

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Hadj Lakhdar - BATNA 1

Faculté des Sciences de la Matière

Département de Physique



THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du
Diplôme de Doctorat

Par :

RAHMOUNE Imene

Thème :

Amélioration des transferts de chaleur par utilisation des nanofluides. Cas des écoulements dans un canal et dans une cavité à grand facteur d'aspect.

Domaine : Sciences de la Matière
Filière : Physique
Spécialité : Physique Energétique Appliquée
Intitulé de la Formation : Physique Energétique Appliquée

Soutenue le / / 2023

Devant le jury :

Président :	Dr. SOUDANI Azeddine	Professeur	Université de Batna 1
Rapporteur :	Dr. BOUGOUL Saadi	Professeur	Université de Batna 1
Examineurs :	Dr. BOUGRIOU Cherif	Professeur	Université de Batna 2
	Dr. BRIMA Abdelhafid	Professeur	Université de Batna 2

Remerciement

Tout d'abord, Hamdoulillah pour la bénédiction de la santé, je remercie Allah le tout-puissant d'avoir nous donner la force, le courage, la volonté et de nous éclairer le bon chemin pour dépasser toutes les difficultés. Merci mon Dieu d'accomplir tous nos désirs et nos succès de ce travail.

Je tiens à exprimer mes plus sincères remerciements et ma profonde gratitude en tout premier lieu à mon encadreur, Monsieur **BOUGOUL Saadi** Professeur à l'université de Batna-1-, pour m'avoir fait la confiance et qui a acceptée de m'encadrer et m'a dirigé. Je voudrais remercier particulièrement pour ses sincères conseils, son aide, son soutien inestimable, son écoute, sa disponibilité, sa motivation et sa grande patience. Cette thèse n'aurait jamais pu être achevée avec succès sans sa précieuse tutelle, ses mots d'encouragement, sa poussée à la ténacité, je vous suis très reconnaissant pour tout cela.

Je souhaite également adresser mes chaleureux remerciements à Monsieur **SOUDANI Azeddine** Professeur à l'université de Batna -1-, pour ses précieux conseils, et son aide et de m'avoir fait un grand honneur d'accepter de présider ce jury de cette thèse.

Je tiens à remercier vivement Messieurs **BOUGRIOU Cherif**, Professeur à l'université de Batna -2- et **BRIMA Abdelhafid** Professeur à l'université de Batna -2-, qui ont consenti à participer au jury et bien voulu d'évaluer ce modeste travail.

Je tiens à témoigner ma profonde gratitude à mes parents, mes frères et mes sœurs qui m'ont soutenu durant les étapes de mes études.

Je remercie également tous mes enseignants qui ont contribué à ma formation.

Dernier point, mais non le moindre, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à réaliser de ce travail.

Dédicace

Quoique je puisse dire et écrire, je ne pourrais exprimer ma grande affection et ma profonde reconnaissance à vous.

Je dédie ce modeste travail à

Ma mère Kouda. F & Mon Père Rahmoune. M

*Source inépuisable et tendresse, de patience et de sacrifice.
Jamais je ne trouverais des mots assez expressifs pouvant refléter ma
gratitude et mon profond respect,
Puisse Dieu tout puissant, vous préserver et vous accorder santé.*

Mon encadreur Pr : Bougoul. S

*Aucune dédicace ne saurait vous exprimer l'expression de reconnaissance
et de gratitude et ma considération pour votre soutien et
encouragements à moi et vos conseils précieux que vous n'avez cessé de
me prodiguer et qui m'ont aidé à franchir tous les obstacles.*

Que Dieu vous protège et vous procure santé et bonheur.

A mes soeurs et mes frères

Tables Des Matières

	Page
Table des matières	i
Liste des tableaux	vi
Liste des figures	vii
Nomenclature	xiii
Introduction générale	1
 Chapitre I : Recherche bibliographique	
Introduction	6
I.1. Transfert de chaleur	6
I.1.1. Conduction	7
I.1.2. Rayonnement	8
I.1.3. Convection	8
I.1.3.1. Convection naturelle	9
I.1.3.2. Convection forcée	9
I.1.3.3. Convection mixte	9
I.2. Méthodes d'améliorations du transfert de chaleur	10
A) - Méthodes actives	10
B) - Méthodes passives	10
I.3. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur	10
I.3.1. Micro échangeurs de chaleur	11
I.3.2. Refroidissement par micro-canaux	11
I.3.3. Suspensions solide-liquide traditionnelles	11
I.4. Fluides Newtoniens et non-Newtoniens	12
I.4.1. Fluides Newtoniens	12
I.4.2. Fluides non-Newtoniens	12
I.5. Nanofluides	12
I.5.1. Généralités sur les nanofluides	12
I.5.2. Avantages des nanofluides	12

I.5.3. Inconvénient des nanofluides	13
I.5.4. Nanoparticules	14
I.5.4.1. Types des nanoparticules	14
I.5.5. Fluides porteurs	15
I.5.6. Méthodes de préparation	15
A) - Méthode en une seule étape	15
B) - Méthode en deux étapes	16
I.5.7. Description du modèle de nanofluide	16
I.5.7.1. Modèle monophasique	16
I.5.8. Application des nanofluides	16
I.6. Magnétohydrodynamique	17
I.6.1. Loi de force de Lorentz	18
I.6.2. Applications de la MHD	18
I.6.3. Couplage convection- champ magnétique dans les nanofluides	19
I.7. Génération d'entropie	20
I.7.1. Généralités sur la génération d'entropie	20
I.7.2. Génération d'entropie dans les nanofluides	20
I.8. Revue bibliographique	20
I.9. Conclusion	38
Références bibliographiques	39

Chapitre II : Modèle physique

Introduction	46
II.1. Caractéristiques thermo-physique des nanofluides	46
II.1.1. Fraction volumique	46
II.1.2. Conductivité thermique	47
II.1.3. Viscosité dynamique	47
II.1.4. Masse volumique	48
II.1.5. Chaleur spécifique	48
II.1.6. Coefficient de dilatation thermique	48

II.1.7. Conductivité électrique	48
II.2. Description du problème étudié	49
II.2.1. Hypothèses simplificatrices	50
II.2.2. Équations de conservation de base	50
II.2.2.1. Modélisation de la convection pure et de la convection avec MHD	50
II.2.2.2. Cas turbulent	53
II.3. Nombres adimensionnels	54
II.4. Pertes de charge	56
II.5. Configurations étudiées	56
II.5.1. Première application	56
II.5.2. Deuxième application	58
II.5.3. Troisième application	59
II.5.4. Quatrième application	60
II.6. Les conditions aux limites	61
II.6.1. Première application	61
II.6.2. Deuxième application	62
II.6.3. Troisième application	62
II.6.4. Quatrième application	63
Références bibliographiques	64

Chapitre III : Modèle Numérique

Introduction	66
III.1. Méthode de résolution	66
III.2. Méthodes numériques de discrétisation	67
III.2.1. Méthode des différences finis (MDF)	67
III.2.2. Méthode des éléments finis (MEF)	67
III.2.3. Méthode des volumes finis (MVF)	68
III.3. Procédure numérique de la méthode des volumes finis	68
III.3.1. Maillage	68
III.3.2. Équations générales de transport	69

III.3.3. Discrétisation	70
III.4. Résolution des équations discrétisées	72
III.4.1. Schémas numériques	72
III.4.2. Algorithmes de résolution	72
III.4.2.1. Algorithme SIMPLE	73
III.4.2.2. Algorithme SIMPLEC	73
III.4.2.3. Algorithme PISO	73
III.4.2.4. Algorithme SIMPLER	73
III.5. Sous relaxation	74
III.6. Critère de convergence	74
III.7. Dynamique des fluides numérique (CFD)	75
III.7.1. Avantages	75
III.8. Logiciel Ansys-workbench	75
III.8.1. Présentation du logiciel de calcul Ansys -Fluent	76
III.8.2. Modèle magnétohydrodynamique	77
Références bibliographiques	78

Chapitre IV : Résultats et discussion

Introduction	79
Première Application I	80
Partie A	80

Etude de la convection naturelle dans une cavité de forme proche d'un H et de facteur de forme variable

I.1. Test d'indépendance de maillage	80
I.2. Résultats et discussion	81
I.2.1. Profils de température et de vitesse	87
I.2.2. Nombre de Nusselt moyen	90
Partie B	92

Etude de la convection naturelle dans une cavité fermée de forme particulière

I.1. Test d'indépendance de maillage	92
I.2. Champ thermique	92
I.2.1. Profils de température	94
I.3. Champ dynamique	95
I.3.1. Champ de vitesse	95
I.3.2. Profils de vitesse	97
I.3.3. Lignes de courant	98
I.4. Nombre de Nusselt	100
Partie C	102
Modélisation de la convection naturelle dans une enceinte avec une paroi de forme particulière	
I.1. Etude du maillage	102
I.2. Champ dynamique	103
I.2.1. Lignes de courant	104
I.3. Champ thermique	105
I.4. Variation du nombre de Nusselt	105
Deuxième application II	107
Etude de la convection mixte dans une cavité ventilée	
II.1. Etude du maillage	107
II.2. Champ dynamique	107
II.2.1. Lignes de courant	107
II.2.2. Variation de la vitesse suivant la direction horizontale	109
II.3. Champ thermique	110
II.3.1. Variation de température	110
II.4. Variation du nombre de Nusselt	113
Troisième application III	115
Etude de la convection naturelle associée à la MHD dans une cavité creuse d'une autre forme particulière	

III.1. Etude de l'indépendance du maillage	115
III.2. Génération d'entropie	122
III.3. Variation du nombre de Nusselt	123
Quatrième application IV	126
Etude de la convection mixte dans un canal	
IV.1. Effet du maillage	126
IV.2. Résultats et discussion	127
IV.2.1. Etude thermique	127
IV.2.2. Etude dynamique	129
IV.2.2.1. Lignes des courants	131
IV.2.3. Effet du nombre de Richardson modifié et de Reynolds	134
IV.2.4. Variation du nombre de Nusselt	134
IV.2.5. Variation des pertes de pression	137
IV.2.6. Utilisation du nanofluide Fe ₃ O ₄ -eau	137
Références bibliographiques	141
Conclusion générale	142
Perspectives	145
Résumé	

Liste des tableaux

Chapitre II

Tableau II.1. Modèles utilisés pour le calcul de la conductivité thermique.	47
Tableau II.2. Modèles utilisés pour la détermination de la viscosité dynamique.	47
Tableau II.3. Propriétés thermiques de quelques matériaux courants [13].	49

Chapitre IV

Tableau IV.1. Propriétés thermo-physiques du fluide de base et les nanoparticules utilisées.	79
---	----

Première Application

Tableau I.1. Corrélations proposées pour le nombre de Nusselt pour différents rapport	
--	--

d'aspect AR de la cavité. 91

Troisième application

Tableau II.1. Corrélations proposées pour le nombre de Nusselt. 125

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1. Combinaison des trois modes de transfert de chaleur [1].	7
Figure I.2. Les types du transfert de chaleur par convection [2].	9
Figure I.3. Problème de sédimentation des nanoparticules [17].	13
Figure I.4. Les types des nanoparticules [1].	14
Figure I.5. Courant induit dans un fluide conducteur en mouvement en présence d'un champ magnétique [6].	18
Figure I.6. Schéma de la cavité en forme de L, [38].	23
Figure I.7. Schéma de la cavité en forme de U, [40].	24
Figure I.8. Configuration du problème étudié, [44].	25
Figure I.9. Géométrie étudiée, [47].	26
Figure I.10. Géométrie du problème, [49].	26
Figure I.11. Configuration étudiée, [51].	27
Figure I.12. Cavité étudiée, [52].	28
Figure I.13. Canal étudié, [53].	28
Figure I.14. Géométrie étudiée, [56].	29
Figure I.15. Représentation schématique du problème considéré, [57].	30
Figure I.16. Modèle physique et conditions aux limites, [58].	30
Figure I.17. Configuration étudiée, [59].	31
Figure I.18. Géométrie étudiée et modèle physique, [61].	32
Figure I.19. Géométrie étudiée, [63].	33
Figure I.20. Géométrie d'une cavité ondulée inclinée, [64].	33
Figure I.21. Canal étudié, [65].	34
Figure I.22. Configuration géométrique utilisée dans la simulation numérique, [66].	34
Figure I.23. Canal étudié et conditions aux limites, [67].	35
Figure I.24. Géométrie du tube circulaire horizontal, [68].	35
Figure I.25. Représentation schématique de l'anneau, [70].	36
Figure I.26. Micro-canal à section semi-circulaire, [71].	36

Figure I.27. Schéma du microcanal avec injection à flux transversal incliné, [72].	37
Figure I.28. Micro-canal incliné, [73].	37

Chapitre II

Figure II.1. Géométrie étudiée avec les conditions aux limites imposées.	57
Figure II.2. Géométrie étudiée avec les conditions aux limites imposées.	57
Figure II.3. Représentation schématique du problème considéré.	58
Figure II.4. Première cavité ventilée.	58
Figure II.5. Deuxième cavité ventilée.	58
Figure II.6. Géométrie de la cavité carrée et creuse.	60
Figure II.7. Configuration étudiée et conditions aux limites imposées a) Cas tridimensionnel, b) Cas bidimensionnel.	61

Chapitre III

Figure III. 1. Définition du volume de contrôle pour le cas bidimensionnel.	69
Figure III. 2. Interface du logiciel Ansys workbench.	76
Figure III. 3. Etapes utilisées dans Ansys-Fluent.	76
Figure III. 4. La commande du module complémentaire MHD.	77

Chapitre IV

Première Application I

Partie A

Figure I.1. Maillage utilisé.	80
Figure I.2. Etude de l'independance du maillage.	80
Figure I.3. Lignes de courant pour le rapport d'aspect 0,2 et pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\varphi = 0\%$ et B) $\varphi = 4\%$.	82
Figure I.4. Isothermes pour le rapport d'aspect 0,2 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\varphi = 0\%$ et B) $\varphi = 4\%$.	83
Figure I.5. Lignes de courant pour le rapport d'aspect 0,3 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\varphi = 0\%$ et B) $\varphi = 4\%$.	84
Figure I.6. Isothermes pour le rapport d'aspect 0,3 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\varphi = 0\%$ et B) $\varphi = 4\%$.	84
Figure I.7. Lignes de courant pour le rapport d'aspect 0,4 pour différentes valeurs du	

nombre de Rayleigh. A) $\varphi = 0\%$ et B) $\varphi = 4\%$.	85
Figure I.8. Isothermes pour le rapport d'aspect 0,4 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\varphi = 0\%$ et B) $\varphi = 4\%$.	86
Figure I.9. Lignes de courant et isothermes pour le nombre de Rayleigh $2,3 \cdot 10^5$ et $\varphi = 4\%$.	87
Figure I.10. Profil de température près de la partie inférieure chaude de la cavité pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique et du rapport d'aspect.	88
Figure I.11. Profil de la composante verticale de la vitesse près de la partie inférieure chaude de la cavité pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique et du rapport d'aspect.	89
Figure I.12. Profil du nombre de Nusselt pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique et du rapport d'aspect de la cavité.	90
 <i>Partie B</i>	
Figure I.1. Maillage étudié.	92
Figure I.2. Etude de l'indépendance du maillage.	92
Figure I.3. Isothermes développées par l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différents nombres de Rayleigh (Ra) et fractions volumiques (φ).	94
Figure I.4. Profil vertical de la température pour différents nombres de Rayleigh (Ra) en fonction de la fraction volumique (φ).	94
Figure I.5. Profil horizontal de température pour différents nombres de Rayleigh (Ra) en fonction de la fraction volumique (φ).	95
Figure I.6. Distribution de la vitesse moyenne du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différents nombres de Rayleigh (Ra) et fractions volumiques (φ).	96
Figure I.7. Distribution de la vitesse verticale du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différents nombres de Rayleigh (Ra) et fractions volumiques (φ).	97
Figure I.8. Profil vertical de la vitesse moyenne pour différentes valeurs de Rayleigh (Ra) avec variation de la fraction volumique (φ).	97
Figure I.9. Profil horizontal de la vitesse moyenne pour différents nombres de Rayleigh (Ra) avec variation des fractions volumiques (φ).	98
Figure I.10. Lignes de courant pour différentes valeurs de la fraction volumique (φ)	

et du nombre de Rayleigh (Ra).	100
Figure I.11. Variation du nombre de Nusselt moyen.	101
<i>Partie C</i>	
Figure I.1. Maillage utilisé.	102
Figure I.2. Variation de la vitesse verticale en fonction du maillage choisi pour un nombre de Rayleigh $Ra = 10^7$.	102
Figure I.3. Variation de la composante verticale de la vitesse de l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau pour les deux nombres de Rayleigh et pour les fractions volumiques choisies.	103
Figure I.4. Lignes de courant pour différentes valeurs des fractions volumiques et des nombres de Rayleigh.	104
Figure I.5. Variation de la température pour différentes valeurs de la fraction volumique et pour différents nombres de Rayleigh.	105
Figure I.6. Effet de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Rayleigh.	106
<i>Deuxième application II</i>	
Figure II.1. Maillage utilisé (38000 éléments).	107
Figure II.2. Distribution des lignes de courant pour différents nombres de Richardson et pour différentes fractions volumiques à $Re = 50$ et $Re = 80$.	109
Figure II.3. Variation de la vitesse horizontale pour les nombres de Reynolds et de Richardson choisis et pour les fractions volumiques fixées.	110
Figure II.4. Variation de la température du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, pour différents nombres de Richardson (Ri) et fractions volumiques (φ).	112
Figure II.5. Isothermes du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, pour différents nombres de Richardson (Ri) et fractions volumiques (φ).	113
Figure II.6. Variation du nombre de Nusselt en fonction des trois paramètres (Re, Ri et φ).	114
<i>Troisième application III</i>	
Figure III.1. Effet du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.	115
Figure III.2. Impact du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des	

nanoparticules sur les lignes de courant à $Ha = 0$.	117
Figure III.3. Effet des nombres de Hartmann sur les lignes de courant pour les deux nombres de Rayleigh à $\varphi = 0,05$.	118
Figure III.4. Impact du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules sur les isothermes à $Ha = 0$.	120
Figure III.5. Impact du Hartmann sur les isothermes pour deux nombres de Rayleigh à $\varphi = 0,05$.	121
Figure III.6. Impact du nombre de Hartmann sur la production d'entropie pour $\varphi = 0$ et $\varphi = 0,05$ pour deux valeurs du nombre de Rayleigh.	123
Figure III.7. Production d'entropie pour différents nombres de Hartmann pour $\varphi = 0$ et $\varphi = 0,05$.	123
Figure III.8. Impact des nombres de Hartmann et de la fraction volumique des nanoparticules sur le nombre moyen de Nusselt pour $Ra = 3,072 \cdot 10^5$.	124
 <i>Quatrième application IV</i>	
Figure IV.1. Test de maillage.	126
Figure IV.2. Variation de la température du nanofluide (Al_2O_3 -eau) pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), pour différentes sections droites, pour $Re=500$ et $\varphi = 4\%$.	128
Figure IV.3. Distribution des isothermes développées par l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différents nombres de Reynolds et fractions volumiques φ à différentes positions pour $Ri^*=0.5$.	129
Figure 4. Distribution de la vitesse d'écoulement dans différentes sections transversales du canal ($Re= 500$, $\varphi = 4\%$).	130
Figure IV.5. Distribution de la vitesse d'écoulement dans différentes sections transversales du canal ($Ri^*=0.5$).	131
Figure IV.6. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\varphi = 0\%$, $Re=500$.	132
Figure IV.7. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\varphi = 4\%$, $Re=500$.	132

Figure IV.8. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\varphi = 0\%$, $Re=700$.	133
Figure IV.9. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\varphi = 4\%$, $Re=700$.	133
Figure IV.10. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules d' Al_2O_3 pour $Ri^*=0,1$ et différentes valeurs du nombre de Reynolds.	135
Figure IV.11. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour $Re = 500$ et différentes valeurs du nombre de Richardson modifié.	136
Figure IV.12. Variation des pertes de pression en fonction de la fraction volumique et pour différents nombres de Re .	137
Figure IV.13. Comparaison des températures de sortie entre les deux nanofluides pour $Re=500$.	138
Figure IV.14. Comparaison des pertes de pression entre les deux nanofluides.	139
Figure IV.15. Effet du type de nanofluide sur la variation du nombre de Nusselt en fonction des différentes valeurs des nombres de Re et Ri^* .	140

Nomenclature

Liste des symboles latins

Symbole	Dénomination	Unités
A	Surface	[m ²]
a	Diamètre hydraulique	[m]
AR	Rapport d'aspect de la cavité	
β_0	Champ magnétique	[Tesla]
Cp	Chaleur spécifique à pression constante	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
D	Diamètre de la partie creuse	[m]
h	Coefficient de transfert convectif	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
H	Hauteur de l'enceinte	[m]
g	Accélération gravitationnelle	[m.s ⁻²]
K	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
L, W	Dimensions de la cavité	[m]
P	Pression	[Pa]
Ps	Pression de sortie	[Pa]
Q	Flux de chaleur	[W.m ⁻²]
S_l	Génération d'entropie locale	[W.m ⁻³ .K ⁻¹]
S_{ht}	Génération d'entropie locale due au transfert de chaleur	[W.m ⁻³ .K ⁻¹]
S_v	Génération d'entropie locale due à la dissipation visqueuse	[W.m ⁻³ .K ⁻¹]
S_m	Génération d'entropie locale due à l'effet magnétique	[W.m ⁻³ .K ⁻¹]
T	Température	[K]
t	Temps	[s]
U ₀	Vitesse d'entrée	[m.s ⁻¹]
V	Volume	[m ³]
u, v, w	composantes de la vitesse	[m.s ⁻¹]
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	[m]

Nombres adimensionnels

Ha	Nombre de Hartmann
Gr	Nombre de Grashof
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl

Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Ri	Nombre de Richardson
Ri*	Nombre de Richardson modifié

Symboles grecs

ρ	Masse volumique	[kg.m ⁻³]
α	Diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]
β	Coefficient de la dilatation thermique	[K ⁻¹]
σ	Conductivité électrique	[Ω^{-1} .m ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique	[m.s ⁻²]
ε	Emissivité thermique	
φ	Fraction volumique	[%]
ψ	Fonction de courant	[m ² .s ⁻¹]
δ_{ij}	Delta Kronecker	

Indices

f	Fluide
s	Nanoparticules (solide)
nf	Nanofluide
c, f	Chaud et froid
max	Maximum
0	Valeur de référence


Liste des Abréviations

Al ₂ O ₃	Oxyde d'aluminium
Fe ₃ O ₄	Oxyde de fer
MHD	Magnétohydrodynamique

Introduction

générale

Introduction générale

 es dernières années, des efforts énormes ont été fournis pour améliorer les performances thermiques des systèmes énergétiques afin de les rendre plus efficaces et de les exploiter au maximum. Ces derniers ont poussé les chercheurs à réfléchir à la recherche des techniques modernes permettant d'élever le taux de transfert de chaleur dans les différentes applications domestiques, industrielles, et dans d'autres domaines de l'ingénierie, tout en essayant de réduire la pollution de l'environnement par réduction de l'émission de gaz à effet de serre.

À la fin des années 1990 et au cours de la première décennie du XXI^e siècle, de nombreux projets de recherche ont indiqué que l'ajout de très petites quantités des nanoparticules solides dans des fluides de base traditionnels couramment utilisés, tels que l'eau, l'huile et l'éthylène-glycol, etc...., augmente considérablement la conductivité thermique effective de ces mélanges. Ce paramètre influe considérablement sur le transfert thermique et sur l'efficacité énergétique des divers systèmes industriels.

Les nanosciences ou les nanotechnologies est un domaine interdisciplinaire de la science et de l'ingénierie qui se concentre sur les technologies et les méthodes capables de manipuler et de contrôler des matériaux de taille nanométrique. L'objectif de ces sciences est de créer des nouvelles propriétés thermiques, magnétiques et mécaniques.

En 1995, Stephen Choi est le premier scientifique qui a utilisé le terme nanofluide pour un mélange nanoparticule-fluide, qui présente des avantages notables dans les propriétés thermiques par rapport à celles du fluide de base. Le nanofluide obtenu est considéré comme une nouvelle catégorie des fluides caloporteurs basée sur la nanotechnologie. Les nanofluides sont des suspensions des nanoparticules solides (d'une taille très petite) à haute conductivité thermique dans les fluides de base conventionnels.

Aujourd'hui, la technologie des nanofluides a pris une grande importance grâce à la facilité de la fabrication des particules de taille nanométrique et elle a été largement développée dans les différentes installations industrielles, telles que les systèmes de stockage d'énergie, les réacteurs nucléaires, le refroidissement des composants électroniques, l'industrie automobile, le domaine médical....etc.

D'autres chercheurs ont donné une importance considérable au couplage du champ magnétique au transfert de chaleur ce qui est connu sous le nom de la magnétohydrodynamique (MHD), afin de voir l'effet du champ magnétique sur le comportement hydro-thermique des nanofluides. L'objectif principal de l'application d'un champ magnétique à un écoulement de nanofluides est de contrôler le transfert thermique et la structure de l'écoulement. Cependant, pour éviter effectivement les taux des transferts excessifs et optimiser correctement les systèmes thermiques, il faut non seulement maximiser le transfert de chaleur, mais aussi minimiser l'augmentation de la génération d'entropie. Au sein d'un système thermique, la génération d'entropie est due au transfert de chaleur et au frottement des fluides ce qui entraîne une perte de l'énergie.

Le mode du transfert de chaleur par convection est un procédé dominant dans l'étude de nombreuses applications industrielles de chauffage et de refroidissement. On sait que la conductivité thermique du fluide affecte directement le coefficient de transfert de chaleur par convection et plusieurs travaux de recherche ont montré que ce mode de transfert avec utilisation des nanofluides joue un rôle principal dans l'augmentation du rendement thermique de ces installations.

La majorité des systèmes thermiques sont limités dans la transmission de chaleur, donc l'utilisation de certains fluides permettant de transmettre la chaleur de manière plus efficace et plus économique est nécessaire. La recherche d'une méthode d'amélioration du transfert de chaleur avec utilisation des nanofluides est devenue très indispensable. Dans cette optique, nous avons mené des études du transfert thermique associé ou non à un champ magnétique afin de comprendre le comportement dynamique et thermique de l'écoulement du nanofluide dans diverses configurations. Ce genre d'études contribue dans l'amélioration des performances des différents systèmes énergétiques.

Objectifs de notre étude

L'objectif principal de cette étude est d'analyser le transfert de chaleur résultant de l'écoulement du nanofluide dans différentes géométries permettant par la suite d'arriver à avoir des systèmes plus efficaces. Pour cela, on peut par exemple étudier l'emplacement des composants électroniques dans des cavités de différentes formes, améliorer l'efficacité des échangeurs de chaleur et des capteurs solaires.

Les principales configurations étudiées sont :

La première configuration

L'objectif de cette étude est :

- Développer une étude qui donne plus d'informations sur l'écoulement en convection naturelle du nanofluide dans une cavité légèrement différente de la forme H.
- Étudier numériquement les régimes d'écoulement laminaire et turbulent des nanofluides dans des cavités creuses.
- Déterminer les effets du nombre de Rayleigh, du facteur de forme de la cavité et de la fraction volumique du nanofluide Al_2O_3 -eau sur la dynamique et la thermique de l'écoulement.

La deuxième configuration

L'objectif principal de cette étude est :

- Réaliser une simulation numérique de la convection mixte dans des cavités ventilées où le fluide utilisé est un nanofluide.
- Voir l'influence des nanofluides sur le taux du transfert de chaleur.

La troisième configuration

Le but de cette étude est :

- La géométrie étudiée est une enceinte carrée creuse ayant une forme particulière.
- Analyse de la génération d'entropie en convection naturelle associée à la MHD en présence du nanofluide.
- Étudier les effets de l'intensité du champ magnétique sur le comportement thermique et dynamique de l'écoulement.
- Examiner numériquement l'impact des différents paramètres tels que le nombre de Rayleigh, le nombre de Hartmann et la fraction volumique des nanoparticules sur les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur.

La quatrième configuration

Le but de cette étude est :

- Étudier numériquement la convection mixte laminaire des nanofluides dans un canal de section carrée.
- Voir l'effet des nombres de Reynolds, et de Richardson sur la structure d'écoulement.

➤ Déterminer numériquement les effets de la fraction volumique des nanoparticules et des types de nanofluides sur les champs thermique et dynamique de l'écoulement du nanofluide considéré.

Méthodologie

Notre travail est divisé en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, nous avons présenté des notions de base sur le transfert thermique, les propriétés physiques des nanofluides, leur préparation et leurs avantages et inconvénients. Ensuite, des généralités sur la magnétohydrodynamique avec leur application sont également expliqués brièvement.

Dans ce chapitre, une revue bibliographique sur les études expérimentales et numériques permettant l'amélioration du transfert de chaleur avec et sans la magnétohydrodynamique en présence des nanofluides est aussi développée.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté le modèle physique utilisé dans notre étude. Pour cela, nous avons présenté les différents modèles utilisés dans la description des propriétés thermophysiques des nanofluides considérés. Les équations gouvernantes qui régissent le phénomène physique à étudier, ainsi que les hypothèses simplificatrices sont données.

En dernier, nous avons complété ce chapitre par une description détaillée des différentes configurations étudiées.

Dans le troisième chapitre, on a développé la procédure numérique utilisée dans cette étude. Cette procédure comprend les méthodes numériques de discrétisation, le maillage, l'algorithme de couplage pression- vitesse, la sous-relaxation et les critères de convergence.

Pour résoudre les différentes équations de conservation, on fait appel au le logiciel de calcul Ansys-Fluent basé sur la méthode des volumes finis.

Les résultats numériques obtenus pour les différentes configurations étudiées sont exposés dans le dernier chapitre. Les différents résultats sont donnés sous forme des isothermes, des lignes de courants, et des profils de vitesse et de température, et aussi des corrélations pour le nombre de Nusselt ont été proposés pour certaines configurations.

De plus, nous avons étudié les effets des différents paramètres tels que la fraction volumique des nanoparticules, les nombres adimensionnels (Reynolds, Rayleigh, Hartmann, facteur de forme,) sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur.

Enfin, nous avons terminé cette étude par une conclusion, où on a présenté un résumé des principaux résultats obtenus.

À travers l'étude réalisée, on a eu une idée claire sur l'écoulement d'un nanofluide dans certaines géométries.

hapitre I

echerche

bibliographique

Chapitre I : Recherche bibliographique

Introduction

Le progrès de la discipline d'engineering donne un intérêt particulier au développement rapide des techniques d'amélioration du transfert de chaleur. L'amélioration du taux de transfert de chaleur par augmentation de la conductivité thermique des fluides est un défi important pour de nombreux chercheurs, qui cherchent réduire les pertes d'énergie et la chute de la pression.

La nanotechnologie moderne permet de produire une nouvelle classe de fluide caloporteur, il s'agit des nanofluides, conçu spécialement pour offrir des améliorations considérables aux propriétés thermo-physiques des fluides classiques par ajout des nanomatériaux dans les fluides de base conventionnel. Pour réaliser ces améliorations, il est nécessaire de savoir comment les nanoparticules affectent le transport d'énergie dans les différents fluides.

Dans ce chapitre nous allons présenter des notions de base sur le transfert thermique, des généralités sur les nanofluides en présentant leurs avantages et inconvénients, leur méthode de préparations et leurs applications.

De même, une revue bibliographique sur les différents travaux réalisés dans le domaine de la convection naturelle dans différentes cavités avec et sans la magnétohydrodynamique est présentée. Cette recherche est complétée aussi par un exposé de quelques travaux de recherche sur les écoulements des nanofluides dans les canaux.

I.1. Transfert de chaleur

Le phénomène de transfert de chaleur est une forme d'énergie qui peut être transmise d'un système à un autre spontanément en raison d'une différence de températures d'une région chaude vers une autre froide. Le rôle du transfert thermique est de compléter le processus de la thermodynamique qui prend en compte l'équilibre thermique des systèmes. La chaleur est transférée essentiellement par trois mécanismes différents selon le milieu existant : conduction, convection et rayonnement.

