généralités sur les nanofluides	5
I.5.1. Définition	5
I.5.2. Types de nanoparticules	5
I.6. Etudes antérieures	5
I.7. Conclusion	14

II.1.	Introduction.....	15
II.2.	Description du problème.....	15
II.3.	Conditions aux limites	16
II.4.	Hypothèses simplificatrices	17
II.5.	Approximation de Boussinesq.....	18
II.6.	Modélisation mathématique.....	18
II.7.	Méthodes numériques.....	21
II.7.1	Différences finies.....	21
II.7.2	Eléments finis	22
II.7.3	Volumes finis.....	22
II.8.	Méthode des volumes finis	22
II.9.	Maillage	23
II.10.	Les différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique par fluent	25
II.11.	Présentation de GAMBIT et FLUENT.....	26
II.11.1.1	GAMBIT.....	26
II.11.1.2	Choix du maillage.....	26
II.11.2.1	FLUENT.....	27
II.11.2.2	Couplage pression-vitesse.....	27
II.11.2.3	Discretisation spatiale.....	28
II.12.	Conclusion	28
III.1.	Introduction.....	29
III.2.	Maillage du domaine	30
III.3.	Validation	30
III.4.	Résultats et discussions	31
III.5.	Champ dynamique.....	38
III.6.	Champ thermique.....	39
III.6.1.	L'effet de la conductivité thermique.....	39

III.6.2. L'effet de la porosité.....	41
III.7. Comparaison entre les nanofluides utilisées.....	43
III.8. Conclusion.....	43
Conclusion général.....	Erreur ! Signet non défini.
PERSPECTIVES	45
ANNEXE	46
Références bibliographiques	47



Liste des figures

Liste des figures

Figure (I.1)	Représentation schématique du modèle physique (Ould-amer et al) [3]	6
Figure (I.2)	Forme de la cavité et les conditions aux limites utilisées par (Shakerin et al) [4]	7
Figure (I.3)	Schéma de l'installation expérimentale (Brusly et al) [8]	8
Figure (I.4)	Le dispositif de la cavité avec l'emplacement du thermocouple (D.Grabadeen et al) [9]	9
Figure (I.5)	Schéma de l'installation expérimentale du testeur de convection naturelle (A. Rhimi et al) [10]	10
Figure (II.1)	Configuration numérique étudiée en 2D	16
Figure (II.2)	Volume de contrôle bidimensionnel	22
Figure (II.3)	(a) Schéma du maillage, (b) maillage décalé pour u_e Et (c) maillage décalé Pour v_n	23
Figure (II.4)	Maillage de l'enceinte	25
Figure (II.5)	Structure de base de code ANSYS Fluent [5]	26
Figure (II.6)	Les différentes formes de maillage des faces	27
Figure (III.1)	La validation de profile du vitesse [2]	31
Figure (III.2)	Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-2}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Tio2-eau	33
Figure (III.3)	Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-3}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Tio2-eau	33
Figure (III.4)	Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-2}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas SWCNT-eau	35
Figure (III.5)	Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-3}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas SWCNT-eau	35

Figure (III.6)	Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-2}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Cu-eau	37
Figure (III.7)	Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-3}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Cu-eau	37
Figure (III.8)	Les lignes de courant cas Tio2-eau à $Ra = 10^5$, $K_s= 6.15$, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité $A= 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$	38
Figure (III.9)	Les lignes de courant cas SWCNT-eau à $Ra = 10^5$, $K_s= 6.15$, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité $A= 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$	39
Figure (III.10)	Les lignes de courant cas Cu-eau à $Ra = 10^5$, $K_s= 6.15$, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité $A= 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$	39
Figure (III.11)	Les lignes isothermes cas Tio2-eau à $Ra = 10^5$, porosité = 0.3 et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de $K_s= A = 0.615$, $B = 6.15$ et $C = 61.5$	40
Figure (III.12)	Les lignes isothermes cas SWCNT-eau à $Ra = 10^5$, porosité = 0.6, et $Da=10^{-3}$ et pour trois valeurs de $K_s= A = 0.615$, $B = 6.15$ et $C = 61.5$	40
Figure (III.13)	Les lignes isothermes cas Cu-eau à $Ra = 10^5$, porosité = 0.9, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de $K_s= A = 0.615$, $B = 6.15$ et $C = 61.5$	41
Figure (III.14)	Les lignes isothermes cas Tio2-eau à $Ra = 10^5$, $K_s= 61.5$, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité $A= 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$	42
Figure (III.15)	Les lignes isothermes cas SWCNT-eau à $Ra = 10^5$, $K_s= 6.15$, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité $A= 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$	42
Figure (III.16)	Les lignes isothermes cas Cu-eau à $Ra = 10^5$, $K_s= 61.5$, et $Da=10^{-3}$ et pour trois valeurs de porosité $A= 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$	42
Figure (III.17)	Comparaison du Nusselt entre les trois nanofluides utilisées à $Ra = 10^5$, $K_s= 100$, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité $A= 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$	43



Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau (II.1)	Les propriétés thermophysiques de fluide de base et nanoparticules	17
Tableau (II.2)	Les différentes formes de maillage des faces [3]	25
Tableau (III.1)	Optimisation du maillage	29
Tableau (III.2)	Comparaison entre les résultats de la présente étude et ceux de Khanafer et al [27]	30
Tableau (III.3)	Les valeurs de nombre Nusselt moyen dans le cas Tio ₂ -eau	32
Tableau (III.4)	Les valeurs de nombre Nusselt moyen dans le cas SWCNT-eau	34
Tableau (III.5)	Les valeurs de nombre Nusselt moyen dans le cas Cu-eau	36



Nomenclature

Nomenclature

Note : Certains symboles n'apparaissant qu'occasionnellement dans la thèse et définis dans le corps du texte ne sont pas répertoriés ici.

Symbole	Définition	Unité
c_p	Chaleur spécifique massique à pression constante	$[J/Kg \cdot K]$
g	La gravité	$[m/s^2]$
V	Vitesses	$[m/s]$
Da	Le nombre de Darcy	–
K_f	La conductivité du fluide	$[W/(m.K)]$
AR	Le rapport de bloc	–
t	Temps	s
T_c	Température chaud	K
T_f	Température froid	K
h	Coefficient de transfert thermique	$[W/(m^2.K)]$
Q	Débit volumique	$[m^3/s]$
w	La hauteur	m
k_s	La conductivité de solide du milieu poreux	$[W/(m.K)]$
x	Coordonnée spatiale	m
y	Ordonnée spatiale	m

Symboles grecques

Symbole	Définition	Unité
α	la diffusivité thermique	m^2/s
ε	La porosité	–
λ	Conductivité thermique	$W/m \cdot K$
μ	Viscosité dynamique moléculaire	$Pa \cdot s$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
L	Dimensions caractéristiques	m
β	Dilatation thermique	K^{-1}
φ	Concentration de nanofluide	%
ρ	Masse volumique	Kg/m^3

Nombres adimensionnels

Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda}$
Nombre de Prandtl	$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda}$
Le nombre de Rayleigh	$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \beta \rho^2 L^3 (T_h - T_c)}{\nu a}$
Nombre de Grashof	$Gr = \frac{g \beta \rho^2 L^3 (T_h - T_c)}{\mu^2}$
Porosité	$\varepsilon = \frac{V_f}{V_t}$

Indices

<i>eff</i>	Effective
<i>réf</i>	Référence
<i>i, j, k</i>	Direction de projection
<i>nf</i>	Nano fluides
s	Solide
p	Particule

Abréviations

LTE :	Equilibre thermique local.
CFD :	Computational Fluid Dynamics.
QUICK :	Quadratic Upwind Interpolation for Convection Kinematics.
SIMPLE:	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations.
SIMPLEC:	SIMPLE-Consistent.
PISO:	Pressure-Implicit with Splitting of Operators.
MUSCL:	Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws.
DAO :	Dessin Assisté par Ordinateur.



Introduction générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Il se manifeste sous différentes formes (conduction, convection, et rayonnement). La convection est le mode le plus répandu dans certains domaines bien spécifiques tels que le refroidissement des pièces électroniques, les échangeurs de chaleur et les radiateurs, ...etc.

Dans le présent travail, nous étudions la convection naturelle laminaire d'un nano fluide dans un milieu poreux pour une cavité avec paroi latérale gauche ondulée et un bloc carré centré. Notre objectif est de comprendre l'effet du nanofluide dans un milieu poreux sur le mécanisme de la convection naturelle dans les enceintes.

Les simulations numériques sont effectuées pour un nombre de Rayleigh ($Ra=10^5$), un nombre de Prandtl ($Pr=6.2$) et le nombre d'ondulation étant fixé à trois ondulation avec une plage d'amplitude de vague $0.075h$, La matrice poreuse a été supposée en équilibre thermique local (LTE) a un nombre de Darcy ($Da=10^{-2}$ et 10^{-3}), porosités ($\epsilon=0.3, 0.6$ et 0.9) et la conductivité thermique de la matrice solide poreuse a été supposée être de ($K_s=1, 10$ et 100). La matrice poreuse est occupée par le fluide de base l'eau et des différentes nanoparticules (Cu, SWCNT et TiO_2), la fraction volumique des nanoparticules étant de 3%.

Le travail présenté est organisé en trois chapitres :

Le premier chapitre présente la théorie générale de la convection, les nombres adimensionnels qui caractérisent ce phénomène, le milieu poreux et une généralité sur les nanofluides, puis nous citerons quelques travaux numériques et expérimentaux en relation avec le thème abordé.

Le deuxième chapitre est consacré à la Description du problème, Le modèle physique choisi avec ses conditions aux limites, Les propriétés thermophysiques de fluide de base et nanoparticules utilisées, les équations mathématiques et la présentation de la méthode des volumes finis ainsi que la présentation du logiciel de simulation numérique ANSYS Fluent et le logiciel ANSYS Gambit.

Les principaux résultats numériques de cette étude (avec validation du code de calcul) sont présentés dans le troisième chapitre, où on présente les commentaires, les interprétations et l'analyse des différents résultats.

Enfin, une conclusion générale, qui résume les principaux résultats obtenus, est donnée à la fin de ce mémoire.



Chapitre I :
Etude bibliographique

I.1. Introduction

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté un rappel sur quelques notions fondamentales sur le phénomène de la convection, c'est quoi un milieu poreux et les nombres adimensionnels qui caractérisent ce phénomène, on y trouve aussi Généralités sur les nanofluides et une revue bibliographique des travaux expérimentaux et numériques antérieurs entrepris sur la convection naturelle.

I.2. Le phénomène de convection

La convection est l'un des trois modes de transfert de chaleur avec la conduction et le rayonnement. Ce mode de transfert de chaleur est rapide et direct. Le terme convection fait référence au transfert de chaleur qui se produit entre une surface solide et un liquide ou un gaz en mouvement lorsqu'ils sont à des températures différentes. Le transfert de chaleur par convection se divise en trois types selon la nature du flux :

- La convection forcée,
- La convection libre (naturelle),
- La convection mixte.

On parle de la convection forcée S'il y a un mouvement de fluide provoqué par une action externe c'est-à-dire qu'il y a un travail mécanique, telle une (pompe, ventilation, agitation, ...etc.), si au contraire le mouvement de fluide n'est dû qu'à des courants thermiques ou à des mouvements ascensionnels d'ébullition, la convection est dite naturelle.

Pour la convection mixte, elle se produit pour une faible vitesse (négligeable) de fluide et en présence d'un gradient de température. Les transferts de chaleur et de masse sont alors dus en partie à la convection naturelle et en partie à la convection forcée.

I.3. Nombres adimensionnels

La résolution des équations gouvernante adimensionnelle fait apparaître des nombres sans dimensions très utiles dans l'étude de la mécanique des fluides et en particulier dans les phénomènes convectifs.

I.3.1. Nombre de Reynolds

Ce nombre sans dimension représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses on le définit de la manière suivante :

$$\text{Re} = \frac{VL}{\nu} \quad (\text{I.1})$$

Avec :

V Vitesses caractéristiques du fluide [m/s]

L Dimensions caractéristiques [m]

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

I.3.2. Nombre de Prandtl

Représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement ν (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique α . Ce nombre compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide et porte le nom du physicien Allemand Ludwig Prandtl. On le définit de la manière suivante :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{I.2})$$

I.3.3. Le Nombre de Grashof

Ce nombre est le rapport entre la poussée d'Archimède aux forces visqueuses, il est composé du moteur même de la convection naturelle ; je cite : une variation de masse volumique et un gradient de températures. La formule mathématique du nombre de Grashof est :

$$\text{Gr} = \frac{g\beta\rho^2 L^3 (T_h - T_c)}{\mu^2} \quad (\text{I.3})$$

I.3.4. Le nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh regroupe les nombres de Prandtl et Grashof et est donné par

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta\rho^2 L^3 (T_h - T_c)}{\nu \cdot a} \quad (I.4)$$

Sa valeur nous indique si le régime est laminaire ou turbulent pour un système en convection naturelle.

I.3.5. Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est défini comme :

$$Nu = \frac{h \cdot L_f}{K_f} \quad (I.5)$$

Où L_f est la longueur selon laquelle se fait l'écoulement et K_f est la conductivité du fluide $[W/(m \cdot K)]$.

I.4. Généralités sur les milieux poreux

I.4.1. Porosité

La porosité totale représente l'ensemble des vides, Elle s'exprime par le rapport du volume des vides (Volume du fluide à l'intérieur) au volume total du milieu

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_t} \quad (I.6)$$

V_f : Volume du fluide à l'intérieur.

V_t : Volume total du milieu.

Un milieu poreux est dit homogène, si la porosité est uniforme en tous les points.

I.4.2. Perméabilité du milieu poreux

Loi de Darcy

Pour des milieux poreux homogènes saturés par des fluides newtoniens et un écoulement unidirectionnel de section droite S et de débit volumique Q . on définit La vitesse de filtration moyenne par :

$$\vec{V} = \frac{Q}{S \cdot \varepsilon} \quad (\text{I.7})$$

La loi de Darcy est une relation phénoménologique qui relie vitesse de filtration et gradient de pression, elle est donnée par :

$$\vec{V} = -\frac{k}{\mu} (\overrightarrow{\text{grad}} p - \rho \vec{g}) \quad (\text{I.8})$$

I.4.3. Compressibilité des milieux poreux

Il peut arriver que les variations de pression soient assez importantes (exploitation des gisements de pétrole et de gaz naturel par exemple) pour que l'on soit obligé de tenir-compte, non seulement de la compressibilité des fluides, mais encore de celles des matrices.

On remarquera que pour une paroi extérieure de la matrice imperméable, la pression du fluide dans les pores n'est pas, à priori, égale à la pression extérieure s'exerçant sur la matrice.

On définit trois coefficients de compressibilité isotherme :

Le premier relatif au volume V total

$$\chi = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T \quad (\text{I.9})$$

Le second relatif au volume V_p des pores

$$\chi_p = \frac{1}{V_p} \left(\frac{\partial V_p}{\partial P} \right)_T \quad (\text{I.10})$$

Le troisième relatif au volume V_s de la matrice

$$\chi_s = \frac{1}{V_s} \left(\frac{\partial V_s}{\partial P} \right)_T \quad (\text{I.11})$$

Es trois coefficients sont reliés entre-deux par la relation :

$$\chi = (1 - \varepsilon) \chi_s + \varepsilon \chi_p \quad (\text{I.12})$$

I.5. Généralités sur les nanofluides

I.5.1. Définition

Les nanofluides sont des dispersions des 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 [1]. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières. Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques.

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 métaux (l'aluminium Al, cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag...) ou d'oxydes (oxyde d'aluminium Al_2O_3 , oxyde de titane TiO_2 ...).
- **Les nanotubes** : (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO_2 , Nanotube de silicium.).

I.6. Etudes antérieures

L'étude de la convection naturelle dans une cavité à paroi ondulée a attiré l'attention de nombreux chercheurs. Dans les années récentes, plusieurs études portant sur l'influence des nanofluides sur l'amélioration de transfert thermique, et surtout dans les milieux poreux on peut citer certains des travaux précédents.

Inaba et al. [2] ont étudié des transferts thermiques par convection naturelle à travers une couche poreuse inclinée délimitée par deux parois isothermes rigides maintenues à des températures différentes a été réalisée sur les gammes d'angle d'inclinaison $\theta =$ de 0° à 180° , rapports de diamètre des particules sphériques à la largeur de la couche poreuse $d/W =$ de 0.074 à 1.0, rapports d'aspect $H/W =$ (de 5 à 32.7) et nombre de Rayleigh modifié de 34 à 3.8×10^4 . Il a été constaté que le taux de transfert de chaleur naturel à travers la couche poreuse était influencé par les schémas d'écoulement pour l'angle d'inclinaison.

Ould-amer et al. [3] ont étudié les avantages d'employer les insertions poreuses pour le refroidissement des composants électroniques dans un canal bidimensionnel avec trois blocs solide occupant 25% de la taille du canal et fixé sur la paroi inférieure. L'effet sur le transfert thermique de l'insertion d'une matrice poreuse entre les blocs est considéré. L'écoulement est laminaire et incompressible. Les résultats montrent que l'insertion d'un matériau poreux entre les blocs augmente le taux de transfert thermique. Le perfectionnement du refroidissement est obtenu à condition que la conductivité thermique efficace du milieu poreux doive être beaucoup plus grande que la conductivité du fluide. Une augmentation de 50% du nombre de Nusselt est prévue et un abaissement de la température maximale dans les sources de chaleur a été rapporté.

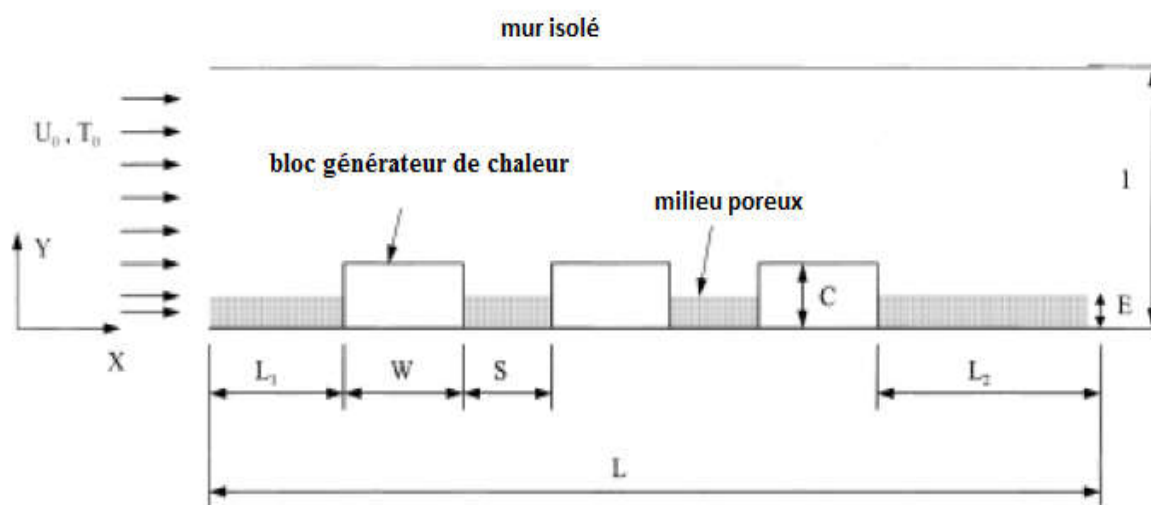


Figure I.1 : Représentation schématique du modèle physique (Ould-amer et al.) [3].

Shakerin et al. [4] ont étudié numériquement et expérimentalement de la convection naturelle dans une enceinte bidimensionnelle laminaire en présence des éléments rugueux (simples et répétés) sur la paroi verticale chauffée Figure (I.1). L'objectif est de déterminer comment ces éléments de rugosité influencent le taux de transfert de chaleur du mur. Il a également été constaté que le flux de

chaleur dans ces régions stagnantes est relativement faible, donc malgré l'augmentation de la surface, le taux de transfert de chaleur global est presque le même qu'avec des parois lisses.

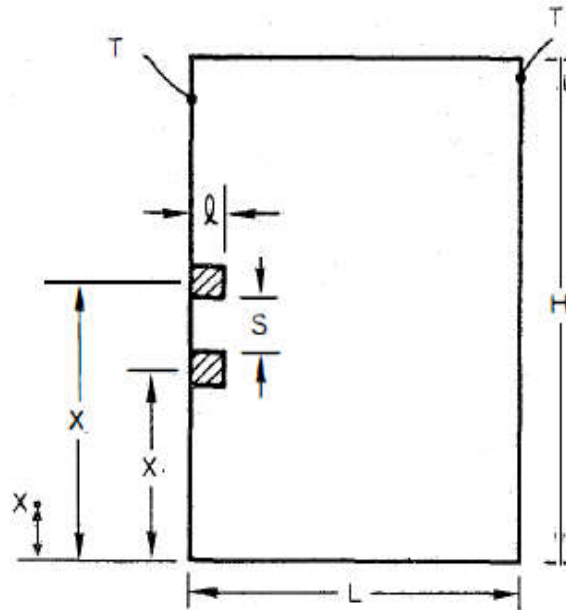


Figure I. 2 : Forme de la cavité et les conditions aux limites utilisées par (Shakerin et al) [4].

Osorio et al. [5] ont étudié numériquement et expérimentalement le transfert thermique dans une cavité d'eau inclinée différentiellement chauffée, à une température proche de celle correspondant à sa densité maximale. Ce travail a permis d'évaluer la distribution de température dans le plan de la cavité et de mesurer le nombre moyen de Nusselt pour chaque angle d'inclinaison. Les résultats numériques montrent un accord raisonnable avec les mesures expérimentales.

Wen et Ding [6] ont examiné expérimentalement le transfert de chaleur par convection de nanofluides, constitués de nanoparticules de $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ et d'eau désionisée, circulant dans un tube de cuivre en régime d'écoulement laminaire. Les résultats ont montré une amélioration considérable du transfert de chaleur par convection à l'aide des nanofluides.

Yanwei Hu et al. [7] ont étudié expérimentalement dans une enceinte carrée. En modèle 2D à deux phases Lattice Boltzmann prenant en compte les forces d'interaction (force de gravité et de flottabilité, force de traînée, force potentielle d'interaction et force brownienne) entre les nanoparticules et le fluide de base est développé pour la convection naturelle du nanofluide, et est appliqué pour simuler l'écoulement et transfert de chaleur du nanofluide Al_2O_3 -eau dans l'enceinte carrée en couplant la distribution de densité (D_2Q_9). Dans cet article, les effets de différentes fractions volumiques de nanoparticules ($\varphi = 0.25\%$, $\varphi = 0.5\%$ et $\varphi = 0.77\%$) et différents nombres de Rayleigh ($Ra = 30\,855\,746$ et $Ra = 63\,943\,592$ pour $\varphi = 0.25\%$, $Ra = 38\,801\,494$ et $Ra = 67\,175\,834$ pour $\varphi = 0.5\%$ et $Ra = 55\,888\,498$ et $Ra = 70\,513\,049$ pour $\varphi = 0.77\%$) sur le transfert de

chaleur dans la région de transition sont discutés expérimentalement et numériquement. Les résultats numériques sont en bon accord avec les résultats expérimentaux. Il a été constaté que le transfert de chaleur du nanofluide est plus sensible à la conductivité thermique que la viscosité à de faibles fractions de nanoparticules et qu'il est plus sensible à la viscosité que la conductivité thermique à des fractions de nanoparticules élevées.

A. Brusly Solomon et al. [8] ont étudié l'influence de rapport d'aspect (AR) d'une cavité remplie de nanofluides a sur le processus de convection naturelle est étudiée expérimentalement. Trois différentes cavités avec l'AR de 1, 2 et 4 sont fabriquées, et la performance de transfert de chaleur est étudiée en utilisant deux différents fluides, à savoir eau déionisée et nanofluides Al_2O_3 /Eau. On constate que le rapport AR de la cavité a un effet significatif sur le coefficient de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt. Plus important encore, la concentration optimale de nanofluide pour un transfert de chaleur maximal varie avec l'AR de la cavité. Il a également constaté que le nombre de Rayleigh a un fort effet sur le nombre de Nusselt ainsi que sur la flottabilité des nanofluides.

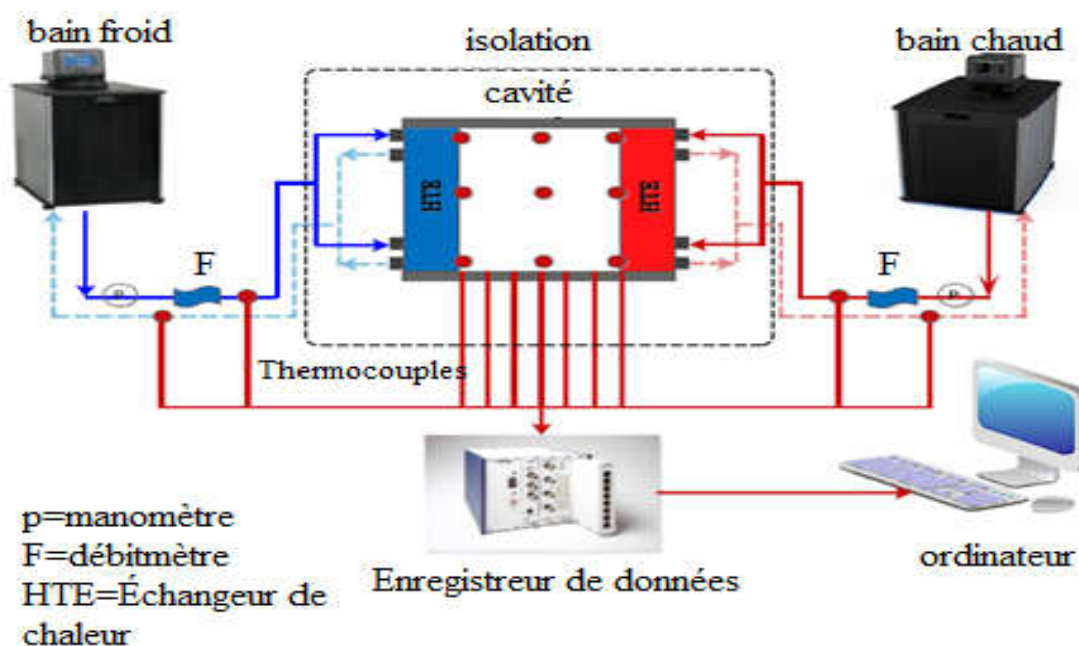


Figure I. 3 : Schéma de l'installation expérimentale (Brusly et al) [8].

D. Garbadeen et al. [9] ont procédé à étudier expérimentale les performances de transfert de chaleur par convection naturelle des nanofluides aqueux MWCNT Water dans une enceinte carrée avec un fluide de base au nombre de Prandtl de 5.83 et la plage de concentrations volumiques $0 \leq \phi \leq 1.0\%$ en utilisant des valeurs de conductivité thermique et de viscosité déterminées expérimentalement. Ils ont trouvé une amélioration maximale de 45 % se produisant approximativement à une concentration en volume de particules de 0.1 %.

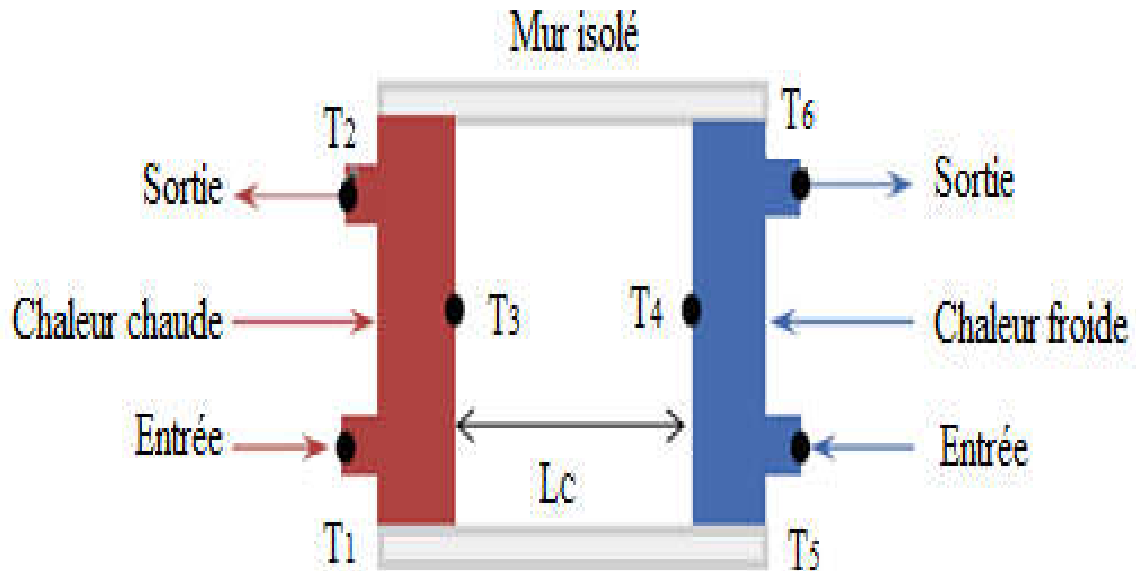


Figure I. 4 : Le dispositif de la cavité avec l'emplacement du thermocouple (D.Grabadeen et al)[9].

A. Rahimi et al.[10] ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle est analysé numériquement et expérimentalement dans une enceinte tridimensionnelle remplie de nanofluide hybride MWCNT-MgO / eau à l'aide d'un dispositif expérimental. De plus, la conductivité thermique et la viscosité dynamique du nanofluide sont mesurées dans cinq différents fractions volumiques solides ($\varphi = 0.25 \%$, 0.5% , 1% , 1.5% et 2%) et une plage de température de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ à $40 \text{ }^\circ\text{C}$, et deux corrélations sont développées. Ces corrélations sont utilisées dans les simulations numériques 3D pour obtenir le champ de température tridimensionnel et valider les résultats expérimentaux. La distribution de température, le coefficient de transfert de chaleur moyen basé sur cinq fractions volumiques solides de nanofluide plus de l'eau pure et quatre températures différentes. Les comparaisons des données expérimentales et numériques révèlent une concordance étroite entre elles.

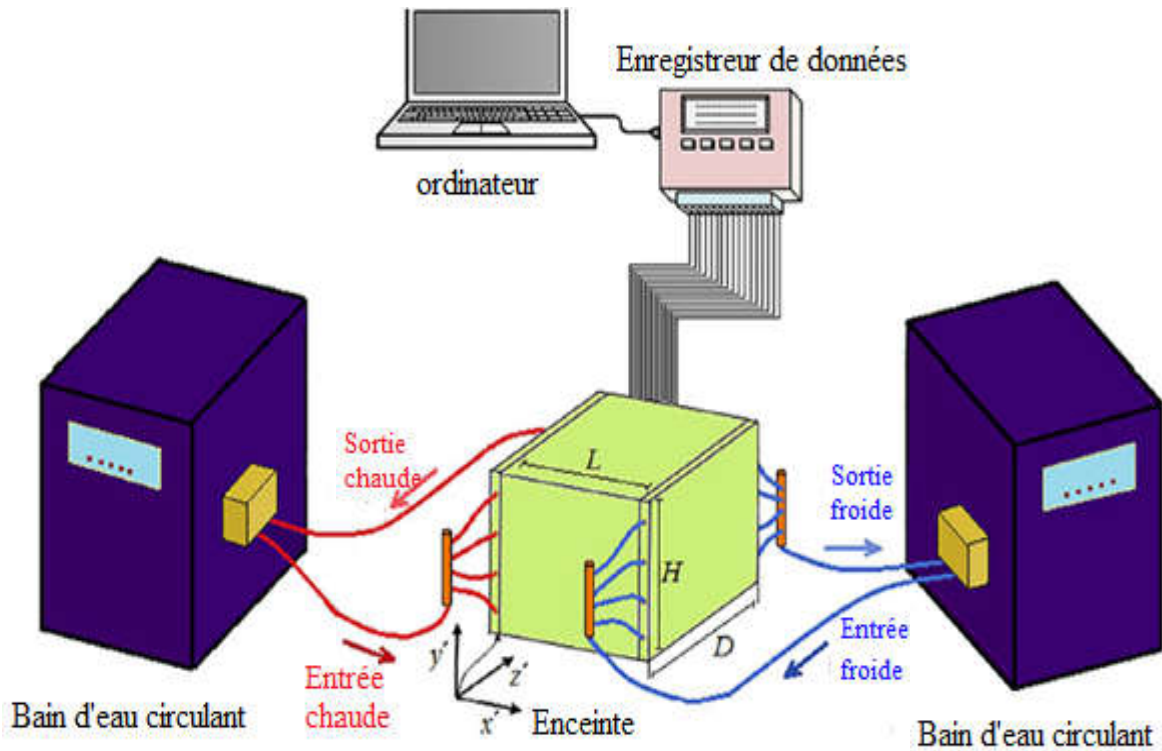


Figure I. 5 : Schéma de l'installation expérimentale du testeur de convection naturelle (A. Rhimi et al) [10].

G. De Vahl Davis [11] a présenté une solution numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée chauffée différemment, où les deux surfaces supérieure et inférieure sont adiabatiques et différents nombres de Rayleigh, tandis que les surfaces verticales sont chauffées différemment.

Kalla [12] a étudié la convection naturelle dans une cavité poreuse horizontale soumise à des flux de chaleur imposés sur les quatre parois de la cavité. La loi de Darcy-Brinkman est utilisée pour modéliser le milieu poreux. Ce modèle permet de prédire le cas d'un fluide pur ($Da \rightarrow \infty$) ainsi que celui de milieu de Darcy ($Da \rightarrow 0$). La formulation mathématique a été abordée selon deux méthodes : l'une analytique, basée sur la théorie des écoulements parallèles en cavité allongée, l'autre numérique à l'aide de la méthode de différences finies. Dans ce travail on cherche à déterminer l'influence d'un flux latéral superposé au flux vertical, et discuté aussi l'influence des paramètres de contrôle du problème sur l'évolution de la structure de l'écoulement et sur les transferts de chaleur dans le système étudié. Ces paramètres sont : le rapport entre le flux de chaleur latéral et le flux de chaleur vertical, le rapport de forme (A), le nombre de Darcy (Da) et le nombre de Rayleigh (Ra).

L. Adjout et al. [13] ont étudié numériquement l'effet d'une paroi ondulée chaude d'une convection naturelle laminaire dans une cavité carrée inclinée, différemment chauffée. Les tests ont été effectués pour différents angles d'inclinaison, amplitudes et nombres de Rayleigh tandis que

le nombre de Prandtl était maintenu constant. Deux configurations géométriques ont été utilisées à savoir une et trois ondulations. Les résultats obtenus montrent que l'ondulation de la paroi chaude affecte l'écoulement et le taux de transfert de chaleur dans la cavité. Le nombre moyen de Nusselt diminue par rapport à la cavité carrée. La tendance du transfert de chaleur local est ondulée.