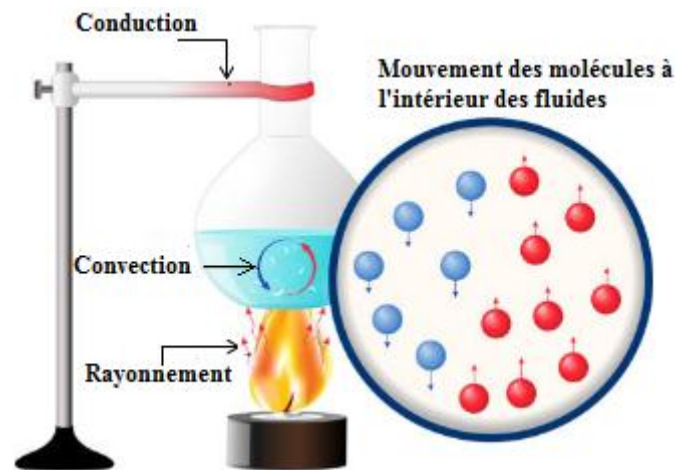


Figure I.1. Combinaison des trois modes de transfert de chaleur [1].

I.1.1. Conduction

C'est le transport thermique microscopique qui permet de déplacer l'énergie entre deux corps en contact physique sans déplacement appréciable de matière. Le transfert de chaleur se fait par le mouvement et la propagation de proche en proche de l'agitation thermique des molécules à l'intérieur du solide. Le flux thermique qui est transféré par conduction est décrit par la loi de Fourier (1807) [2].

$$\varphi_{Cond} = -KA \frac{dT}{dn} \quad (1)$$

φ_{Cond} : Le flux de chaleur par conduction en Watt (W).

K : Coefficient de conductivité thermique du matériau considéré, elle est généralement déterminée expérimentalement et elle s'exprime en W/m. K. Elle dépend de la température.

A : La section d'échange (m^2).

$\frac{dT}{dn}$: Le gradient de températures entre deux surfaces, lorsqu'on se déplace dans la direction de la propagation de la chaleur (K/m).

I.1.2. Rayonnement

Ce mécanisme de transfert est dû au transport de chaleur à travers l'émission des ondes électromagnétiques d'une région à haute énergie vers une autre à basse énergie dans un vide parfait. Le transfert thermique par rayonnement ne nécessite pas de milieu matériel.

Le taux net de transfert de chaleur par rayonnement à partir de la surface est donné par la loi de Stephan-Boltzman [2].

$$\varphi_{Rayo} = \sigma \varepsilon (T_s^4 - T_a^4) \quad (2)$$

φ_{Rayo} : Le flux de chaleur par rayonnement (W),

σ : La constante de Stefan-Boltzman, $5.67 \cdot 10^{-8}$ (W/m² · K⁴),

T_s : Température absolue du corps (K),

T_a : Température absolue du milieu ambiant (K),

ε : Emissivité thermique, elle est située dans l'intervalle $0 \leq \varepsilon \leq 1$, pour le corps noir $\varepsilon = 1$.

I.1.3. Convection

C'est l'échange de chaleur accompagné du transport macroscopique de la matière à partir du mouvement des particules en vrac dans un milieu fluide tels que les liquides ou les gaz, ou un fluide circule autour d'un solide. La convection et la conduction sont similaires en ce que les deux mécanismes nécessitent la présence d'un milieu matériel [3].

Ce mode de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\varphi_{Conv} = hA(T_s - T_f) \quad (3)$$

φ_{Conv} : Flux de chaleur (W)

h = Coefficient de convection en (W/m² K),

A = Surface d'échange (m²)

T_s = Température de surface en (K)

T_f = Température du fluide en (K)

Le coefficient d'échange convectif (h) dépend des paramètres suivants [4] :

- ❖ La nature du fluide,
- ❖ La vitesse et la température d'écoulement,

❖ La surface de la géométrie.

On distingue trois types de convection selon le mode d'écoulement du fluide : la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte.

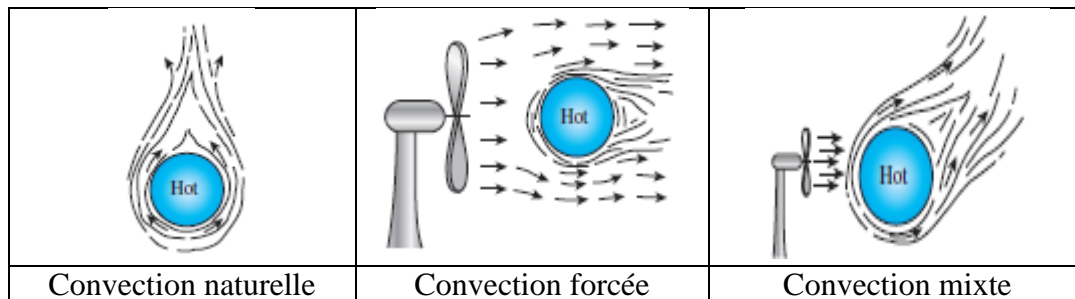


Figure I.2. Types du transfert de chaleur par convection [2].

I.1.3.1. Convection naturelle

La convection naturelle, appelée aussi convection libre : Ce type de transfert est dû au mouvement du fluide qui est généré uniquement par des différences de densités (force d'Archimède) qui sont dues aux gradients de température. La convection naturelle ne peut se produire qu'en présence d'un champ gravitationnel ou d'une autre accélération appropriée, et elle n'a pas besoin d'une source externe [5].

La variation de la vitesse donne un transport de la chaleur et par conséquent une variation de la masse volumique qui est le moteur du mouvement du fluide.

I.1.3.2. Convection forcée

Le mouvement du fluide est provoqué par un forçage externe indépendant des différences des températures, telle qu'une pompe ou un ventilateur. Ce type de transfert est plus rapide que dans le cas de la convection libre. On évalue aussi le flux de chaleur échangé par la même loi utilisée avant [5].

Deux paramètres influent sur le transfert convectif : la surface d'échange et le coefficient convectif, qui est difficile à calculer. Il dépend de la vitesse du fluide, de la masse volumique du fluide, de la chaleur spécifique, de la viscosité dynamique,

I.1.3.3. Convection mixte

La convection forcée néglige les effets de la gravité, mais la convection naturelle dépend de ces effets. En fait, il existe plusieurs situations intermédiaires où on trouve les deux mécanismes de

convection en même temps, donc c'est le cas de la convection mixte. La convection mixte se présente dans le cas des faibles vitesses causées par l'action extérieure. L'importance relative de la convection mixte peut être vérifiée en utilisant le paramètre de contrôle qui est le nombre de Richardson [2] :

Si $Ri < 0.1$, la convection est forcée.

Si $Ri > 10$, la convection est naturelle.

Si $0.1 < Ri < 10$, la convection est mixte.

I.2. Méthodes d'améliorations du transfert de chaleur

Pour qu'un système thermique soit efficace et performant, il est nécessaire d'améliorer le transfert de chaleur. Il existe un certain nombre de techniques disponibles qui permettent d'améliorer ce phénomène physique, que l'on peut classer en deux grandes catégories [6].

A) - Méthodes actives

Dans ces méthodes, une puissance externe est nécessaire pour améliorer le transfert de chaleur. L'agitation mécanique à l'aide des mécanismes rotatifs, les vibrations de surface, la vibration du fluide à une fréquence donnée et l'impact du jet sont quelques exemples de méthodes actives qui permettent d'améliorer le transfert de chaleur. Cette méthode implique une puissance externe, ce qui représente un coût supplémentaire qui doit être pris en compte lors de la conception du système considéré [6].

B) - Méthodes passives

Dans ces méthodes, des mesures particulières sont prises dans la zone du transfert de chaleur afin de l'améliorer. La rugosité de la surface, les surfaces étendues, et le tube hélicoïdal....etc, sont quelques exemples des méthodes passives du transfert de chaleur. Les nanofluides peuvent être considérés comme une nouvelle technologie avancée des méthodes passives, dans laquelle les propriétés thermo-physiques améliorées des fluides par l'ajout de nanoparticules aident à augmenter le transfert de chaleur [6].

I.3. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur

Plusieurs techniques ont été utilisées pour améliorer le taux de transfert de chaleur dans les diverses applications. Les méthodes classiques consistent à augmenter la surface d'échange, le coefficient convectif, de choisir le fluide caloporteur, ...ext. Durant les dernières années des

nouvelles techniques ont été développées pour relever le défi d'améliorer plus l'efficacité thermique de certains systèmes énergétiques afin de réduire la surface d'échange, le poids, les coûts des matériaux,.....etc. Parmi celles-ci on trouve :

I.3.1. Micro échangeurs de chaleur : Les échangeurs de chaleur à l'échelle microscopique possèdent de nombreux attributs, notamment une efficacité thermique élevée, un rapport surface/volume élevé, une petite taille, un faible poids, un faible stock de fluide par rapport aux systèmes conventionnels [7].

I.3.2. Refroidissement par micro-canaux : Il représente une percée technique dans la technologie du transfert de chaleur à partir de la fabrication actuelle où on peut arriver à des dimensions caractéristiques inférieures à 100 μ m. Ils sont extrêmement compacts et légers par rapport aux systèmes conventionnels, un avantage attrayant qui susciterait l'intérêt de nombreux chercheurs.

La réduction de la taille et du poids des systèmes de refroidissement basée sur la technologie des micro-canaux est également cruciale dans l'industrie militaro-avionique [7]. Malheureusement, les conceptions actuelles des systèmes de gestion thermique ont déjà adopté la technologie à surface étendue. Par conséquent, avec la miniaturisation continue et l'augmentation de la dissipation de chaleur dans les nouvelles générations de produits, le problème du refroidissement va s'intensifier dans de nombreuses industries : de l'électronique et de la photonique au transport, à l'approvisionnement en énergie et au médical. Les nanofluides sont développés en réponse à ces besoins par utilisation des fluides caloporteurs plus efficaces dans de nombreuses industries [7].

I.3.3. Suspensions solide-liquide traditionnelles : La technique ancienne utilisée pour augmenter le taux de transfert consiste à disperser des particules de taille millimétrique ou micrométrique et généralement nanométrique dans les fluides. Le problème majeur des suspensions est la décantation rapide de ces particules. Si le fluide est maintenu en circulation il faut empêcher la sédimentation des particules, car ces particules de taille millimétrique ou micrométrique usent les tuyaux, les pompes et les roulements. Les suspensions des particules de grandes tailles ne sont pas pratiques car elles nécessitent l'ajout d'un grand nombre de particules, ce qui entraîne une chute de pression et une puissance de pompage beaucoup plus importante [7].

I.4. Fluides Newtoniens et non-Newtoniens

I.4.1. Fluides Newtoniens

Le fluide newtonien fournit le modèle le plus simple du comportement du fluide. La définition d'un fluide newtonien est assez restrictive : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, ce qui implique que la viscosité est indépendante du temps et les contraintes s'annulent immédiatement lorsque l'écoulement s'arrête [8].

I.4.2. Fluides non-Newtoniens

Un fluide non newtonien est un fluide qui se déforme à une vitesse qui n'est pas linéairement proportionnelle à la contrainte qui provoque la déformation. Selon la manière dont la viscosité varie avec la vitesse de déformation, les fluides non newtoniens peuvent être indiqués comme fluidifiés par cisaillement [9].

I.5. Nanofluides

I.5.1. Généralités sur les nanofluides

De plus en plus, la demande d'énergie augmente dans le monde entier en raison des progrès rapides de la technologie dans tous les domaines industriel et commercial. Les technologies modernes ont pris de l'ampleur avec l'émergence des nanofluides en tant que nouveaux fluides utilisés dans le transfert de chaleur. Cette révolution est directement liée aux tendances à la miniaturisation et aux nanotechnologies. Le premier qui a proposé le terme nanofluide est Choi en 1995 [10] au laboratoire national d'Argonne, aux États-Unis. Après Choi, les chercheurs commencent à expérimenter sur des nanoparticules plutôt que sur des particules de taille du micromètre. Les nanofluides posent moins de difficultés que les particules de taille micrométrique. La principale raison de l'amélioration du transfert thermique des nanofluides est due à leur conductivité thermique qui est accrue par rapport à celle du fluide de base [6].

Le nanofluide est le résultant d'une nouvelle technologie de suspension colloïdale de particules solides à haute conductivité thermique et de taille nanométrique (< 100 nm) dans les fluides de base classiques.

I. 5.2. Avantages des nanofluides

Les avantages des nanofluides sont [6] :

- ❖ La conductivité thermique effective du fluide de base est considérablement améliorée,

- ❖ Un rapport surface/volume plus élevé des particules de taille nanométrique, contribue à améliorer le transfert de chaleur,
- ❖ L'aggrégation des particules et le colmatage de la boucle d'écoulement par les nanoparticules sont réduits,
- ❖ L'augmentation des mouvements des nanoparticules entraîne un transfert de chaleur élevé,
- ❖ Hautement applicable aux systèmes existants sans grandes modifications,
- ❖ Les propriétés thermo-physiques peuvent être ajustées en fonction des besoins des applications.

I. 5.3. Inconvénient des nanofluides

Les inconvénients des nanofluides sont [11] :

- ❖ Coût de fabrication élevé,
- ❖ Sédimentation, érosion,
- ❖ Difficultés dans le processus de production,
- ❖ Stabilité des nanoparticules,
- ❖ Bouchons dans les écoulements (dans certaines situations),
- ❖ Viscosité élevée et chaleur spécifique basse.

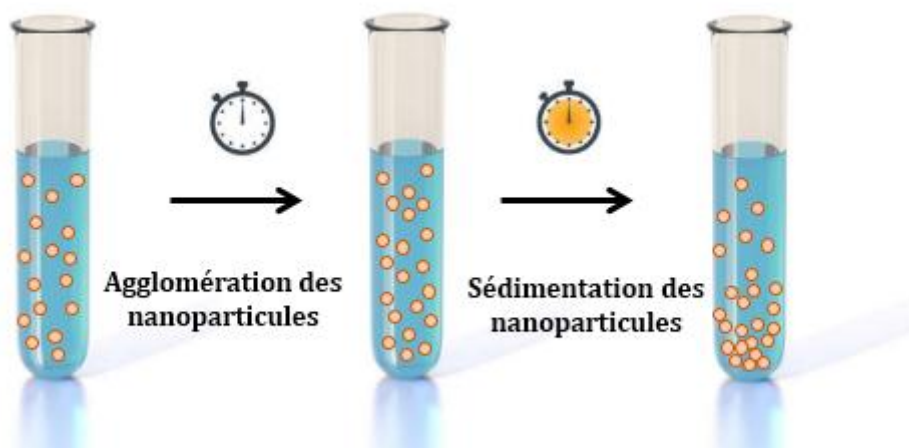


Figure I.3. Problème de sédimentation des nanoparticules [17].

I. 5.4. Nanoparticules

Les nanoparticules ou les nanomatériaux sont des éléments de taille nanométrique comprise entre 1 et 100 nm, elles sont plus grandes que les atomes et plus petites que les cellules. Les nanoparticules qui sont appelées aussi les particules ultrafines peuvent avoir plusieurs formes telles que, les sphères, les cubes, les cylindres et les tubes.

Il existe plusieurs techniques pour mesurer la forme et la taille des nanoparticules, comme la microscopie électronique à balayage (MEB), la microscopie électronique à transmission (MET), la diffusion dynamique de la lumière (DLS), la diffraction des rayons X, le potentiel zêta, etc [6].

I. 5.4.1. Types des nanoparticules

Les types des nanoparticules utilisées dans les nanofluides peuvent être classés selon leurs formes, leur taille et leur structure, on trouve [12] :

- ✓ Les métaux : comprennent l'or, l'argent et le cuivre ;
- ✓ Les oxydes : incluent l'oxyde d'aluminium Al_2O_3 , l'oxyde de fer Fe_2O_3 , l'oxyde de titane TiO_2 , l'oxyde de silicium SiO_2 , etc,
- ✓ Le carbone : comme le diamant (C), le graphite et les nanotubes de carbone qui donnent une plus grande amélioration de la conductivité.

Le choix de ces nanoparticules est basé sur le prix, la conductivité thermique, la disponibilité, la tendance des particules à les maintenir dans le fluide de base [12].

Il existe d'autres types des nanoparticules telles que les nanocéramiques qui sont utilisés dans la technologie médicale pour la réparation des os, les semi-conducteurs et les polymères.

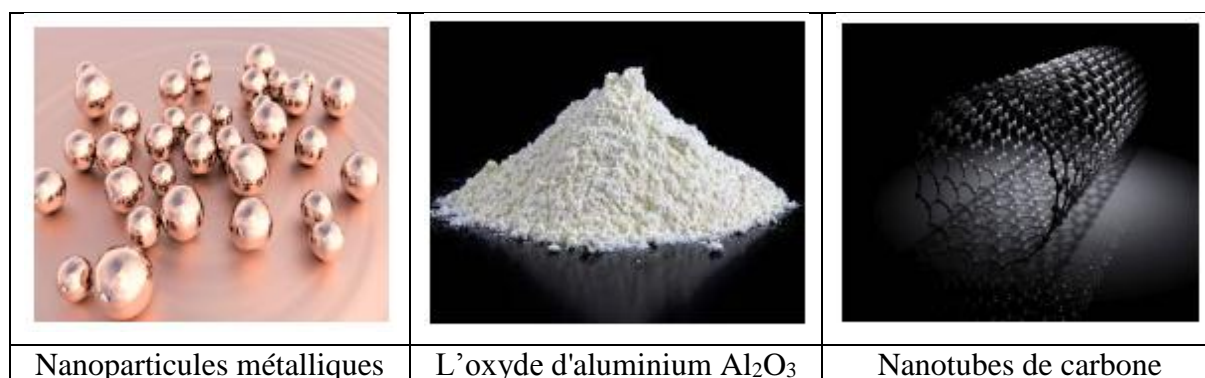


Figure I.4. Types des nanoparticules [1].

I. 5.5. Fluides porteurs

Le choix des fluides de base est essentiel pour un nanofluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension et d'éviter tout phénomène d'agréations, la sélection d'un tel fluide se fera en fonction de la nature de la nanoparticule [13].

Les fluides de base les plus utilisés dans les nanofluides sont :

- L'eau,
- L'huile,
- L'éthylène- glycol,
- Le bio-fluide.

Généralement, on utilise l'eau, l'huile et l'éthylène- glycol.

I. 5.6. Méthodes de préparation

Pour un nanofluide uniformément dispersé et stable et qu'on peut utiliser dans différents domaines d'applications, deux techniques différentes ont été appliquées pour produire des nanofluides. L'une est une méthode en une seule étape et l'autre en deux étapes.

A) - Méthode en une seule étape

La méthode en une étape est principalement utilisée pour disperser les nanoparticules métalliques directement dans le fluide de base afin de minimiser les possibilités d'agglomération des particules. En utilisant le dépôt physique en phase vapeur (PVD) ou la méthode liquide-chimique pour préparer les nanofluides. La méthode en une étape est subdivisée en méthode physique et chimique en une étape. La méthode physique en une étape implique la vaporisation de la pièce métallique en vrac et la condensation de la vapeur dans le fluide de base directement, tandis que dans la méthode chimique en une étape, le composé chimique des nanoparticules métalliques souhaitées réagit avec divers tensioactifs ou autres produits chimiques, et le nanofluide est obtenu comme produit des réactions chimiques [6].

Dans cette méthode, certains processus sont évités comme le séchage, le stockage, le transport et la dispersion des nanoparticules dans le fluide de base, aussi les principaux inconvénients de la méthode en une seule étape sont que les réactifs résiduels restent dans les nanofluides et que le coût est élevé [14].

B) - Méthode en deux étapes

La méthode en deux étapes est la plus utilisée pour préparer les nanofluides. Les nanomatériaux sont d'abord produits sous forme de poudres sèches par des méthodes chimiques ou physiques, puis dispersés dans un fluide. La deuxième étape de traitement se fait à l'aide d'une agitation par une force magnétique, d'une agitation par ultrasons, d'un mélange à haut cisaillement, d'une homogénéisation et d'un broyage à billes. La méthode en deux étapes est la plus économique pour produire des nanofluides à grande échelle. Le principal inconvénient de la méthode en deux étapes est que la formation d'agglomérats est facile en raison de l'énergie de surface élevée des nanoparticules [15].

I.5.7. Description du modèle de nanofluide

Dans la littérature, le transfert de chaleur convectif avec les nanofluides peut être modélisé en utilisant principalement l'approche biphasique ou l'approche monophasique. Dans l'approche biphasique, la vitesse entre le fluide et les particules peut ne pas être nulle en raison de plusieurs facteurs tels que la gravité, le frottement entre le fluide et les particules solides,.... Dans la seconde approche, les nanoparticules peuvent être facilement fluidisées ; on peut donc supposer que le glissement de mouvement entre les phases, s'il existe, est considéré négligeable. Cette dernière approche est plus simple et plus efficace sur le plan du calcul numérique [16].

I.5.7.1. Modèle monophasique

Bien que les nanofluides sont des mélanges solide-liquide, l'approche utilisée dans la plupart des études de convection traite le nanofluide comme un fluide monophasique (homogène) en raison de la petite taille extrême et de la faible concentration des nanoparticules en suspension. Les particules sont supposées se déplacer à la même vitesse que le fluide de base. De plus, en considérant l'équilibre thermique local, le mélange des particules solides-liquide peut alors être considéré approximativement comme un fluide monophasique conventionnel avec des propriétés qui doivent être évaluées comme des fonctions de celles des constituants [16].

I.5.8. Applications des nanofluides

Les nanofluides sont utilisés dans plusieurs domaines d'applications comme [13] :

- ❖ Les échangeurs de chaleur, le chauffage solaire de l'eau. La technique actuelle de l'amélioration permet d'augmenter la vitesse de l'échange qui permet de changer la nature du fluide en ajoutant des nanoparticules,
- ❖ Le refroidissement des composants électroniques, les nanofluides peuvent être utilisés comme un fluide de refroidissement (par exemple pour refroidir le CPU d'un ordinateur),
- ❖ Les applications médicales,
- ❖ Refroidissement des systèmes nucléaires,
- ❖ Refroidissement des systèmes spatiaux.

I.6. Magnétohydrodynamique

La magnétohydrodynamique (MHD) (dynamique des magnétofluides ou hydromagnétique) est l'étude de la dynamique des fluides conducteurs. Le physicien Hannes Alfen est le premier qui a employé le terme MHD en 1942. Le mot magnétohydrodynamique est dérivé de la magnéto qui signifie champ magnétique, hydro qui signifie liquide, et dynamique qui signifie mouvement. Le concept fondamental de la MHD est que les champs magnétiques peuvent induire des courants dans un fluide conducteur en mouvement, ce qui crée des forces sur le fluide et modifie le champ magnétique lui-même. Ces forces sont connues sous le nom de forces de Lorentz [16].

Il existe deux types de la MHD [17] :

- ✓ MHD idéale : cas où le fluide conduit le courant sans aucune résistance électrique. On l'assimile à un conducteur parfait.
- ✓ MHD résistive : cas d'un fluide de résistance non-nulle. On parle en général d'une résistivité engendrée par les collisions entre les constituants du fluide qui transforment l'énergie magnétique en chaleur par effet Joule.

On fait la distinction entre ces deux types de la MHD selon le nombre de Reynolds magnétique défini comme suit :

$$Re_m = \mu_0 \sigma V L$$

μ_0 : La perméabilité magnétique du vide ($N \cdot A^{-2}$),

σ : La conductivité électrique ($\Omega^{-1} \cdot m^{-1}$),

V : La vitesse caractéristique du fluide (m/s),

L : la longueur caractéristique (m).

Si $Re_m \gg 1$, on obtient une MHD idéale

Si $Re_m \ll 1$, on obtient une MHD résistive

I.6.1. Loi de la force de Lorentz

La loi de la force de Lorentz est la base du générateur de la MHD. Cette loi indique que la particule chargée dans le champ électromagnétique subit une force lorsqu'elle se déplace.

La force de Lorentz peut être expliquée comme suit [6] :

$$F = q(u \times B) \quad (4)$$

Avec F est la force agissant sur la particule chargée, q est la charge de la particule, u est la vitesse de la particule et B est l'induction magnétique.

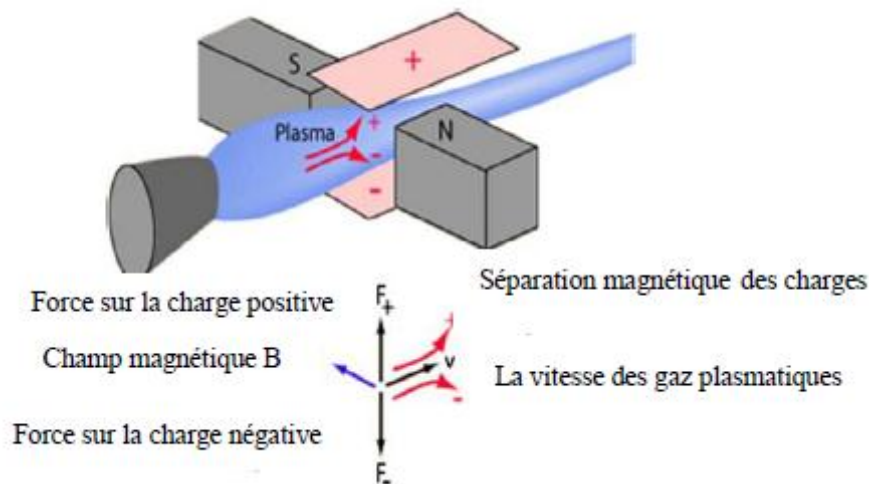


Figure I.5. Courant induit dans un fluide conducteur en mouvement en présence d'un champ magnétique [6].

I.6.2. Applications de la MHD

La MHD a été initialement employée pour résoudre des problèmes géophysiques et astrophysiques, et elle a évolué avec le temps et elle attire une attention particulière dans divers domaines d'applications. Il s'agit notamment du refroidissement des enceintes, de la médecine, de la technologie spatiale, des refroidisseurs des réacteurs nucléaires, du refroidissement des composants électroniques, du génie agricole et pétrolier, [18] . La coulée des métaux et l'extraction de l'énergie géothermique sont deux exemples industriels de la convection naturelle avec MHD [19].

Pour les applications de la MHD, on peut citer [20] :

- ✓ Astrophysique : L'astrophysique fut le premier domaine associé à la MHD,
- ✓ Ingénierie : Débitmètre, échangeurs de chaleur et pompe en présence de la MHD,
- ✓ Géophysique : Le noyau fluide de la terre et d'autres planètes est selon la théorie en vigueur, une gigantesque dynamo MHD qui génère le champ magnétique terrestre (géomagnétisme),
- ✓ Navires : Dans le cadre de la propulsion par magnétohydrodynamique, on peut faire avancer un bateau à l'aide de ce phénomène.

I.6.3. Couplage convection- champ magnétique dans les nanofluides

L'étude de la convection libre couplée à la magnéto-hydrodynamique (MHD) dans les différentes formes des cavités contenant un nanofluide a suscité un grand intérêt car elle intervient dans la conception de plusieurs applications technologiques où l'on cherche à améliorer le taux de transmission de chaleur. Parmi ces applications, on trouve les systèmes de stockage d'énergie, les réacteurs nucléaires, les accessoires électroniques,... etc .

D'autre part, la convection naturelle peut être affectée lorsqu'une autre force corporelle, telle qu'un champ magnétique, est exercée sur la masse du fluide. L'ajout des nanoparticules au fluide de base peut augmenter la contribution du transfert de chaleur par conduction que par convection.

Les premières études de la convection naturelle avec MHD ont été conduites par Sparrow et Cess (1961), Kuiken (1970), Gebhart et Pera (1971), Wilks (1976), Ingham (1978) , Kafoussius (1982) , Pozzi and Lupo (1988), Hossain et al. (1998) et Mendez and Trevino (2000). Molla et al. (2006) ont également étudié l'écoulement de convection naturelle MHD sur une sphère avec un flux de chaleur uniforme en présence d'une génération de chaleur [21].

La plupart des études montrent que l'utilisation du champ magnétique affecte le taux de transfert de chaleur et le nanofluide considéré en raison de son impact sur sa conductivité électrique.

Dans cette étude, on s'intéresse de plus en plus à la compréhension de la structure de d'écoulement et au mécanisme du transfert de chaleur dans des géométries remplies des nanofluides et soumises à l'influence d'un champ magnétique. Le résultat commun de toutes ces études est que le fluide à l'intérieur de ces géométries, qui est sous les effets magnétiques, subit une force de Lorentz. Cette force, à son tour, affecte le champ d'écoulement flottant et le taux de transfert de chaleur [22].

I.7. Génération d'entropie

I.7.1. Généralités sur la génération d'entropie

Les processus de transfert de chaleur sont généralement accompagnés d'une génération d'entropie. La génération d'entropie est due à une variété de sources, principalement le transfert de chaleur convectif et au frottement du fluide. La minimisation de la génération d'entropie a été introduite pour la première fois par Bejan [23].

La tendance moderne dans les domaines de l'ingénierie est orientée vers le traitement de la production d'entropie dans les systèmes convectifs car elle fournit des informations importantes sur les pertes d'énergie locales et globales causées par les irréversibilités, ainsi, elle contribue à la conception et à l'optimisation de ces systèmes.

La génération d'entropie durant la convection naturelle peut être étudiée en combinant les irréversibilités dues aux gradients de température (irréversibilité dues au transfert de chaleur) et les irréversibilités dues aux gradients de vitesse (irréversibilité dues aux frottements des fluides) [24], et les irréversibilités dues à l'effet du champ magnétique.

I.7.2. Génération d'entropie dans les nanofluides

La plupart des études sur les nanofluides ont été menées dans la perspective de la première loi de la thermodynamique, en même temps le traitement des nanofluides est réalisé dans des études qui prennent en compte la deuxième loi de la thermodynamique (analyse de la génération d'entropie).

La génération d'entropie dans les écoulements de nanofluides due à la fois au transfert de chaleur et à la dissipation visqueuse doit être prise en compte pour optimiser les conditions de fonctionnement d'un système thermique. En outre, des complications telles que l'agglomération et le tassement des nanoparticules introduisent de nouveaux défis pour les analyses thermiques et la génération d'entropie [25].

I.8. Revue bibliographique

Plusieurs études numériques et expérimentales ont été menées pour analyser la convection et la convection couplée avec d'autres phénomènes physiques dans les nanofluides et toutes les recherches ont montré une amélioration du transfert thermique en faisant recours aux nanofluides.

Khanafer et al (2003) [26], ont réalisé une étude numérique d'amélioration du transfert de chaleur dans une enceinte bidimensionnelle saturée avec un nanofluide. Ils ont obtenu que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les nombres de Grashof donnés, aussi la présence des nanoparticules à l'intérieur de la cavité modifie la structure de l'écoulement du fluide.

Tiwari et Das (2007) [27], ont modélisé numériquement la convection mixte dans une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie d'un nanofluide. Ils ont conclu que les nanoparticules sont capables de modifier le comportement d'écoulement du fluide. Il a été noté que la variation du nombre de Nusselt moyen est non-linéaire avec la fraction volumique solide.

Abu-Nada et al (2008) [28], ont étudié la convection naturelle dans des anneaux concentriques horizontaux remplis des nanofluides. Ils ont noté que pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh et du rapport L/D (L est l'écart entre le cylindre intérieur et extérieur et D est le diamètre du cylindre intérieur), les nanoparticules à haute conductivité thermique entraînent une amélioration significative des caractéristiques du transfert de chaleur.

Abu-Nada et Oztop (2009) [29], ont analysé numériquement l'influence de l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur par convection naturelle et l'écoulement du fluide dans une enceinte bidimensionnelle remplie du nanofluide Cu- eau. Ils ont constaté que l'ajout des nanoparticules de cuivre avec l'augmentation du nombre de Rayleigh a produit une amélioration remarquable du transfert de chaleur par rapport à celui du fluide de base.

Alizadeh et al (2012) [30], ont présenté une étude numérique des écoulements en convection mixte dans une cavité carrée chauffée de manière discrète remplie du nanofluide et comportant deux orifices d'entrée et de sortie. Les résultats obtenus montrent une amélioration significative du transfert de chaleur et de la force de l'écoulement avec l'augmentation des valeurs des nombres de Richardson, des nombres de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules.

Hemmat Esfe et al (2013) [31], ont étudié la convection mixte du nanofluide eau-cuivre à l'intérieur d'une cavité avec deux parois mobiles adjacentes. Ils ont observé que le déplacement opposé des couvercles mobiles permet l'apparition de deux tourbillons principaux à l'intérieur de la cavité.