M. Sathiyamoorthy et al. [14] ont analysé numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée remplie de milieu poreux, la paroi inférieure est uniformément chauffée et les parois verticales sont chauffées linéairement tandis que la paroi supérieure est bien isolée. Les résultats numériques sont présentés pour une gamme de paramètres (nombre de Rayleigh Ra , $10^3 \leq Ra \leq 10^6$, nombre de Darcy Da , $10^5 \leq Da \leq 10^3$ et nombre de Prandtl Pr , $0.2 \leq Pr \leq 100$). Les nombres moyens de Nusselt sont presque constants dans toute la gamme de Ra jusqu'à 10^6 pour $Da = 10^5$ en raison du mode dominant de conduction de transfert de chaleur, mais le nombre moyen de Nusselt augmente en général avec l'augmentation de Da et Ra .

H. F. Oztop et E. Abu-Nada. [15] ont étudié Le transfert de chaleur et l'écoulement des fluides dus aux forces de flottabilité dans une enceinte partiellement chauffée à l'aide de nanofluides sont réalisés à l'aide de différents types de nanoparticules. Le réchauffeur encastré est situé sur le mur vertical gauche avec une longueur finie. La température de la paroi verticale droite est inférieure à celle du radiateur alors que les autres parois sont isolées. La technique des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Les calculs ont été effectués pour le nombre de Rayleigh (10^3 et $5 \cdot 10^5$), la hauteur du réchauffeur ($0.1 \leq h \leq 0.75$), l'emplacement du réchauffeur ($0.25 \leq Y_p \leq 0.75$), le rapport d'aspect ($0.5 \leq A \leq 2$) et la fraction volumique, de nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0,2$). Différents types de nanoparticules ont été testés. Une augmentation du nombre moyen de Nusselt a été trouvée avec la fraction volumique des nanoparticules pour toute la gamme du nombre de Rayleigh. Le transfert de chaleur augmente également avec l'augmentation de la hauteur du réchauffeur. Il a été constaté que l'emplacement du réchauffeur affecte les champs de débit et de température lors de l'utilisation de nanofluides. Il a été constaté que l'amélioration du transfert de chaleur, à l'aide de nanofluides, est plus prononcée à un faible rapport d'aspect qu'à un rapport d'aspect élevé.

E. Abu-Nada et H. F. Oztop. [16] ont étudié Les effets de l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur par convection naturelle et l'écoulement du fluide dans une enceinte bidimensionnelle remplie de nanofluide de Cu ont été analysés numériquement. Les performances des nanofluides sont testées à l'intérieur d'une enceinte en tenant compte de la dispersion des particules solides. L'angle d'inclinaison est utilisé comme paramètre de contrôle pour le débit et le transfert de chaleur. Il variait de (0 à 120°), et différents nombres de Rayleigh de 10^3 à 10^5 . On constate que

l'effet de la concentration de nanoparticules sur le nombre de Nusselt est plus prononcé à faible fraction volumique qu'à haute fraction volumique. L'angle d'inclinaison peut être un paramètre de contrôle pour l'enceinte remplie de nanofluides. Le pourcentage d'amélioration du transfert de chaleur à l'aide de nanoparticules diminue pour les nombres de Rayleigh plus élevés.

H. F. Oztop et al. [17] ont étudié numériquement Le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte à parois différentielles et ondulées avec une génération de chaleur interne uniforme. Les résultats obtenus ont montré que le champ d'écoulement et les caractéristiques de transfert de chaleur étaient affectés en raison des changements dans les valeurs du rapport du nombre de Rayleigh interne sur externe et de l'amplitude de la paroi ondulée. Des taux de transfert de chaleur plus élevés ont été prédits lorsque la valeur de l'amplitude de la paroi ondulée était élevée.

Abdelkarim et D. Mahfoud. [18] ont étudié La convection naturelle bidimensionnelle dans un matériau poreux rectangulaire et incliné, en utilisant la loi de Darcy et l'approximation de Boussinesq. Les conditions aux limites L. considérées cohérentes en une paroi inférieure et soumises à un profil de température périodique et les trois autres étant thermiquement isolées. Les paramètres externes considérés sont l'angle d'inclinaison et le nombre de Darcy Rayleigh-modifiés. Les résultats démontrent que pour une valeur faible du nombre de Darcy-modifié, le régime d'écoulement qui domine est pseudo-conductif. Ces derniers montrent aussi que la convection multicellulaire apparaît quel que soit le nombre de Darcy, Rayleigh modifié et l'angle d'inclinaison utilisé et que l'écoulement s'intensifie et le transfert de chaleur s'améliore en augmentant la valeur du nombre de Darcy, Rayleigh-modifié.

K. Milani Shirvan et al. [19] ont étudié l'influence des caractéristiques de surface ondulée sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée ondulée cosinus remplie de nanofluide Cu-eau. La procédure d'optimisation ainsi que la sensibilité sont réalisées au moyen de la méthodologie de surface de réponse dans différentes amplitudes ondulées ($0 \leq \alpha \leq 0.15$), longueurs d'onde ondulées ($0.25 \leq \lambda \leq 1$) et différentes fractions volumiques de nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0.04$) pour obtenir un transfert de chaleur maximal dans la cavité ondulée. Les résultats ont indiqué que le nombre de Nusselt moyen diminue en augmentant les amplitudes et les longueurs d'onde des ondulations jusqu'au niveau (0), mais on note ensuite un comportement tout à fait opposé, c'est-à-dire que le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que les amplitudes et les longueurs d'onde des ondulations augmentent jusqu'au niveau (+1) avec un nombre de Rayleigh fixe de 10^4 . On note également que le nombre moyen de Nusselt s'améliore avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

C.-C. Cho.[20] ont analysé numériquement la convection naturelle du nanofluide dans une cavité poreuse contenant une paroi verticale partiellement chauffée et des parois inférieure et supérieure ondulées. Des simulations numériques sont effectuées pour explorer les effets du Nombre de Rayleigh (Ra), nombre de Darcy (Da), porosité (ϵ), fraction volumique des nanoparticules (ϕ), amplitude de la surface ondulée (αw), longueur de la surface de la paroi partiellement chauffée (LH^*) et rapport de distribution de l'irréversibilité (χ) sur le nombre de Bejan (Be), la génération d'entropie totale (St), le nombre moyen de Nusselt (Num) et la distribution des vecteurs de flux d'énergie. Ont déduit

- * Étant donné un Da élevé et un Ra élevé, Num et St augmentent tous les deux avec
- * l'augmentation de Da , ϵ et Ra , tandis que Be diminue. Les résultats sont dus à la domination de la conduction.
- * Étant donné un Da faible ou un Ra faible, Da , Ra et ϵ ont un effet insignifiant sur Num et St , et $Be \approx 1$. Les résultats sont dus à la domination de la conduction.
- * Lorsque ϕ ou αw augmente, Num et Be augmentent, tandis que St diminue.

I.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un rappel sur la théorie de la convection, les nombres adimensionnels qui caractérisent ce phénomène, généralités sur les nanofluides, les milieux poreux et les travaux antérieurs expérimentaux et numériques en relation avec notre travail. La plupart de ces travaux ont montré que les paramètres suivants : la concentration des nanoparticules, le nombre de Darcy, l'ondulation et le rapport géométrique ont un effet direct et significatif sur l'amélioration du transfert de chaleur dans les cavités.



Chapitre II :
Formulation mathématique

II.1. Introduction

L'étude du transfert thermique passe par la formulation des lois sous forme d'équations mathématiques reliant les différentes variables intervenant dans le déroulement du phénomène. En général, ces équations sont : l'équation de continuité qui traduit le principe de conservation de masse, les équations de Navier-Stokes qui traduisent le principe de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie qui représente le principe de conservation de l'énergie.

II.2. Description du problème

Ce travail porte sur la simulation numérique du transfert de chaleur par convection naturelle bidimensionnelle d'un nano fluide dans un milieu poreux pour une cavité avec paroi latérale gauche ondulée et un bloc carré centré. De hauteur $W=1m$, avec le rapport de bloc $AR=W/m=2$ une plage d'amplitude de vague de $0.075W$ et les parois horizontales partiellement adiabatiques et les parois verticales soumises à des températures constantes respectivement (T_c et T_f). Le fluide de base utilisée est de l'eau avec les nanoparticules sont les suivants Cu, SWCNT et TiO_2 .

le nombre de Prandtl a été fixé $P_r = 6.2$ et le nombre de Rayleigh Notre objectif est de mettre en évidence l'impact du nano fluide sur l'écoulement de convection naturelle en prenant en compte l'influence de l'ondulation et les milieux poreux.

Il convient de noter que la forme sinusoïdale a été générée par la fonction suivante :

$$y = A[1 - \cos(2C\pi x)] \quad (II.1)$$

Le modèle physique considéré est schématisé par la figure(II.1) :

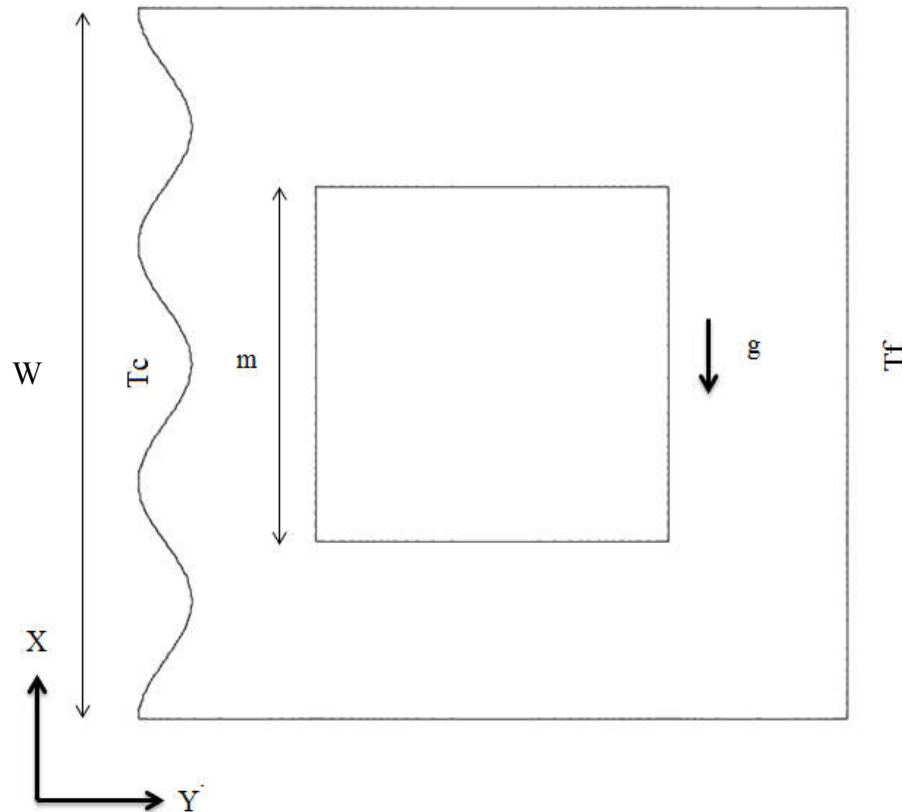


Figure II.1 : Configuration géométrique étudiée en 2D.

II.3. Conditions aux limites

Pour chaque condition il faut choisir :

Les conditions de température sont connues sur les parois.

La température de la paroi gauche et droite est constante.

La condition d'adiabatique est adoptée pour la paroi inférieure et supérieure.

Paroi gauche : $u = v = 0, T = Tc$ pour $X = 0, 0 \leq Y \leq W$

Paroi droite : $u = v = 0, T = Tf$ pour $X = 1, 0 \leq Y \leq W$

Paroi supérieure : $u = v = \frac{\delta T}{\delta y} \Big|_{y=1} = 0$

Paroi inférieure : $u = v = \frac{\delta T}{\delta y} \Big|_{y=0} = 0$

Les propriétés thermophysiques de fluide de base et nanoparticules utilisées sont données dans le Tableau(II.1).

Nanoparticules et fluide de base	k [W/m · K]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kg · K]	$\beta \times 10^{-5}$ [K ⁻¹]	$\mu \times 10^{-4}$ [kg/s · m ²]
Cu	401	8933	385	1.67	–
SWCNT	6600	2600	670	0.33	–
TiO2	8953.8	4250	686.2	0.9	–
L'eau	0.615	996	4071	333.1	9.36

Tableau II.1 : Les propriétés thermophysiques de fluide de base et nanoparticules.

II.4. Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes :

- Le fluide de base utilisée est un fluide newtonien, incompressible et qui satisfait l'hypothèse de Boussinesq.
- Le nanofluide est supposé incompressible et l'écoulement est laminaire, stationnaire et bidimensionnel.
- Transfert de chaleur par convection libre.
- La matrice poreuse est complètement saturée par le fluide.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- L'absence des sources et puits de chaleur dans l'enceinte.
- Les nanoparticules et le fluide de base sont en équilibre thermique.
- Les propriétés thermophysiques du fluide sont constantes à l'exception de la variation de la densité qui est approximée par le modèle de Boussinesq et de la variation de la capacité thermique qui est approximée par l'énergie sensible et latente avec le changement de phase.

II.5. Approximation de Boussinesq

Pour des configurations d'écoulement dans une enceinte, la résultante des forces externes est limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection naturelle provoquée par des gradients de la température soit évidente. Quand les forces de flottabilité se produisent dans l'écoulement, la conception des propriétés physiques fixe n'assortit plus le comportement de l'écoulement du fluide. L'effet de la convection naturelle est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique.

Si en prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique ρ_0 et température T_0) l'équation d'état pour la masse volumique ρ devient en utilisant le développement de Taylor[21] :

$$\rho = \rho_0 \left(1 - \frac{T - T_0}{T_0} + \dots \right) \quad (\text{II.2})$$

En se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.3})$$

Le terme β de l'équation (I.14) est le coefficient de dilatation isobare du fluide, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=cte} \quad (\text{II.4})$$

II.6. Modélisation mathématique

- **Équation de Continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.5})$$

- **Équations de conservation du mouvement**

x composantes :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\nu_{nf}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\nu_{nf}}{K} u \quad (\text{II.6})$$

y composantes :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\nu_{nf}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\nu_{nf}}{K} v + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}} g (T_{nf} - T_c) \quad (\text{II.7})$$

- **Équation de conservation d'énergie**

$$(\rho C_p)_{nf} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \varepsilon k_{eff} \left(\frac{\partial^2 T_{nf}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{nf}}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.8})$$

Ou, K_{eff} est la conductivité de milieu poreuse.

$$k_{eff} = \varepsilon k_{nf} + (1 - \varepsilon) k_s$$

Le dimensionnement se fait comme suit :

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, U = \frac{uL}{\alpha_f}, V = \frac{vL}{\alpha_f}, \nu_f = \frac{\mu_f}{\rho_f}, P = \frac{pL^2}{\rho_f \alpha_f^2}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \text{Gr} = \frac{g\beta\rho^2 L^3 (T_h - T_c)}{\nu^2}, \text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = \frac{g\beta\rho^2 L^3 (T_h - T_c)}{\nu \cdot a}$$

Le système d'équations définissant le problème s'écrit alors sous la forme adimensionnelle suivante :

- **Équation de conservation de masse**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.9})$$

- **Équations de conservation du mouvement**

x composantes :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = -\frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\nu_{nf} \text{Pr}}{\nu_f \varepsilon} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \left(\frac{\nu_{nf} \text{Pr}}{\nu_f Da} \right) \cdot U \quad (\text{II.10})$$

y composantes :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = -\frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\nu_{nf} \text{Pr}}{\nu_f \varepsilon} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \left(\frac{\nu_{nf} \text{Pr}}{\nu_f Da} \right) V + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} \text{Ra} \cdot \text{Pr} \cdot \theta \quad (\text{II.11})$$

- **Équation de conservation d'énergie**

$$\frac{(\rho c_p)_{nf}}{(\rho c_p)_{bf}} \left(U \frac{\partial \theta_{nf}}{\partial X} + V \frac{\partial \theta_{nf}}{\partial Y} \right) = \varepsilon \left(\frac{k_{eff}}{k_{bf}} \right) \left(\frac{\partial^2 \theta_{nf}}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_{nf}}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.12})$$

Avec:

$$\begin{aligned} \rho_{nf} &= (1 - \varphi) \rho_{bf} + \varphi_{np} \rho_{np} + \varphi_{np} \rho_{np} \\ (\rho C_p)_{nf} &= (1 - \varphi) (\rho C_p)_{bf} + \varphi_{np} (\rho C_p)_{np} + \varphi_{np} (\rho C_p)_{np} \\ (\rho \beta)_{nf} &= (1 - \varphi) (\rho \beta)_{bf} + \varphi_{np} (\rho \beta)_{np} + \varphi_{np} (\rho \beta)_{np} \\ \mu_{nf} &= \mu_f / (1 - \varphi)^{2.5} \end{aligned}$$

- **La densité**

La densité est un facteur important qui affecte les propriétés de transfert de chaleur. Valeurs de densité du nanofluide. La plupart des chercheurs obtiennent les valeurs de densité théoriques à partir de l'équation de mélange introduite par Pak et Cho déterminée à l'aide de l'approximation de Boussinesq

$$\rho_{nf} = \rho_f (1 - \varphi) + \rho_p \varphi \quad (\text{II.13})$$

- **La capacité thermique spécifique**

La capacité thermique spécifique mesure la capacité d'un matériau à stocker de l'énergie sous forme de chaleur et à l'échanger en cas de différence de température. Il est important d'acquérir des valeurs précises de la chaleur spécifique car la chaleur spécifique est utilisée pour calculer des propriétés importantes, notamment la conductivité thermique, la diffusivité thermique et la température spatiale du flux. Plusieurs modèles prédisent les valeurs thermiques spécifiques des nanofluides dans différentes conditions. Un modèle était basé sur un mélange de liquide et de particules et a été introduit par Pak et Cho

$$(\rho C_p)_{nf} = (\rho C_p)_f (1 - \varphi) + (\rho C_p)_p \varphi \quad (\text{II.14})$$

- **Coefficient de dilatation thermique**

Le coefficient de dilatation thermique du nanofluide peut être obtenu comme suit (Khanafar, Vafi et Lightstone 2003)

$$(\rho\beta)_{nf} = (\rho\beta)_f * (1 - \varphi) + (\rho\beta)_p \varphi \quad (\text{II.15})$$

- **Viscosité dynamique**

La viscosité du nanofluide peut être approximée comme la viscosité d'un fluide de base contenant une suspension diluée de fines particules sphériques et est donnée par Brinkman (1952)

$$\mu_{nf} = \mu_f / (1 - \varphi)^{2.5} \quad (\text{II.16})$$

- **Conductivité thermique du nanofluide**

La conductivité thermique du nanofluide a été présentée par Charuyakorn et al. (1991) comme ci-dessous

$$\frac{\kappa_{nf}}{\kappa_f} = \frac{[k_p + 2k_f - 2\phi(k_f - k_p)]}{[k_p + 2k_f + \phi(k_f - k_p)]} \quad (\text{II.17})$$

II.7. Méthodes numériques

En vue du passage d'un problème exact (continu) au problème approché (discret), on dispose de plusieurs techniques concurrentes et complémentaires : les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. Chacune de ces trois méthodes correspond à une formulation différente des équations de la physique [22]:

- Équilibre des forces en chaque point pour les différences finies.
- Minimisation de l'énergie ou principe des travaux virtuels pour les éléments finis.
- Loi de conservation et calcul des flux pour la méthode des volumes finis.

II.7.1 Différences finies

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

- Avantages : grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul.

- Inconvénients : limitation de la géométrie des domaines de calcul, difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées ou les gradients de l'inconnue et en général absence de résultats de majoration d'erreurs.

II.7.2 Éléments finis

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme différentiel (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est dans ce cas une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres comme, par exemple, ses valeurs en certains points (les nœuds du maillage).

- Avantages : traitement possible de géométries complexes, détermination plus naturelle des conditions aux limites, possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.
- Inconvénients : complexité de mise en œuvre et coût en temps de calcul.

II.7.3 Volumes finis

La méthode des volumes finis intègre, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous forme de loi de conservation. Elle fournit ainsi de manière naturelle des approximations discrètes conservatives et elle est donc particulièrement bien adaptée aux équations de la mécanique des fluides : équation de conservation de la masse, équation de conservation de la quantité de mouvement et équation de conservation de l'énergie. Sa mise en œuvre est simple si les volumes élémentaires sont des rectangles (ou des parallélépipèdes rectangles en trois dimensions). Cependant, la méthode des volumes finis permet d'utiliser des volumes élémentaires de forme quelconque, donc de traiter des géométries complexes, ce qui est un avantage sur les différences finies.

II.8. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar [23], le principe de méthode des volumes finis bases sur une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équation algébrique qui peuvent être résolues numériquement. Le domaine de calcul est divisé en

un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal, comme indique dans la Figure (II.2). La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle.

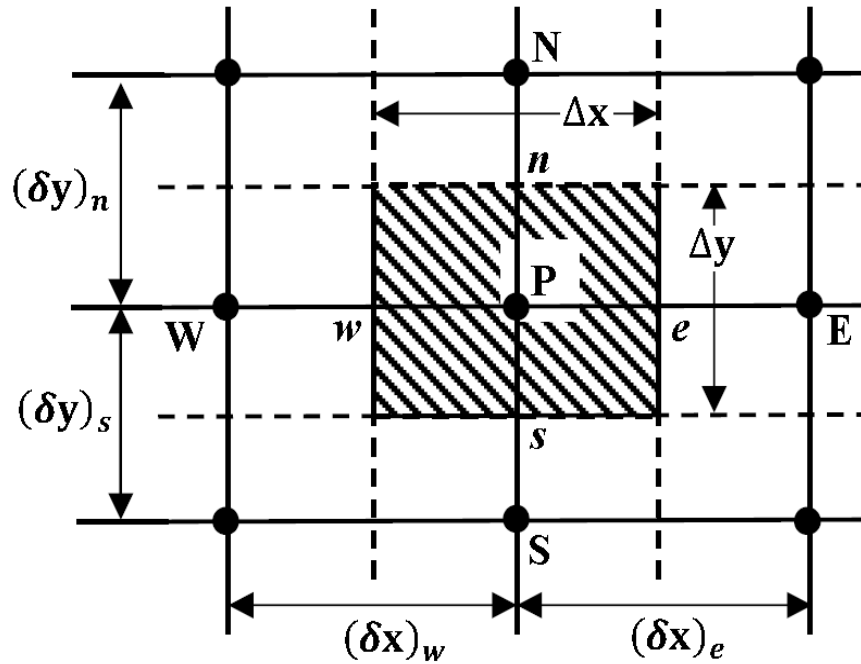


Figure II.2: volume de contrôle bidimensionnel [23].

Le volume de contrôle est montré par la Figure (II.2), pour un nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x, n et s dans la direction y[24].

II.9. Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, où on trouve la variable P et les composantes u et v de la vectrice vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds).

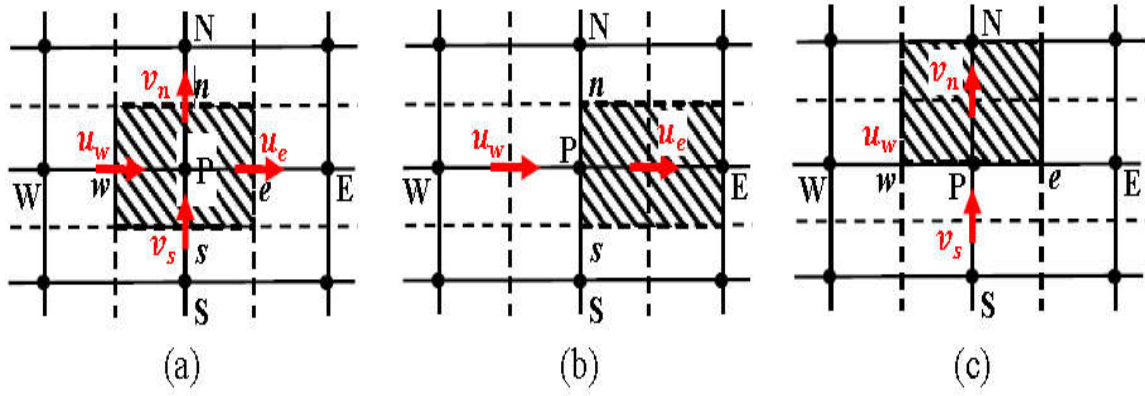


Figure II-3 :(a) Schéma du maillage, (b) maillage décalé pour u_e Et (c) maillage décalé Pour v_n [23].

Dans ce mémoire nous avons opté pour un maillage uniforme dans les deux directions, horizontal et vertical comme le montre la Figure (II-4).

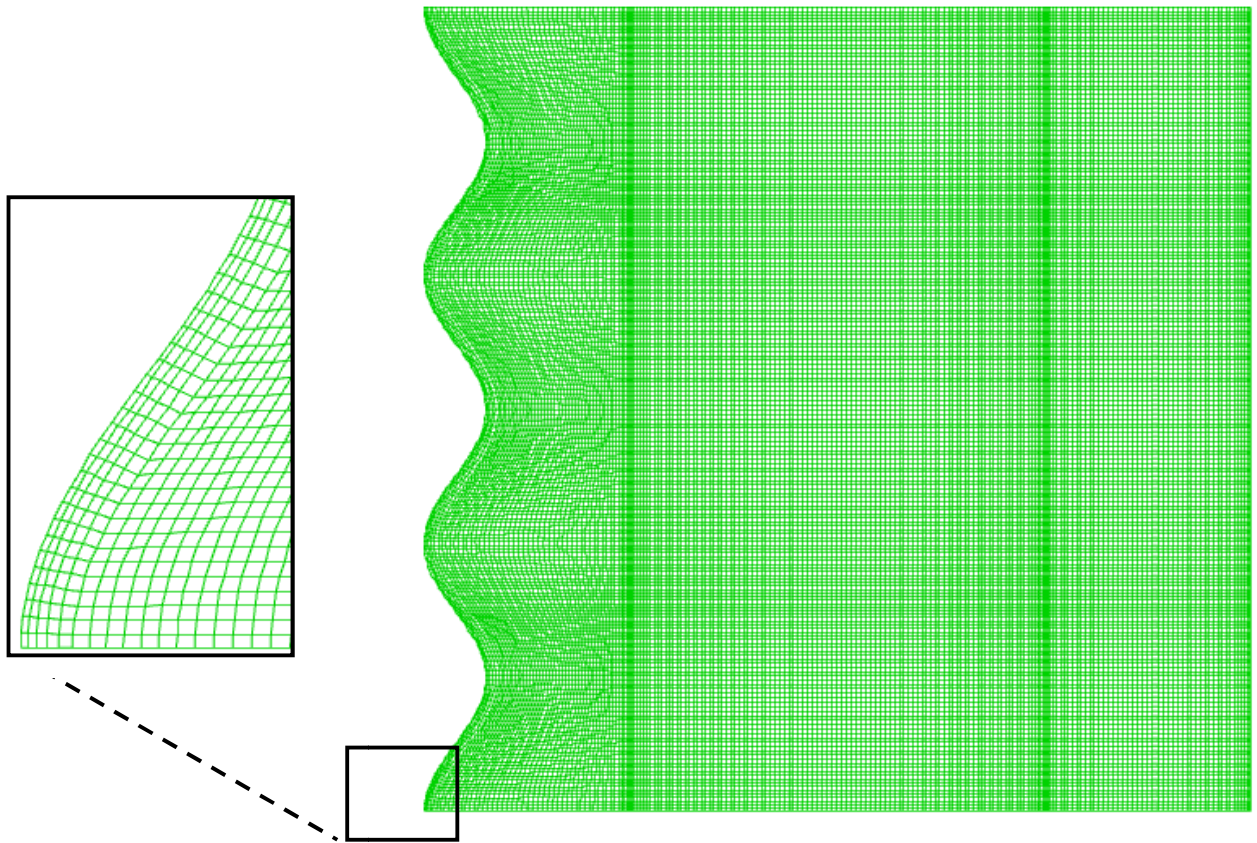


Figure II.4 : Maillage de l'enceinte.

II.10. Les différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique par fluent

Les principales étapes à suivre lors du travail sur le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessitent la connaissance de certaines notions théoriques de base. Ces notions, concernent notamment, les définitions des principales équations régissant l'écoulement. La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

- Création de la géométrie sous le Logiciel GAMBIT ;
- Choix de la stratégie de maillage et création de plusieurs grilles ;
- Définition des conditions aux limites dans GAMBIT ;
- Définition du problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de

Maillage et sélection du maillage retenue ;

- Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
- Analyse des résultats obtenus.

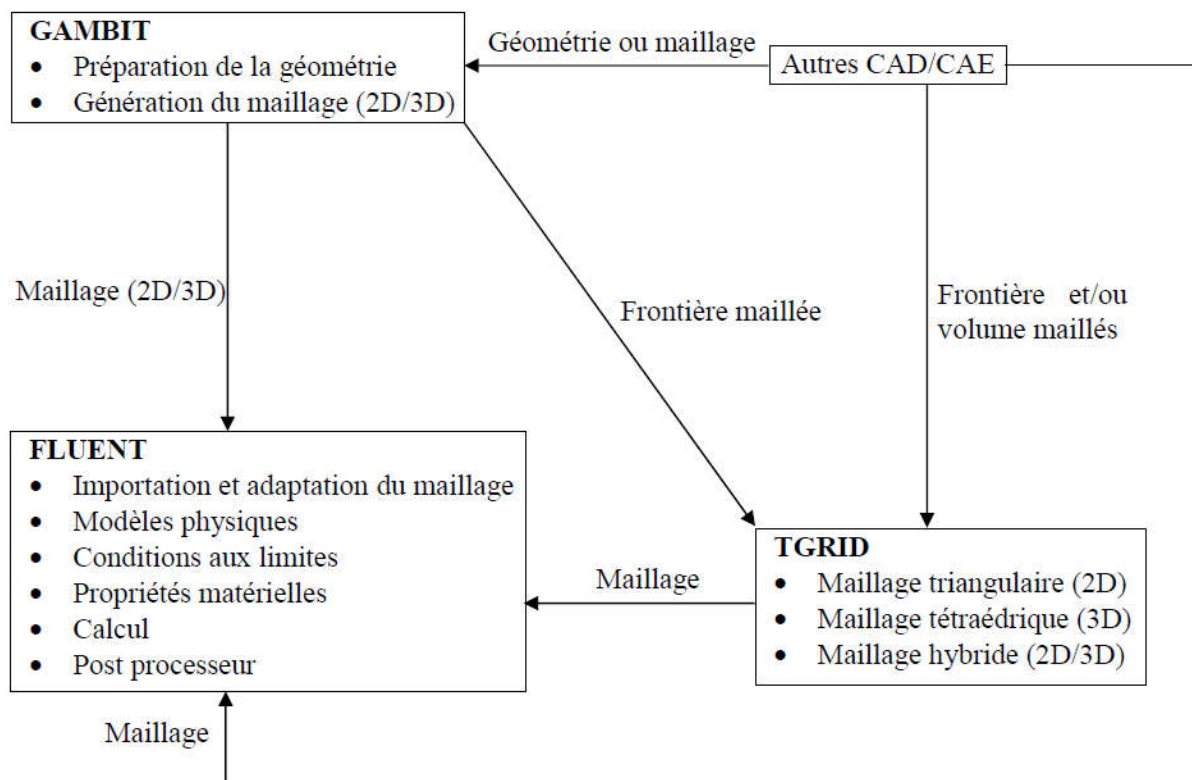


Figure II.5: structure de base de code ANSYS Fluent [25].

II.11. Présentation de GAMBIT et FLUENT

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements ANSYS Fluent nécessite la présentation de logiciel ANSYS Gambit.

II.11.1.1 GAMBIT

ANSYS Gambit est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. ANSYS Gambit est un logiciel qui permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs.

II.11.1.2 Choix du maillage

Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- Le nombre de mailles ;
- La distance entre les mailles (concentration des mailles) ;
- La forme de la maille ;
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Les différentes formes de maillage des faces montré dans le tableau (II.2) :

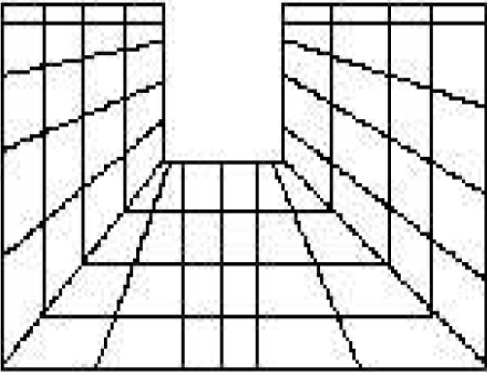
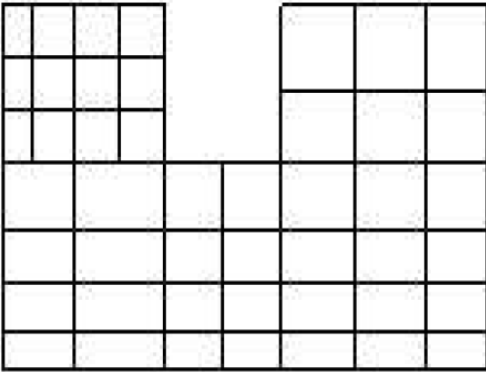
	
Maillage structuré	Maillage structuré par bloc

Tableau II.2 : Les différentes formes de maillage des faces [26].

II.11.2.1 FLUENT

ANSYS Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes, ANSYS Fluent est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offerte par ce langage.

En outre, il utilise une architecture qui lui permet d'exécuter plusieurs processus simultanément sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace.

Ainsi, à titre non exhaustif, ANSYS Fluent permet les capacités de modélisation suivantes :

- Ecoulements 2D ou 3D ;
- Ecoulement stationnaire ou instationnaire ;
- Ecoulements incompressibles ou compressibles (subsoniques, transsoniques, supersoniques ou hypersoniques) ;
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents ;
- Fluide Newtonien ou non ;
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou les deux (conjugue) ou radiatif ;
- Ecoulements avec changements de phases ;
- Ecoulements en milieu poreux.