Sheremet et al (2015) [32], ont présenté une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle en régime permanent dans une enceinte poreuse tridimensionnelle remplie d'un nanofluide. Ces auteurs ont remarqué que les effets des différents paramètres étudiés sont considérables sur le taux de transfert de chaleur.

Bahlaoui et al (2016) [33], ont simulé numériquement la convection mixte dans une enceinte rectangulaire verticale ventilée et remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau. L'effet de la convection mixte est obtenu en chauffant la paroi droite par une température constante et en refroidissant la cavité par un flux imposé injecté ou aspiré. Ils ont démontré que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules contribue à l'amélioration du transfert de chaleur et à l'augmentation de la température moyenne à l'intérieur de la cavité.

Solomon et al (2017) [34], ont étudié expérimentalement l'influence du facteur d'aspect (AR) d'une cavité rectangulaire remplie d'un nanofluide sur la convection naturelle. Ils ont constaté que le facteur d'aspect de la cavité a un effet significatif sur le coefficient de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt, de plus le nombre de Rayleigh a un effet important sur le nombre de Nusselt ainsi que sur la flottabilité du nanofluide.

L'étude numérique de l'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides Al_2O_3 -eau, SiO_2 -eau et de leur hybride (Al_2O_3 - SiO_2 /eau) dans une cavité carrée est réalisée par **Yildiz et al (2019)** [35]. Ils ont observé que l'hybridation des nanoparticules pouvait apporter la même amélioration du transfert de chaleur à une fraction volumique plus faible par rapport au nanofluide (Al_2O_3 -eau).

Giwa et al (2020) [36], ont étudié expérimentalement la convection naturelle des nanofluides hybrides dans des enceintes carrées différentiellement chauffées. Les résultats montrent que l'utilisation des nanofluides hybrides a permis d'améliorer les propriétés thermiques et l'écoulement du fluide de base que les nanofluides monoparticulaires. Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumiques des nanoparticules.

Kherroubi et al (2021) [37], ont étudié numériquement la convection mixte d'un nanofluide Al_2O_3 -eau dans une enceinte tridimensionnelle ventilée où le système de ventilation est assuré par deux ouvertures équivalentes situées sur les parois verticales. Ces auteurs ont trouvé

qu'avec l'augmentation du nombre de Reynolds, le taux d'échange thermique est une fonction croissante et la chute de pression est une fonction décroissante.

Les cavités de différentes formes présentent un grand intérêt du fait de leurs diverses applications. Plusieurs chercheurs sont intéressés à l'étude de ces géométries, et pour cela, on trouve :

Mostafa Mahmoodi (2011) [38], a étudié la convection naturelle d'un nanofluide dans une cavité de forme L. Il a conclu que le nombre de Nusselt moyen pour tous les facteurs d'aspect augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules, et le taux de transfert de chaleur s'améliore avec la diminution de ce facteur.

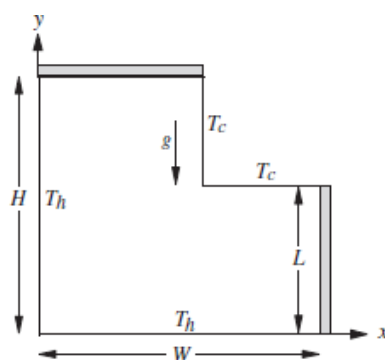


Figure I.6. Schéma de la cavité en forme de L, [38].

Ghasemi (2013) [39], a procédé à l'étude de la convection naturelle magnéto-hydrodynamique de nanofluides dans une cavité en forme de U en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats obtenus ont montré que le taux de transfert de chaleur augmente en faisant augmenter le nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules.

Une étude de convection naturelle du nanofluide eau-alumine dans une cavité de forme C placée dans un champ magnétique a été réalisée par **Makulati et al (2016)** [40], ils ont constaté que l'augmentation du rapport hauteur / largeur fait augmenter le nombre de Nusselt.

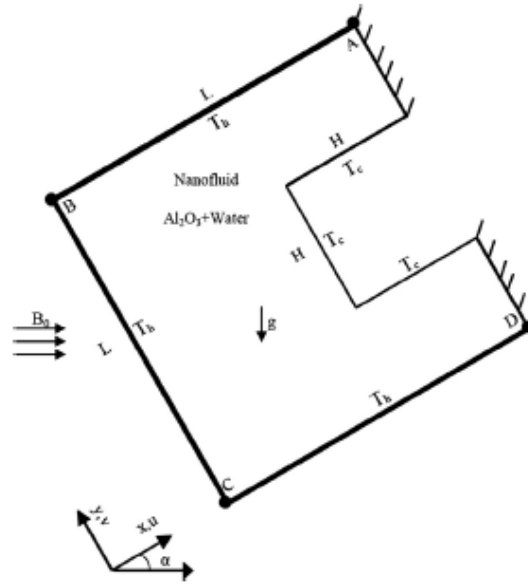


Figure I.7. Schéma de la cavité en forme de U, [40].

Mohebbi et Rashidi (2017) [41], ont réalisé une étude de la convection naturelle dans une cavité de forme L en présence d'un obstacle. Ils ont montré que si le rapport d'aspect (AR) de la cavité augmente le transfert de chaleur diminue. De plus si le nombre de Rayleigh augmente, le nombre de Nusselt croit.

Mohebbi et coll. (2017) [42], ont étudié l'effet de la présence d'une source de chaleur et de son emplacement sur la convection naturelle dans une géométrie en forme de C saturée par un nanofluide. Ils ont constaté que l'augmentation du nombre de Nusselt ne dépend pas de l'emplacement de la source de chaleur pour les faibles nombres de Rayleigh, mais à un nombre de Rayleigh élevé, la valeur maximale de Nusselt est obtenue lorsque la source de chaleur est située en haut.

Rahimi et al (2018) [43], ont simulés la convection naturelle dans une cavité en forme de H remplie de nanofluide par utilisation de la méthode de Lattice Boltzmann. Ils ont conclu que le nombre Nusselt moyen et la génération d'entropie totale ont une relation directe avec le nombre de Rayleigh et la fraction volumique du solide.

En outre, **Ma et al (2018)** [44], ont étudié la convection naturelle dans une géométrie de forme U saturée de TiO₂-eau et munie d'un obstacle chaud. Ils ont constaté que pour des faibles

nombre de Rayleigh, le transfert de chaleur est important dans les cavités étroites que dans les larges cavités.

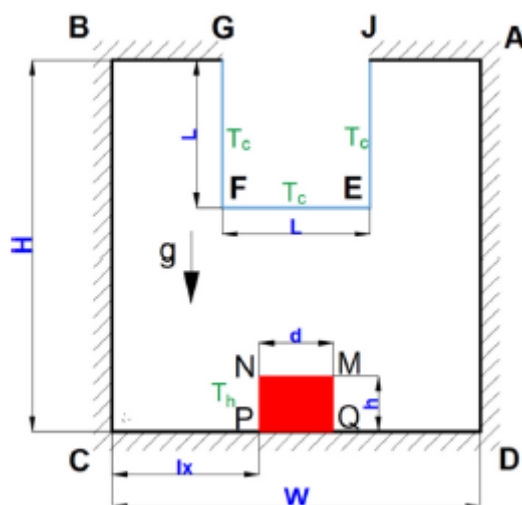


Figure I.8. Configuration du problème étudié, [44].

Keramat et al (2020) [45], ont analysé numériquement la convection naturelle dans une enceinte en forme de H munie d'un déflecteur en forme de V et remplie d'un nanofluide. Ils ont montré que l'amélioration du taux de chaleur est due à l'augmentation du nombre de Rayleigh à la fraction volumique des nanoparticules et aussi à l'augmentation du rapport d'aspect considéré.

L'étude des écoulements par convection avec la génération d'entropie sous l'effet de la MHD dans des cavités fermées saturées des nanofluides, joue aujourd'hui un rôle important et elle est investiguée par de nombreux chercheurs. **Chamkha (2012)** [46], a mentionné plusieurs travaux concernaient principalement les écoulements associés à la MHD dans des géométries avec différentes conditions thermiques dont Yang (1987), Kulacki et al. (1987), Moreau (1990), Utech and Flemmings (1966), Vives et Perry (1987) and Series and Hurle (1991).

On peut aussi citer :

Ghasemi et al (2011) [47], ces auteurs ont essayé d'analyser les résultats du champ magnétique sur la convection libre dans une enceinte saturée du nanofluide eau- Al_2O_3 . Dans cette étude, il a été noté que la transmission de chaleur est améliorée en augmentant la concentration des nanoparticules et que les nombres de Rayleigh et de Hartmann agissent significativement sur le mouvement du fluide à l'intérieur de la cavité.

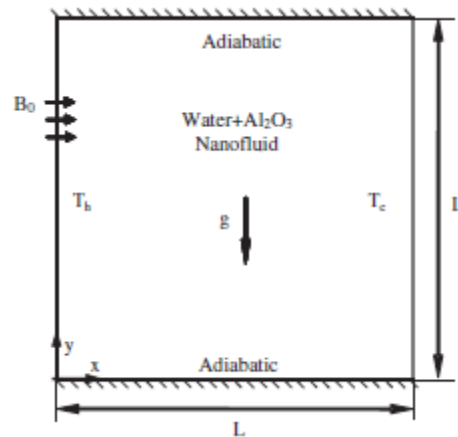


Figure I.9. Géométrie étudiée, [47].

Mejri et al (2014) [48], ont étudié la production d'entropie en cas de convection libre couplée à la magnéto-hydrodynamique dans une enceinte sinusoïdale saturée de nanofluid Al_2O_3 -eau. Il a été noté que la transmission de chaleur devient meilleure avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et devient faible avec l'accroissement du nombre de Hartmann.

Sheikholeslami et Ganji (2015) [49], ont examiné numériquement la génération d'entropie du nanofluid CuO -eau en présence d'un champ magnétique à l'aide de la méthode de Lattice Boltzmann dans une enceinte carrée munie d'un rectangle chaud. Ils ont conclu que le taux de transfert de chaleur et la génération d'entropie sont en relation directe avec la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Rayleigh, et ils sont inversement proportionnels au nombre de Hartmann.

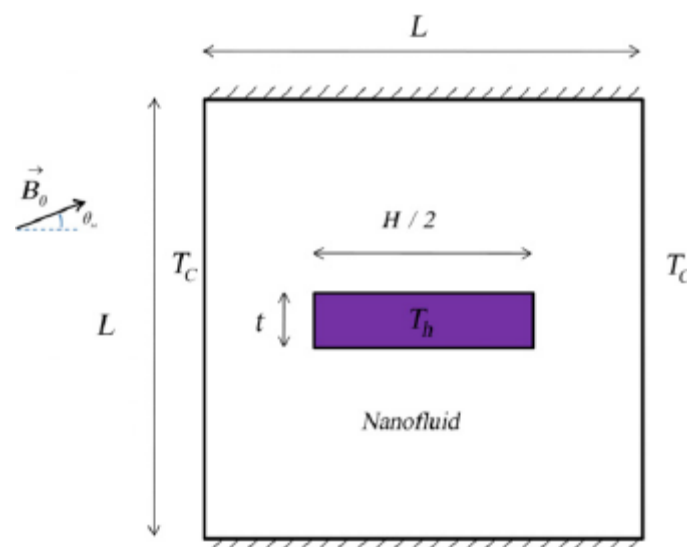


Figure I.10. Géométrie du problème, [49].

Sheremet et al (2016) [50], ont développé une étude sur la production d'entropie résultante de la convection libre du fluide Cu-eau à l'intérieur d'une cavité munie d'un obstacle chaud. Ces auteurs ont constaté qu'une croissance du nombre de Rayleigh rend le mouvement du fluide et la transmission de chaleur plus intenses, et une augmentation du nombre de Rayleigh donne comme résultat une réduction du nombre de Bejan en raison de la friction élevée du fluide.

Mansour et al (2016) [51], ont réalisé une simulation numérique de la convection naturelle associée à la MHD dans une enceinte carrée remplie d'un nanofluide. Ils ont remarqué que l'augmentation du nombre de Hartmann entraîne une nette réduction du taux de transfert de chaleur et l'augmentation du nombre de Rayleigh améliore l'écoulement du nanofluide et le taux de transfert de chaleur.

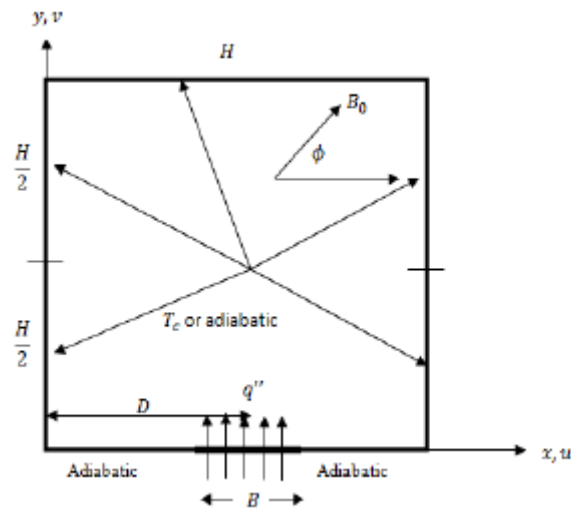


Figure I.11. Configuration étudiée, [51].

Zhang et Che (2016) [52], ont étudié l'écoulement résultant de la magnétohydrodynamique et le transfert de chaleur du nanofluide Cu-eau dans une géométrie inclinée bidimensionnelle avec quatre sources de chaleur. Ils ont démontré que de l'ajout de nanoparticules de Cu affecte plus le champ d'écoulement que les distributions de température. Aussi pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh, le nombre de Nusselt moyen est une fonction croissante de la fraction volumique des nanoparticules mais il diminue en présence d'un champ magnétique et en présence d'un angle d'inclinaison.

l'écoulement qui entraîne l'écoulement et réduit ensuite les courants de convection en diminuant les vitesses.

Ma et al (2019) [56], ont étudié la convection naturelle du nanofluide CuO-eau dans une cavité creuse en utilisant la méthode de Lattice- Boltzmann. Ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente en incrémentant la fraction volumique des nanoparticules, le nombre de Rayleigh, l'angle d'inclinaison du champ magnétique et la largeur de la cavité, par contre ce nombre adimensionnel diminue en augmentant le nombre de Hartmann.

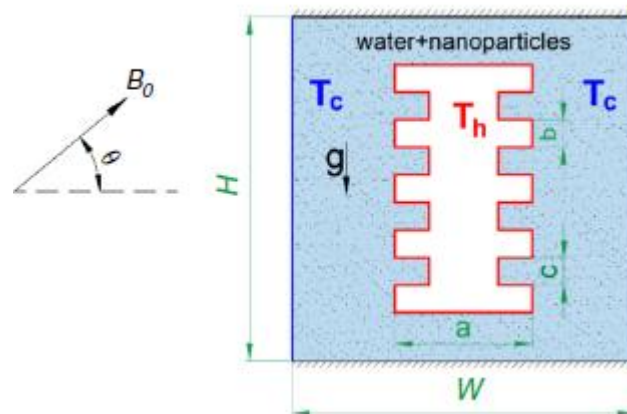


Figure I.14. Géométrie étudiée, [56].

L'étude de la production d'entropie et de la convection libre qui se produisent simultanément avec la force de Lorentz dans une enceinte ondulée poreuse comprenant un bloc chauffant et saturée d'un nanofluide a été développée par **Tilehnoee et al (2020)** [57]. Il a été confirmé que pour un écoulement laminaire, le nombre de Nusselt et la production d'entropie augmentent lorsque les nombres de Rayleigh et de Darcy augmentent et diminuent lorsque le nombre de Hartmann augmente. Pour un écoulement turbulent, le nombre de Nusselt moyen diminue lorsque le nombre de Darcy augmente.

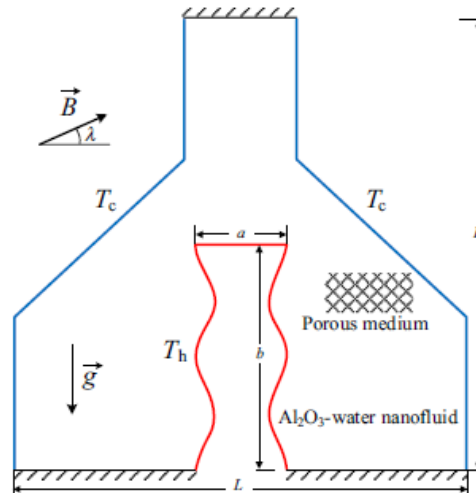


Figure I.15. Représentation schématique du problème considéré, [57].

Tayebi et Chamkha (2020) [58], ont analysé numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle et les caractéristiques d'écoulement dans une enceinte carrée remplie de nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu}$)-eau en présence d'un champ magnétique. Ils ont conclu que l'intensité de la circulation convective augmente principalement avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la concentration volumique des nanoparticules et la diminution du nombre de Hartmann. Le rôle du champ magnétique est plus notable à des nombres de Rayleigh plus élevés correspondants à la convection intense.

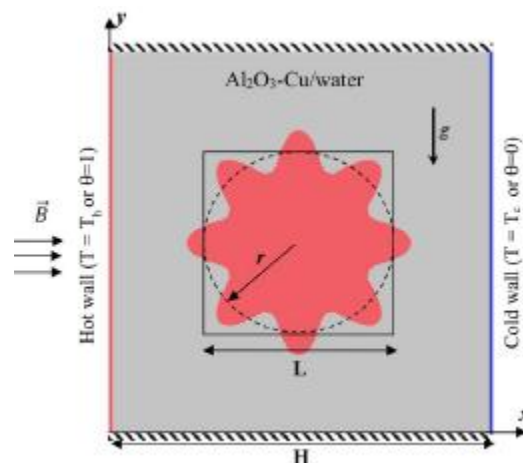


Figure I.16. Modèle physique et conditions aux limites, [58].

Dogonchi et al (2020) [59], ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte carrée avec un chauffage assuré par une paroi circulaire ondulée sous un champ magnétique et remplie d'un nanofluide. Ils ont observé que la vitesse de circulation augmente lorsque le nombre de Rayleigh et la concentration des nanoparticules augmentent et quand le

nombre de Hartmann diminue. Le taux de transfert de chaleur augmente essentiellement avec le nombre de Rayleigh mais diminue avec le nombre de Hartmann.

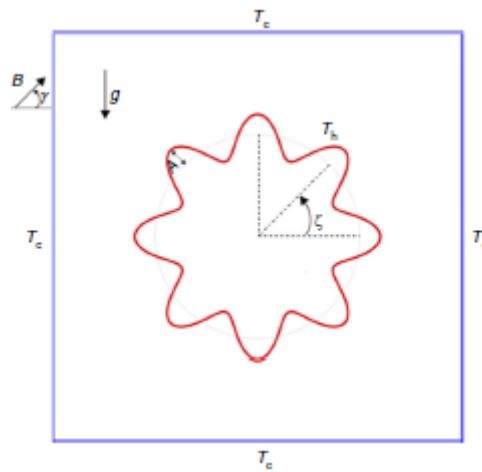


Figure I.17. Configuration étudiée, [59].

Massoudi et al (2020) [60], ont étudié numériquement le couplage de la convection naturelle avec le rayonnement à l'intérieur d'une cavité inclinée avec une longueur de la source chauffée variable. Cette cavité contient un milieu poreux saturé de nanofluide et elle se trouve sous l'effet d'un champ magnétique. Ils ont noté que le transfert de chaleur par convection est amélioré par l'augmentation des nombres de Rayleigh, de Darcy, de la fraction volumique des nanoparticules et de la longueur de la source chauffée ; cependant, il est réduit par l'augmentation du nombre de Hartmann.

Abu-Libdeh et al (2021) [61], ont examiné la convection naturelle et l'entropie totale sous un champ magnétique constant dans une cavité avec milieux poreux et remplie du nanofluide hybride (Ag-MgO)-H₂O en utilisant la méthode des éléments finis dans la résolution des équations de transport. Ils ont trouvé que l'augmentation du nombre de Hartmann permet de limiter le taux du transfert de chaleur et donc le champ magnétique peut être utilisé comme un moyen de contrôle du transfert de chaleur.

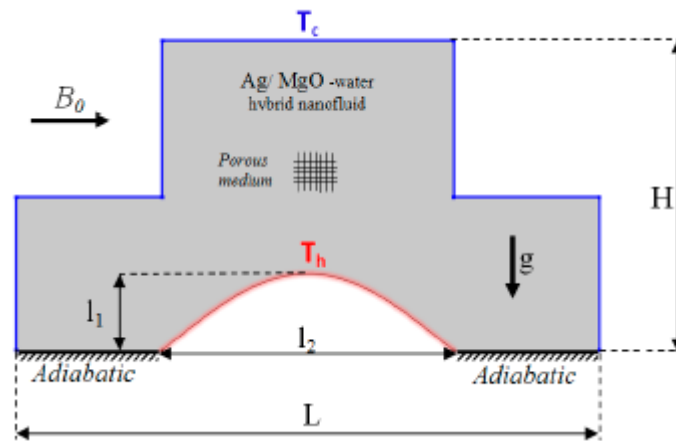


Figure I.18. Géométrie et modèle physique étudiée, [61].

Plusieurs recherches numériques et expérimentales ont été menées pour des cavités à parois ondulées et pour des canaux :

Tahavvor et al (2014) [62], ont étudié numériquement l'effet de l'ondulation des parois latérales sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte ondulée bidimensionnelle. Ils ont constaté que le nombre des ondulations a une forte incidence sur le nombre de Nusselt, aussi lorsque l'ondulation augmente, la région chaude augmente et couvre un plus grand espace de l'enceinte.

Alsabery et al (2020) [63], ont étudié numériquement l'impact du nanofluid hybride sur la convection mixte à l'intérieur d'une cavité à couvercle ondulé ayant un bloc solide conducteur carré en utilisant la méthode des éléments finis. Ils ont trouvé que le taux de transmission de chaleur augmente avec le nombre de Richardson et la fraction volumique des nanoparticules hybrides. Par ailleurs, pour un nombre de Richardson élevé traduit une distribution uniforme des nanoparticules dans l'enceinte.

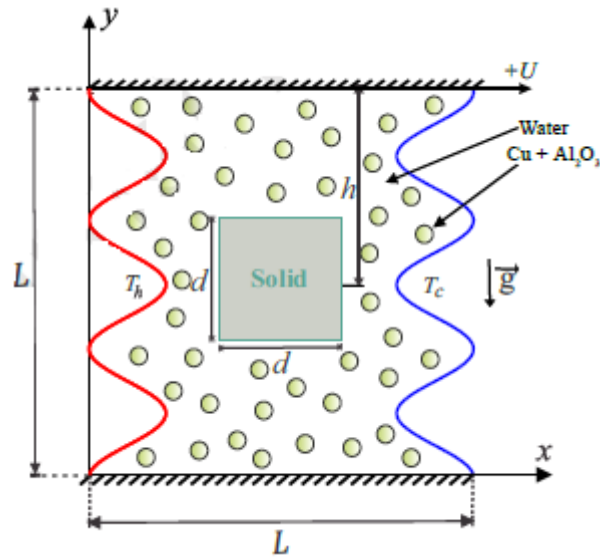


Figure I.19. Géométrie étudiée, [63].

Raizah et al (2021) [64], ont traité l'impact du champ magnétique sur l'écoulement en convection mixte dans une cavité ondulée remplie de nanofluides hybrides et de milieux poreux. Ils ont trouvé que l'augmentation du nombre de Hartmann de 0 à 50 diminue la valeur maximale des lignes de courant de 26,32 % et réduit les nombres de Nusslet. Physiquement, l'augmentation du nombre de Hartmann (Ha) accroît la force de Lorentz magnétique qui réduit les mouvements du nanofluide.

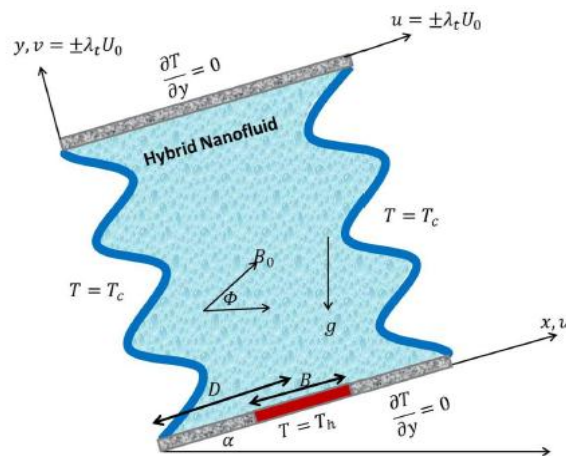


Figure I.20. Géométrie d'une cavité ondulée inclinée, [64].

Abdolbaqi et al (2015) [65], ont étudié numériquement les propriétés thermiques des nanofluides par la convection forcée d'un écoulement turbulent dans un canal droit avec un flux de chaleur uniforme imposé. Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur et la contrainte

de cisaillement de la paroi augmentent avec l'augmentation de la concentration volumique du nanofluide.

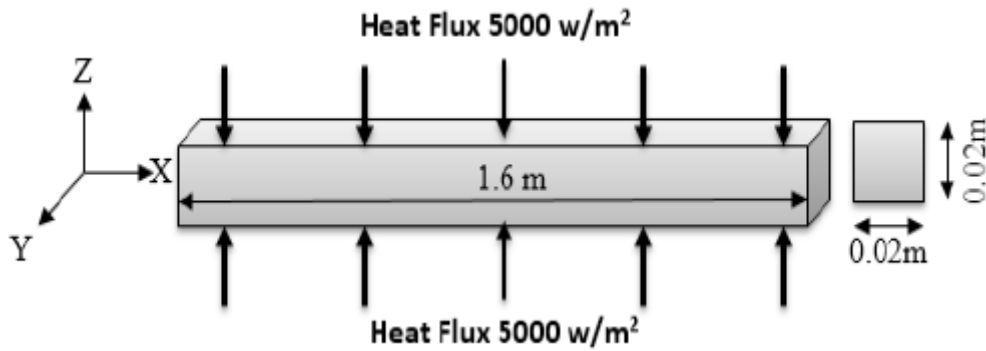


Figure I.21. Canal étudié, [65].

Ting et Hou (2016) [66], ont examiné numériquement la convection forcée en régime laminaire des nanofluides Al_2O_3 -eau et CuO -eau dans un conduit de section triangulaire sous un flux de chaleur constant. Les résultats numériques de ces auteurs montrent que le taux du transfert de chaleur augmente avec la concentration des particules et le nombre de Peclet. De plus l'augmentation de la conductivité thermique, peut être le responsable de l'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides.

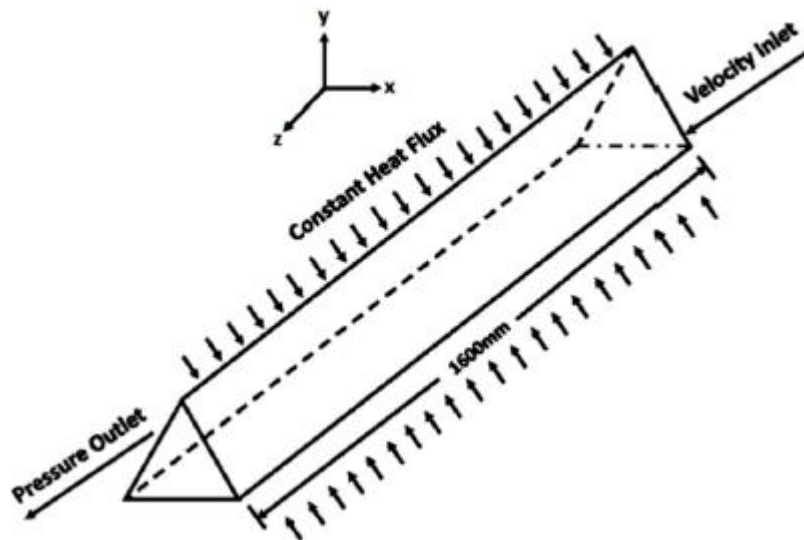


Figure I.22. Configuration géométrique utilisée dans la simulation numérique, [66].

Aliabadi et Lahtari (2016) [67], ont analysé numériquement les caractéristiques d'écoulement et du transfert de chaleur du nanofluide Al_2O_3 -eau à l'intérieur des canaux carrés twistés (TSCs).

Ils ont trouvé que l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau à l'intérieur des TSC entraîne des valeurs plus élevées du coefficient de transfert de chaleur et de la chute de pression par rapport au fluide de base.

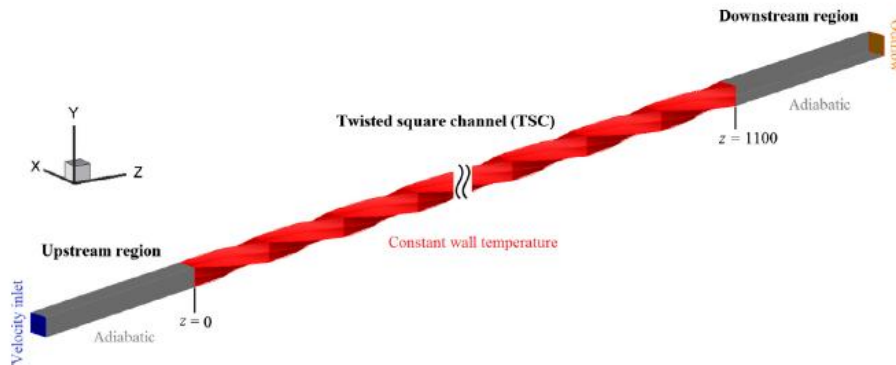


Figure I.23. Canal étudié et conditions aux limites, [67].

Zhou et al (2017) [68], ont étudié numériquement le transfert thermique convectif du nanofluide Al_2O_3 -eau sous diverses concentrations pour un écoulement laminaire dans un tube circulaire horizontal avec et sans considération de l'agrégation des particules. Ils ont conclu que le transfert de chaleur s'améliore avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et diminue lorsque l'agrégation se produit. La température près de la région de la frontière thermique augmente après l'agglomération des particules, ce qui entraîne une réduction du gradient de température entre la paroi et le liquide et donc une diminution du taux de transfert de chaleur.

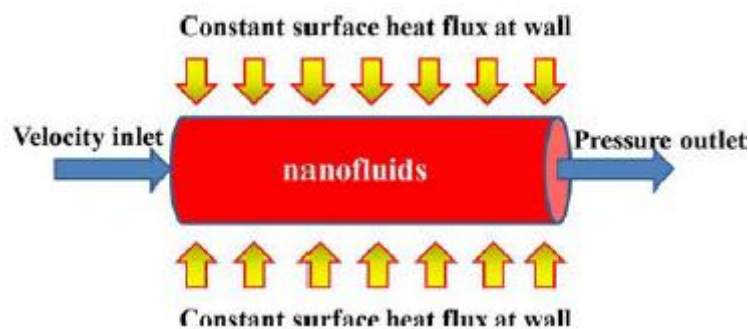


Figure I.24. Géométrie du tube circulaire horizontal, [68].

Yin et al (2018) [69], ont étudié numériquement et expérimentalement les caractéristiques thermique et dynamique du nanofluide Cu-eau en écoulement laminaire dans un tuyau. Les résultats de ces auteurs mettent en évidence que l'ajout des nanoparticules à un fluide de base

améliore considérablement le transfert de chaleur par convection et augmente la perte d'énergie. La chute de pression croît avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Benkhedda et al (2018) [70], ont investigué numériquement l'écoulement de convection mixte laminaire tridimensionnel du TiO_2 -eau et du nanofluid hybride Ag- TiO_2 -eau à l'intérieur d'un espace annulaire horizontal avec un flux thermique uniforme imposé sur le cylindre extérieur. Ils ont trouvé que pour les deux nanofluides, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la fraction volumique et du nombre de Grashof.

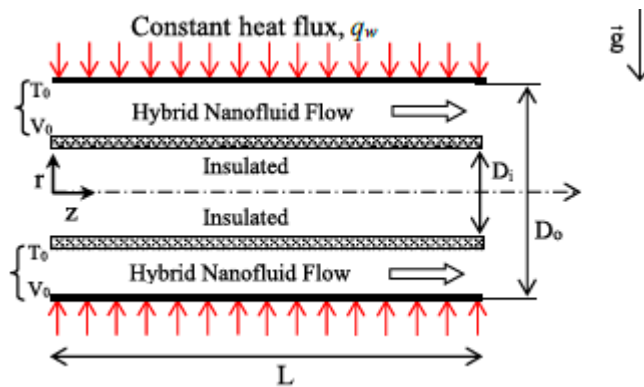


Figure I.25. Représentation schématique de l'anneau, [70].