II.11.2.2 Couplage pression-vitesse

Cette méthode indique l'algorithme numérique qui utilise une combinaison d'équations de continuité et de quantité de mouvement pour dériver une équation de pression (ou de correction de la pression) lors de l'utilisation du solveur basé sur la pression. Il existe différents algorithmes tels que :

- **SIMPLE** : qui est un schéma robuste a été créé par Patankar [23].
- **SIMPLEC** : ce qui permet une convergence plus rapide pour des problèmes simples.
- **PISO** : ce qui est utile et recommandé pour un flux instable ou pour des mailles contenant des cellules avec une asymétrie supérieure à la moyenne.
- **Coupled** : ce qui est également un schéma pour résoudre ce couplage mais si le solveur Couplé basé sur la pression est activé.

Ce dernier algorithme est utilisé dans notre simulation numérique.

II.11.2.3 Discrétisation spatiale

Pour résoudre les équations de quantité de mouvement, les variables de champ au centre de la cellule doivent être interpolées sur les faces du volume de contrôle. Les schémas d'interpolation sont les suivants:

First-Order Upwind : Dans cette méthode, la convergence est plus facile, mais la précision est de premier ordre.

Second-Order Upwind : dans le cas d'un maillage triangulaire / tétraédrique ou lorsque l'écoulement n'est pas aligné avec la grille, ce schéma est recommandé.

Third-Order MUSCL : il est plus précis dans la prévision des écoulements secondaires, des tourbillons, des forces, etc. Il est conseillé pour les maillages non structurés.

QUICK : est appliqué aux maillages quadrilatéraux / hexaédrique et hybrides, utiles pour les écoulements en rotation / tourbillonnants, sur un maillage uniforme, la précision de ce schéma est de 3^{ème} ordre.

Dans toutes nos simulations, le schéma QUICK est choisi pour la discrétisation spatiale.

II.12. Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique et les équations qui régissent le phénomène étudié.

Les conditions aux limites et les hypothèses simplificatrices ainsi que le code commercial utilisé (ANSYS Fluent) sont détaillées dans la deuxième partie.



Chapitre III : Résultats et discussion

III.1. Introduction

Ce chapitre est consacré principalement à la présentation et la discussion des résultats de la simulation numérique de la convection naturelle en régime laminaire dans une cavité carrée avec paroi ondulée. Pour toutes les simulations réalisées, nous avons adopté un nombre de Prandtl égal à 6.2 (l'eau), un nombre de Rayleigh égal à $Ra = 10^5$ et des paramètres de contrôle du problème qui sont : le nombre de Darcy (caractérise la perméabilité), la porosité et la conductivité du milieu poreux sont respectivement: $Da = 10^{-2}$ et 10^{-3} ; $\varepsilon = 0.3, 0.6$ et 0.9 ; $K_s = 1, 10$ et 100 .

Les nanofluides utilisés sont: $Cu - eau$, $SWCNT - eau$ et $TiO_2 - eau$, leur concentration fixée à 3%.

Les résultats obtenus sont caractérisés par la visualisation graphique des contours des lignes isothermes et des profils de vitesse sont exposés dans ce chapitre.

III.2. Maillage du domaine

L'analyse de la sensibilité des résultats numériques au maillage constitue un à tout en amont de toute étude CFD. En effet, afin de s'assurer de l'exactitude et de la fiabilité de la solution numérique obtenue par notre code CFD Fluent, une série de tests rigoureux de sensibilité au maillage a été effectuée. Ces tests de sensibilité sont Nécessaires afin de trouver un compromis entre précision et rapidité de calcul. La dépendance de la solution numérique du maillage a été testée en considérant la cavité aux parois verticales différentiellement chauffées. L'évolution du nombre de Nusselt moyen, rapporté auprès de la paroi froide, a été menée pour quatre différentes combinaisons de maillage de plus en plus raffiné allant de (50 x 50), (100 x 100), (150 x 150) et (200 x 200) comme indiqué dans le tableau ci-après Tableau (III.1).

Maillage (nœuds)	Nu_{moy}
50x 50	3.986445
100 x 100	3.95675
150 x 150	3.938837
200 x 200	3.925027

Tableau III.1 : Test de maillage.

Le maillage est uniforme (200 x 200) pour les deux directions x et y, il donne des valeurs plus précises par rapport aux autres maillages. On voit clairement qu'il existe une petite différence entre les résultats des quatre maillages. Cette finesse est utilisée dans tous les calculs ultérieurs.

III.3. Validation

Pour la validation numérique du code de calcul, nous avons procédé à la comparaison des résultats obtenus dans la présente étude avec les résultats numériques obtenus par Khanafer et al [27].

Le tableau (III.2) présente les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour différent nombre de Rayleigh. On remarque que les valeurs de nombre de Nusselt moyen sont presque les mêmes.

Ra	Nu (présent)	Nu (Khanafer)	Nu (Nithiarasu)
10^3	1.045721	1.02	1.023
10^4	1.613117	1.63	1.63
10^5	3.925027	3.93	3.91
5×10^5	6.687333	6.69	6.7

Tableau III.2 : comparaison entre les résultats de la présente étude et ceux de Khanafer et al [27].

La figure (III.2) illustre la comparaison du profil de vitesse avec celui publié par l'étude de Khanafer et al. [27], où on remarque une très bonne concordance.

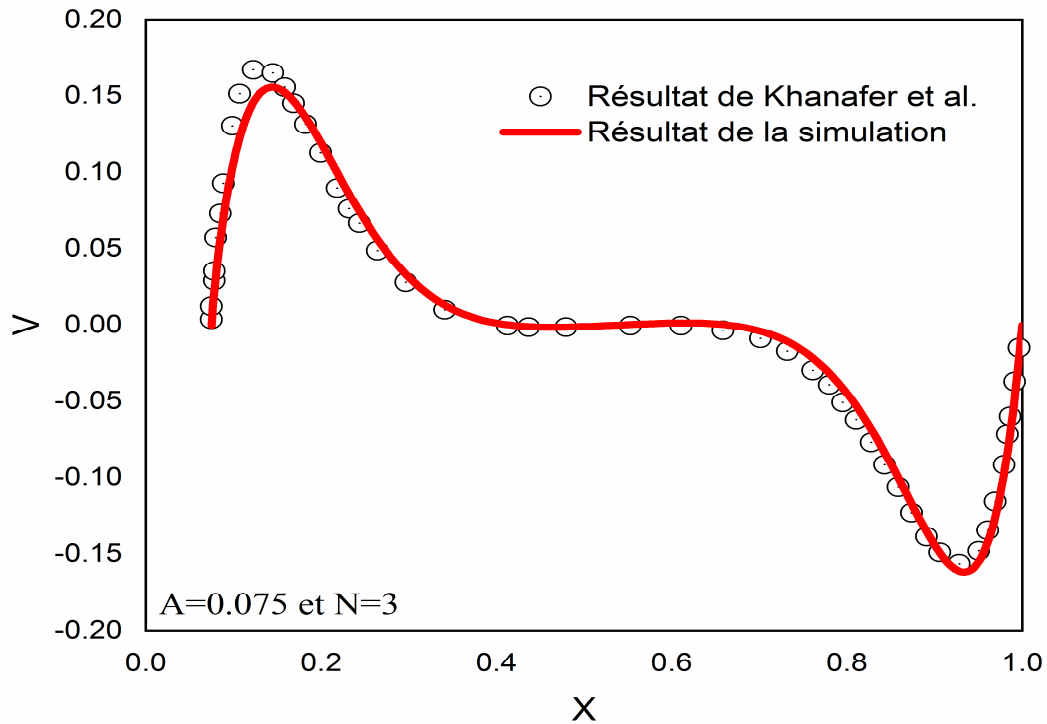


Figure III.1 : la validation de profile du vitesse [27].

III.4. Résultats et discussion

Dans cette partie, nous allons présenter et interpréter les résultats de nos simulations numériques. Ces résultats sont exposés sous forme de lignes de courant et d'isotherme pour mieux comprendre le phénomène.

En outre, l'évolution du nombre de Nusselt moyen pour les trois fluides en fonction des différents paramètres de contrôle (cités ci-dessus) est présentée dans des tableaux et graphes et ceci pour quantifier les performances thermiques pour chaque cas.

Le tableau (III-3) comporte les valeurs du nombre de Nusselt moyen de Tio₂-eau pour un nombre de Rayleigh égal à 10^5 , $Pr = 6.2$ et des différents paramètres de contrôle utilisée dans cette étude.

Généralement, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de K_s et la diminution de porosité. Ceci est dû à la caractéristique des milieux poreux pour la convection naturelle.

De plus, le nombre de Nusselt augmente nettement quand le nombre de Darcy change de 10^{-3} à 10^{-2} . Cela est dû à l'augmentation de la perméabilité et donc le taux de transfert devient plus fiable.

Da	K_s	ε = 0.3	ε = 0.6	ε = 0.9
10⁻²	1	12.46709106	12.65632683	12.84320488
	10	44.68172358	33.80352846	19.40982114
	100	155.9177398	115.5451382	56.64102439
10⁻³	1	10.8171626	10.96509431	11.11097398
	10	32.43564228	25.75165854	16.0441561
	100	119.5296423	82.46941463	39.5979187

Tableau III.3 : les valeurs de nombre Nusselt moyen dans le cas Tio2-eau.

Les figures (III.2 et 3) illustrent la variation du nombre de Nusselt moyen de la matrice poreuse en fonction de la porosité pour les différentes valeurs du nombre de darcy et K_s . On remarque que dans le cas où $Da = 10^{-2}$, $K_s = 1$ et pour différente valeur de porosité l'allure de la courbe reste presque constante, avec une amélioration lorsque $Da = 10^{-2}$, $K_s = 10$ et $K_s = 100$. On note que la valeur maximale du nombre de Nusselt moyen est obtenue pour $K_s = 100$ et $Da = 10^{-2}$, ce qui montre que le Nusselt augmente quand la porosité diminue. Donc la porosité réduit forcément la vitesse de circulation du fluide et augmente le temps d'échange thermique entre les particules fluide et la couche poreuse.

Dans la figure (III.3), on note une petite diminution du nombre de Nusselt dans le cas où $Da = 10^{-3}$ et $K_s = 1$, avec la diminution de la porosité, contrairement au cas où $Da = 10^{-3}$ et $K_s = (10, 100)$.

Généralement, On constate que les faibles porosités de la couche poreuse se comportent comme une zone solide où l'écoulement est confiné dans cette zone le nombre de Nusselt moyen s'élève. Par contre lorsque les porosités de la couche poreuse se comportent comme une zone fluide (grandes porosités),

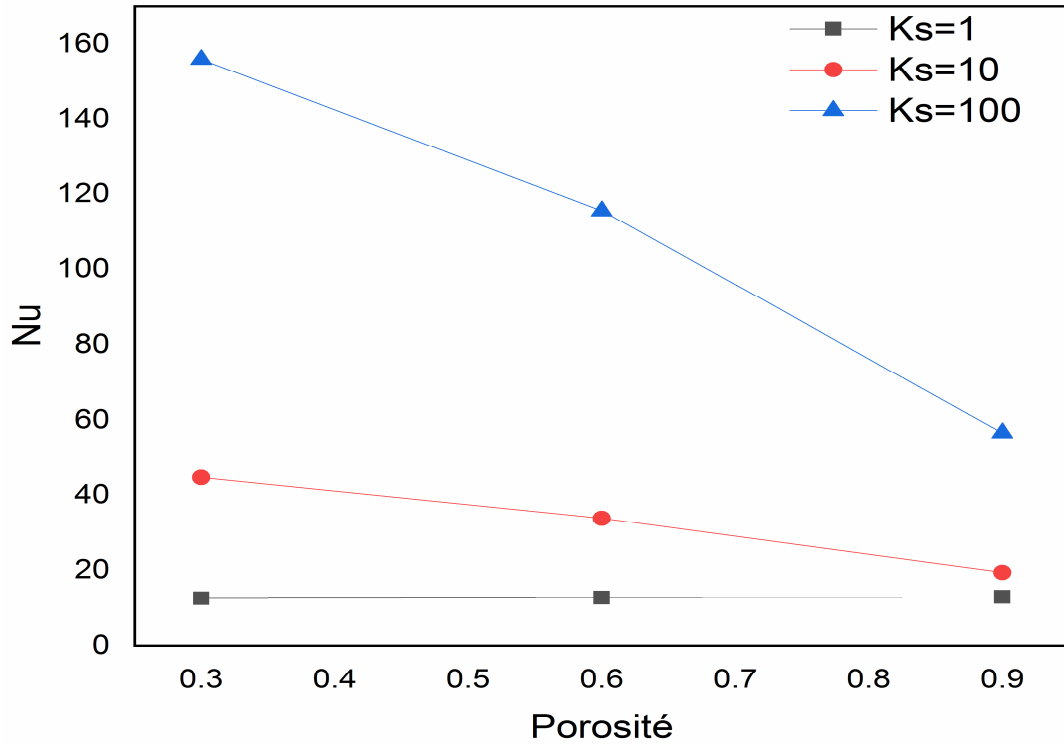


Figure III.2 : Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-2}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Tio2-eau.

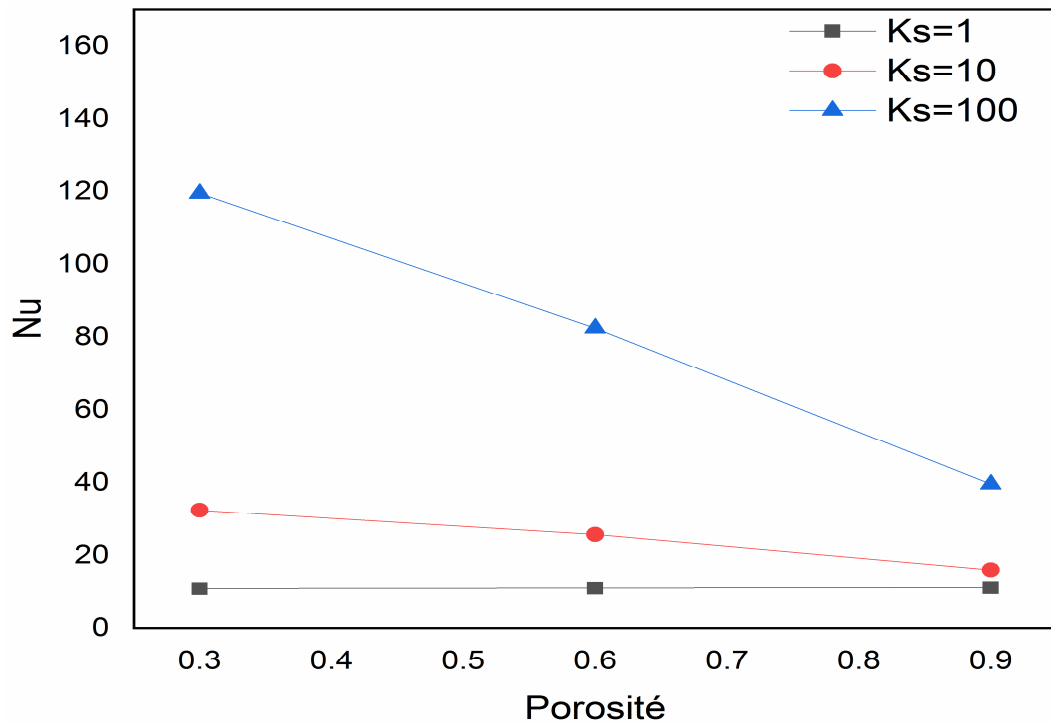


Figure III.3 : Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-3}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Tio2-eau.

Le tableau (III-4) indique les résultats du nombre de Nusselt moyen dans le cas où le fluide caloporteur est SWCNT-eau, pour un nombre de Rayleigh égal à 10^5 et $Pr=6.2$.

On constate que le nanofluide influe sur le nombre de Nusselt par rapport au TiO_2 -eau et que la conductivité thermique du milieu poreux est élevée et par conséquent une augmentation du nombre de Nusselt. De plus, le nombre de darcy a un léger effet sur le nombre de Nusselt à cause de la faible valeur de viscosité de SWCNT-eau qui réduit la friction entre les particules et la couche poreuse et par la suite le temps de transfert devient plus fiable et gêne le transfert de chaleur.

Da	K_s	$\epsilon = 0.3$	$\epsilon = 0.6$	$\epsilon = 0.9$
10^{-2}	1	3.480944715	3.534534959	3.587586992
	10	14.12911707	9.575160976	5.14735935
	100	105.9229756	66.55769106	20.37001626
10^{-3}	1	2.273887805	2.320294309	2.366847154
	10	13.52355447	8.742386992	3.929087805
	100	105.7788293	66.3723252	19.92439024

Tableau III.4 : les valeurs de nombre Nusselt moyen dans le cas SWCNT-eau.

On constate que le nombre de Nusselt augmente remarquablement dans tous les cas simulés, comme illustré dans les figures (III.4 et 5).

On note que, pour les valeurs du nombre de Darcy et un rapport de conductivité égal à 1, le nombre de Nusselt est presque constant.

Le rapport de conductivité a une influence significative lorsque la couche poreuse se comporte comme une zone fluide. L'augmentation de la conductivité de la matrice poreuse entraîne une augmentation prononcée du nombre de Nusselt moyen. Cette amélioration est plus prononcée lorsque le nombre de Darcy augmente.