Kaya et al (2019) [71], ont examiné numériquement l'écoulement par convection forcée du nanofluid TiO_2 -eau avec différentes fractions volumiques des nanoparticules dans un micro-canal à section semi-circulaire avec un flux thermique appliqué à la surface inférieure. Les résultats de ces auteurs indiquent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules dans le nanofluid entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen ; cependant, il n'y a pas de variation significative du facteur de friction moyen.

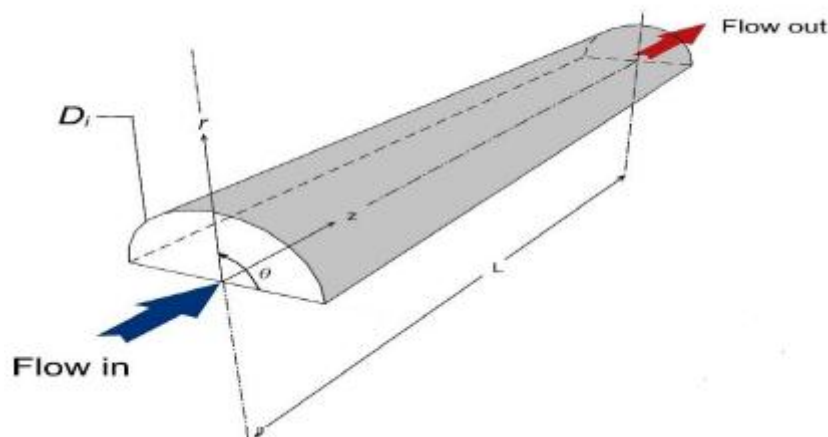


Figure I.26. Micro-canal à section semi-circulaire, [71].

Shiriny et al (2019) [72], ont simulé la convection forcée d'un écoulement du nanofluid eau- Al_2O_3 dans un micro-canal avec injection inclinée du débit transversale sur la paroi inférieure. Les autres parois sont isolées. Ils ont conclu que l'augmentation de l'angle d'injection jusqu'à 94° conduit à une augmentation de la vitesse de glissement et du nombre de Nusselt sur les parois du micro-canal. On constate aussi que si la fraction volumique des nanoparticules augmente, le taux de transfert de chaleur augmente.

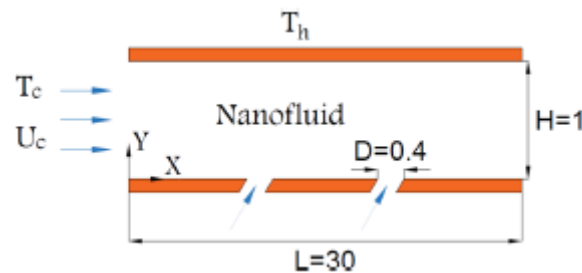


Figure I.27. Schéma du microcanal avec injection du débit transversal incliné, [72].

Une analyse numérique a été réalisée par **Ben Ltaifa et al (2020)** [73], sur le transfert de chaleur par convection mixte pour un écoulement laminaire dans un micro-canal rectangulaire incliné et totalement rempli du nanofluid eau- Al_2O_3 au moyen de la méthode de Lattice Boltzmann. Les résultats montrent que les valeurs les plus élevées de la fraction volumique de Al_2O_3 et les grandes valeurs des angles d'inclinaison améliorent le taux de transfert de chaleur.

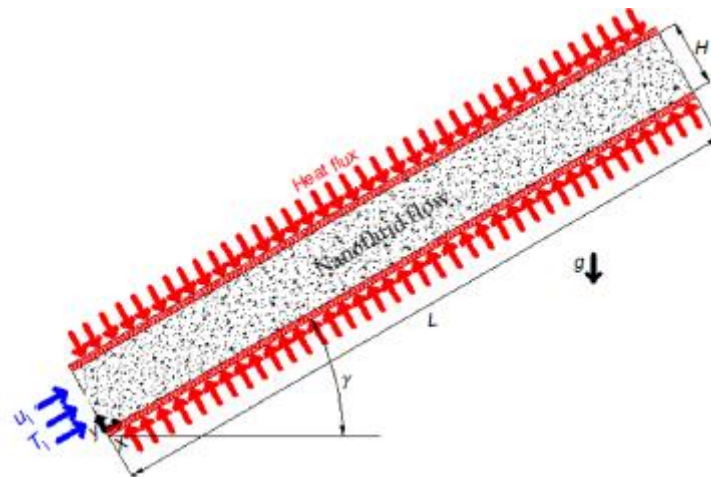


Figure I.28. Micro-canal incliné, [73].

Ghaneifar et al (2020) [74], ont développé une étude numérique sur la convection mixte du nanofluid dans un canal horizontal avec deux sources de chaleur localisées à l'intérieur. Ils ont

constaté que le fluide est chauffé après une collision avec la première source et atteint la deuxième source avec une température plus élevée. Ainsi, le gradient de température entre le fluide et la première source de chaleur est supérieur au gradient de température entre le fluide et la seconde source de chaleur. Par conséquent, le taux de transfert de chaleur dans la première source est plus élevé que dans la deuxième.

Elsaid et al (2021) [75], ont simulé numériquement la convection mixte d'un nanofluide hybride (Cu-Al₂O₃-H₂O) dans un canal vertical sous l'effet d'un flux radiatif thermique. Les résultats obtenus indiquent que l'ajout des nanoparticules hybrides dans le fluide de base avec la présence du rayonnement thermique influent sur le comportement de la vitesse et de la température. Ainsi, la présence du rayonnement thermique améliore le taux de transfert de chaleur de 12 à 22 % selon le pourcentage des nanoparticules hybrides dans le fluide de base.

I.9. Conclusion

Suite à la recherche bibliographique effectuée dans ce chapitre, on 'a pu avoir plus d'information sur les caractéristique thermo-physique des nanofluides et leurs applications et on' a pu situer notre travail par rapport aux travaux de recherche réalisés.

Références bibliographiques

- [1] <https://www.istockphoto.com/fr>
- [2] Çengel, Y.A., & Ghajar A.J. (2014). Heat and mass transfer. Fundamentals & Applications. 5th edition. *McGraw-Hill*. New York, NJ.
- [3] <https://www.thermal-engineering.org/fr/>
- [4] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). Fundamentals of heat and mass transfer. 7th edition. *Wiley-Interscience*. Hoboken, New Jersey.
- [5] <https://www.nuclear-power.com/>
- [6] Kumar, A., & Subudhi, S. (2021). Thermal characteristics and convection in nanofluids. *Springer Singapore*. Singapore.
- [7] Das, S.K., Choi, S.U. S., Yu, W., & Pradeep, T. (2008). Nanofluids science and technology. *Wiley-Interscience*. Hoboken, New Jersey.
- [8] Chahtour, C. (2018). Convection magnétohydrodynamique dans un fluide non newtonien saturant un milieu poreux. *Thèse de Doctorat*. Université de Picardie Jules Verne et de l'Université de Tunis El-Manar, Faculté des sciences. Tunis.
- [9] Çengel, Y.A., & Cimbala, J.M. (2006). Fluid mechanics fundamentals and applications. 2nd edition. *McGraw-Hill Higher Education*. Boston.
- [10] Choi, S.U.S. (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticules, developments and applications of Non-Newtonian flows. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York. **66**, pp.99-105.
- [11] Labied, A. (2021). Nano-fluides et distillation solaire des eaux saumâtres, perspectives et défis. *Thèse de Doctorat*. Université Kasdi-Merbah Ouargla, Faculté des sciences appliquées. Algérie.
- [12] Harikrishnan, S., Dhass, A. D., & Ali, H. M. (2022). Thermal performance of nanofluids in miniature heat sinks with conduits. Fluid mechanics and its applications. *Springer Nature Singapore*. Singapore.
- [13] Lamri, Z. A. (2014). Contribution à l'étude théorique des transferts thermiques convectifs dans un nanofluide. Application aux modèles monophasique et diphasique. *Mémoire de Magister*. Université frères Mentouri Constantine 1, Faculté des sciences exactes. Algérie.

- [14] Abu Raihan Ibna, A., & Bodius, S. (2020). A review on nanofluid: preparation, stability, thermophysical properties, heat transfer characteristics and application. *SN Applied Sciences*. **2**(10), pp.1636.
- [15] Subramanian, K.R.V., Rao, T. N., & Balakrishnan, A. (2020). Nanofluids and their engineering applications. 1st edition. *CRC Press*, Taylor & Francis Group.
- [16] Sheikholeslami, M., & Ganji, D.D. (2016). External magnetic field effects on hydrothermal treatment of nanofluid: Numerical and analytical studies. 1st edition. *William Andrew*. Westport, Conn.
- [17] Nessab, W. (2020). Caractérisation de l'écoulement et du transfert thermique des nanofluides magnétique. *Thèse de Doctorat*. Université des sciences et de la technologie Houari Boumediene. Faculté des génie mécanique et génie procédés. Algérie.
- [18] Giwa, S. O., Sharifpur, M., Ahmadi, M. H., & Meyer J. P. (2021). A review of magnetic field influence on natural convection heat transfer performance of nanofluids in square cavities. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. **145**(5), pp.2581-2623.
- [19] Ghasemi, K., & Siavashi, M. (2017). MHD nanofluid free convection and entropy generation in porous enclosures with different conductivity ratios. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. **442**, pp.474-490.
- [20] www.techno-science.net
- [21] Parveen, N. (2021). Magneto hydrodynamic natural convection flow with temperature dependent physical properties along a vertical wavy surface. *Doctoral Thesis*. Bangladesh University of Engineering and Technology. Department of Mathematics. Dhaka, Bangladesh.
- [22] Ghasemi, B., Aminossadati, S.M., & Raisi, A. (2011). Magnetic field effect on natural convection in a nanofluid-filled square enclosure. *International Journal of Thermal Sciences*. **50**(9), pp. 1748-1756.
- [23] Bejan, A. (1979). A study of entropy generation in fundamental convective heat transfer. *Journal of Heat Transfer*. **101**(4), pp. 718-725.
- [24] Das, D., Roy, M., & Basak, T. (2017). Studies on natural convection within enclosures of various (non-square) shapes – A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **106**, pp.356-406.
- [25] Bianco, V., Manca, O., Nardini, S., & Vafai, K. (2015). Heat transfer enhancement with nanofluids. *CRC Press*, Taylor & Francis Group. Boca Raton.
- [26] 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*. **46**, pp. 3639-3653.

- [27] Tiwari, R. K., & Das, M. K. (2007). Heat transfer augmentation in a two-sided lid-driven differentially heated square cavity utilizing nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **50**(9), pp. 2002–2018.
- [28] Abu-Nada, E., Masoud, Z., & Hijazi, A. (2008). Natural convection heat transfer enhancement in horizontal concentric annuli using nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. **35**(5), pp.657–665.
- [29] Abu-Nada, E., & Oztop, H. F. (2009). Effects of inclination angle on natural convection in enclosures filled with Cu–water nanofluid. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. **30**(4), pp. 669–678.
- [30] Alizadeh, M. R., Dehghan A. A., & Khoshab, M. (2012). Numerical simulation of mixed convection of nanofluids in a ventilated square cavity. *4th International Meeting of Advances in Thermofluids*. **1440**, pp.740-753.
- [31] Esfe, M. H., Ghadi, A. Z., & Noroozi, M. J. (2013). Numerical simulation of mixed convection within nanofluid-filled cavities with two adjacent movingwalls. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*. **37**(4), pp. 1073-1089.
- [32] Sheremet, M.A., Pop, I., & Rahman, M.M. (2015). Three-dimensional natural convection in a porous enclosure filled with a nanofluid using Buongiorno's mathematical model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **82**, pp. 396-405.
- [33] Bahlaoui, A., Raji, A., Hasnaoui, M., & Naïmi, M. (2016). Mixed convection heat transfer enhancement in a vented cavity filled with a nanofluid. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. **9** (2), pp. 593-604.
- [34] Solomon, A.B., van Rooyen, J., Rencken, M., Sharifpur, M., & Meyer, J. P. (2017). Experimental study on the influence of the aspect ratio of square cavity on natural convection heat transfer with Al₂O₃/Water nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. **88**, pp.254-261.
- [35] Yıldız, Ç., Arıcı, M., & Karabay, H. (2019). Comparison of a theoretical and experimental thermal conductivity model on the heat transfer performance of Al₂O₃-SiO₂/water hybrid-nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **140**, pp.598–605.
- [36] Giwa, S.O., Sharifpur, M., & Meyer, J.P. (2020). Experimental study of thermo-convection performance of hybrid nanofluids of Al₂O₃-MWCNT/water in a differentially heated square cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **148**, pp. 119072.
- [37] Kherroubi, S., Benkahla, Y.K., Labsi, N., Ragui, K., Bensaci, A., Boutra, A., Ouyahia, S., & Benzema, M. (2021). Two- and three- dimensional comparative study of heat transfer and

- pressure drop characteristics of nanofluids flow through a ventilated cubic cavity (part I: Newtonian nanofluids). *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. **144**(1), pp.623–646.
- [38] Mahmoodi, M. (2011). Numerical simulation of free convection of a nanofluid in L-shaped cavities. *International Journal of Thermal Sciences*. **50**(9), pp.1731-1740.
- [39] Ghasemi, B. (2013). Magnetohydrodynamic natural convection of nanofluids in U-shaped enclosures. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*. **63**(6), pp.473-487.
- [40] Makulati, N., Kasaeipoor, A., & Rashidi, M.M. (2016). Numerical study of natural convection of a water–alumina nanofluid in inclined C-shaped enclosures under the effect of magnetic field. *Advanced Powder Technology*. **27**(2), pp. 661-672.
- [41] Mohebbi, R., & Rashidi, M.M. (2017). Numerical simulation of natural convection heat transfer of a nanofluid in an L-shaped enclosure with a heating obstacle. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. **72**, pp. 70-84.
- [42] Mohebbi, R., Izadi, M., & Chamkha, A. J. (2017). Heat source location and natural convection in a C-shaped enclosure saturated by a nanofluid. *Physics of Fluids*. **29**(12), pp.122009.
- [43] Rahimi, A., Sepehr, M., Lariche, M. J., Mesbah, M., Kasaeipoor, A., & Malekshah, E.H. (2018). Analysis of natural convection in nanofluid-filled H-shaped cavity by entropy generation and heatline visualization using lattice Boltzmann method. *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*. **97**, pp.347–362.
- [44] Ma, Y., Mohebbi, R., Rashidi, M.M., & Yang, Z. (2018). Simulation of nanofluid natural convection in a U-shaped cavity equipped by a heating obstacle: Effect of cavity's aspect ratio. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. **93**, pp. 263-276.
- [45] Keramat, F., Dehghan, P., Mofarahi, M., & Lee, C. (2020). Numerical analysis of natural convection of alumina-water nanofluid in H-shaped enclosure with a V-shaped baffle. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. **111**, pp. 63-72.
- [46] Sathiyamoorthy, M., & Chamkha, A.J. (2012). Natural convection flow under magnetic field in a square cavity for uniformly (or) linearly heated adjacent walls. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. **22** (5), pp.677-698.
- [47] Ghasemi, B., Aminossadati, S.M., & Raisi, A. (2011). Magnetic field effect on natural convection in a nanofluid-filled square enclosure. *International Journal of Thermal Sciences*. **50**(9), pp.1748-1756.

- [48] Mejri, I., Mahmoudi, A., Abbassi, M. A., & Omri, A. (2014). Magnetic field effect on entropy generation in a nanofluid-filled enclosure with sinusoidal heating on both side walls. *Powder Technology*. **266**, pp. 340-353.
- [49] Sheikholeslami, M., & Ganji, D. D. (2015). Entropy generation of nanofluid in presence of magnetic field using Lattice Boltzmann Method. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*. **417**, pp. 273-286.
- [50] Sheremet, M. A., Oztop, H. F., Pop, I., & Abu-Hamdeh, N. (2016). Analysis of entropy generation in natural convection of nanofluid inside a square cavity having hot solid block: Tiwari and Das' Model. *Journal entropy*.**18**(1), pp.9.
- [51] Mansour, M. A., Ahmed, S. E., & Rashad, A. M. (2016). MHD natural convection in a square enclosure using nanofluid with the influence of thermal boundary conditions. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. **9**(5), pp. 2515-2525.
- [52] Zhang, T., & Che, D. (2016). Double MRT thermal Lattice Boltzmann simulation for MHD natural convection of nanofluids in an inclined cavity with four square heat sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **94**, pp. 87-100.
- [53] Hussain, S., Ahmed, S. E., & Akbar, T. (2017). Entropy generation analysis in MHD mixed convection of hybrid nanofluid in an open cavity with a horizontal channel containing an adiabatic obstacle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **114**, pp.1054-1066.
- [54] Oztop, H. F., Kolsi, L., Alghamdi, A., Abu-Hamdeh, N., Borjini, M.N., & Ben Aissia, H.(2017). Numerical analysis of entropy generation due to natural convection in three-dimensional partially open enclosures. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. **75**, pp.131-140.
- [55] Dhibi, B., & Ben-Beya, B. (2018). Three dimensional simulation of magnetic field effect on natural convection of nanofluid. *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology*. **6** pp.7-13.
- [56] Ma, Y., Mohebbi, R., Rashidi, M. M., & Yang, Z. (2019). Koo–Kleinstreuer–Li correlation for simulation of nanofluid natural convection in hollow cavity in existence of magnetic field. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. **137**(4), pp.1413-1429.
- [57] Tilehnoee, M. H., Dogonchi, A. S., Seyyedi, S. M., Chamkha, A. J., & Ganji, D. D. (2020). Magnetohydrodynamic natural convection and entropy generation analyses inside a nanofluid -filled incinerator-shaped porous cavity with wavy heater block. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. **141**(5), pp.2033-2045.

- [58] Tayebi, T., & Chamkha, A.J. (2020). Magnetohydrodynamic natural convection heat transfer of hybrid nanofluid in a square enclosure in the presence of a wavy circular conductive cylinder. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. **12**(3), pp.10.
- [59] Dogonchi, A. S., Tayebi, T., Chamkha, A.J., & Ganji, D.D. (2020). Natural convection analysis in a square enclosure with a wavy circular heater under magnetic field and nanoparticles. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. **139**(1), pp.661-671.
- [60] Massoudi, M.D., Ben Hamida, M. B., & Almehaal, M.A. (2020). Free convection and thermal radiation of nanofluid inside nonagon inclined cavity containing a porous medium influenced by magnetic field with variable direction in the presence of uniform heat generation/absorption. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. **31**(3), pp.933-958.
- [61] Abu-Libdeh, N., Redouane, F., Aissa, A., Oudina, F.M., Almuhtady, A., Jamshed, W., & Al-Kouz, W. (2021). Hydrothermal and entropy investigation of Ag/MgO/H₂O hybrid nanofluid natural convection in a novel shape of porous cavity. *Applied Sciences MDPI*. **11**(4), pp. 1722.
- [62] Tahavvor, A. R., Hosseini, S., Fard, A. K. (2014). Numerical investigation of the effect of number of waves on heat transfer in a wavy wall enclosure. *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*. **8**(11), pp.1862-1866.
- [63] Alsabery, A.I., Tayebi, T., Kadhim, H.T., Ghalambaz, M., Hashim, I., & Chamkha, A.J. (2020). Impact of two-phase hybrid nanofluid approach on mixed convection inside wavy lid-driven cavity having localized solid block. *Journal of Advanced Research*. **30**, pp. 63-74.
- [64] Raizah, Z., Aly, A. M., Alsedais, N., & Mansour, M.A. (2021). MHD mixed convection of hybrid nanofluid in a wavy porous cavity employing local thermal non-equilibrium condition. *Scientific Reports*. **11**(1), pp.17151.
- [65] Abdolbaq, M. Kh., Azwadi, C.S.N., Mamat, R., Azmi, W.H., & Najafi, G. (2015). Nanofluids heat transfer enhancement through straight channel under turbulent flow. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. **11**, pp. 2294-2305.
- [66] Ting, H.H., & Hou, Sh.Sh.(2016). Numerical study of laminar flow and convective heat transfer utilizing nanofluids in equilateral triangular ducts with constant heat flux. *Journal Materials*. **9**(7), pp.576.
- [67] Aliabadi, M. Kh., & Lahtari, Z.A. (2016). Proposing new configurations for twisted square channel (TSC): Nanofluid as working fluid. *Applied Thermal Engineering*. **108**, pp.709-719.

- [68] Zhou, J., Wang, X., Song, D., & Jing, D. (2017). The effects of nanoparticle aggregation on the convection heat transfer investigated by a combined NDDM and DPM method. *An International Journal of Computation and Methodology*. **71**(7), pp.754-768.
- [69] Yin, Z., Bao, F., Tu, Ch., Hua, Y., & Tian, R. (2018). Numerical and experimental studies of heat and flow characteristics in a laminar pipe flow of nanofluid. *Journal of Experimental Nanoscience*. **13**(1), pp.82-94.
- [70] Benkhedda, M., Boufendi, T., & Touahri, S. (2018). Laminar mixed convective heat transfer enhancement by using Ag-TiO₂-water hybrid nanofluid in a heated horizontal annulus. *Heat and Mass Transfer*. **54**(9), pp.2799-2814.
- [71] Kaya, H., Ekiciler, R., & Arslan, K. (2019). Cfd analysis of laminar forced convective heat transfer for tio₂/water nanofluid in a semi-circular cross sectioned micro channel. *Journal of Thermal Engineering*. **5**(3), pp. 123-137.
- [72] Shiriny, A., Bayareh, M., & Nadooshan, A. A. (2019). Nanofluid flow in a microchannel with inclined cross-flow injection. *SN Applied Sciences*. **1**(9), pp.1015.
- [73] Ben Ltaifa, K., D'Orazio, A., & Dhahri, H. (2020). Numerical analysis of mixed convection heat transfer and laminar flow in a rectangular inclined microchannel totally filled with Water/Al₂O₃ Nano fluid. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. **144**(6), pp.2465-2482.
- [74] Ghaneifar, M., Raisi, A., Ali, H. M., & Talebizadehsardari, P. (2020). Mixed convection heat transfer of Al₂O₃ nanofluid in a horizontal channel subjected with two heat sources. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. **143**(3), pp.2761-2774.
- [75] Elsaid, E. M., & Abdel-wahed, M. S. (2021). Mixed convection hybrid-nanofluid in a vertical channel under the effect of thermal radiative flux. *Case Studies in Thermal Engineering*. **25** pp.100913.

hapitre II

odèle

physique

Chapitre II : Modèle physique

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différents modèles existants dans la théorie et qui permettent le calcul des propriétés physique des nanofluides considérés.

Les différentes équations qui gouvernent le phénomène physique à étudier ainsi que les différentes hypothèses de simplification sont aussi exposées.

Enfin, nous avons présenté quelques configurations que nous avons étudié. Il s'agit des cavités fermées, ventilées et d'un canal. Ces géométries sont étudiées selon le cas de la convection naturelle, convection mixte avec et sans la magnétohydrodynamique. Dans une configuration particulière, on a complété notre étude par le calcul de la génération d'entropie.

II.1. Caractéristiques thermo-physiques des nanofluides

Les propriétés thermo-physiques des nanofluides sont des paramètres importants dans l'étude de la convection naturelle ou mixte avec et sans la magnétohydrodynamique (MHD). Les paramètres essentiels sont : la masse volumique, la conductivité thermique, la viscosité dynamique, la chaleur spécifique et le coefficient de dilatation thermique. Ces propriétés physiques sont utilisées dans l'étude de l'efficacité du transfert thermique par convection en utilisant des nanofluides. Ces paramètres sont déterminés en utilisant les différentes lois existantes dans la théorie et ils sont introduits dans les différentes simulations réalisées dans l'étude du transfert de chaleur par convection en présence des nanofluides qui sont des fluides ayant des caractéristiques physiques améliorées par rapport à celles des fluides de base.

II.1.1. Fraction volumique

La fraction volumique est le paramètre principal pour calculer toutes les propriétés des nanofluides, elle est définie comme le rapport sans dimension entre deux volumes : le volume du solide (nanoparticules) et le volume total (nanoparticules + fluide). La valeur de la fraction volumique peut varier entre 0 et 1 [1].

La fraction volumique est obtenue par la formule ci-dessous :

$$\varphi = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{II.1})$$

II.1.2. Conductivité thermique

Pour déterminer la conductivité thermique des nanofluides, de nombreuses expériences et études théoriques ont été réalisées. Nous pouvons donner quelques modèles obtenus dans le tableau suivant :

Modèle	Formule
Maxwell 1873, [2]	$K_{nf} = \left[\frac{K_s + 2K_f - 2\varphi(K_f - K_s)}{K_s + 2K_f + \varphi(K_f - K_s)} \right] K_f$
Hamilton and Crosser 1962, [3]	$K_{nf} = \left[\frac{K_s + (n-1)K_f - (n-1)\varphi(K_f - K_s)}{K_s + (n-1)K_f + \varphi(K_f - K_s)} \right] K_f$
Pak and Cho 1998, [4]	$K_{nf} = (1 + 7.47\varphi)K_f$
Yu et Choi 2003, [5]	$K_{nf} = \left[\frac{K_s + 2K_f - 2(1+\beta)^3\varphi(K_f - K_s)}{K_s + 2K_f + (1+\beta)^3\varphi(K_f - K_s)} \right] K_f$
Mintsa et al. 2009, [6]	$K_{nf} = (1 + 1.72\varphi)K_f$

Tableau II.1. Modèles utilisés pour le calcul de la conductivité thermique.

Dans notre cas, on a fait appel au modèle de Maxwell.

II.1.3. Viscosité dynamique

Plusieurs modèles et formules semi-empiriques ont été proposés pour modéliser la viscosité dynamique des nanofluides qui prennent en compte la fraction volumique des nanoparticules en suspension dans le fluide de base.

Modèle	Formule
Einstein 1906, $\varphi \leq 2\%$ [7]	$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\varphi)$
Kuntiz 1926, $\varphi = 50\%$ [8]	$\mu_{nf} = \mu_f \left(\frac{1 + 0.5\varphi}{(1 - \varphi)^4} \right)$
Brinkman 1952, $\varphi = 4\%$ [9]	$\mu_{nf} = \mu_f (1 - \varphi)^{-2.5}$
Batchelor 1977, $\varphi > 10\%$ [10]	$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\varphi + 6.5\varphi^2)$
Pak et Cho 1998, [4]	$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 39.11\varphi + 533.9\varphi^2)$

Tableau II.2. Quelques modèles utilisés pour la détermination de la viscosité dynamique.

II.1.4. Masse volumique

La masse volumique d'un nonfluide qui est considéré comme étant un fluide homogène, en fonction de la fraction volumique est représentée par le modèle ci-dessous. Pak et Cho (1998) [4] ont appliqué l'équation des mélanges pour le fluide à deux phases et pour les particules de taille nanométrique, pour cela, la masse volumique des nonfluides est exprimée par la relation suivante :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{II.2})$$

II.1.5. Chaleur spécifique

Le concept de la chaleur spécifique est utilisé en référence à la chaleur requise par une substance (ajoutée ou rejetée) par unité de masse pour augmenter la température d'un degré Celsius. Selon la loi des mélanges, la chaleur spécifique des nanofluides peut être exprimée en fonction de la concentration volumique des nanoparticules et de la masse volumique.

On peut citer deux modèles employés pour estimer la chaleur spécifique des nanofluides :

- Modèle de Pack et Cho (1998) [4] :

$$(cp)_{nf} = (1 - \varphi)(cp)_f + \varphi(cp)_s \quad (\text{II.3})$$

- Modèle de Xuan et Roetzel (2000) : il est couramment utilisé dans les calculs numériques de la chaleur spécifique des nanofluides et il a comme expression [11] :

$$(\rho cp)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho cp)_f + \varphi(\rho cp)_s \quad (\text{II.4})$$

Dans notre travail, nous avons utilisé cette dernière relation.

II.1.6. Coefficient de dilatation thermique

Le coefficient de dilatation thermique du nanofluide peut être obtenu en se basant sur le modèle suivant [12] :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho\beta)_f + \varphi(\rho\beta)_s \quad (\text{II.5})$$

II.1.7. Conductivité électrique

L'expression de la conductivité électrique est formulée par Maxwell selon la formule suivante [2] :

$$\sigma_{nf} = \left[1 + \frac{3\varphi(\gamma - 1)}{(\gamma + 2) - (\gamma - 1)\varphi} \right] \sigma_f \quad (\text{II.6})$$

$$\text{Avec : } \gamma = \frac{\sigma_s}{\sigma_f} \quad (\text{II.7})$$

Dans ce tableau, nous allons présenter quelques propriétés physiques de certains matériaux.

Matériaux		ρ kg/m ³	K W/m.K	Cp J/kg.K	$\beta \cdot 10^{-5}$ K ⁻¹	σ s/m
Métaux	Argent	10500	429	235	1.89	$6.3 \cdot 10^7$
	Cuivre	8933	401	385	1.67	$5.96 \cdot 10^7$
	Fer	7870	80	460	58	$1 \cdot 10^7$
	Aluminium	2701	237	902	2.31	$3.5 \cdot 10^7$
Oxydes	Oxyde d'aluminium	3970	40	765	0.85	$3.5 \cdot 10^7$
	Oxyde de cuivre	6510	18	540	0.85	$5.96 \cdot 10^7$
	Oxyde de fer	5180	80.4	670	20.6	$1.12 \cdot 10^5$
	Oxyde de titane	4250	8,9538	686.2	0.9	$2.38 \cdot 10^6$
Fluides de base	Eau	997.1	0.613	4179	21	$5.5 \cdot 10^{-6}$
	Ethylène glycol	1114	0.252	2415	57	$1.07 \cdot 10^{-6}$
	Huile moteur	884	0.145	1909	70	$1 \cdot 10^{-7}$
	Huile minérale	920	0.138	1670	64	$1 \cdot 10^{-7}$

Tableau II.3. Propriétés thermo-physique de quelques matériaux courants [13].

Note : Les unités SI pour la conductivité électrique sont les Siemens par mètre (S/m).

II.2. Description du problème étudié

Notre étude est divisée en trois grandes parties :

- La première partie concerne la convection naturelle et mixte dans différentes cavités en étudiant des écoulements bidimensionnels.
- La deuxième partie est réservée à l'étude de convection naturelle et la génération d'entropie en présence de la magnétohydrodynamique (MHD) dans une cavité creuse.
- La troisième partie est consacrée à l'étude de la convection mixte dans un canal.

La dynamique des fluides computationnelle (CFD) repose sur les équations de base qui décrivent les différents écoulements thermique et dynamique, à savoir les équations de continuité, de quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes), équation d'énergie et l'équation de la génération d'entropie.

II.2.1. Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier les différentes équations, il est utile de mettre les hypothèses suivantes afin de les résoudre :

- Écoulement stationnaire, laminaire ou turbulent,
- L'écoulement est traité dans le cas bidimensionnel pour les cavités,
- Le nanofluide utilisé est un fluide Newtonien, incompressible,
- Le mélange des nanoparticules d' Al_2O_3 avec de l'eau est considéré comme une phase unique (homogène) en équilibre thermique,
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable,
- Pas de source de chaleur, aucune réaction chimique et on néglige la dissipation visqueuse,
- Le milieu est continu,
- Les propriétés thermo-physiques du nanofluide (ρ, μ, K, \dots) sont supposées constantes.
- Application de l'approximation de Boussinesq,
- La variation de masse volumique s'écrit sous l'hypothèse de Boussinesq comme suit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)],$$

La différence de températures dans le domaine d'écoulement considéré est suffisamment petite pour justifier l'emploi de l'approximation de Boussinesq. Pour cela, la variation de masse volumique est négligeable dans l'équation de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf dans le terme de gravité,

- Un champ magnétique horizontal uniforme β_0 est appliqué à l'enceinte,
- L'effet joule est négligeable pour le cas de la MHD.

II.2.2. Équations de conservation de base

Dans ce qui suit, on va présenter les différentes équations qui peuvent être utilisées dans l'étude de la convection pure et couplée à la MHD dans le cas des écoulements laminaire et turbulent, dans des cavités fermées et dans le cas d'un canal.

II.2.2.1. Modélisation de la convection pure et de la convection avec MHD

Les équations de base de la convection pure dans l'enceinte bidimensionnelle, sont présentées ci-dessous :

- **Équation de continuité**

En tenant compte des hypothèses faits avant, cette équation se simplifie en :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.8})$$

- **Équation de la quantité de mouvement**

Les équations de la quantité de mouvement écrites dans les directions horizontale et verticale sont :

- Pour le cas de la convection naturelle et mixte :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.9})$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g (T - T_0) \quad (\text{II.10})$$

- Pour le cas de la convection naturelle associée la MHD, l'équation de la quantité de mouvement suivant x reste la même que dans le cas précédent, par contre elle change d'expression suivant la direction y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g (T - T_c) - \frac{\sigma_{nf}}{\rho_{nf}} \beta_0^2 v \quad (\text{II.11})$$

- **Équation de l'énergie**

L'équation de l'énergie se réduit à :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.12})$$

- **Équation de la génération d'entropie**

La production d'entropie locale est donnée par l'expression suivante :

$$S_l = \frac{K_{nf}}{T_0^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\mu_{nf}}{T_0} \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] + \frac{\sigma_{nf} \beta_{nf}^2 v^2}{T_0} \quad (\text{II.13})$$

$$S_l = S_{ht} + S_v + S_m \quad (\text{II.14})$$

Avec :

$$S_{ht} = \frac{K_{nf}}{T_0^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (\text{II.15})$$

$$S_v = \frac{\mu_{nf}}{T_0} \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (\text{II.16})$$

$$S_m = \frac{\sigma_{nf} \beta_{nf}^2 v^2}{T_0} \quad (\text{II.17})$$

L'équation de la génération d'entropie locale S_l est constituée des trois termes : S_{ht} représente la génération d'entropie locale due au transfert de chaleur, le deuxième terme S_v c'est la génération d'entropie locale due à la dissipation visqueuse et le troisième terme S_m représente la génération d'entropie locale due à l'effet magnétique.

La température T_0 est déterminée comme suit :

$$T_0 = 0.5(T_c + T_f) \quad (\text{II.18})$$

- Pour le cas de la convection dans un canal, les équations de conservation sont données par :

- **Équation de continuité**

Comme on s'intéresse à l'étude tridimensionnelle de l'écoulement du nanofluide, cette équation devient :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.19})$$

- **Équation de la quantité de mouvement**

Les équations de la quantité de mouvement pour les trois directions x, y et z sont respectivement :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.20})$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g (T - T_0) \quad (\text{II.21})$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu_{nf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.22})$$

- **Équation de l'énergie**

Cette équation a pour expression :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.23})$$

II.2.2.2. Cas turbulent

Dans le cas où l'écoulement à l'intérieur de la cavité est turbulent, on introduit un modèle de turbulence. Il existe plusieurs modèles qui décrivent les écoulements turbulents et qui sont utilisés dans la fermeture des équations correspondantes. Parmi ces modèles, on trouve le modèle $K - \varepsilon$ standard qui est constitué de deux équations de transport.

Le modèle $K - \varepsilon$ est le plus utilisé pour la modélisation de la turbulence dans des problèmes de la dynamique et de la thermique des fluides. C'est un modèle basé sur le concept de Boussinesq.

L'approximation de Boussinesq est définie par [14] :

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.24})$$

$$2S_{ij} = \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) : \text{est le tenseur de déformation.} \quad (\text{II.25})$$

On introduit la viscosité turbulente qui relie les contraintes de Reynolds et le flux turbulent aux paramètres moyens de l'écoulement. Dans ce cas la viscosité turbulente prend la forme suivante:

$$\mu_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.26})$$

$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'}$, $\varepsilon = \nu \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right)$ sont respectivement l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation turbulent.

L'équation de transport pour k (énergie cinétique turbulente) est donnée par :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (\text{II.27})$$

L'équation de transport pour ε (taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente) a la forme :

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.28})$$

Pour fermer le système, il faut définir les constantes qui se trouvent dans les deux équations de transport présentées ci-dessus [14].

σ_μ	σ_K	σ_ε	$\sigma_{\varepsilon 1}$	$\sigma_{\varepsilon 2}$
0.09	1	1.3	1.44	1.92

II.3. Nombres adimensionnels

L'importance des nombres sans dimension dans l'étude du transfert de chaleur par convection contribue à la connaissance de la qualité et la quantité d'écoulement. Les nombres sans dimensions dont nous avons besoin dans ce travail sont mentionnés ci-dessous :

- **Nombre de Reynolds**

Ce nombre est utilisé en mécanique des fluides pour déterminer le type d'écoulement, c'est le rapport entre la force d'inertie et la force visqueuse du fluide en mouvement. Le nombre de Reynolds est un paramètre de contrôle pour la convection forcée. Son expression est donnée par [15] :

$$\text{Re}_{nf} = \frac{\rho_{nf} U_{nf} H}{\mu_{nf}} \quad (\text{II.29})$$

- **Nombre de Prandtl**

Le nombre de Prandtl peut être exprimé comme le rapport de la viscosité cinématique (la diffusivité de la quantité de mouvement) et la diffusivité thermique [15].

$$\text{Pr}_{nf} = \frac{\nu_{nf}}{\alpha_{nf}} \quad (\text{II.30})$$

- **Nombre de Grashof**

Le nombre de Grashof (Gr), est un nombre sans dimension, défini comme le rapport entre la force de flottabilité (force d'Archimède) et la force visqueuse agissant sur un fluide dans la couche limite de vitesse. Le rôle du nombre de Grashof en convection naturelle est presque similaire à celui du nombre de Reynolds en convection forcée [15].

On définit le nombre de Grashof de la manière suivante :

$$Gr_{nf} = \frac{g \beta_{nf} \Delta T H^3}{\nu_{nf}^2} \quad (\text{II.31})$$

- **Nombre de Rayleigh**

Ce nombre adimensionnel est le produit du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl. Le nombre de Rayleigh est utilisé pour exprimer le transfert de chaleur par convection naturelle. Ce nombre correspond au rapport des phénomènes moteurs, comme la poussée d'Archimède et les phénomènes résistants comme la diffusion de la chaleur ou les frottements visqueux (mécanisme de freinage) [16].

$$Ra_{nf} = \frac{g \beta_{nf} \Delta T H^3}{\nu_{nf} \alpha_{nf}} \quad (\text{II.32})$$

- **Nombre de Richardson**

Le nombre adimensionnel de Richardson est un paramètre de contrôle qui caractérise la convection mixte et la structure d'écoulement. Selon les études réalisées, pour rester dans le cas de la convection mixte, les valeurs de ce nombre doivent varier entre 0.1 et 10 [17].

$$Ri_{nf} = \frac{Gr_{nf}}{Re_{nf}^2} \quad (\text{II.33})$$

- **Nombre de Nusselt**

C'est un nombre adimensionnel qui représente l'amélioration du transfert de chaleur à travers une couche du fluide à la suite de la convection. Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide). Lorsque le nombre de Nusselt tend vers l'unité, la conduction est dominante et s'il tend vers des valeurs importantes, la convection est dominante. Il peut être calculé comme suit [15]:

$$Nu_{nf} = \frac{h_{nf} H}{K_f} \quad (\text{II.34})$$

- **Nombre de Hartmann**

Le nombre de Hartmann est une quantité cruciale dans la magnétohydrodynamique couplée à la convection libre. Il représente la force électromagnétique rapportée à la force visqueuse. Il

caractérise le mouvement des fluides ayant une certaine conductivité et exposés à un champ magnétique [18].

$$Ha = \beta_0 H \sqrt{\frac{\sigma_{nf}}{\mu_{nf}}} \quad (\text{II.35})$$

II.4. Pertes de charge

Les pertes de charge sont considérées comme une perte d'énergie qui doit être compensée afin de permettre au fluide de se déplacer. On l'exprime couramment sous la forme d'une différence de pression (on l'appelle aussi ΔP) [14]. L'expression des pertes de charges est donnée comme suit :

$$\Delta P_{nf} = \frac{32 \cdot \mu_{nf} \cdot L \cdot U}{D_h^2} \quad (\text{II.36})$$

II.5. Configurations étudiées

Dans notre travail, les différentes configurations étudiées sont :

- Convection naturelle pure dans des cavités fermées de facteur de forme variable.
- Convection mixte dans des cavités ventilées.
- Convection associée à la MHD dans des cavités fermées.
- Convection mixte dans un canal.

II.5.1. Première application

Dans cette configuration, on s'intéresse à l'étude de la convection naturelle dans une géométrie bien définie. La géométrie étudiée ainsi que les conditions aux limites imposées sont présentées dans la figure II.1. Il s'agit d'une enceinte de forme particulière (forme proche de la géométrie H) de hauteur ($AT=JK=H$), de largeur ($AJ=TK=W$), ayant un facteur de forme variable AR ($AR= (BC+DE) /H$), dont les parois verticales sont maintenues à une température constante froide T_f . Les parois horizontales situées au sommet de cette géométrie sont supposées adiabatiques et le reste des parois sont supposées chaudes et maintenues à une température T_c . Cette cavité est saturée d'un nanofluide. Pour toutes les parois de cette cavité, la condition de non-glissement est imposée, ce qui implique que la vitesse est nulle.

Dans cette étude, l'écoulement dû à la convection naturelle en régime laminaire du nanofluide $Al_2O_3-H_2O$ à l'intérieur de la cavité représentée ci-dessous est étudié en utilisant le modèle monophasique. La fraction volumique choisie des nanoparticules est de 1%, 2%, 3% et 4%

respectivement. Ce type d'enceinte peut présenter un intérêt particulier pour la conception des différents systèmes thermiques. Le choix de cette géométrie est dû au fait qu'elle peut représenter un composant électronique et d'autre part, elle a une forme proche de celle en H déjà étudiée, ce qui permet de valider nos résultats.

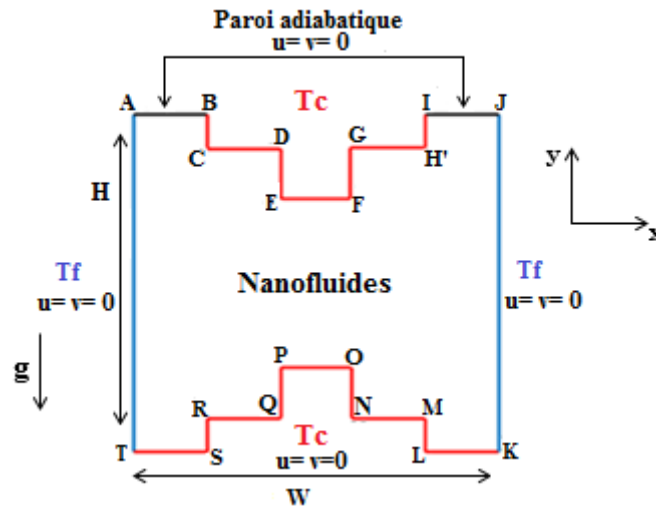


Figure II.1. Géométrie étudiée avec les conditions aux limites imposées.

La deuxième configuration à étudier est une cavité fermée remplie d'un nanofluide (figure II.2). La paroi située en bas est maintenue à une température chaude T_c et celle située en haut est adiabatique. Les deux parois verticales sont maintenues à une température froide T_f . Pour toutes les parois, on satisfait la condition de non-glissement ($u=v=0$).

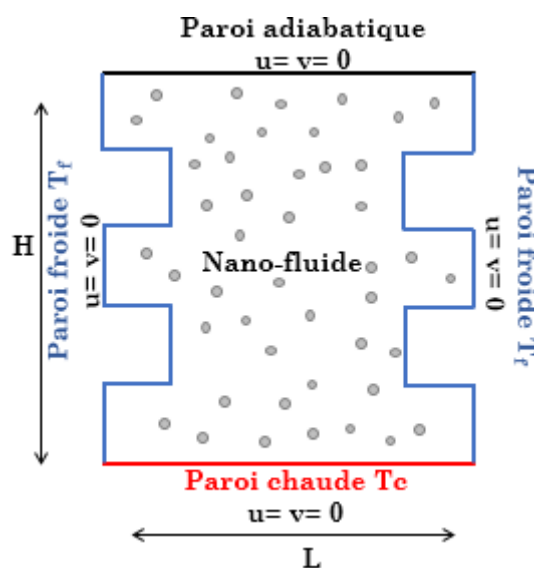


Figure II.2. Géométrie étudiée avec les conditions aux limites imposées.

La troisième configuration concerne l'étude d'un écoulement turbulent dans la cavité représentée dans la figure II.3. Il s'agit d'une cavité rectangulaire saturée d'un nanofluide et ayant une forme particulière de la paroi horizontale située en bas. Cette cavité est de hauteur H et de largeur L . La paroi haute est adiabatique et la paroi basse est chaude supposée à une température fixe T_c , tandis que les deux parois verticales sont maintenues à une température froide T_f (avec $T_c > T_f$). Pour toutes les parois, on respecte la condition de non glissement ($u=v=0$). Comme l'écoulement est turbulent, la turbulence a été modélisée en utilisant le modèle $K-\varepsilon$.

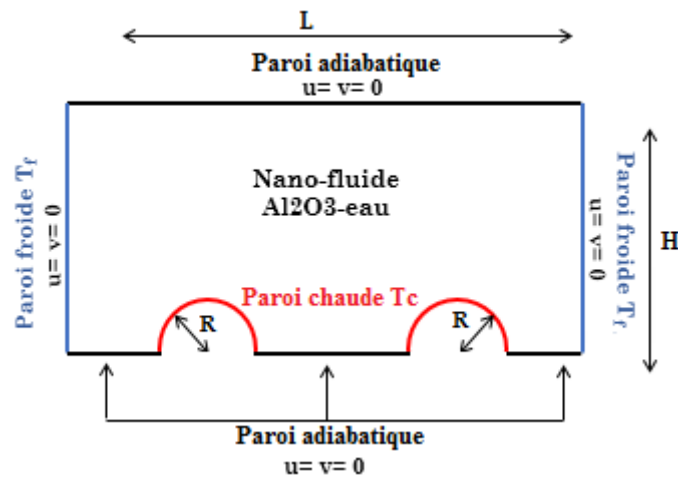
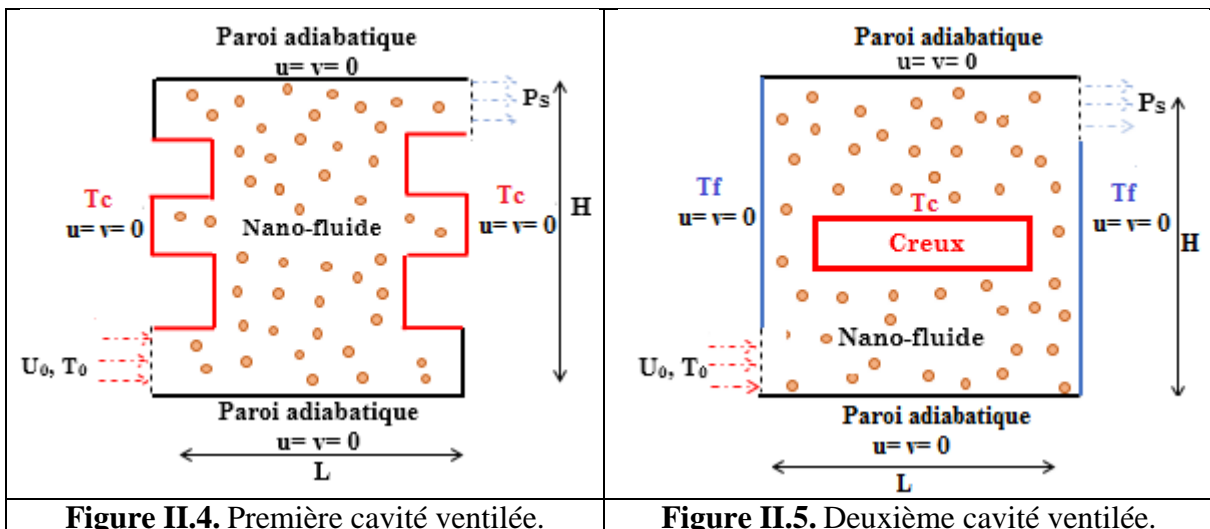


Figure II.3. Représentation schématique du problème considéré.

II.5.2. Deuxième application

Pour le cas de la convection mixte, les géométries étudiées sont représentées dans les figures ci-dessous (II.4, II.5). Il s'agit des cavités carrées ventilées et remplies du nanofluide Al_2O_3 -eau. Ce nanofluide entre dans la cavité avec une vitesse U_0 et une température T_0 .



La première configuration est une cavité avec une entrée et une sortie. La hauteur et la longueur de la cavité sont identiques $H = L$. Les parois verticales gauche et droite sont maintenues à une température chaude $T = T_c$, les parois horizontales haute et basse sont adiabatiques ($q = 0$). Pour toutes les parois, on satisfait la condition de non glissement ($u = 0$ et $v = 0$).

La deuxième géométrie du phénomène considéré est illustrée dans la figure (II.5). Il s'agit d'une cavité creuse et ventilée. A l'entrée, le fluide s'écoule à une vitesse constante U_0 et rentre avec une température constante T_0 . A la sortie une pression est imposée. Les murs verticaux sont à une température constante égale à T_f et les murs horizontaux sont supposés adiabatiques et la partie chaude creuse a une température T_c chaude.

Ces configurations permettent de traiter deux cas très importants pour le mouvement du fluide: Cas d'écoulement de convection pure dans une cavité fermée et le cas de convection pure dans une cavité creuse.

II.5.3. Troisième application

Dans ce cas, il s'agit d'une étude de la convection naturelle associées à la MHD dans une cavité fermée ayant la forme ci-dessous. Dans ce cas la production d'entropie et la structure de l'écoulement en convection libre du nanofluide $Al_2O_3-H_2O$ qui occupe une cavité creuse soumise à un champ magnétique externe orienté horizontalement sont étudiées. La figure II.6 présente schématiquement la géométrie étudiée de la cavité carrée avec une partie creuse et chaude. L'enceinte carrée à une longueur H et une largeur L et la partie creuse a un diamètre D . Au fond et au sommet de la cavité, l'échange thermique est supposé nul (parois adiabatiques) et les parois verticales sont fixées à une température T_f . Le creux est maintenu à la température T_c . Pour toutes les parois de la cavité, la vitesse est supposée nulle (condition de non glissement).

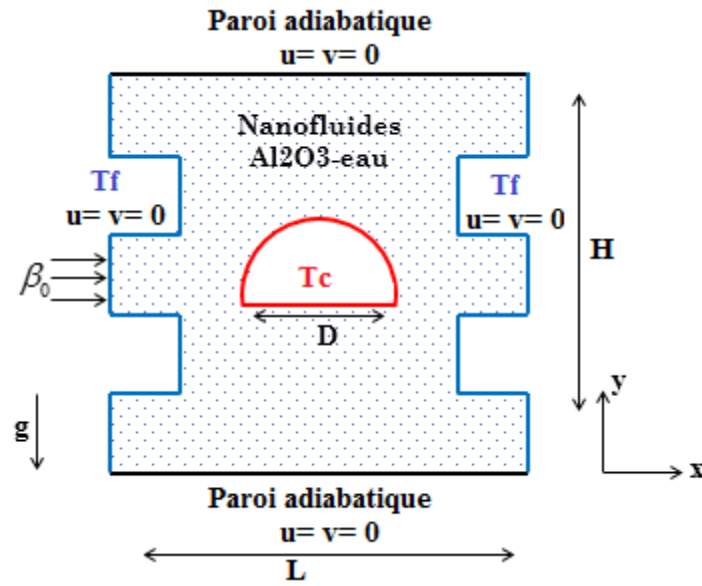


Figure II.6. Géométrie de la cavité carrée et creuse.

II.5.4. Quatrième application

La géométrie étudiée est représentée dans la figure ci-dessous. Il s'agit de l'écoulement en convection mixte du nanofluid Al₂O₃-eau dans un canal rectangulaire partiellement chauffée. Ce fluide entre dans le canal avec une vitesse moyenne axiale U_0 et une température uniforme T_0 . Le canal est composé de trois parties, la partie centrale ($L=100$ cm) est chauffée par un flux constant et les deux autres parties situées aux extrémités sont adiabatiques (chaque partie est de longueur $L=50$ cm).

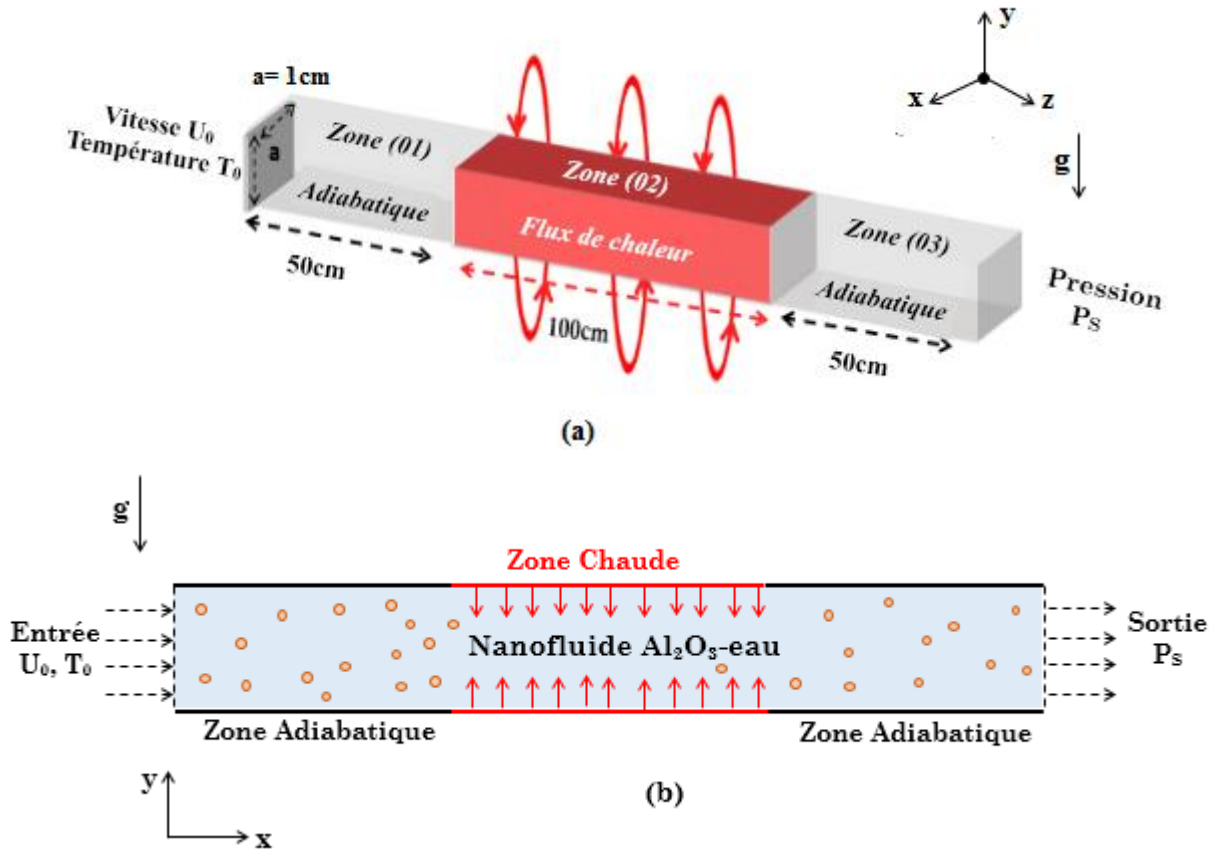


Figure II.7. Configuration étudiée et conditions aux limites imposées

a) Cas tridimensionnel, b) Cas bidimensionnel.

II.6. Les conditions aux limites

Les conditions aux limites des différentes géométries étudiées sont résumées dans les tableaux suivants :

II.6.1. Première application

- Etude de la convection naturelle dans la cavité de forme proche de H :

Les limites de la cavité	Les conditions dynamiques	Les conditions thermiques
$x = 0$ et $x = W$; $0 \leq y \leq H$	$u = v = 0$	$T = T_f$
$y = 0$; $0 \leq x \leq W$	$u = v = 0$	$T = T_c$
$y = H$; $0 \leq x \leq W/5$	$u = v = 0$	$q = 0$
$y = H$; $W/5 \leq x \leq 4W/5$	$u = v = 0$	$T = T_c$
$y = H$; $4W/5 \leq x \leq W$	$u = v = 0$	$q = 0$

- Etude de la convection naturelle dans la deuxième cavité fermée :

Les limites de la cavité	Les conditions dynamiques	Les conditions thermiques
--------------------------	---------------------------	---------------------------

$x = 0$	$0 \leq y \leq H$	$u = v = 0$	$T = T_f$
$x = L$	$0 \leq y \leq H$	$u = v = 0$	$T = T_f$
$y = 0;$	$0 \leq x \leq L$	$u = v = 0$	$T = T_c$
$y = H$	$0 \leq x \leq L$	$u = v = 0$	$q = 0$

- Etude de la convection naturelle en cavité fermée (écoulement turbulent) :

Les limites de la cavité	Les conditions dynamiques	Les conditions thermiques	
$x = 0$	$0 \leq y \leq H$	$u = v = 0$	$T = T_f$
$x = L$	$0 \leq y \leq H$	$u = v = 0$	$T = T_f$
$y = 0;$	$0 \leq x \leq L$	$u = v = 0$	Demi-cercle $T = T_c$. Le reste sont adiabatiques ($q = 0$).
$y = H$	$0 \leq x \leq L$	$u = v = 0$	$q = 0$

II.6.2. Deuxième application

- Etude de la convection mixte dans la cavité fermée :

Les limites de la cavité	Les conditions dynamiques	Les conditions thermiques
$x = 0$; $0 \leq y \leq I$	$u = v = 0$	$T = T_0$
$x = L$; $0 \leq y \leq H - 4I$	$P = P_s$	/
Parties chaudes	$u = v = 0$	$T = T_c$
Parties adiabatiques	$u = v = 0$	$q = 0$

- Etude de la convection mixte dans la cavité creuse :

Les limites de la cavité	Les conditions dynamiques	Les conditions thermiques
$x = 0$; $0 \leq y \leq I$	$u = v = 0$	$T = T_0$
$x = L$; $0 \leq y \leq B$	$P = P_s$	$T = T_s$
Parties froides	$u = v = 0$	$T = T_f$
Parties adiabatiques	$u = v = 0$	$q = 0$
Partie chaude (creux)	$u = v = 0$	$T = T_c$

II.6.3. Troisième application

- Etude de la convection naturelle associée à la MHD :

Les limites de la cavité	Les conditions dynamiques	Les conditions thermiques
$x = 0$; $0 \leq y \leq H$	$u = v = 0$	$T = T_f$
$x = L$; $0 \leq y \leq H$	$u = v = 0$	$T = T_f$
$y = 0$; $0 \leq x \leq L$	$u = v = 0$	$q = 0$
$y = H$; $0 \leq x \leq L$	$u = v = 0$	$q = 0$
Partie chaude (creux)	$u = v = 0$	$T = T_c$

II.6.4. Quatrième application

- Etude de la convection mixte d'un écoulement dans un canal :

Les limites de la cavité	Les conditions dynamiques	Les conditions thermiques
$Z=0$	$u = v = 0$	$T=T_0$
$Z=L$	$P = P_s$	$T=T_s$
Parties adiabatiques	$u = v = 0$	$q = 0$
Partie chauffée	$u = v = 0$	Flux imposé

Références bibliographiques

- [1] Abu Raihan Ibna, A., & Bodius, S. (2020). A review on nanofluid: preparation, stability, thermophysical properties, heat transfer characteristics and application. *SN Applied Sciences*. **2**(10), pp.1636.
- [2] Maxwell, J.C. (1873). A Treatise on electricity and magnetism. 2nd edition. *Clarendon press*. Oxford, UK.
- [3] Hamilton, R.L., & Crosser, O.K. (1962). Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*. **1**(3), pp.187-191.
- [4] Pak, B.C., & Cho, Y.I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*. **11**(2), pp. 151-170.
- [5] Yu, W., & Choi, S. U. S. (2003). The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated Maxwell model. *Journal of Nanoparticle Research*. **5**, pp.167– 171.
- [6] Mintsu, A.H., Roy, G., Nguyen, C.T., & Doucet, D. (2009). New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*. **48**(2), pp.363-71.
- [7] Einstein, A. (1906). A new determination of molecular dimensions. *Annalen der Physik*. **324**(2), pp.289-306.
- [8] Kunitz, M. (1926). An empirical formula for the relation between viscosity of solution and volume of solute. *Journal of General Physiology*. **9**(6), pp. 715-725.
- [9] Brinkman, H.C. (1952). The viscosity of concentrated suspensions and solution. *Journal of Chemical Physics*. **20**(4), pp.571.
- [10] Batchelor, G.K. (1977). The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. *Journal of Fluid Mechanics*. **83**(1), pp. 97-117.
- [11] Xuan, Y., & Roetzel, W. (2000). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **43**(19), pp. 3701-3707.
- [12] Soleimani, S., Sheikholeslami, M., Ganji, D.D., & Gorji-Bandpay, M. (2012). Natural convection heat transfer in a nanofluid filled semi-annulus enclosure. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. **39**(4), pp. 565–574.
- [13] Winifred, N.M., (2014). Analysis of hydromagnetic boundary layer flow and heat transfer of nanofluids. *Doctoral Thesis*. Cape Cape Peninsula University of Technology. Faculty of Engineering. South Africa.

- [14] Candel, S. (1990). Mécanique des fluides, Cours. 2^{ème} édition. *Dunod*. Paris, France.
- [15] Bianco, V., Manca, O., Nardini, S., & Vafai, K. (2015). Heat transfer enhancement with nanofluids. *CRC Press, Taylor & Francis Group*. Boca Raton, pp.465.
- [16] Çengel, Y.A., & Ghajar A.J. (2014). Heat and mass transfer. Fundamentals & Applications. 5th edition. *McGraw-Hill*. New York, NJ. pp.992.
- [17] Ellahi, R. (2020). Symmetry and Fluid Mechanics. *Symmetry*. Mdpi AG.
- [18] Bernardes, M. S. (2011). Developments in Heat Transfer. *Intechopen*.

hapitre III

odèle

Numérique

Chapitre III : Modèle Numérique

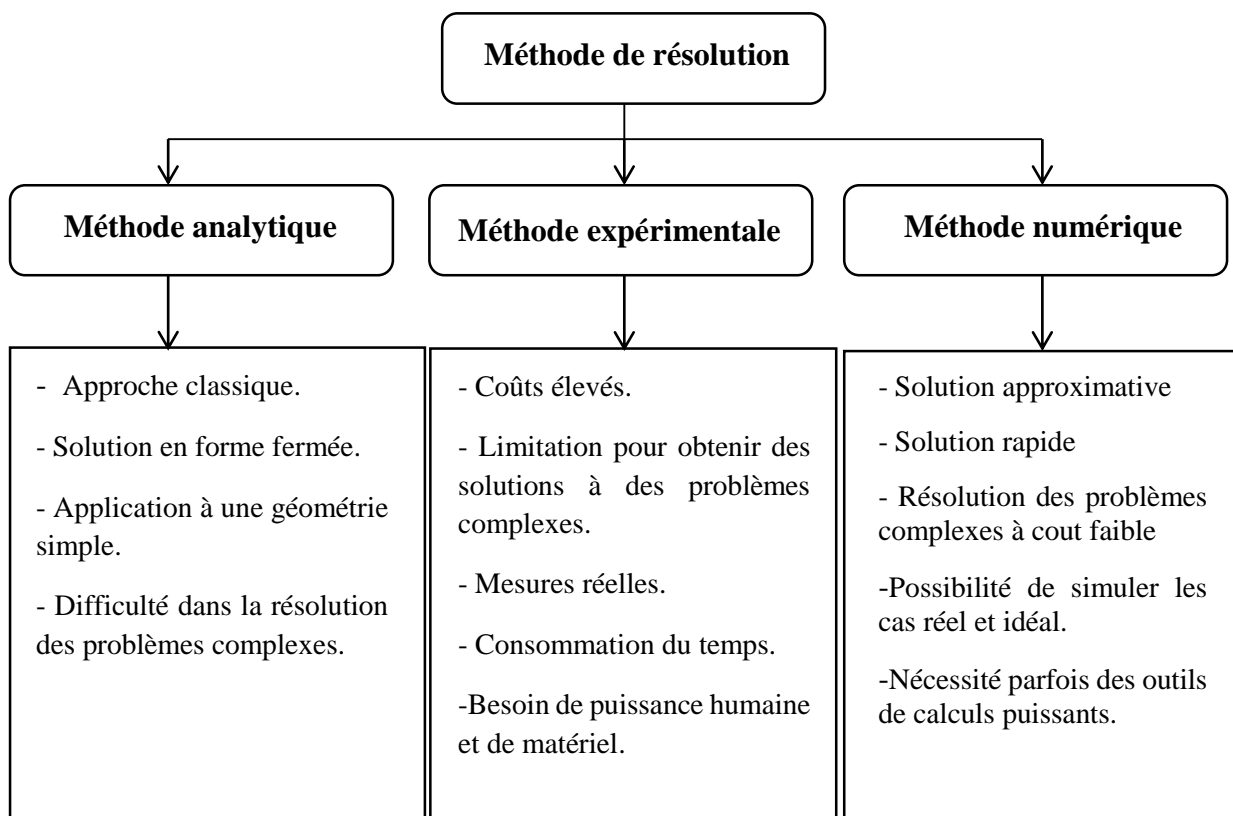
Introduction

Dans ce chapitre, une brève description de la méthode numérique utilisée dans la résolution des différentes équations de transport est donnée. Cette méthode est celle des volumes finis. Pour cela, la procédure numérique de cette méthode est exposée en commençant par la description du maillage.