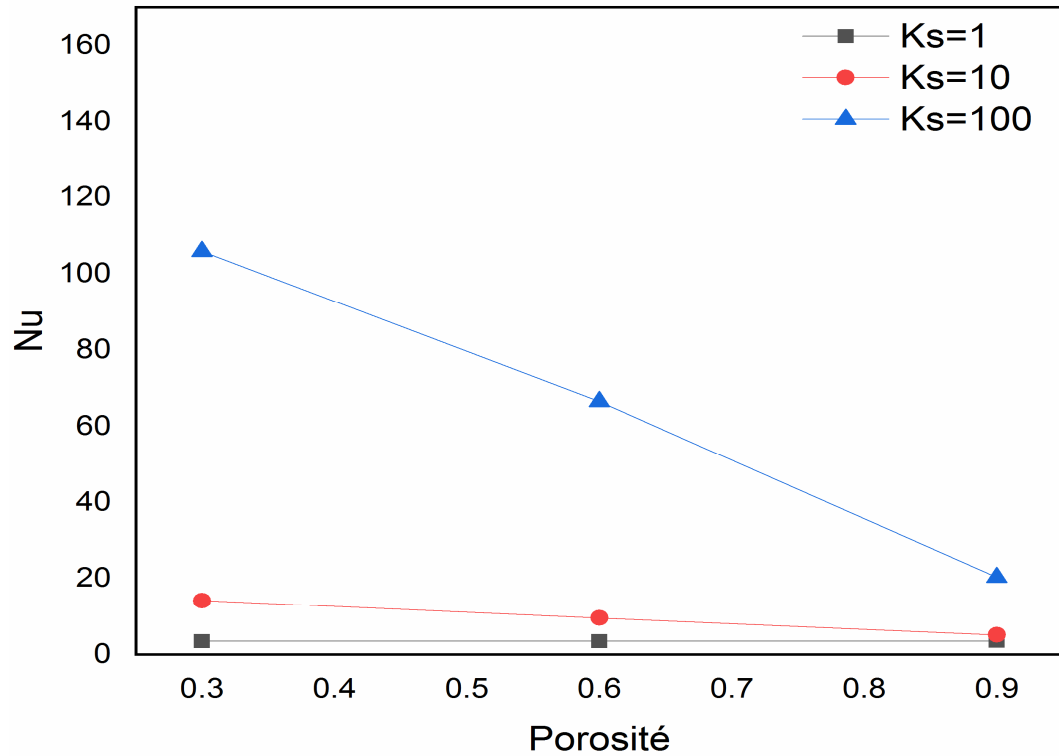


Figure III.4 : Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-2}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas SWCNT-eau.

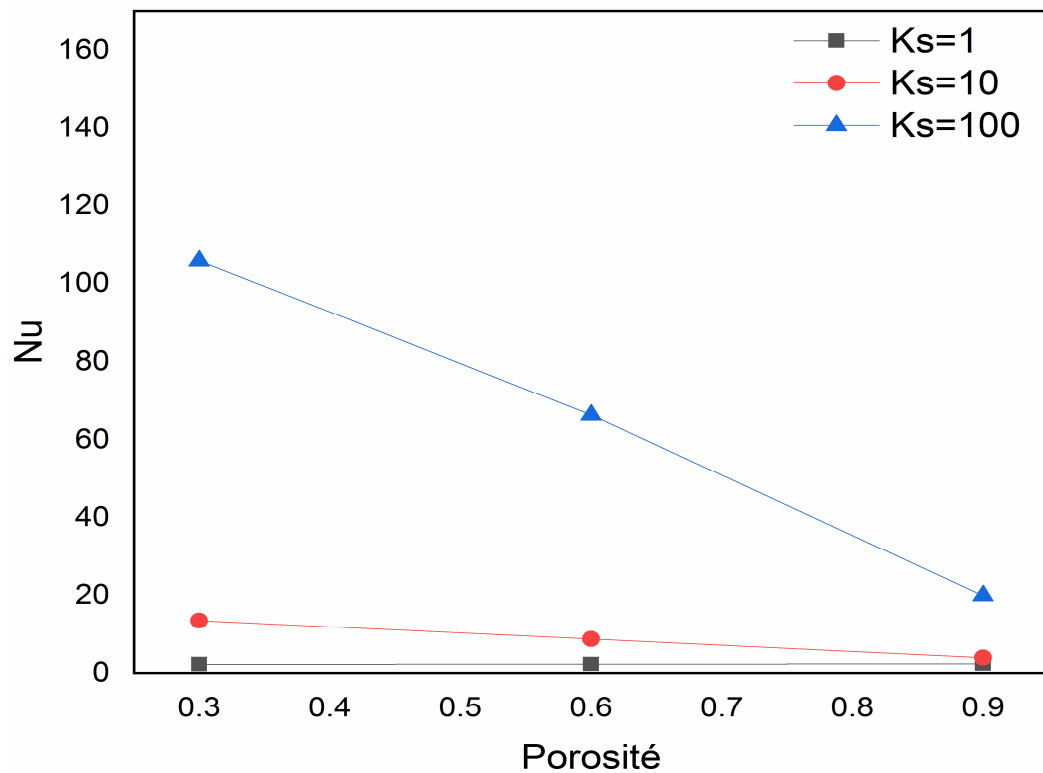


Figure III.5 : Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-3}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas SWCNT-eau.

Le tableau III.5 montre l'effet du nanofluide (Cu-eau) sur le nombre de Nusselt moyen dans un milieu poreux avec les différents paramètres (nombre de Darcy, conductivité thermique et porosité).

On remarque que les résultats du nanofluide (Cu-eau) est plus faible comparés aux SWCNT-eau et Tio₂-eau, cela est dû aux propriétés physiques et chimiques des nanoparticules plus les interactions entre les molécules des nanoparticules Cu et la matrice poreuse.

On remarque que, pour K_s égal à 1 et avec différentes porosités (0.3, 0.6 et 0.9), il y a une légère amélioration du nombre de Nusselt. Par contre lorsque le K_s est égal à 10 et 100, le nombre de Nusselt diminue à cause de la grande porosité.

Da	K_s	$\epsilon = 0.3$	$\epsilon = 0.6$	$\epsilon = 0.9$
10^{-2}	1	3.905969106	3.970456911	4.034087805
	10	10.99256098	8.521855285	5.251569106
	100	81.47626016	54.07725203	18.87258537
10^{-3}	1	2.16798374	2.195227642	2.22201626
	10	8.638295935	6.263443902	3.411133333
	100	81.14585366	53.69120325	18.2419187

Tableau III.5 : les valeurs de nombre Nusselt moyen dans le cas Cu-eau.

D'après Les figures (III.6 et 7) on remarque que le cas où $K_s = 1$ et le nombre de Darcy varie de 10^{-2} à 10^{-3} , la variation du nombre de Nusselt moyen tend vers une valeur constante. Lorsque la porosité varie de 0.3 et 0.9, La couche poreuse et la nature du fluide caloporteur ont un faible effet sur le transfert de chaleur.

Lorsque la conductivité de la matrice poreuse K_s augmente de 10 et 100, on remarque que la valeur du nombre de Nusselt augmente légèrement dans le cas où la porosité est égale à 0.9. Cette augmentation devient plus importante pour une porosité égale à 0.6 et 0.3.

On constate que la valeur maximale du nombre de Nusselt moyen est obtenue pour $K_s = 100$ et une porosité égale à 0.3 pour les deux valeurs de Darcy quel que soit le type des nanoparticules utilisées. Ce qui prouve que la conductivité de la matrice poreuse et la porosité ont un effet significatif sur le transfert thermique.

Lors de la comparaison de l'effet du nanoparticule (Cu) avec les deux autres ((SWCNT) et Tio₂) sur le nombre de Nusselt, on a constaté que son effet est faible.

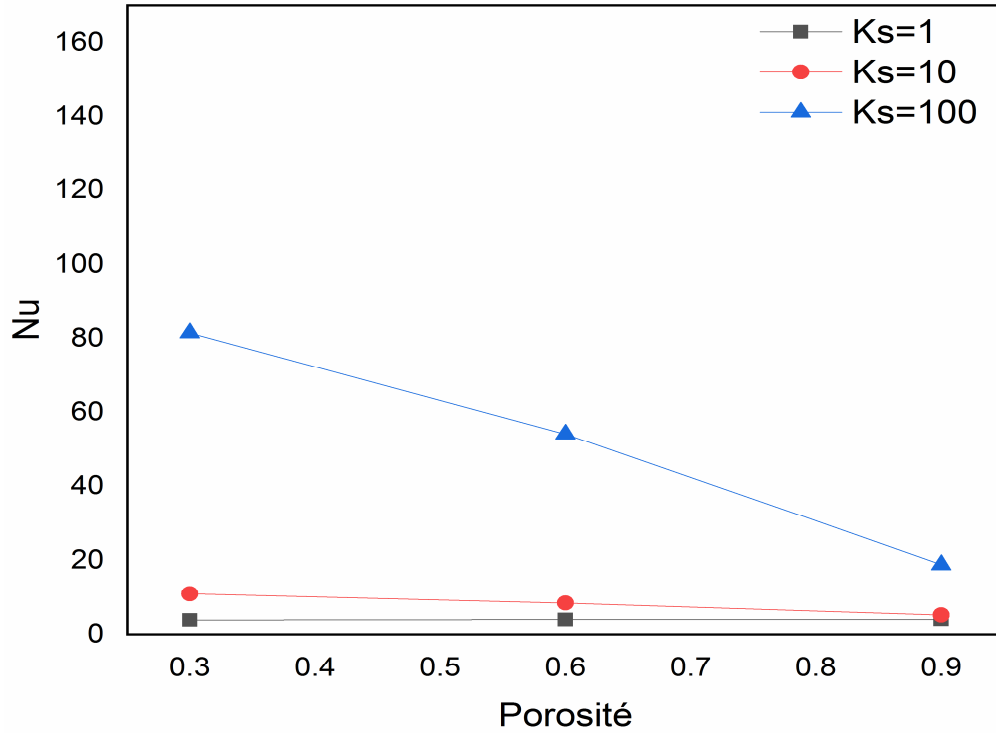


Figure III.6 : Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-2}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Cu-eau.

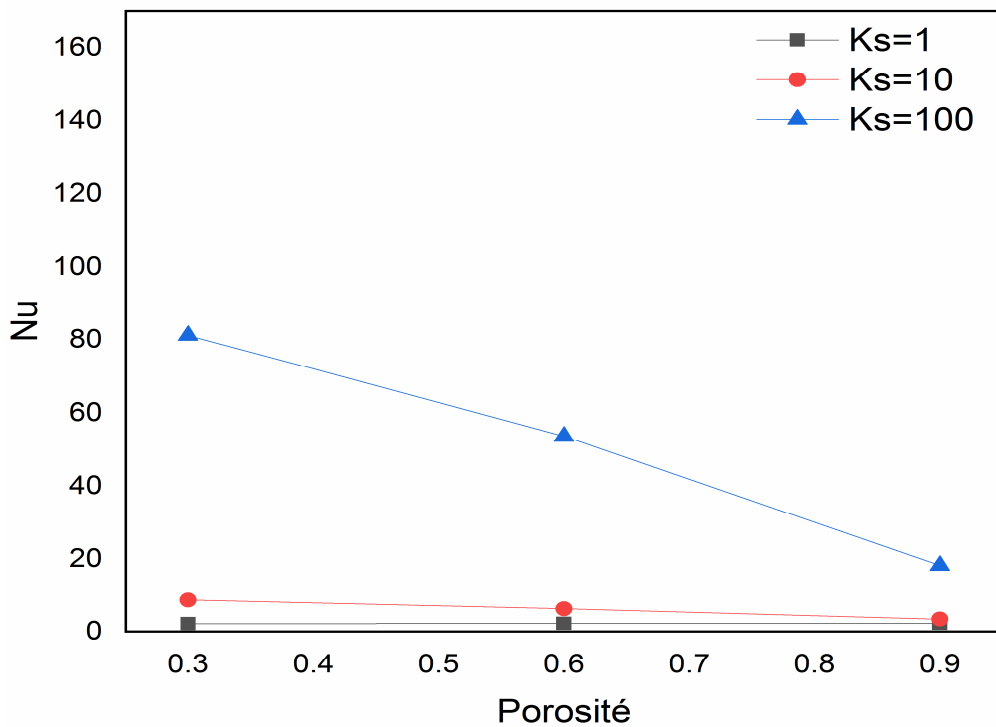


Figure III.7 : Distribution du nombre de Nusselt moyen à $Da=10^{-3}$ et pour différentes valeurs de $K_s = (1, 10 \text{ et } 100)$, cas Cu-eau.

III.5. Champ dynamique

La circulation du fluide à l'intérieur de chaque cas est illustrée par les contours des lignes de courant représentés respectivement par les figures (III.8, 9 et 10), pour les mêmes valeurs du nombre de Rayleigh $Ra=10^5$, la conductivité thermique $K_s=10$, le nombre de Darcy $Da=10^{-2}$ et différentes porosités.

Dans la partie (A) de la figure (III.8) (cas du fluide caloporteur : Tio2-eau), le comportement du nanofluide à l'intérieur de la cavité poreuse est décrit par un tourbillon primaire dans le côté latérale droit et l'existence de deux cellules de recirculation (tourbillon secondaire). Dans les parties (B) et (C) de la même figure, c'est dans le côté haut gauche et le côté bas droit qu'on remarque ces cellules, ceci est dû à la force de flottabilité et l'intensité de la convection.

Dans le cas du nombre de Darcy égal à 10^{-2} (haute perméabilité), la circulation du nanofluide est importante dans la cavité, ce qui conduit à un mécanisme convectif et un taux de transfert plus élevé.

Pour les figures (III.9, 10), où on a changé le fluide, la structure de l'écoulement est représentée par des cellules de recirculation identiques pour les différentes valeurs de la porosité et la conductivité du solide, des résultats qui peuvent être expliqués par les valeurs proches de la densité et la viscosité des deux fluides.

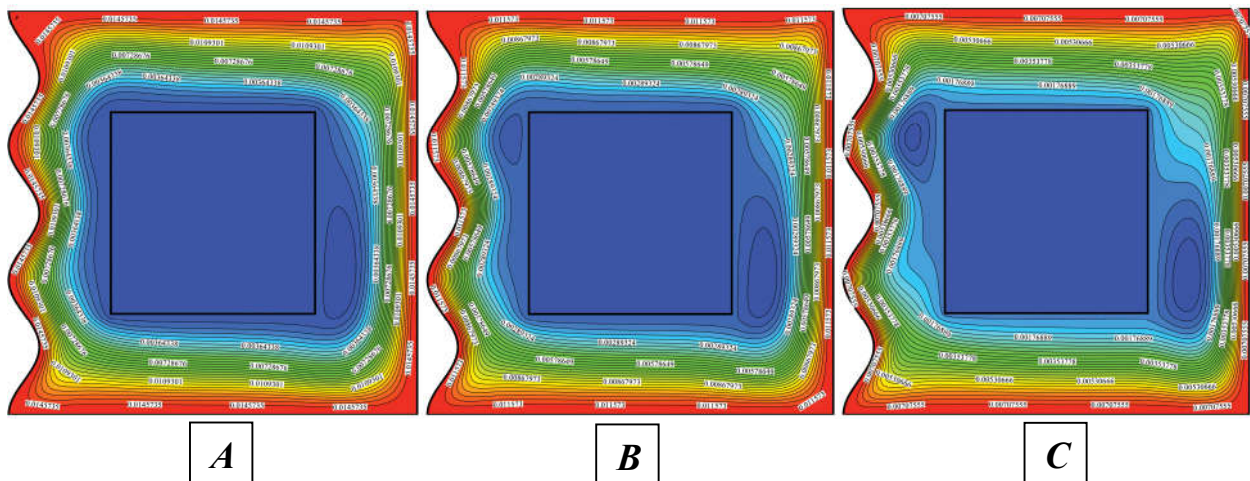


Figure III.8 : les lignes de courant cas Tio2-eau à $Ra=10^5$, $K_s=10$, et $Da=10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité $A=0.3$, $B=0.6$ et $C=0.9$.

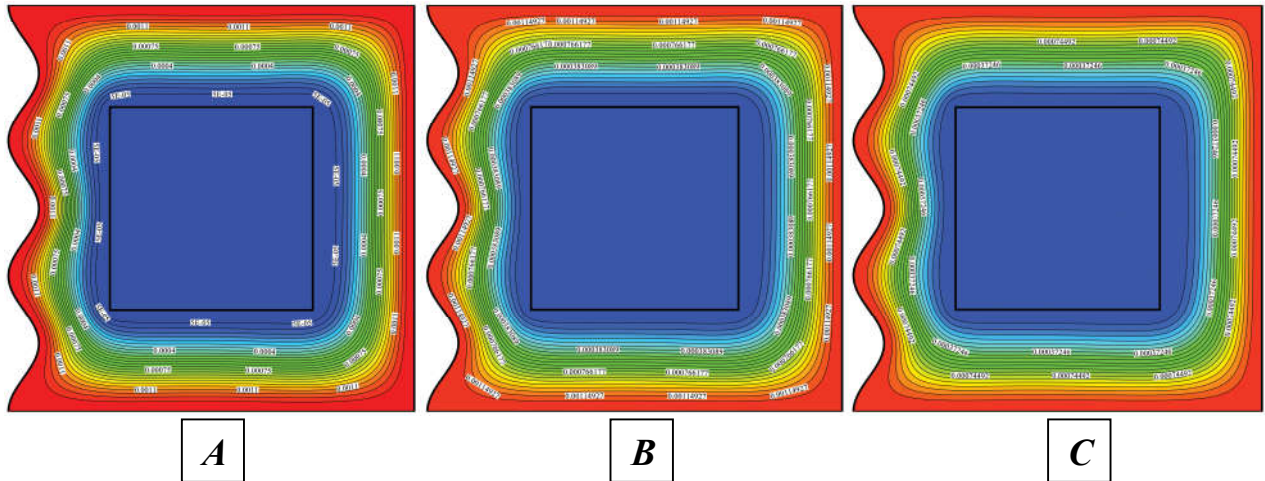


Figure III.9 : les lignes de courant cas SWCNT-eau à $Ra = 10^5$, $K_s = 10$, et $Da = 10^2$ et pour trois valeurs de porosité $A = 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$.