Les différentes équations de conservation peuvent être regroupées dans une seule équation de transport générale, cette dernière est discrétisée dans ce chapitre. Certains algorithmes de couplage vitesse-pression sont nécessaires dans la résolution numérique des équations de mouvement, donc quelques algorithmes sont présentés.

III.1. Méthode de résolution

En général, les études des sciences et l'ingénierie ont été traditionnellement basées sur trois méthodes principales : méthodes expérimentales, méthodes analytiques ou théoriques et avec le développement des technologies, la modélisation et la simulation numérique sont devenues un troisième pilier pour résoudre tous les problèmes complexes et coûteux [1].



III.2. Méthodes numériques de discrétisation

Les méthodes numériques de discrétisation sont utilisées dans la résolution des équations aux dérivées partielles (EDP) qui gouvernent l'écoulement des fluides et qui sont difficiles à résoudre analytiquement. Trois méthodes numériques sont largement utilisées dans la résolution des équations de transport :

- La méthode des différences finis (MDF)
- La méthode d'éléments finis (MEF)
- La méthode des volumes finis (MVF)

III.2.1. Méthode des différences finis (MDF)

Cette méthode est l'une des méthodes d'approximation les plus simples et les plus anciennes. Le développement de la technique de la méthode MDF a commencé en 1768 par Euler, cette méthode contribue d'une façon considérable dans la rapidité des traitements des problèmes complexes dans les domaines scientifique et technologique. La résolution des équations aux dérivées partielles se base sur le développement en série de Taylor qui consiste à remplacer une dérivée partielle par une différence finie en subdivisant le domaine d'étude en un nombre limité des nœuds et la solution numérique est obtenue à chaque nœud. Cette technique est appelée le maillage. La méthode MDF est limitée dans son utilisation [2].

III.2.2. Méthode des éléments finis (MEF)

Cette méthode numérique est connue en 1967 et elle est utilisée dans plusieurs logiciels (Costem2000, Star CCM+, Comsol, ...). Elle permet de transformer les équations aux dérivées partielles en des équations algébriques par subdivision du domaine de calcul (surface, volume, ligne) en des régions élémentaires (éléments de volume) afin de faciliter les calculs. Elle est aussi basée sur le concept de minimisation d'une quantité pour transformer les équations différentielles à des formes intégrales. Cette méthode nécessite des outils de calcul puissants surtout côté mémoire et en particulier lorsque on réalise des études dans des géométries complexes [2].

III.2.3. Méthode des volumes finis (MVF)

C'est une méthode conservative qui est publiée pour la première fois en 1980 par Patankar, elle consiste à intégrer les différentes équations sur des volumes élémentaires appelés volumes de contrôle obtenus en divisant le domaine de calcul. Le principe de cette méthode (MVF) est basé sur le théorème de la divergence (changement de l'intégrale volumique en une intégrale surfacique). La méthode des volumes finis est très similaire à la méthode des différences finies, elle utilise presque les mêmes schémas de calcul pour obtenir des équations algébriques. Cette approche convient aux maillages réguliers ou irréguliers. La discrétisation par MVF est largement utilisée par de nombreux logiciels par exemple Ansys-Fluent, Open FOAM [3].

Dans notre étude, nous avons utilisé la méthode des volumes finis.

III.3. Procédure numérique de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est une méthode numérique développée pour la simulation de l'écoulement des fluides, qui permet de transformer l'ensemble des équations aux dérivées partielles en un système d'équations algébriques linéaires. La propriété fondamentale de conservation de la méthode des volumes finis est en fait une méthode préférable par rapport aux deux autres méthodes. Cependant, la procédure de discrétisation utilisée dans la méthode des volumes finis comporte les étapes de base représentées ci-dessous et qui affectent principalement la précision globale des calculs numériques [4] :

III.3.1. Maillage

C'est la première étape par laquelle il faut passer dans la méthode des volumes finis, elle consiste à diviser le domaine de calcul en un nombre fini de volumes de contrôle, ce domaine se présente par la suite sous forme d'une grille. Chaque volume de contrôle contient un point P qui est placé au centre du volume de contrôle (nœud principale) et les points E, W, N, S, constituent les nœuds des volumes de contrôle adjacents respectivement dans le cas bidimensionnel (E : Est, W : West, N : Nord, S : Sud). Chaque volume de contrôle est limité par des faces e, w, n, s. Les grandeurs scalaires comme la pression, la température sont stockées aux centres des volumes de contrôle, par contre les quantités vectorielles comme la vitesse sont stockées dans les faces [5].

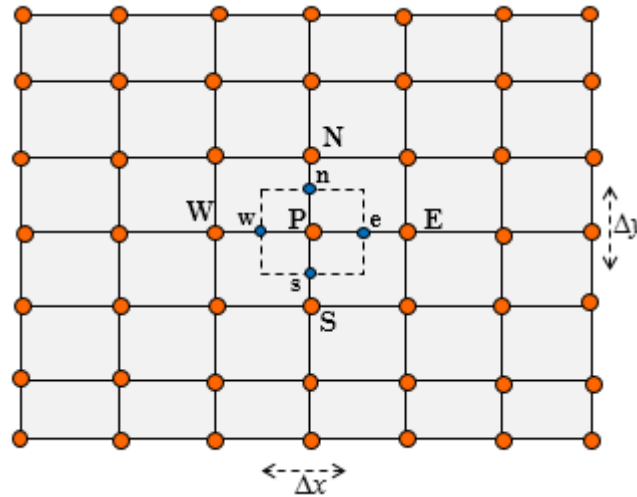


Figure III. 1. Définition du volume de contrôle pour le cas bidimensionnel.

Le choix de la qualité du maillage est très important car il permet de donner des bons résultats avec une haute précision.

III.3.2. Équations générales de transport

Les phénomènes de transport sont gouvernés par les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie. Ceux-ci peuvent être présentés par l'équation générale de transport de la variable φ suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varphi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\varphi \text{grad}\varphi) + S_\varphi \quad (\text{III.1})$$

Où :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varphi)$: Le terme transitoire

$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varphi)$: Le flux convectif.

$\frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\varphi \text{grad}\varphi)$: Le flux diffusif

S_φ : Le terme source.

Avec :

Γ : Le coefficient de diffusion.

\mathbf{u} : Le vecteur de vitesse.

φ : Est une quantité spécifique qui représente l'une des différentes grandeurs physiques (T,h, u, v,.....) .

III.3.3. Discrétisation

La clé de la méthode des volumes finis dans l'intégration de l'équation de transport sur un volume de contrôle, réside dans l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de transformer une intégrale de volume en une intégrale de surface.

L'intégration de l'équation de transport convection-diffusion prend la forme suivante :

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (\rho\varphi) dv dt + \int_{\Delta t} \int_{vc} \text{div}(\rho u \varphi) dv dt = \int_{\Delta t} \int_{vc} \text{div}(\Gamma \text{grad} \varphi) dv dt + \int_{\Delta t} \int_{vc} S dv dt \quad (\text{III.2})$$

Si, on applique la loi de la divergence, l'équation ci-dessus devient :

$$\int_{\Delta t} \int_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (\rho\varphi) dv dt + \int_{\Delta t} \int_A n.(\rho u \varphi) dA dt = \int_{\Delta t} \int_A n.(\Gamma \text{grad} \varphi) dA dt + \int_{\Delta t} \int_{vc} S dv dt \quad (\text{III.3})$$

Dans le cas stationnaire, $\frac{\partial}{\partial t} = 0$:

$$\int_A n.(\rho u \varphi) dA = \int_A n.(\Gamma \text{grad} \varphi) dA + \int_{vc} S dv \quad (\text{III.4})$$

Pour le cas bidimensionnel :

$$dA = dx.dy \quad \text{et} \quad dV = dx.dy.1$$

$$\int_{s,w}^n \int_{s,w}^e (\rho u \varphi) dx dy = \int_{s,w}^n \int_{s,w}^e (\Gamma \text{grad} \varphi) dx dy + \bar{S} \Delta v \quad (\text{III.5})$$

- Terme convectif :

Le terme convectif s'écrit après discrétisation :

$$\int_{s,w}^n \int_{s,w}^e (\rho u \varphi) dx dy = [(\rho u \varphi)_e - (\rho u \varphi)_w] \Delta y + [(\rho v \varphi)_n - (\rho v \varphi)_s] \Delta x \quad (\text{III.6})$$

Pour l'équation de continuité (conservation de masse), il est nécessaire de fermer le système d'où :

$$\begin{cases} (\rho u)_e = (\rho u)_w = 0 \\ (\rho v)_n = (\rho v)_s = 0 \end{cases} \quad (\text{III.7})$$

- **Terme diffusif :**

Le terme diffusif a pour expression :

$$\int_s^e \int_w^e \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy + \int_s^e \int_w^e \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy = \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y + \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x \quad (\text{III.8})$$

Avec :

$$\begin{aligned} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e &= \Gamma \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} \right) & , & & \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n &= \Gamma \left(\frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta y} \right) \\ \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w &= \Gamma \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x} \right) & , & & \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s &= \Gamma \left(\frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta y} \right) \end{aligned}$$

- **Terme source :**

Généralement le terme source peut dépendre de la variable ϕ .

$$\bar{S} \Delta V = S_u + S_p \phi_p \quad (\text{III.9})$$

\bar{S} : est la valeur moyenne du terme source sur un volume de contrôle, S_u est la partie constante qui dépend de la valeur de S_p , qui est la pente de la propriété ϕ_p .

Pour avoir une solution numérique stable et une convergence très rapide, il faut que S_p soit inférieur à zéro [5].

On note $F = \rho u$ où F est le flux massique convectif par unité de surface ; il peut être positif ou négatif selon le sens de l'écoulement.

$D = \frac{\Gamma}{\partial x}$ où D est la conductance de diffusion sur les surfaces du volume de contrôle qui est toujours positive.

Pour un maillage uniforme : $\Delta x = \Delta y$

Sous forme algébrique, cette équation prend la forme suivante [5] :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + S_u \quad (\text{III.10})$$

III.4. Résolution des équations discrétisées

La résolution des équations algébriques nécessite le calcul de certaines propriétés de la quantité de transport dans les faces (e, w, n, s) du volume de contrôle à partir des différents schémas numériques qui permettent de déterminer les coefficients des équations algébriques, ensuite il vient le rôle des méthodes de résolution des systèmes linéaires ou on trouve deux types de ces méthodes de résolution [5]:

- Méthode directe : Gauss, Gauss Jordan, ...
- Méthode itérative : Gauss Seidel, Jacobi, TDMA.

III.4.1. Schémas numériques

Parmi les différents schémas numériques qui permettent de déterminer les coefficients des équations algébriques, on trouve :

- Schéma aux différences centrées
- Schéma aux différences avant (schéma Upwind du premier ordre)
- Schéma Upwind d'ordre supérieur (deuxième ordre)
- Schéma Hybride
- Schéma Quick
- Schéma Power Law

III.4.2. Algorithmes de résolution

Après la forme discrétisée des équations de transport qui sont dans notre cas les équations de Navier-Stokes associées à l'équation d'énergie, nous obtenons un ensemble d'équations avec une dépendance linéaire de la pression et de la vitesse. Ce couplage inter-équations est appelé couplage pression-vitesse. Le couplage pression-vitesse fait référence à l'algorithme numérique qui utilise une combinaison des équations de continuité et de quantité de mouvement pour dériver une équation de la pression (ou de la correction de la pression) lors de l'utilisation du solveur pression. Pour le traitement numérique du couplage pression-vitesse, il existe certains algorithmes qui peuvent être utilisés tels que SIMPLE, SIMPLER, SIMPLEC, PISO, Coupled. Ces algorithmes ont été formulés dans le but spécifique de faciliter la convergence et d'améliorer la robustesse des calculs numériques.

III.4.2.1. Algorithme SIMPLE

L'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) a été développé par Patankar et Spalding en 1972 [6]. En principe l'idée générale de cet algorithme est de deviner et de corriger les calculs pour la vitesse et la pression dans un processus itératif dans les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement.

III.4.2.2. Algorithme SIMPLEC

L'algorithme SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-linked Equation Consistent) a été proposé par van Doormaal et Raithby (1984) dans le but d'améliorer le coût de calcul, il suit les mêmes étapes itératives que l'algorithme SIMPLE. La principale différence entre SIMPLEC et SIMPLE est que les équations de quantité de mouvement discrétisées sont manipulées de sorte que les formules de correction de vitesse de SIMPLEC éliminent les termes qui sont moins importants que ceux éliminés dans SIMPLE. Il donne une convergence plus rapide pour les problèmes simples [7].

III.4.2.3. Algorithme PISO

L'Algorithme PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) est développé en 1986 par Issa, c'est une procédure de calcul pour le couplage pression-vitesse, il a été utilisé initialement pour les calculs non itératifs des écoulements instationnaires et compressibles, ensuite il a été adapté avec succès pour les calculs itératifs des problèmes stationnaires [7].

PISO est similaire à SIMPLE avec une amélioration qui consiste à faire deux corrections successives au lieu d'une seule [6]. Il est constitué presque des mêmes étapes de l'algorithme SIMPLE.

III.4.2.4. Algorithme SIMPLER

L'algorithme SIMPLER (Semi-Implicit Method for Pressure-linked Equation Revised) développé par Patankar (1980) s'inscrit également dans le cadre de deux étapes correctrices comme dans PISO [7].

Les algorithmes SIMPLEC et PISO sont aussi bien efficaces que SIMPLER mais il n'est pas clair dans quelles conditions ces algorithmes sont meilleurs que SIMPLER. La performance de chaque algorithme dépend des conditions d'écoulement et du degré de couplage entre les équations de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de transport. Dans l'algorithme PISO, on ajoute une correction supplémentaire pour améliorer la performance sur

chaque itération. L'algorithme SIMPLER est utilisé par défaut dans les logiciels commerciaux pour le calcul de la dynamique des fluides (par exemple Fluent) [8].

III.5. Sous relaxation

Parfois, pour de nombreuses raisons, la solution peut devenir instable, donc il faut utiliser un facteur de relaxation qui prend une partie de la valeur de l'itération pour réduire les fluctuations de la solution approchée. Les facteurs de sous-relaxation sont nécessaires pour le contrôle du changement de la variable φ .

La variable φ_p peut s'écrire :

$$\varphi_p = \varphi_p^* + \alpha \Delta \varphi_p \quad (\text{III.11})$$

φ_p : La valeur de la nouvelle itération.

φ_p^* : La valeur de l'itération précédente

$\Delta \varphi_p$: La variation de φ entre deux itérations successives.

α : Le facteur de relaxation, $\alpha \leq 1$.

Lorsque le processus de la convergence ne varie pas d'une itération à une autre.

L'équation devient :

$$\varphi_p = \varphi_p^* \quad (\text{III.12})$$

III.6. Critère de convergence

Dans le cas général, ce critère est lié à des méthodes itératives de résolution des systèmes d'équations obtenues à partir des équations aux dérivées partielles (EDP). Le critère de convergence concernant les équations de conservation (masse, quantité de mouvement et d'énergie) est obtenu à partir des valeurs du résidu R_φ . Ce nombre correspond à la somme sur les différentes mailles des différentes erreurs. La convergence des calculs peut être suivie au fur et à mesure des itérations.

Le résidu est défini par :

$$R_\varphi = \frac{\sum_{\text{maille}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \varphi_p + S_c - a_p \varphi_p \right|}{F_{in,\varphi}} < \varepsilon \quad (\text{III.13})$$

R_φ : est la somme des résidus correspondants à la variable φ

$F_{in,\varphi}$: est le flux total à l'entrée de la variable φ .

III.7. Dynamique des fluides numérique (CFD)

La dynamique computationnelle des fluides (CFD) est l'analyse des systèmes impliquant l'écoulement des fluides, le transfert de chaleur et les phénomènes associés tels que les réactions chimiques, au moyen d'une simulation informatique [5].

La dynamique des fluides computationnelle est un domaine très vaste qui remonte à 1822, lorsque Claude-Louis Navier et George Gabriel Stokes ont dérivé les équations de Navier-Stokes décrivant de l'écoulement des fluides visqueux. Avant l'arrivée des ordinateurs, ces équations ne pouvaient être résolues que de manière analytique, avec certaines approximations et dans des géométries simples. Bien que ces solutions soient instructives pour décrire le comportement des fluides, des techniques de calcul et divers types de simulation CFD sont nécessaires pour les systèmes complexes [9].

Les codes CFD sont structurés autour des algorithmes numériques qui permettent de résoudre les problèmes d'écoulement des fluides. Afin de faciliter l'accès à leur puissance de résolution, tous les logiciels commerciaux de CFD comprennent des interfaces utilisateur sophistiquées permettant de saisir les paramètres du problème et d'examiner les résultats. Tous les codes contiennent donc trois éléments principaux : un pré-processeur, un solveur et un post-processeur [5].

Nous nous intéresserons uniquement à la méthode des volumes finis qui est le cœur des codes CFD. Dans notre étude actuelle, nous avons utilisé le code de calcul commercial Ansys –Fluent.

III.7.1. Avantages [10] :

- Le coût de l'analyse est faible par rapport aux expériences
- Il fournit des informations détaillées
- Il peut être appliqué à une variété de problèmes

III.8. Logiciel Ansys-workbench

Ansys wokbench est un logiciel spécialisé en simulation numérique, utilisé dans le développement des différentes technologies avancées d'ingénierie (thermiques, fluides, électromagnétiques,...). Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement des résultats et l'optimisation. La grande

précision de son solveur et ses fonctionnalités pratiques font d'Ansys workbench un logiciel très efficace. Le solveur rend possible la simulation de grands assemblages, comportant de nombreux détails [11].

L'Ansys-workbench contient plusieurs systèmes d'analyse dans une fenêtre unique, dans notre cas on s'intéresse au logiciel Ansys fluent.

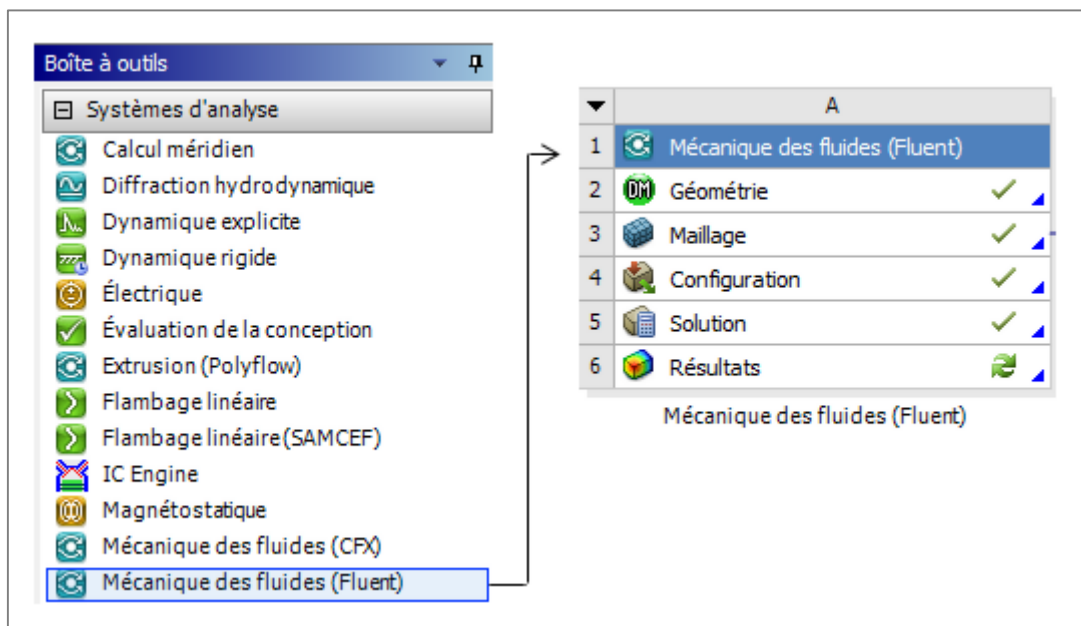


Figure III. 2. Interface du logiciel Ansys workbench.

III.8.1. Présentation du logiciel de calcul Ansys -Fluent

Ansys-Fluent est un logiciel de simulation des fluides qui utilise les principes de la mécanique des fluides computationnelles pour résoudre des problèmes complexes qui sont basés sur la méthode des volumes finis. Ce système est composé de différentes cases associées à différentes étapes successives réalisées chacune en ordre [12].






Mécanique des fluides (Fluent)		
	Géométrie (Design Modeler)	Création de la géométrie étudiée (2D ou 3D)
	Maillage	Le découpage de géométrie en plusieurs mailles de calcul
	Configurations	Choisir les modèles physiques , les hypothèses et CAL adaptées au problème
	Solution	La résolution des équations gouvernantes
	Résultats (CFD Post)	Visualiser et analyser les résultats (Post de traitement).

Figure III. 3. Etapes utilisées dans Ansys-Fluent.

III.8.2. Modèle magnétohydrodynamique

Le module magnétohydrodynamique (MHD) est fourni comme un module complémentaire avec le logiciel standard Ansys-Fluent. La commande textuelle pour charger le module MHD est représentée dans la figure ci-dessous [13] :

```
define/models/addon-module
Fluent Addon Modules:
  0. None
  1. MHD Model
  2. Fiber Model
  3. Fuel Cell and Electrolysis Model
  4. SOFC Model with Unresolved Electrolyte
  5. Population Balance Model
  6. Adjoint Solver
  7. Single-Potential Battery Model
  8. Dual-Potential MSMD Battery Model
Enter Module Number: [0] 1
```

Figure III. 4. La commande du module complémentaire MHD.

La configuration de base du modèle MHD est effectuée automatiquement lorsque le module MHD est chargé avec succès.

Références bibliographiques

- [1] <https://cfdflowengineering.com/basics-of-cfd-modeling-for-beginners/>
- [2] Tu, J., Yeoh, G., & Liu, Ch. (2018). Computational fluid dynamics- A practical approach. 3rd edition. *Butterworth-Heinemann*. Oxford; Cambridge, MA.
- [3] Moukalled, F., Mangani, L., & Darwish, M. (2016). The finite volume method in computational fluid dynamics. An Advanced Introduction with Open FOAM[®] and Matlab[®]. *Springer*.
- [4] Tu, J., Yeoh, G., & Liu, Ch. (2012). Computational fluid dynamics- A practical approach. 2nd edition. *Butterworth-Heinemann*. Amsterdam, Netherlands.
- [5] Versteeg, H.K., & Malalasekera, W. (2007). An introduction to computational fluid dynamics, The finite volume method. 2nd edition. *Pearson*. Harlow, England; New York.
- [6] Patankar, S. V. (1980). Numerical heat transfert and fluid flow. 1st edition. *CRC Press*. Boca Raton, Florida, United States.
- [7] Yeoh, G. H., & Tu, J. (2009). Computational techniques for multiphase flows. 1st edition. *Butterworth-Heinemann*. Oxford.
- [8] Popa, L. C. (2002). Modélisation numérique du transfert thermique- Méthode des volumes finis. *University of Craiova*. Craiova, Romania.
- [9] <https://resources.pcb.cadence.com/blog/2020-cfd-simulation-types-discretization-approximation-and-algorithms>
- [10] <https://cfdmodelingservices.wordpress.com/>
- [11] <https://www.cadfem-an.com/produits/ansys.html>
- [12] Hilbert, R. (2015). Modelisation numerique en mecanique des fluides prise en main Ansys/Fluent. *ISAE-Supméca*. France.
- [13] Ansys-Fluent magnetohydrodynamics (MHD) module manual (2013).

hapitre IV

ésultats et discussion

Chapitre IV : Résultats et discussion

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats des différentes configurations étudiées dont le but principal est de comprendre la structure de l'écoulement et le transfert thermique qui se produisent en présence d'un nanofluide. Certaines géométries sont étudiées en présence de la magnétohydrodynamique (MHD).

Les configurations étudiées sont :

- Etude de la convection naturelle en présence d'un nanofluide dans une cavité ayant une forme proche de celle en H
- Etude de la convection naturelle associée à la magnétohydrodynamique dans une cavité ayant une forme particulière
- Etude de l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 dans un canal de section carrée et chauffé partiellement.
- Etude de la convection mixte dans des cavités ventilées.
- Certaines configurations sont étudiées dans le cas de la convection naturelle laminaire et d'autres en convection naturelle turbulente.

Ces études peuvent intervenir dans plusieurs applications dans le domaine de l'engineering et en particulier le refroidissement des composants électroniques. Elles permettent aussi la conception des systèmes énergétiques : Capteurs solaires, échangeurs de chaleur, les composants électroniques d'un ordinateur, ...

Le fluide utilisé est le nanofluide Al_2O_3 -eau qui a les caractéristiques suivantes :

	ρ (Kg/m ³)	Cp (J/Kg. K)	K (W/m.K)	μ (Kg/ m. s)	β (K ⁻¹) .10 ⁻⁵
Eau pure	997,1	4179	0,613	0.000909	21
Al_2O_3	3950	785,02	36,96	/	0,85
Al_2O_3 , phi 1%	1026,629	4048,415	0,63067	0,000932	20,22
Al_2O_3 , phi 2%	1056,158	3925,13	0,648	0,000956	19,492
Al_2O_3 , phi 3%	1085,687	3808,55	0,667	0,00098092	18,80
Al_2O_3 , phi 4%	1115,216	3698,152	0,6857	0,0010066	18,145
Al_2O_3 , phi 5%	1144,745	3593,445	0,70489	0,001033367	17,523

Tableau IV.1. Propriétés thermo-physiques du fluide de base et les nanoparticules utilisées.

Première Application I

Partie A

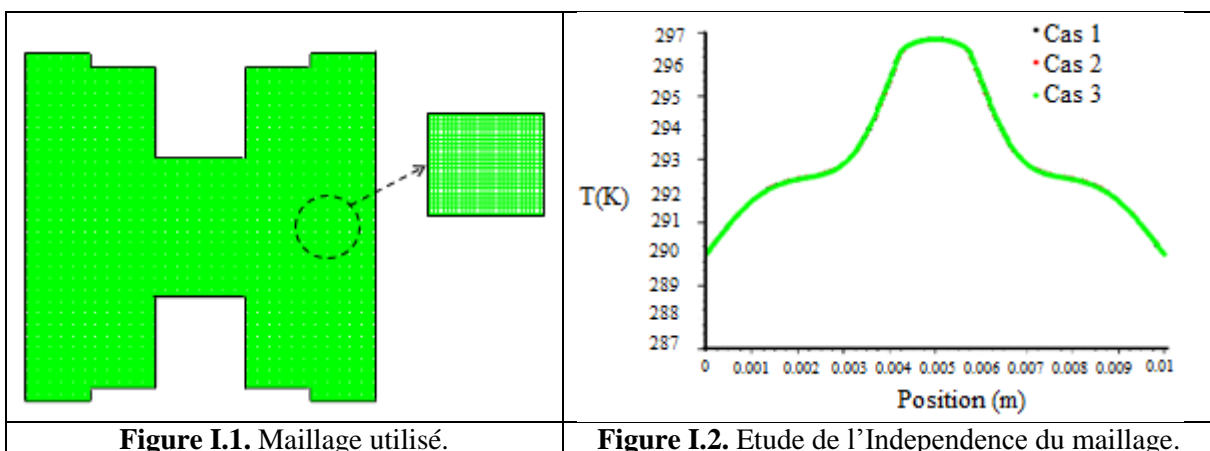
Etude de la convection naturelle dans une cavité de forme proche d'un H et de facteur de forme variable

Dans cette configuration, nous avons développé une étude détaillée de la convection naturelle dans une cavité ayant une forme proche de celle en H avec un facteur de forme variable. Pour cela, on a déterminé la variation de la température, des lignes de courant, de la vitesse et du nombre de Nusselt en faisant varier le facteur de forme. Avant de commencer cette étude, on a réalisé une étude du test de maillage pour se rassurer que nos résultats qu'ils sont indépendants du maillage.

I.1. Test d'indépendance de maillage

Avant toute interprétation des résultats, il est nécessaire de tester l'indépendance des résultats obtenus du maillage choisi, cela permet d'obtenir de bons résultats avec un temps de calcul limité. Cette procédure a été réalisée pour toutes les configurations étudiées.

Pour cette géométrie et pour un facteur de forme 0,2 et pour $Ra = 10^5$, trois types de maillages ont été testés (22565), (36577) et (81937). Pour ces maillages, la variation de température à mi-hauteur de la cavité est donnée dans la figure ci-dessous (figure I.2). Nous constatons que pour les deux derniers maillages, les profils de température sont confondus et l'erreur est très faible, donc pour réduire le temps de calcul, nous avons choisi le deuxième maillage (36577).



I.2. Résultats et discussion

Dans cette étude, une investigation numérique est menée pour étudier l'échange thermique par convection naturelle laminaire du nanofluide Al_2O_3 -eau dans une enceinte carrée ayant une forme légèrement différente de H. Les résultats sont obtenus en utilisant l'approche monophasique. Dans l'analyse de l'écoulement et de l'échange thermique du nanofluide dans ce type de géométrie, les paramètres qui interviennent sont le nombre de Rayleigh, la fraction volumique du nanofluide et le facteur de forme de cette géométrie.

Différentes fractions volumiques des nanoparticules ($\varphi = 1\%$, 2% , 3% et 4%) ont été introduites dans les calculs. Les valeurs choisies du nombre de Rayleigh sont respectivement égales à 10^5 , $2,3 \cdot 10^5$ et $3,072 \cdot 10^5$ et le facteur de forme prend les valeurs 0,2 ; 0,3 et 0,4.

Le facteur de forme est défini comme étant le rapport AR des dimensions $(BC+DE) / AT$ présentées sur la figure 1 du chapitre 2. Dans la première partie, les résultats sont donnés sous forme de lignes de courant, d'isothermes pour chaque valeur du nombre de Rayleigh et pour deux valeurs de la fraction volumique du nanofluide. Ces valeurs correspondent à 0% (eau pure) et 4%. Les résultats obtenus sont présentés dans les figures I.3, I.4, I.5, I.6, I.7 et I.8 pour différents facteurs de forme ou rapports d'aspect de cette géométrie.

Pour tous les facteurs de forme choisis, les nombres de Rayleigh et la concentration des nanofluides sont des paramètres qui influent significativement sur la structure de l'écoulement et le taux d'échange thermique à l'intérieur de la cavité étudiée. Une amélioration de l'échange thermique est notée avec l'augmentation de la concentration (fraction volumique) du nanofluide, ceci est le résultat de l'augmentation de la conductivité thermique du fluide de base (eau) par injection des nanoparticules. Ce résultat est confirmé par observation de la variation de la température dans la cavité considérée pour différentes valeurs de la fraction volumique et pour différents nombres de Rayleigh.