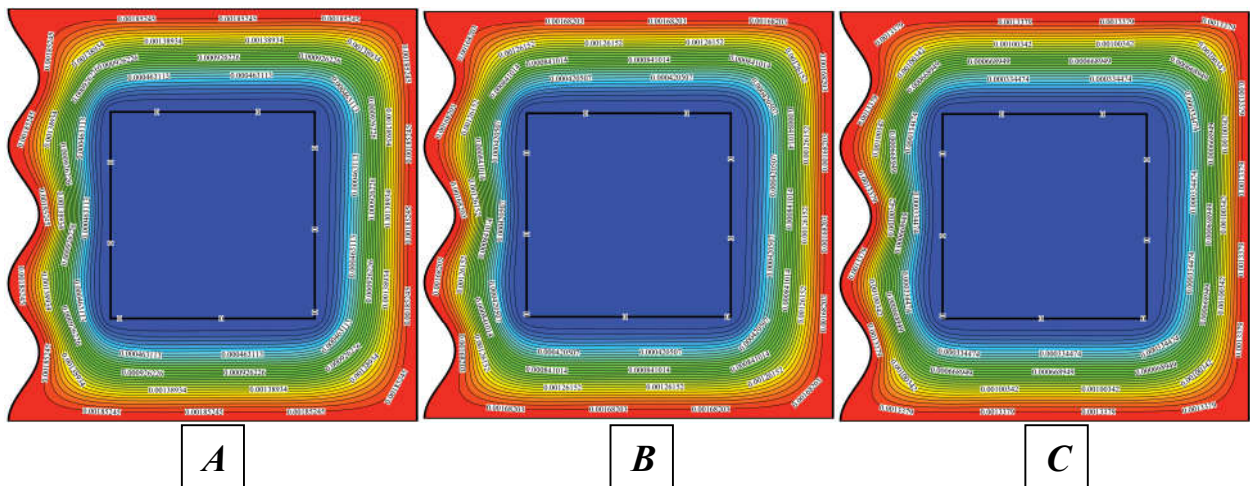


Figure III.10 : les lignes de courant cas Cu-eau à $Ra = 10^5$, $K_s = 10$, et $Da = 10^2$ et pour trois valeurs de porosité $A = 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$.

III.6. Champ thermique

III.6.1. L'effet de la conductivité thermique

Les figures (III. 11, 12 et 13) représentent les isothermes pour les trois fluides caloporteurs (Tio2-eau, SWCNT-eau et Cu-eau), avec différentes valeurs de la conductivité thermique du milieu poreux, même nombre de Rayleigh et des valeurs de porosité et nombre de Darcy fixes.

Dans La figure (III.11) il est clairement observé que la conductivité thermique a un effet remarquable sur les isothermes. En effet, pour les deux cas (A) et (B) on remarque que les isothermes sont regroupées dans la couche poreuse près de la paroi froide et la paroi ondulée gauche.

Dans le cas (C) et en augmentant la valeur de la conductivité, les isothermes sont espacées et empilées au niveau de la zone fluide dans toute la cavité.

On remarque clairement que pour une conductivité thermique égale à 100, la distribution des isothermes dans le cas (C) des figures (III-12 et 13) est presque uniforme, à cause de l'augmentation de la conductivité thermique du milieu poreux.

Les valeurs de perméabilité, porosité et la conductivité thermique du milieu poreux ont une grande influence sur le transfert thermique.

De plus, on notera que le nombre de Darcy a un effet significatif sur les isothermes et son augmentation les rend denses conduisant ainsi à l'augmentation du transfert thermique.

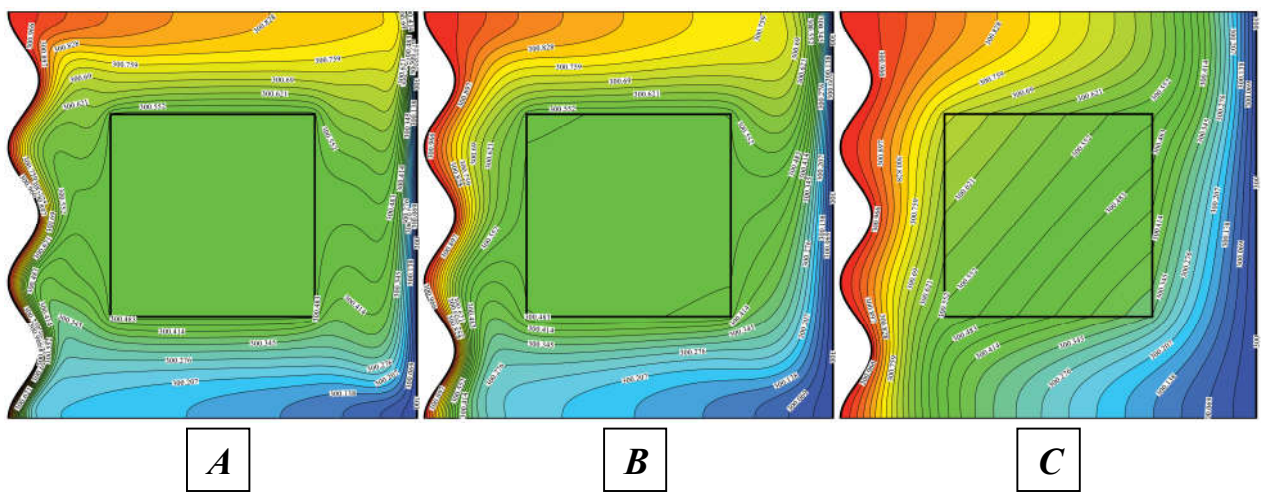


Figure III.11 : Les lignes isothermes cas Tio2-eau à $Ra = 10^5$, porosité = 0.3 et $Da = 10^{-2}$ et pour trois valeurs de $K_s = A = 1$, $B = 10$ et $C = 100$.

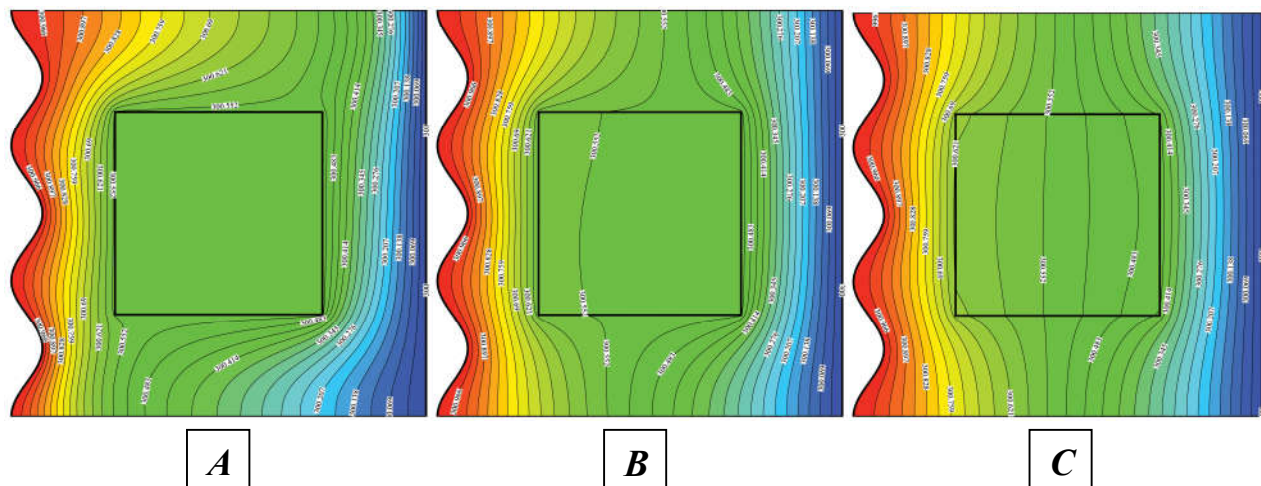


Figure III.12 : Les lignes isothermes cas SWCNT-eau à $Ra = 10^5$, porosité = 0.6, et $Da = 10^{-3}$ et pour trois valeurs de $K_s = A = 1$, $B = 10$ et $C = 100$.

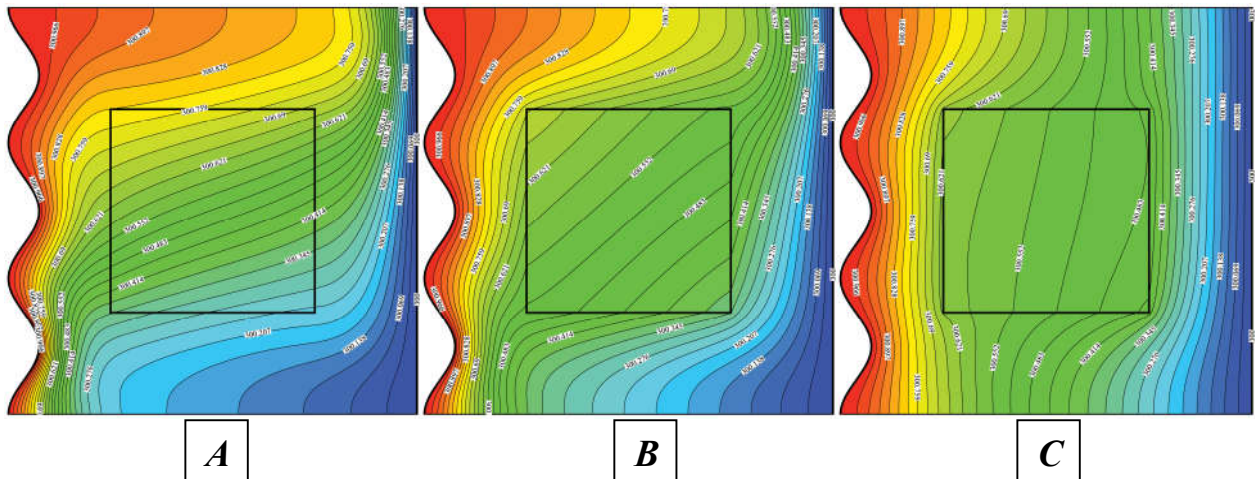


Figure III.13 : Les lignes isothermes cas Cu-eau à $Ra = 10^5$, porosité = 0.9, et $Da = 10^{-2}$ et pour trois valeurs de K_s : **A** = 1, **B** = 10 et **C** = 100.

III.6.2. L'effet de la porosité

La figure (III.14) montre les isothermes dans le cas du fluide caloporteur Tio2-eau pour les différentes valeurs de porosité, avec un rapport de conductivité thermique fixe et égal à 100, $Ra = 10^5$ et $Da = 10^{-2}$.

La variation de la porosité influe sur la répartition de la température. On remarque que, dans le cas d'une haute perméabilité, la distribution des isothermes dans le cas (C) de la figure (III.14) est plus concentrée sur les côtés droit et gauche de la cavité. Pour une diminution de la perméabilité, la distribution des isothermes est moins espacée.

La figure (III.15) illustre l'évolution de la température. En conservant les mêmes paramètres que ceux de la figure (III.14) mais en changeant le nanofluide SWCNT-eau et la valeur de la conductivité thermique ($K_s = 10$), le transfert thermique s'améliore.

Dans la figure (III.16), on remarque une distribution presque uniforme des lignes isothermes (verticale).

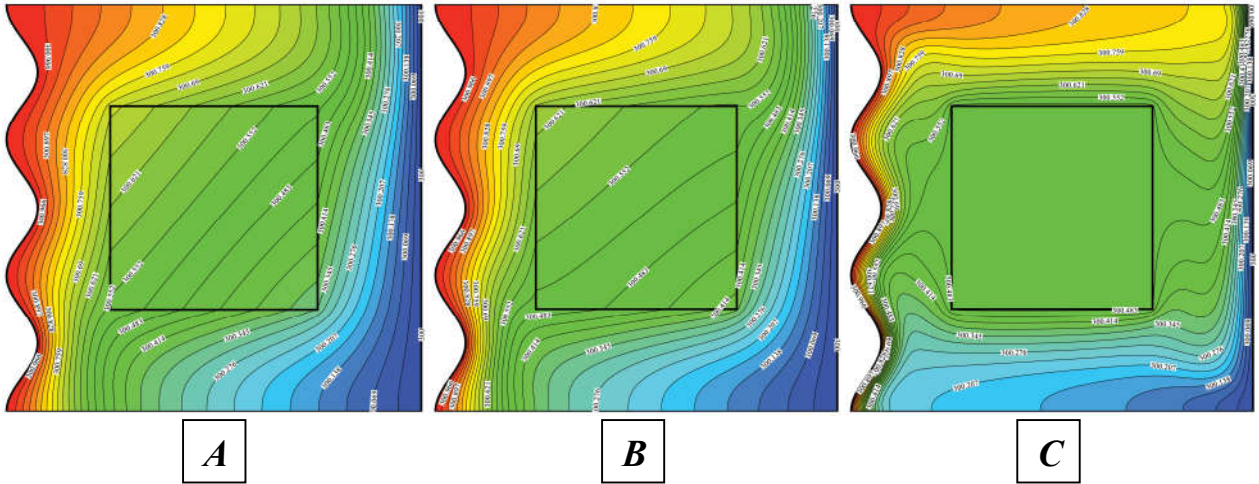


Figure III.14 : Les lignes isothermes cas TiO_2 -eau à $Ra = 10^5$, $K_s = 100$, et $Da = 10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité **A**= 0.3, **B** = 0.6 et **C** = 0.9.

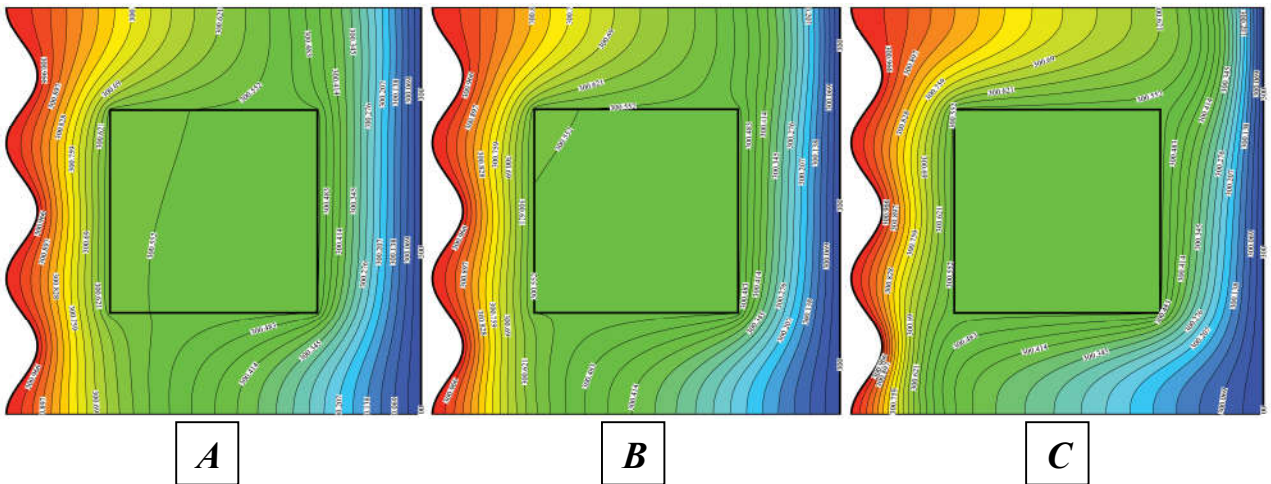


Figure III.15: Les lignes isothermes cas $SWCNT$ -eau à $Ra = 10^5$, $K_s = 10$, et $Da = 10^{-2}$ et pour trois valeurs de porosité **A**= 0.3, **B** = 0.6 et **C** = 0.9.

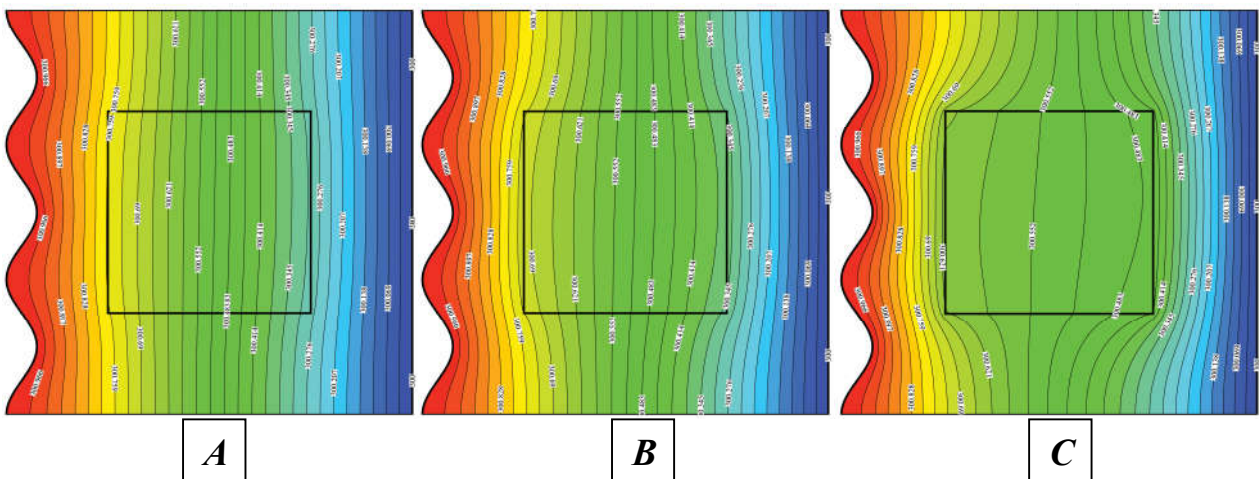


Figure III.16: Les lignes isothermes cas Cu -eau à $Ra = 10^5$, $K_s = 100$, et $Da = 10^{-3}$ et pour trois valeurs de porosité **A**= 0.3, **B** = 0.6 et **C** = 0.9.