Le mouvement du fluide est dû à la différence des densités qui est due à la différence de températures (force d'Archimède). Pour les lignes de courant, nous constatons la formation de deux cellules contrarotatives qui sont symétriques et situées près des parois verticales de la cavité. L'augmentation de la fraction volumique du nanofluide pour chaque valeur fixe du nombre de Rayleigh n'influe pas sur la structure de l'écoulement mais le fluide devient accéléré à l'intérieur de la cavité. Ceci est mis en évidence par la forme et les valeurs des lignes de courant et en particulier leur valeur maximale. Cette augmentation de la concentration du nanofluide permet également d'augmenter la température par rapport à celle du fluide de base

et en particulier celle près des parois chaudes. L'accroissement de la température se fait sans modification de la forme des isothermes.

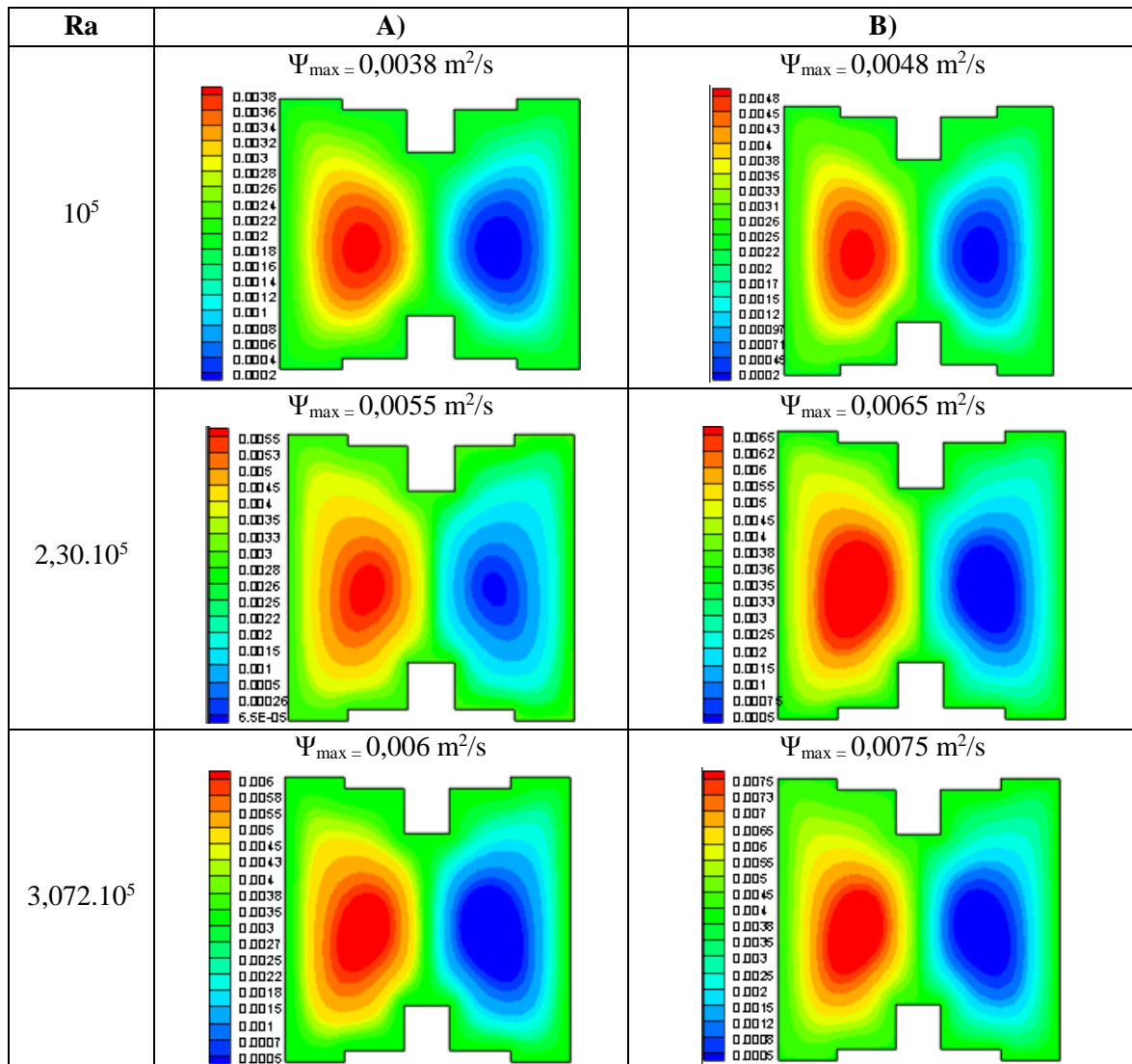
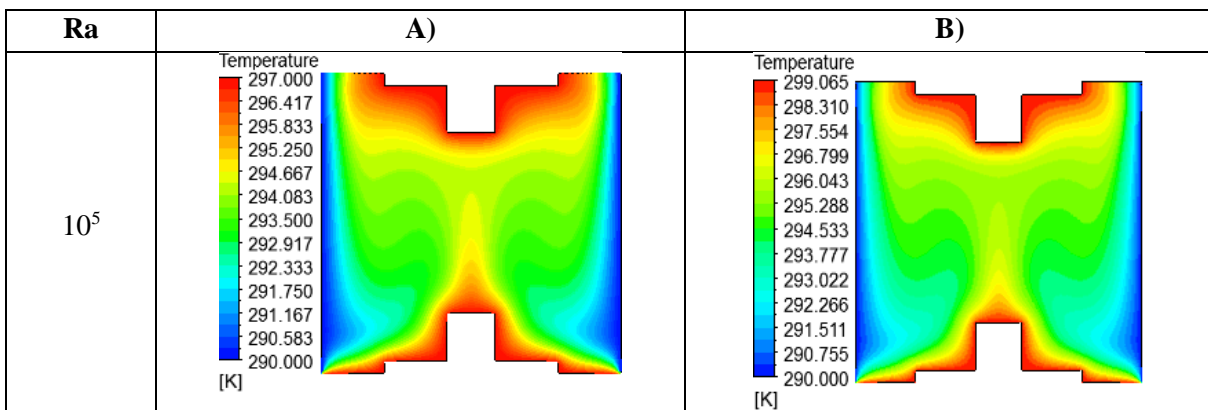


Figure I.3. Lignes de courant pour le rapport d'aspect 0,2 et pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\phi = 0\%$ et B) $\phi = 4\%$.



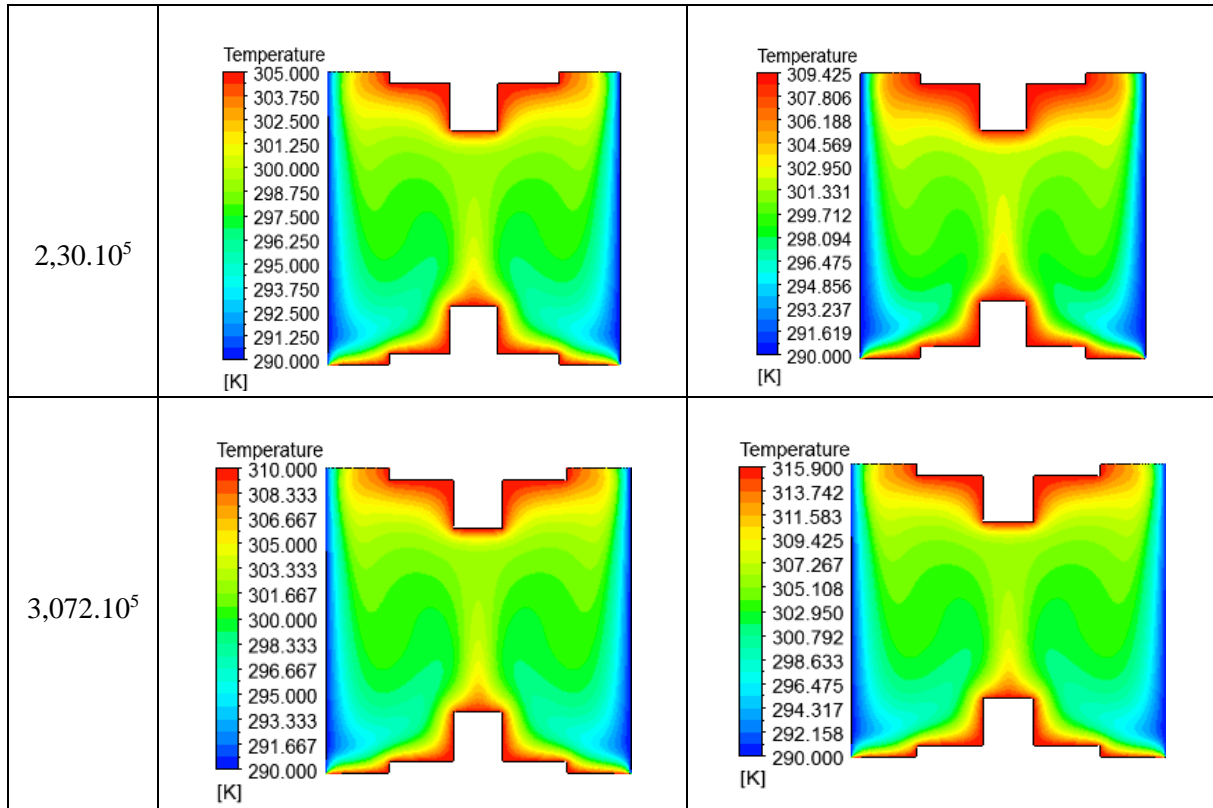
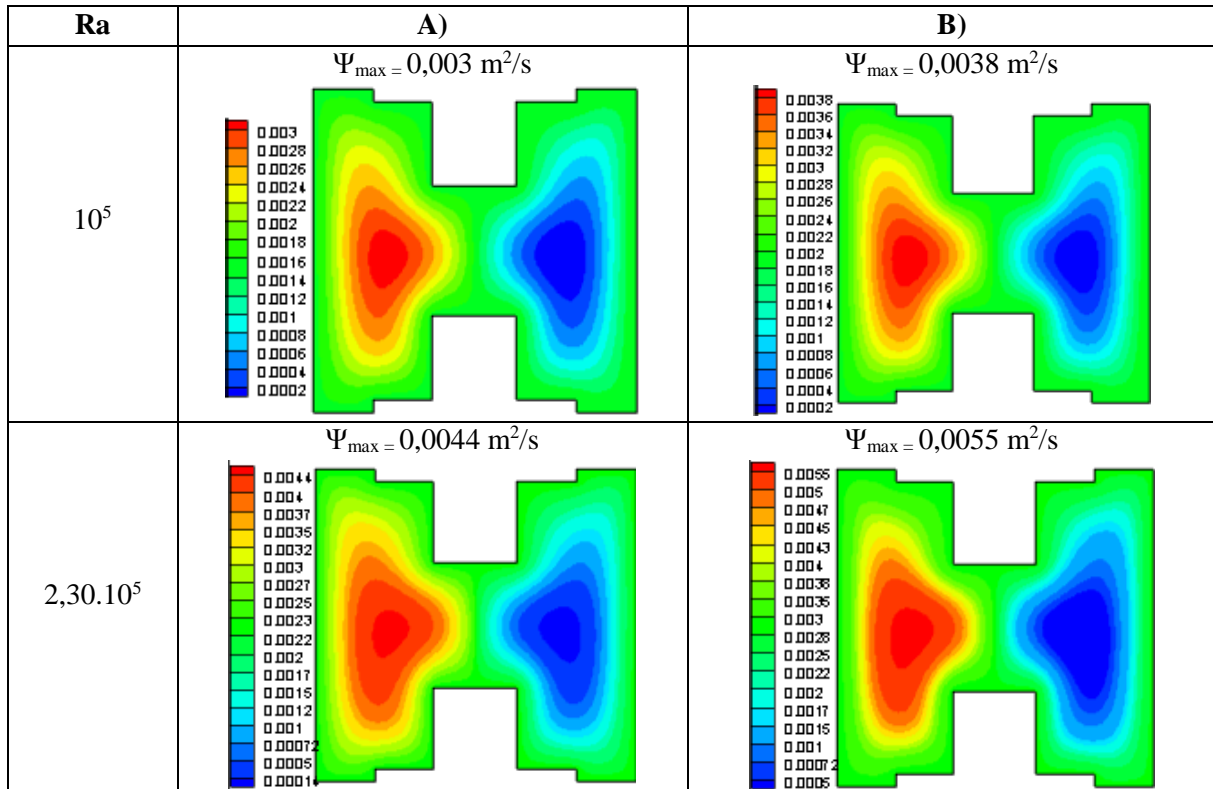


Figure I.4. Isothermes pour le rapport d'aspect 0,2 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh.

A) $\phi=0\%$ et B) $\phi=4\%$.

Lorsque le nombre de Rayleigh augmente, le fluide s'accélère et les lignes de courant occupent plus d'espace dans la cavité, quelles que soient les valeurs des fractions volumiques choisies.



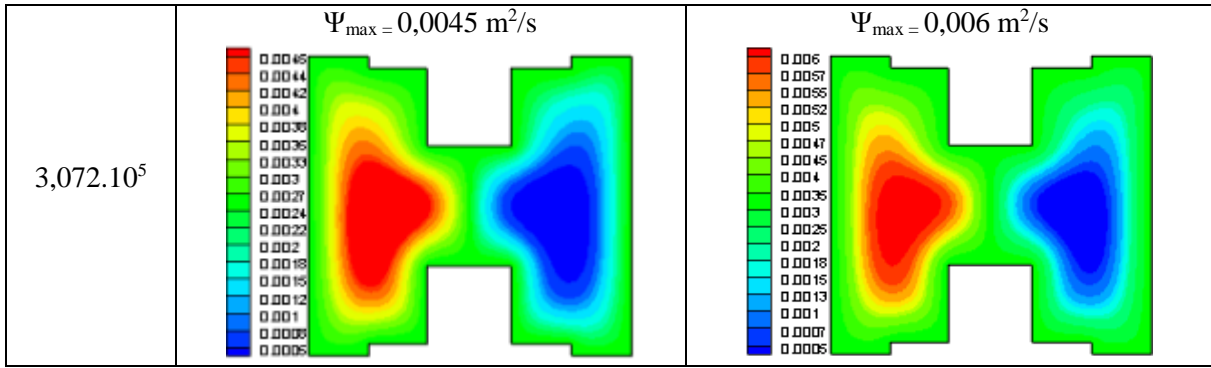


Figure I.5. Lignes de courant pour le rapport d'aspect 0,3 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\phi=0\%$ et B) $\phi=4\%$.

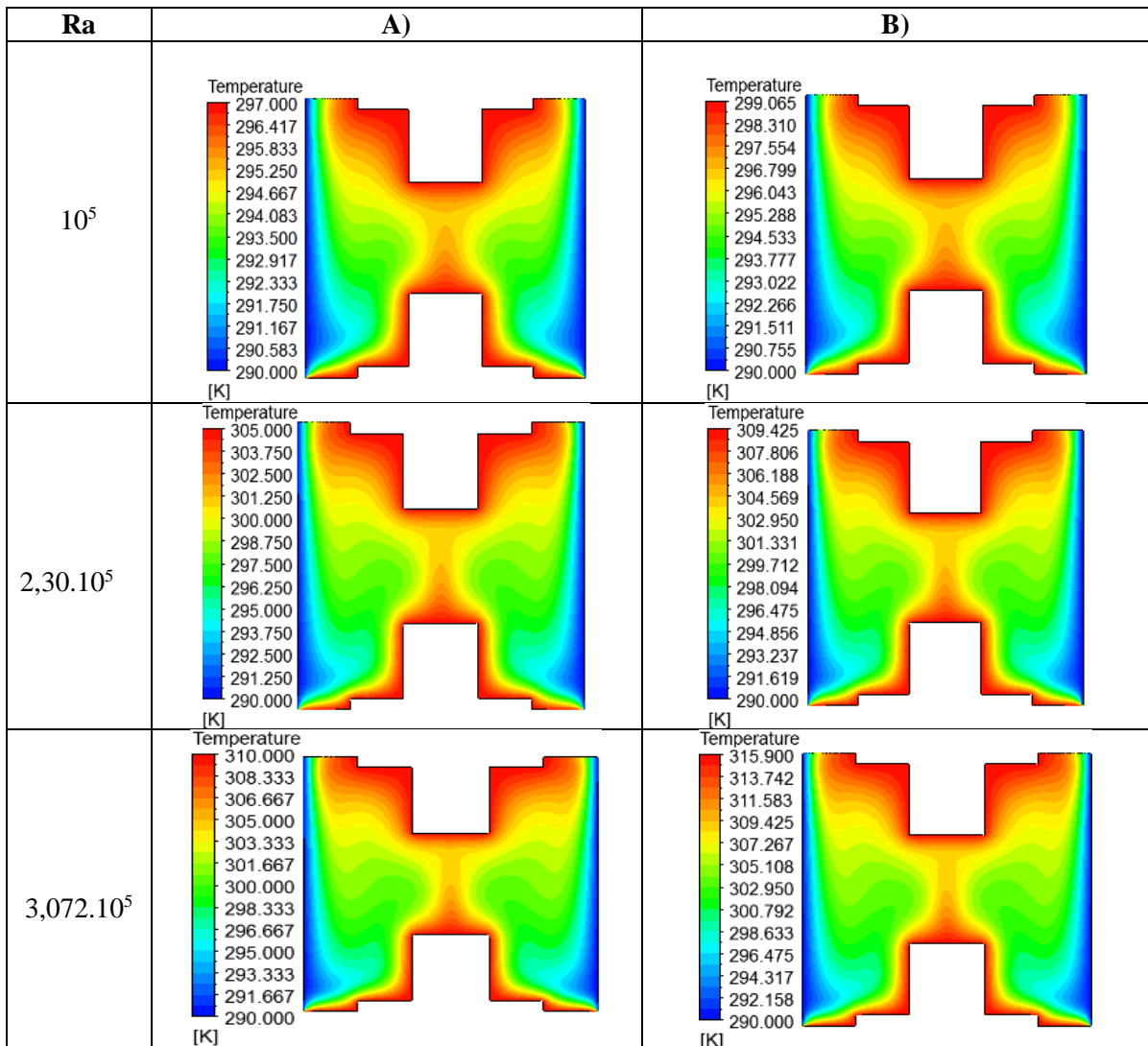


Figure I.6. Isothermes pour le rapport d'aspect 0,3 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\phi=0\%$ et B) $\phi=4\%$.

Le nombre de Rayleigh influe de manière significative sur la distribution de la température à l'intérieur de l'enceinte. Pour des faibles valeurs du nombre de Rayleigh, l'épaisseur de la couche limite thermique le long des parois latérales est importante. Si le nombre de Rayleigh augmente,

l'épaisseur de cette couche devient plus faible. Le long des parois verticales, les isothermes ne sont pas parallèles et au sommet et en bas de l'enceinte, les isothermes suivent la forme de la partie chaude.

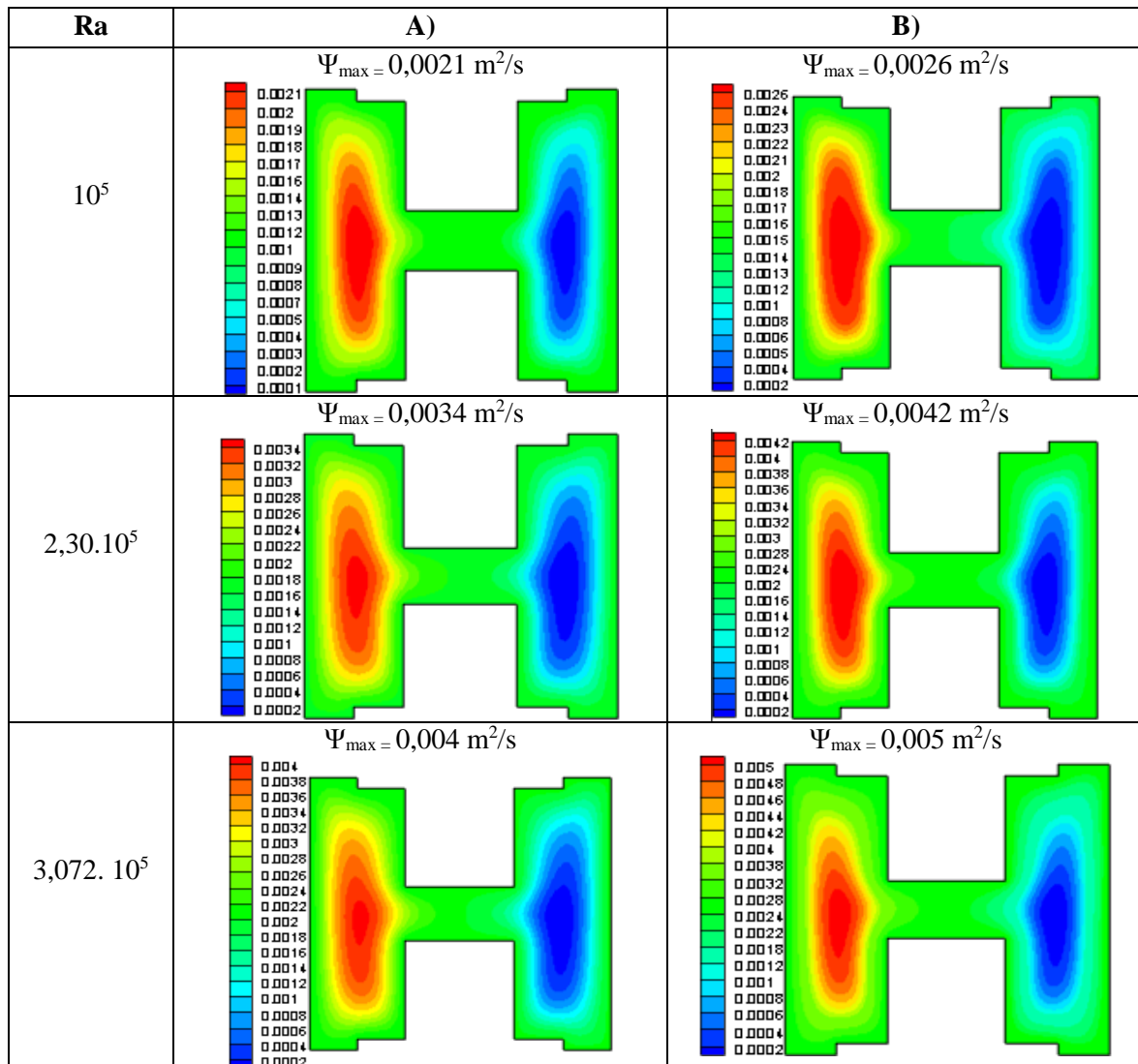
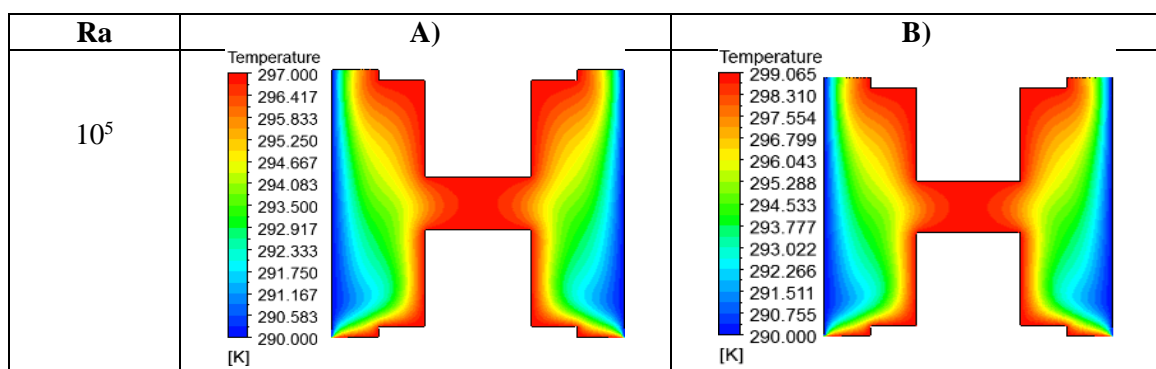


Figure I.7. Lignes de courant pour le rapport d'aspect 0,4 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. A) $\phi=0\%$ et B) $\phi=4\%$.



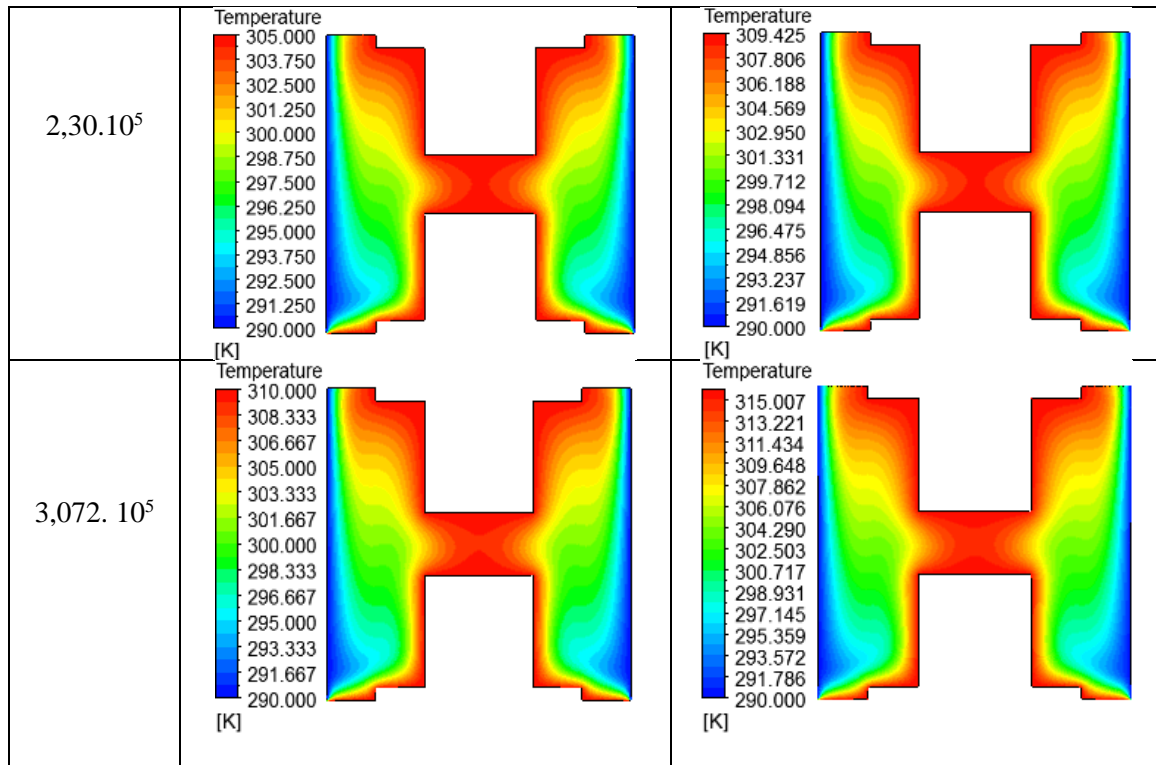


Figure I.8. Isothermes pour le rapport d'aspect 0,4 pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh.

A) $\varphi=0\%$ et B) $\varphi=4\%$.

Dans la deuxième partie, nous représentons l'impact du facteur de forme de la cavité sur les lignes de courant et les isothermes pour trois nombres de Rayleigh et pour une fraction volumique égale à 4%. La figure I.9 présente cet effet pour le nombre de Rayleigh égal à 2, $3 \cdot 10^5$ et pour $\varphi = 4\%$.

Dans la figure I.9, nous pouvons noter que le facteur de forme de l'enceinte influe de manière significative sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau. Si ce paramètre augmente, le nombre de Nusselt moyen diminue. Ceci est confirmé par les travaux de F. Keramat et al [1].

L'augmentation de ce paramètre améliore le transfert de chaleur car les zones chaudes se rapprochent, mais il limite le mouvement du fluide à l'intérieur de l'enceinte. Dans ce cas, les valeurs des lignes des courants diminuent, l'effet de la force d'Archimède devient moins important (figure I.9) et les gradients de température diminuent.

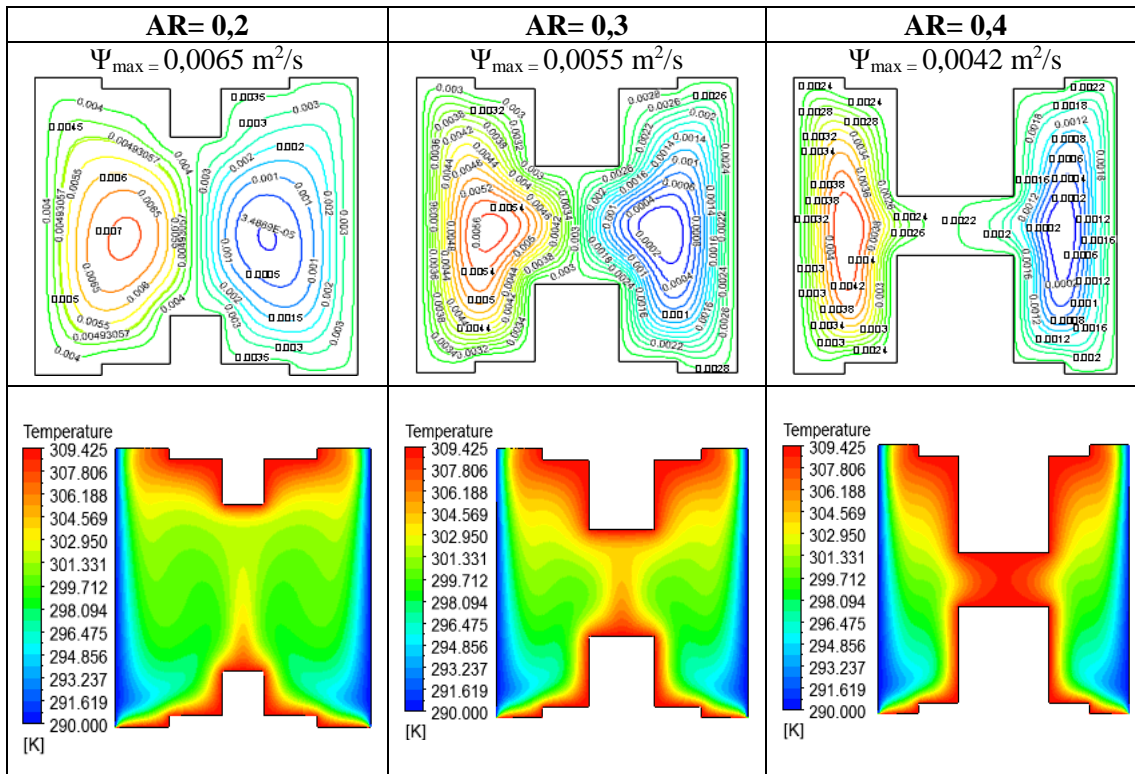


Figure I.9. Lignes de courant et isothermes pour le nombre de Rayleigh $2,3 \cdot 10^5$ et $\varphi=4\%$.

Pour plus de détails sur l'échange de chaleur et l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau dans la cavité, les profils de vitesse, de température et du nombre de Nusselt sont présentés en fonction de la variation du nombre de Rayleigh et des fractions volumiques des nanoparticules choisies.

I.2.1. Profils de température et de vitesse

Dans la figure I.10, nous représentons la variation des profils de température à mi-hauteur de la cavité pour différents nombres de Rayleigh, différents facteurs de forme et pour deux valeurs de la fraction volumique ($\varphi=0\%$, $\varphi=4\%$). On remarque que la température croît avec la fraction volumique et le nombre de Rayleigh. L'augmentation du facteur de forme influe sur la force d'Archimède (il diminue l'effet de cette force) et d'autre part il permet de rapprocher les zones chaudes ce qui augmente la température. A l'intérieur de la cavité, on note une variation de température près des parois latérales car il y a formation de la couche limite, cette variation devient constante sur une certaine distance puis elle augmente en se rapprochant de la zone chaude. Cette variation de température affecte le mouvement du fluide.