III.7. Comparaison du nombre de Nusselt pour les nanofluides utilisés

La figure (III.17) montre que le nombre de Nusselt est non seulement représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la porosité pour les différents nanofluides utilisés à $Ra=10^5$ et $K_s=100$. On remarque qu'il dépend du type des nanoparticules utilisées.

La comparaison entre les nanofluides montre que les valeurs du nombre de Nusselt pour le nanofluide TiO_2 -eau sont supérieures à celles des nanofluides SWCNT-eau et Cu-eau. Donc, les nanoparticules TiO_2 sont des bons conducteurs de chaleur par rapport les deux nanoparticules.

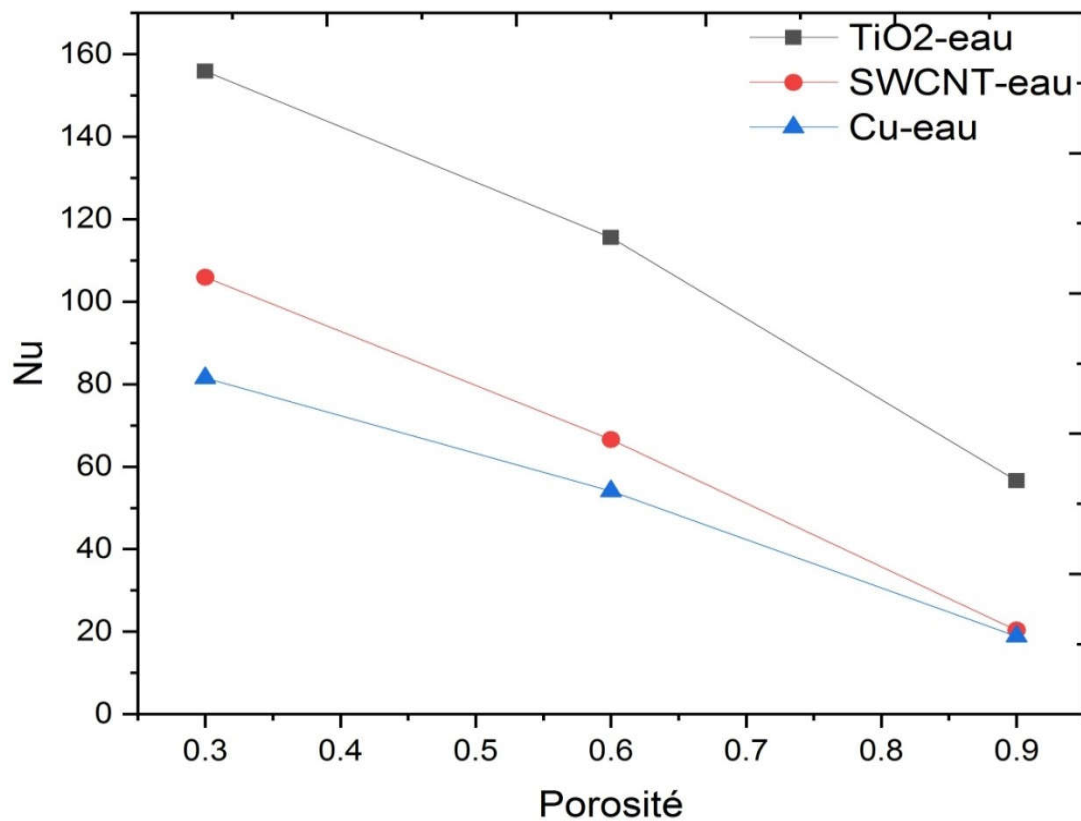


Figure III.17: Comparaison du Nusselt entre les trois nanofluides utilisées à $Ra = 10^5$, $K_s = 100$, et $Da = 10^2$ et pour trois valeurs de porosité $A = 0.3$, $B = 0.6$ et $C = 0.9$.

III.8. Conclusion

Dans ce chapitre, on a commencé par un test de maillage et une validation numérique du code de calcul. Les résultats sont présentés sous forme de tableaux, de graphes et de contours.

On a déterminé les effets de certains paramètres à savoir : les propriétés du nanofluide, la conductivité du solide et la porosité sur le transfert thermique.

Conclusion générale

Le présent travail traite numériquement la convection naturelle bidimensionnelle laminaire dans une cavité ondulée, remplie d'un milieu poreux saturé par des nanofluides. Les parois horizontales sont adiabatiques et les parois verticales sont maintenues à des températures constantes.

Ce problème est modélisé mathématiquement par les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. Cette modélisation repose sur l'hypothèse de Boussinesq. Les équations sont résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le schéma « Quick » pour la discrétisation des termes convectifs et non linéaires de l'équation d'énergie et le schéma des différences centrées pour la discrétisation de l'équation de mouvement. Le système d'équations discrétisées est résolu par une méthode itérative.

Les résultats obtenus représentent les champs de température et la distribution des lignes de courant dans la matrice poreuse. On trouve aussi une discussion sur l'évolution du nombre de Nusselt moyen, en fonction des grandeurs caractérisant l'état du système.

Les conclusions principales dégagées de ce travail sont les suivantes :

- 1- A faible diamètre des pores, le Tio₂ donne une grande amélioration du taux de transfert de chaleur comparé aux autres nanoparticules.
- 2- La conductivité de la matrice solide a un effet significatif sur le transfert thermique (nombre de Nusselt).
- 3- Le nombre de Darcy a un léger impact sur le nombre de Nusselt.
- 4- La porosité est un facteur essentiel dans les milieux poreux. Lorsqu'elle est importante le milieu est fluide, dans le cas contraire le milieu est solide.

Perspectives :

Pour mieux contrôler le phénomène de la convection naturelle dans les cavités, ce présent travail sera élargi par des études futures basées sur les points suivants :

- Une étude tridimensionnelle (3D), instationnaire (en phase d'élaboration),
- Supposition d'une matrice poreuse non équilibrée thermiquement,
- Modification de la paroi ondulée et le bloc centré,
- Etude de la transition du régime (du laminaire au turbulent),
- L'application de cette étude pour d'autres géométries.

ANNEXE

CONFÉRENCES INTERNATIONALES

THE FIRST INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABLE ENERGY AND ADVANCED MATERIALS.

ICETS'21 - ADRAR, ALGERIA, APRIL 21-22, 2021.

THE HEAT TRANSFER OF THE SINGLE-WALLED CARBON NANOTUBES (SWCNTS) INSIDE A SOLAR COLLECTOR.

INTERNATIONAL MARMARA SCIENTIFIC RESEARCH AND INNOVATION CONGRESS.

ISARC'21 - ISTANBUL, TURKEY, 21-22 AUGUST 2021.

A NUMERICAL SIMULATION OF NATURAL CONVECTION HEAT TRANSFER OF CU-WATER NANOFLUIDS.

INTERNATIONAL MARMARA SCIENTIFIC RESEARCH AND INNOVATION CONGRESS.

ISARC'21 - ISTANBUL, TURKEY, 21-22 AUGUST 2021.

THE HEAT TRANSFER OF SINGLE-WALLED CARBON NANOTUBES (SWCNTS)/WATER NANOFLUID IN A POROUS WAVY ENCLOSURE.

THE FIRST INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY, THERMOFLUIDS AND MATERIALS ENGINEERING.

ICETME- BISKRA, ALGERIA, 18-20 DECEMBER, 2021.

THE FREE CONVECTION HEAT TRANSFER OF SINGLE WALLED CARBON NANOTUBES(SWCNT) WITH IN A BLOCKED POROUS GROOVED CAVITY.

THE FIRST INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY, THERMOFLUIDS AND MATERIALS ENGINEERING.

ICETME- BISKRA, ALGERIA, 18-20 DECEMBER, 2021.

A MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF TITANUM DIOXIDE (TiO₂)/WATER NANOFLUID WITH IN A BLOCKED POROUS LID DRIVEN CAVITY.

THE FIRST INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY, THERMOFLUIDS AND MATERIALS ENGINEERING.

ICETME- BISKRA, ALGERIA, 18-20 DECEMBER, 2021.

NUMERICAL STUDY ON PERFORMANCE IMPROVEMENT OF A FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR FILLED WITH POROUS FOAM.

Références bibliographiques

- [1] S. U. S. Choi et J. A. Eastman, « ENHANCING THERMAL CONDUCTIVITY OF FLUIDS WITH NANOPARTICLES », p. 8.
- [2] H. Inaba, M. Sugawara, et J. Blumenberg, « Natural convection heat transfer in an inclined porous layer », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 31, n° 7, p. 1365-1374, juill. 1988, doi: 10.1016/0017-9310(88)90246-3.
- [3] Ould-amer Y., « Forced convection cooling Flow enhancement by using porous materials », p. 251-258, 1998.
- [4] S. Shakerin, R. I. Loehrke, et C. S. University, « Natural Convection in an Enclosure with Discrete Roughness Elements on a Vertical Heated Wall », p. 9.
- [5] A. Osorio, R. Avila, et J. Cervantes, « On the natural convection of water near its density inversion in an inclined square cavity », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, n° 19-20, p. 4491-4495, sept. 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.003.
- [6] D. Wen et Y. Ding, « Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, n° 24, p. 5181-5188, nov. 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.012.
- [7] Y. Hu, Y. He, C. Qi, B. Jiang, et H. Inaki Schlaberg, « Experimental and numerical study of natural convection in a square enclosure filled with nanofluid », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 78, p. 380-392, nov. 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.07.001.
- [8] A. Brusly Solomon, J. van Rooyen, M. Rencken, M. Sharifpur, et J. P. Meyer, « Experimental study on the influence of the aspect ratio of square cavity on natural convection heat transfer with Al₂O₃/Water nanofluids », *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 88, p. 254-261, nov. 2017, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.09.007.
- [9] I. D. Garbadeen, M. Sharifpur, J. M. Slabber, et J. P. Meyer, « Experimental study on natural convection of MWCNT-water nanofluids in a square enclosure », *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 88, p. 1-8, nov. 2017, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.07.019.
- [10] A. Rahimi, M. Rahjoo, S. S. Hashemi, M. R. Sarlak, M. H. Malekshah, et E. H. Malekshah, « Combination of Dual-MRT lattice Boltzmann method with experimental observations during free convection in enclosure filled with MWCNT-MgO/Water hybrid nanofluid », *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 5, p. 422-436, mars 2018, doi: 10.1016/j.tsep.2018.01.011.

- [11] G. De Vahl Davis, « Natural convection of air in a square cavity: A bench mark numerical solution », *Int. J. Numer. Methods Fluids*, vol. 3, n° 3, p. 249-264, mai 1983, doi: 10.1002/flid.1650030305.
- [12] L. Kalla, « MEMOIRE PRÉsENTE EN VUE DE L~OBTENTION DU DPLÔME DE MA.~"I'sEÈS SCIENCES APPLIQLJÉES (GÉNIE MÉCANIQUE) SEPTEMBRE 1999 », p. 82.
- [13] L. Adjlout, O. Imine, A. Azzi, et M. Belkadi, « Laminar natural convection in an inclined cavity with a wavy wall », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, n° 10, p. 2141-2152, mai 2002, doi: 10.1016/S0017-9310(01)00304-0.
- [14] M. Sathiyamoorthy, T. Basak, S. Roy, et I. Pop, « Steady natural convection flow in a square cavity filled with a porous medium for linearly heated side wall(s) », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, n° 9-10, p. 1892-1901, mai 2007, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.010.
- [15] H. F. Oztop et E. Abu-Nada, « Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids », *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 29, n° 5, p. 1326-1336, oct. 2008, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.04.009.
- [16] E. Abu-Nada et H. F. Oztop, « Effects of inclination angle on natural convection in enclosures filled with Cu–water nanofluid », *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 30, n° 4, p. 669-678, août 2009, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.02.001.
- [17] H. F. Oztop, E. Abu-Nada, Y. Varol, et A. Chamkha, « Natural convection in wavy enclosures with volumetric heat sources », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, n° 4, p. 502-514, avr. 2011, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2010.10.015.
- [18] L. Abdelkarim et D. Mahfoud, « Etude Numérique de la Convection Naturelle en Milieu Poreux Saturé de Fluide dans une Cavité Rectangulaire à Orientation Variable Soumise à des Conditions de Chauffage Périodiques », p. 5, 2012.
- [19] K. Milani Shirvan, R. Ellahi, M. Mamourian, et M. Moghiman, « Effects of wavy surface characteristics on natural convection heat transfer in a cosine corrugated square cavity filled with nanofluid », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 107, p. 1110-1118, avr. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.11.022.
- [20] C.-C. Cho, « Effects of porous medium and wavy surface on heat transfer and entropy generation of Cu-water nanofluid natural convection in square cavity containing partially-heated surface », *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 119, p. 104925, déc. 2020, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104925.

- [21] Oleg G. Martynenko Pavel P. Khramtsov., « “Free-Convective Heat Transfer” ». Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Allemagne, ». 2005.
- [22] Makhloufi med, « Simulation numérique de la convection naturelle bi-diffusive dans une cavité poreuse ». 2018.
- [23] Patankar,Suhas V, « Numerical-Heat-Transfer-and-Fluid-Flow ». 1980.
- [24] GUESTAL Mabrouk, « Modélisation de la Convection Naturelle Laminaire dans Une Enceinte Avec Une Paroi Chauffée Partiellement ». 2010.
- [25] « Fluent User’s guide. Version 6.3.26. Fluent. Incorporated, » 2006.
- [26] « Gambit User’s guide. Version 2.4.6. Fluent. Incorporated, » 2007.
- [27] K. Khanafer, B. Al-Azmi, A. Marafie, et I. Pop, « Non-Darcian effects on natural convection heat transfer in a wavy porous enclosure », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, n° 7-8, p. 1887-1896, mars 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.040.

ملخص

يتناول هذا العمل تأثير الموائع النانوية في وسط مسامي على التبادل الحراري. تم اختيار التبادل الحراري الطبيعي في تجويف مموج مع مجسم مركزي مربع كمجال للدراسة مع فرضية أن المصفوفة المسامية في توازن حراري محلي (LTE) مع جانبيين نشطين جزئياً. الجزء النشط الموجود على الجانب الأيسر محفوظ على درجة حرارة أعلى من تلك الموجودة على الجانب الأيمن. الجدران العلوية والسفلية معزولان حرارياً.

تم حل المعادلات التي تتحكم في هذه الظاهرة بواسطة مقارنة عددية مبنية على طريقة الأحجام المحدودة، لعدد $(Ra = 10^5)$ وإعدادات تحكم مختلفة. تم إجراء المحاكاة العددية بواسطة برنامج الحساب التجاري ANSYS Fluent 6.3.26.

أظهرت النتائج المتحصل عليها تأثير المائع النانوي على تحسين عدد Nusselt.

الكلمات المفتاحية: التبادل الحراري الطبيعي، LTE، وسط مسامي، سائل نانوي، عدد Nusselt.

Résumé

Ce travail traite l'effet du nanofluide dans un milieu poreux sur le transfert thermique. La convection naturelle dans une cavité ondulée avec un bloc carré centré est choisie comme domaine d'étude. La matrice poreuse est supposée en équilibre thermique local (LTE) avec deux côtés partiellement actifs. La partie active, au côté gauche, est maintenue à une température supérieure que celle-ci du côté droit. Les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques,

Les équations qui régissent ce phénomène sont résolues par une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis, pour un nombre de Rayleigh ($Ra=10^5$) et différents paramètres de contrôle. La simulation numérique est effectuée par le code de calcul commercial ANSYS Fluent 6.3.26.

Les résultats obtenus ont montré l'influence du nano fluide sur l'amélioration du nombre de Nusselt.

Mots clés : Convection naturelle, LTE, milieu poreux, nano fluide, nombre de Nusselt.

Abstract

This work deals with the effect of nanofluid in a porous medium. Natural convection in a corrugated cavity with a centered square block is chosen as the study domain. The porous matrix is assumed to be in local thermal equilibrium (LTE) with two partially active sides; the active part, at the left side, is kept at a higher temperature than that at the right side. The upper and lower walls are adiabatic, the equations governing this phenomenon are solved by a numerical approach, based on the finite volume method, for a Rayleigh number ($Ra=10^5$) and different control parameters. The numerical simulation is performed by the commercial calculation code ANSYS Fluent 6.3.26. The obtained results showed the influence of the nanofluid on the improvement of the Nusselt number.

Keywords: Natural convection, LTE, porous medium, nanofluid, Nusselt number.