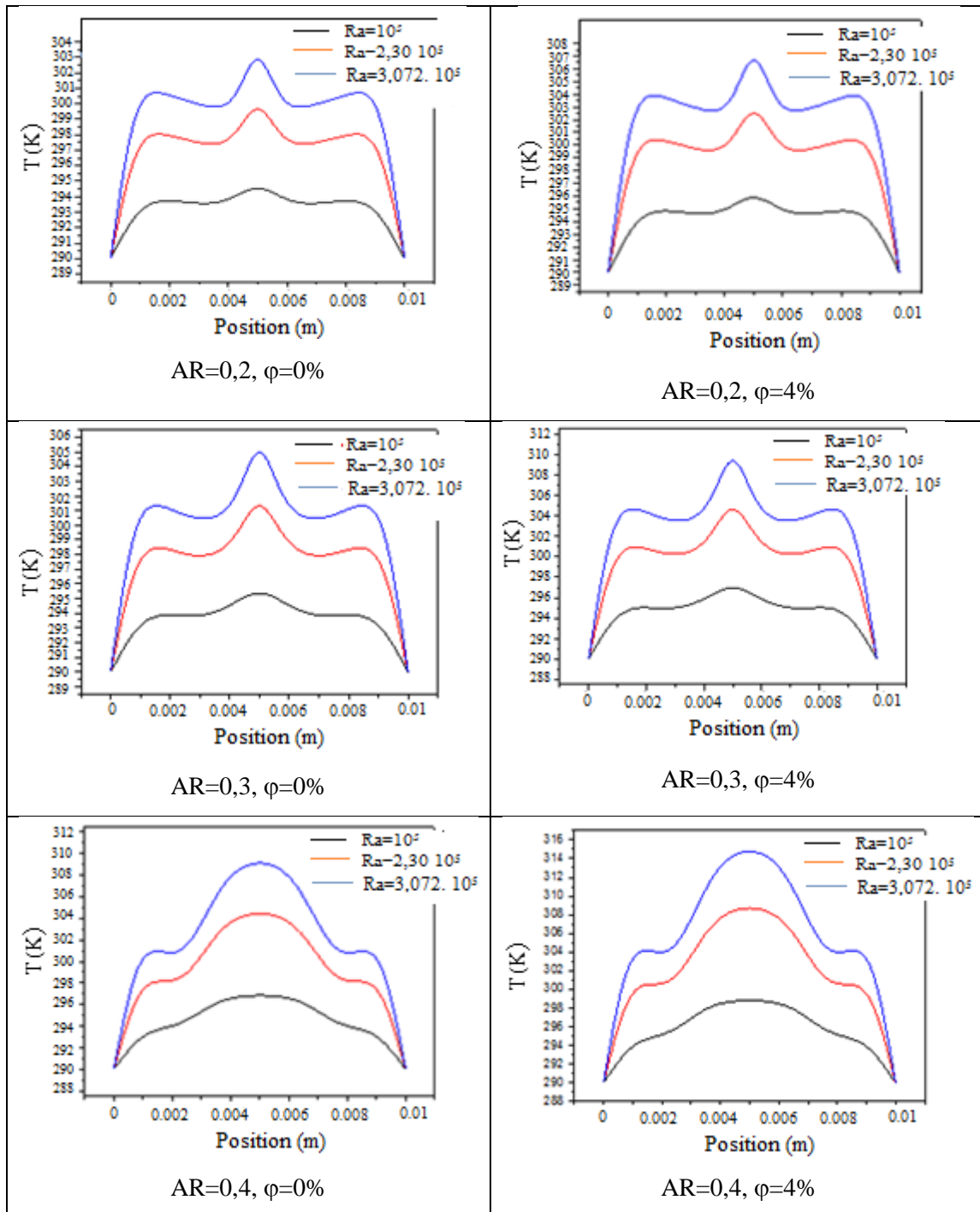


Figure I.10. Profils de température près de la partie inférieure chaude de la cavité pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique et du rapport d'aspect.

La figure I.11 donne la variation de la composante verticale de la vitesse calculée à mi-hauteur de la cavité. On constate que cette composante augmente avec la croissance du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules. L'augmentation de la vitesse n'est pas trop significative si le facteur de forme de la cavité augmente car l'impact de la force de flottabilité devient négligeable. Pour le facteur de forme important qui correspond à la

diminution de la distance entre les zones chaudes, la composante verticale de la vitesse tend vers une valeur nulle au milieu de la cavité (faible circulation du fluide) et elle devient significative en allant vers les parois latérales. Dans ce cas, le profil de vitesse correspondant est similaire à celui d'une cavité fermée située de part et d'autre de l'axe vertical de la cavité.

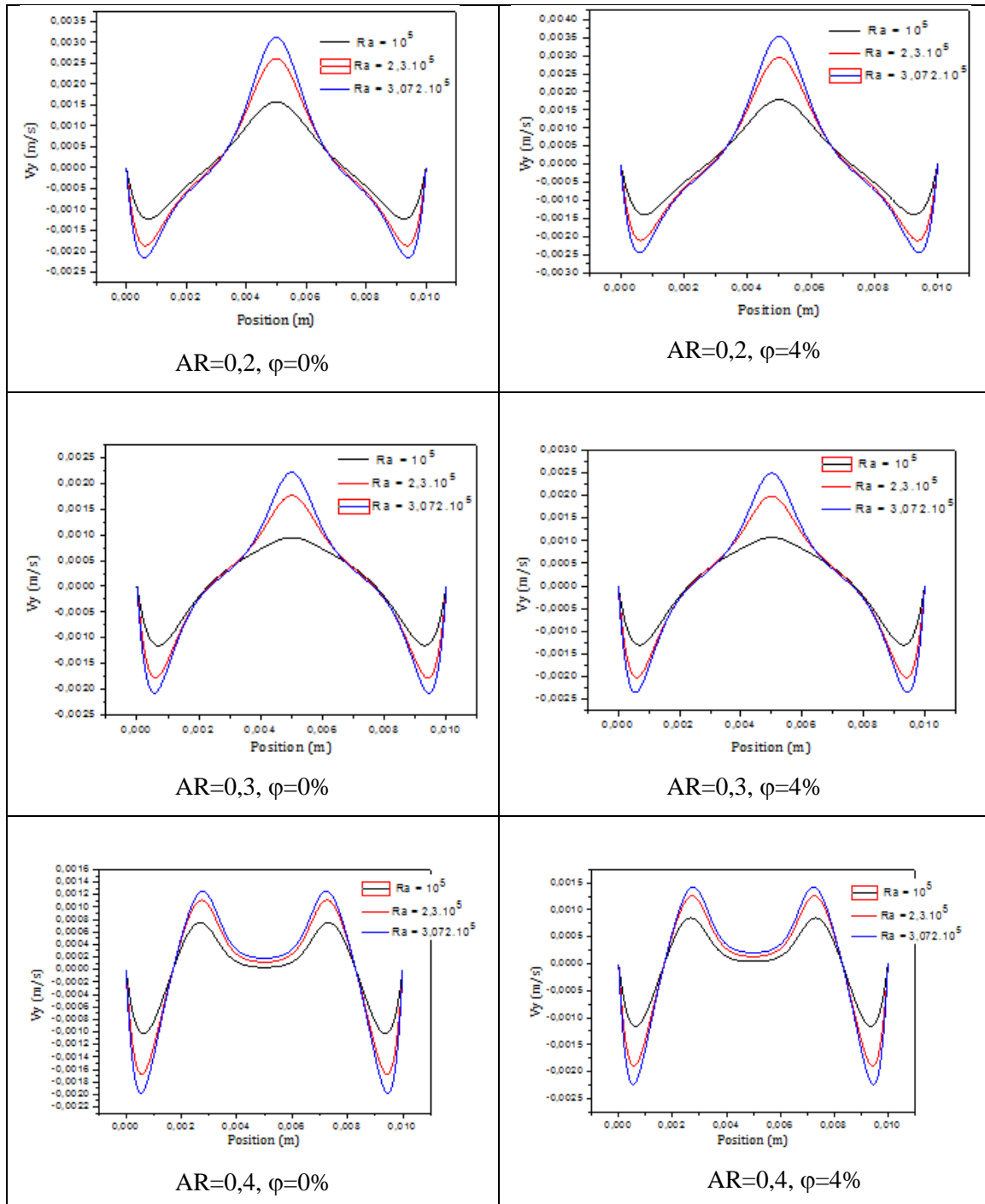


Figure I.11. Profils de la composante verticale de la vitesse près de la partie inférieure chaude de la cavité pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique et du rapport d'aspect.

I.2.2. Nombre de Nusselt moyen

Le nombre de Nusselt, qui exprime l'efficacité du transfert thermique du nanofluide dans la cavité, est représenté dans la figure I.12. On constate que ce nombre sans dimension qui donne le rapport du transfert convectif au transfert conductif augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules. L'ajout de nanoparticules au fluide de base permet un meilleur échange thermique.

Avec les observations faites précédemment, le nombre de Nusselt moyen a des valeurs significatives pour des faibles valeurs du facteur de forme (effet dominant de la force de flottabilité) et il diminue en augmentant ce paramètre.

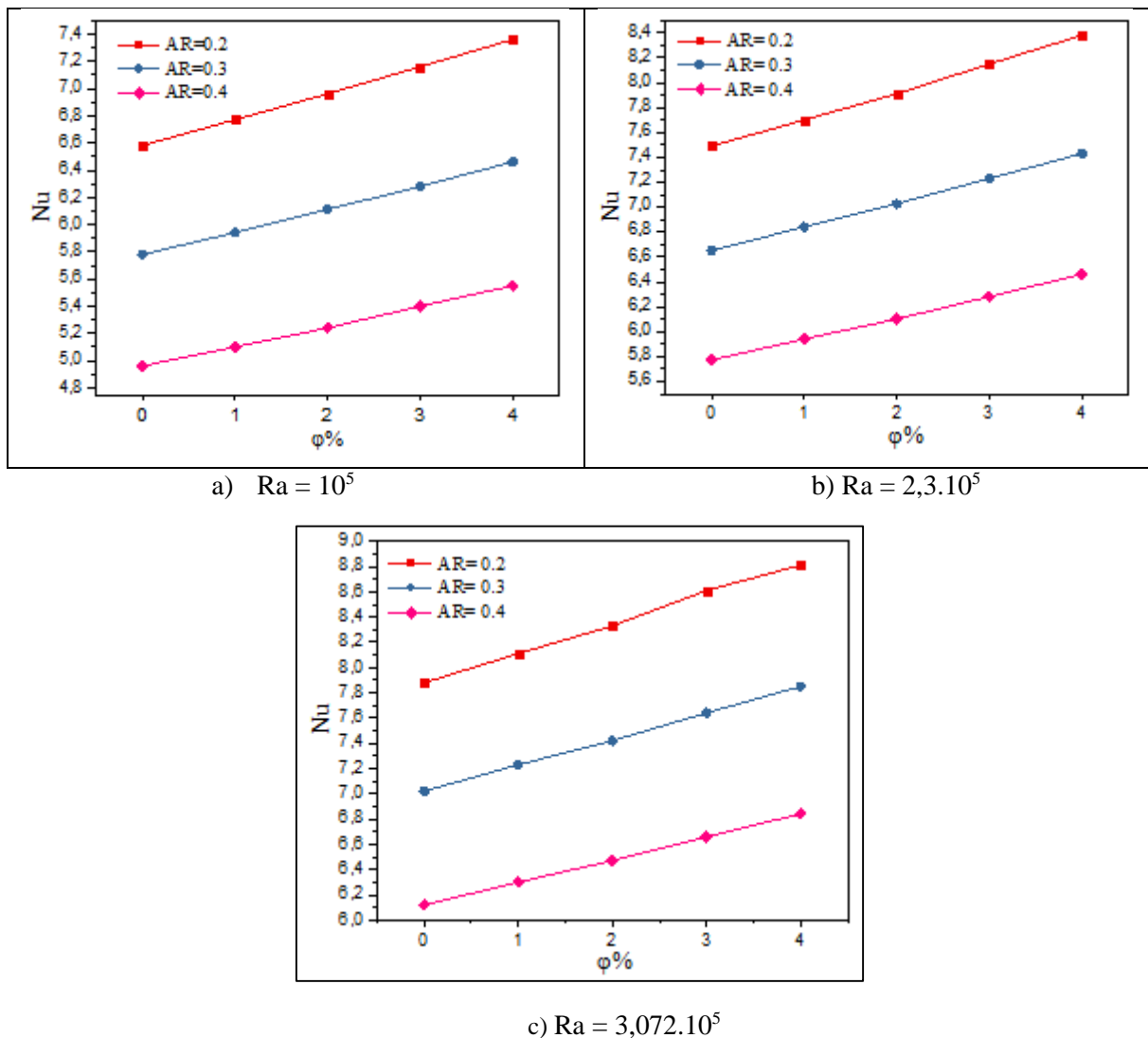


Figure I.12. Profil du nombre de Nusselt pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique et du rapport d'aspect de la cavité.

Pour chaque facteur de forme de la cavité, nous avons proposé une corrélation générale sous la forme suivante :

$$Nu = A.Ra^{0,154}\varphi^{0,0509} \quad (1)$$

L'erreur maximale pour tous les cas en fixant le nombre de Rayleigh et en faisant varier la fraction volumique des nanoparticules d' Al_2O_3 ne dépasse pas 2,96 %. Ceci est montré dans le tableau I.1 ci-dessous.

AR=0,2			
Corrélation	$Nu = 1,4582Ra^{0,154}\varphi^{0,0509}$		
Nombre de Rayleigh	10^5	$2,3.10^5$	$3,072.10^5$
Erreur maximale	1%	1%	1.73%
AR=0,3			
Corrélation	$Nu = 1,2921Ra^{0,154}\varphi^{0,0509}$		
Nombre de Rayleigh	10^5	$2,3.10^5$	$3,072.10^5$
Erreur maximale	1,93%	1,2%	2,2%
AR=0,4			
Corrélation	$Nu = 1,1194Ra^{0,154}\varphi^{0,0509}$		
Nombre de Rayleigh	10^5	$2,3.10^5$	$3,072.10^5$
Erreur maximale	2,96%	1,57%	1,78%

Tableau I.1. Corrélations proposées pour le nombre de Nusselt pour différents rapports d'aspect AR de la cavité.

Cette application est valorisée par une publication dans un journal international :

Imene Rahmoune¹, Saadi Bougoul^{1*}, and Ali J. Chamkha². Analysis of nanofluid natural convection in a particular shape of a cavity. The European Physical Journal Special Topics.2022, Vol. **231**, pp.2901–2914.

Première Application I

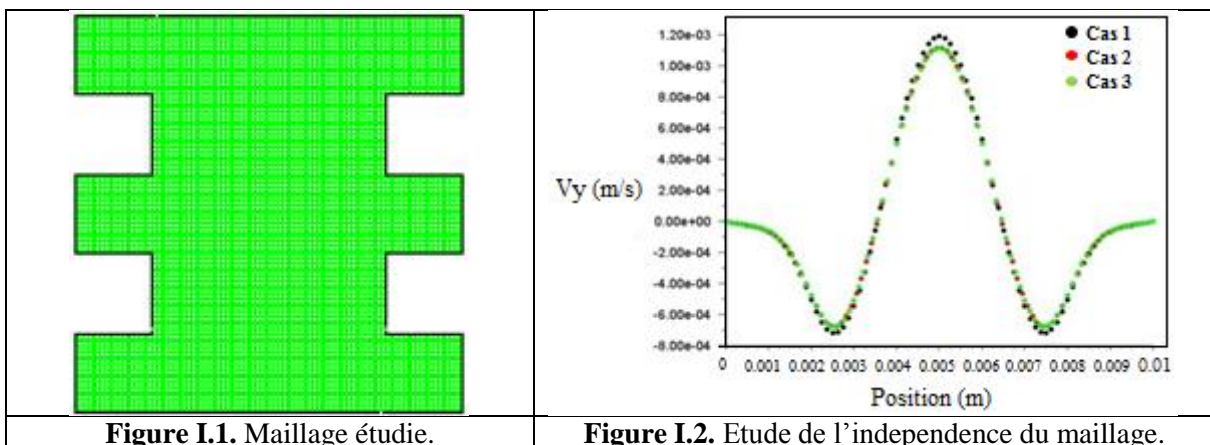
Partie B

Etude de la convection naturelle dans une cavité fermée de forme particulière

Dans cette partie, on s'intéresse à l'étude de la convection naturelle de l'écoulement du nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$ dans une autre forme de cavité. Cette cavité peut représenter un des systèmes thermiques (composants électroniques, ...). Le but est d'avoir une idée sur la dynamique de l'écoulement et de voir si l'écoulement en convection naturelle du nanofluide est efficace par rapport à celui des fluides classiques.

I.1. Test d'indépendance de maillage

Comme pour toute étude numérique, avant d'effectuer les différentes simulations numériques, nous devons d'abord définir le maillage de notre géométrie et voir son impact sur les résultats obtenus. D'après trois tests de maillages (5376, 6069, 6804) effectués dans le cas d'eau pure et pour un nombre de Rayleigh 10^5 , nous avons choisi un maillage uniforme, quadratique et bien raffiné dont le nombre de nœuds est de 6804. Ce maillage peut être considéré comme un optimal entre le temps de calcul et l'indépendance des résultats du maillage choisi.

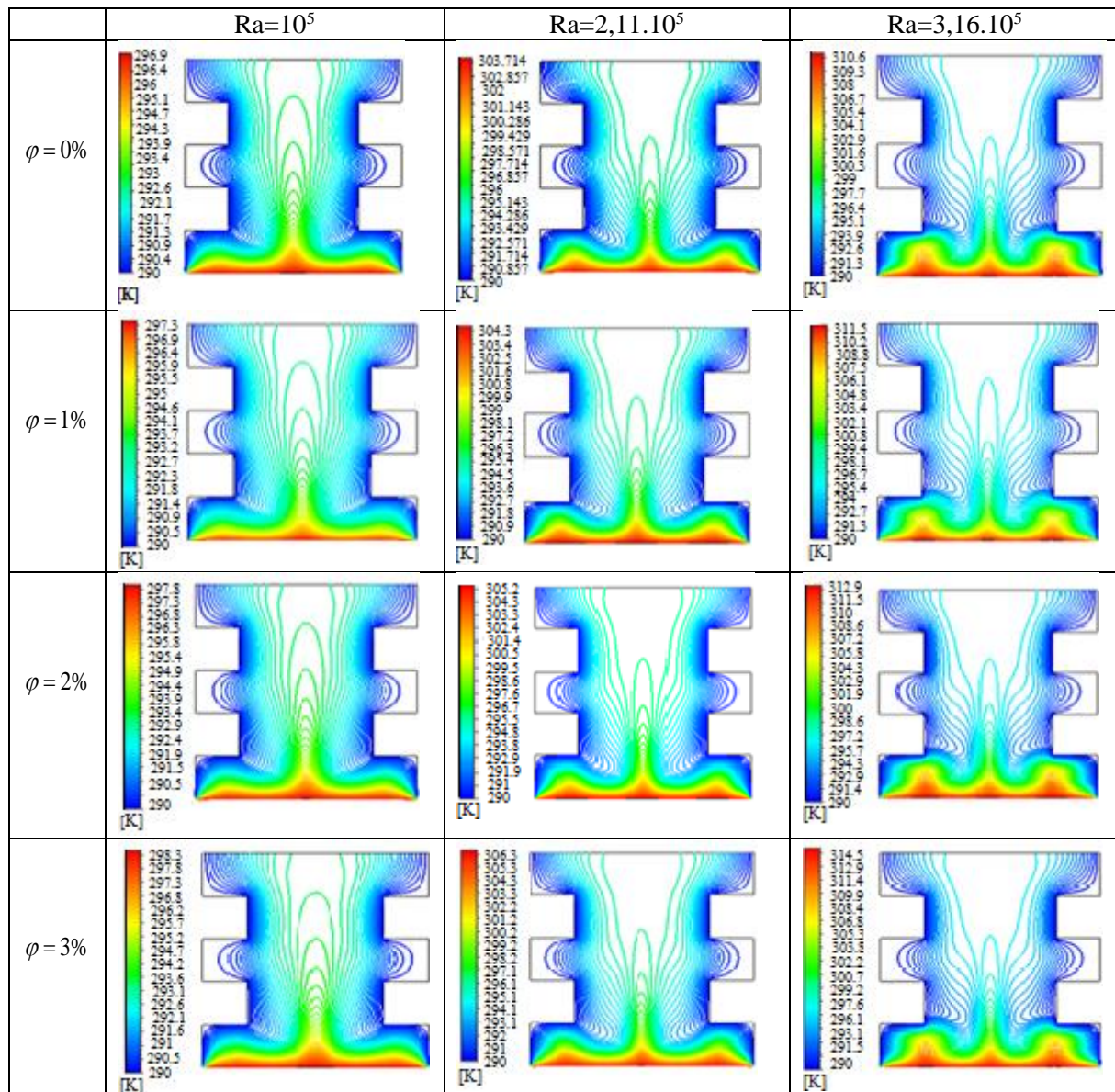


I.2. Champ thermique

Pour cette configuration, nous avons représenté la variation de la température pour différentes fractions volumiques et pour différents nombres de Rayleigh.

Les résultats obtenus sont montrés dans la figure I.3. La différence de température dans la cavité provoque le mouvement du fluide via les forces de flottabilité. Le fluide en contact avec la paroi chaude s'échauffe, il devient léger, il monte vers le haut (moins dense), en contact avec la paroi froide, il dégage de la chaleur et il devient dense avec les forces de gravités, il descend vers le bas.

On constate que lorsque le nombre de Rayleigh augmente la convection devient dominante et l'effet de la conduction diminue. Ceci est mis en évidence par la variation des isothermes proches des parois. Quand, on augmente la fraction volumique, la température du nanofluide augmente, ceci est dû à l'amélioration de la conductivité thermique du fluide de base. Ces résultats sont confirmés par la grande majorité des travaux réalisés dans ce domaine.



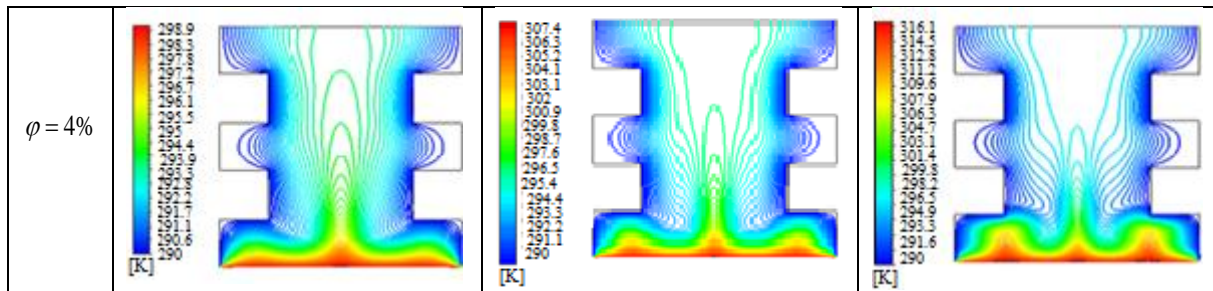


Figure I.3. Isothermes développées par l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différents nombres de Rayleigh (Ra) et fractions volumiques (φ).

I.2.1. Profils de température

Les courbes de la figure I.4 représentent le profil vertical de la température pour les deux nombres Rayleigh et pour différentes valeurs de la fraction volumique. On constate que la température augmente avec la fraction volumique, elle est élevée proche de la paroi chaude, puis elle diminue pour devenir constante en allant vers la paroi froide.

Les courbes de la figure I.5 donnent la variation horizontale de la température à une position située à mi-hauteur de la cavité. On constate que pour différents nombres de Rayleigh, la variation de la température proche des parois pour différentes fractions volumiques n'est pas trop significative, car le transfert de chaleur par conduction est dominant, par contre cette variation est claire au centre de la cavité car le centre de la cavité correspond à la zone où la convection est dominante.

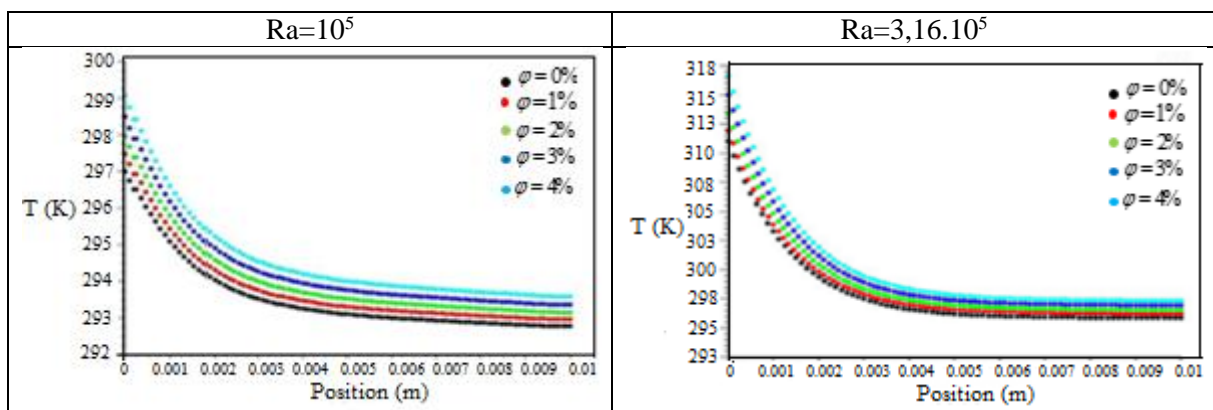


Figure I.4. Profil vertical de la température pour différents nombres de Rayleigh (Ra) en fonction de la fraction volumique (φ).

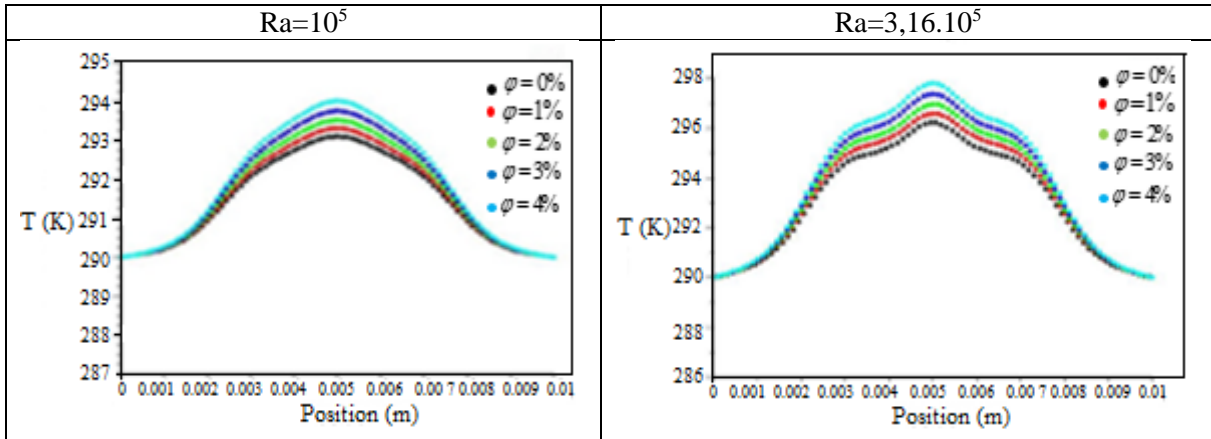
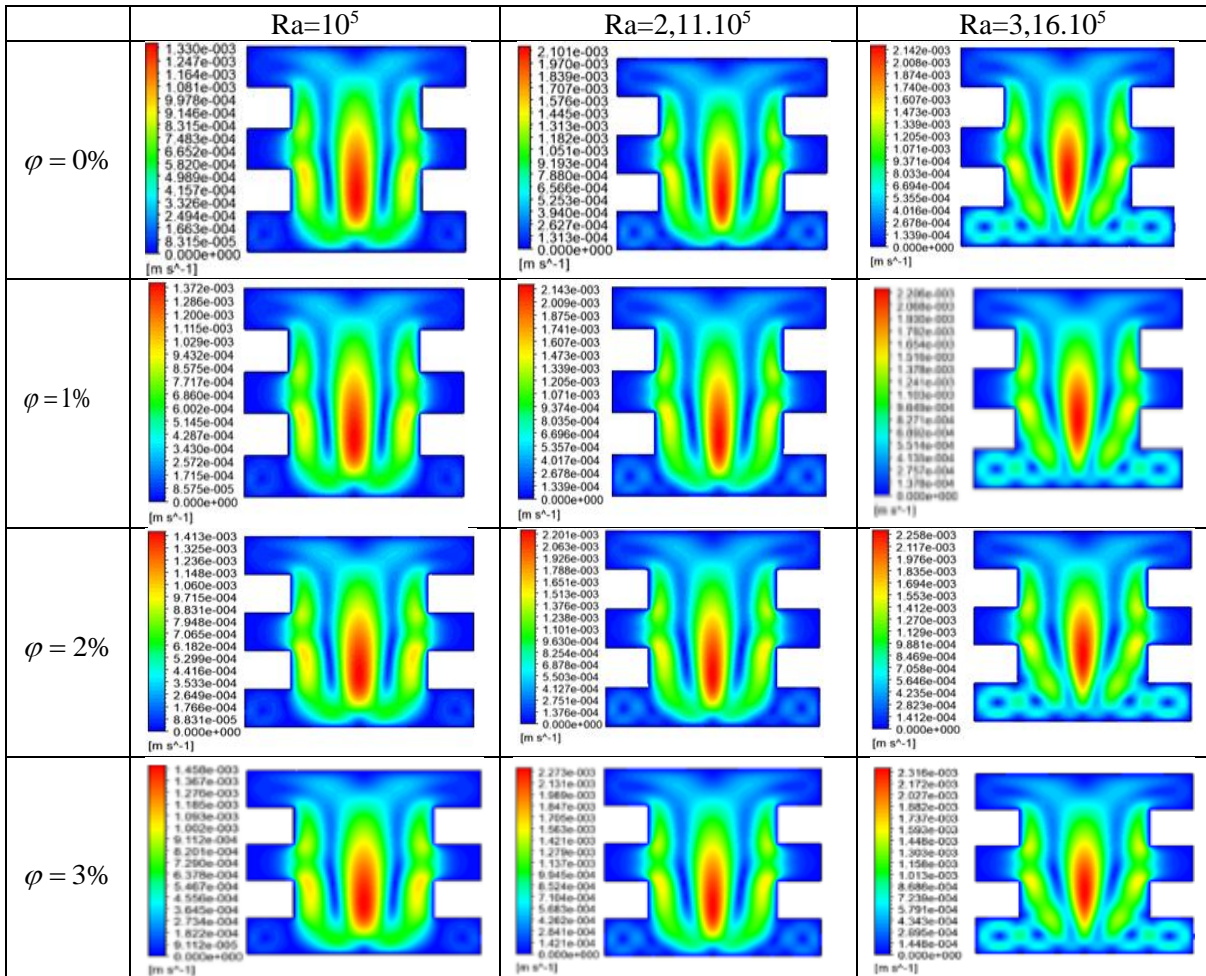


Figure I.5. Profil horizontal de température pour différents nombres de Rayleigh (Ra) en fonction de la fraction volumique (φ).

I.3 Champ dynamique

I.3.1. Champ de vitesse

Les deux figures ci-dessous représentent les contours de la vitesse moyenne (figure I.6) et de la vitesse verticale figure (I.7) pour différents nombres de Rayleigh dans une cavité remplie du nanofluide considéré avec des fractions volumiques qui varient entre 0% et 4%.



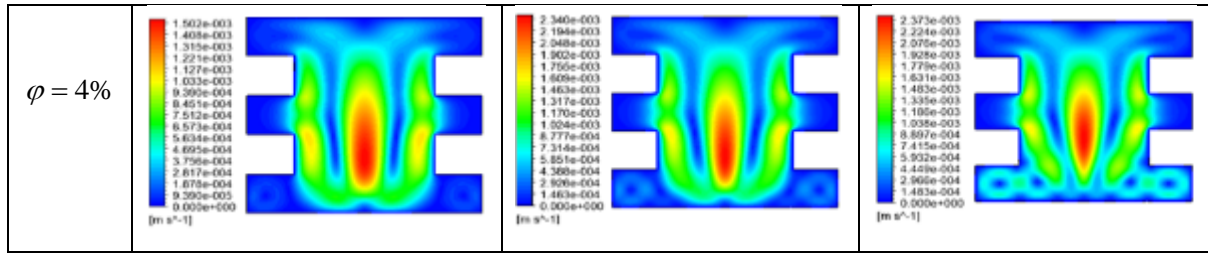
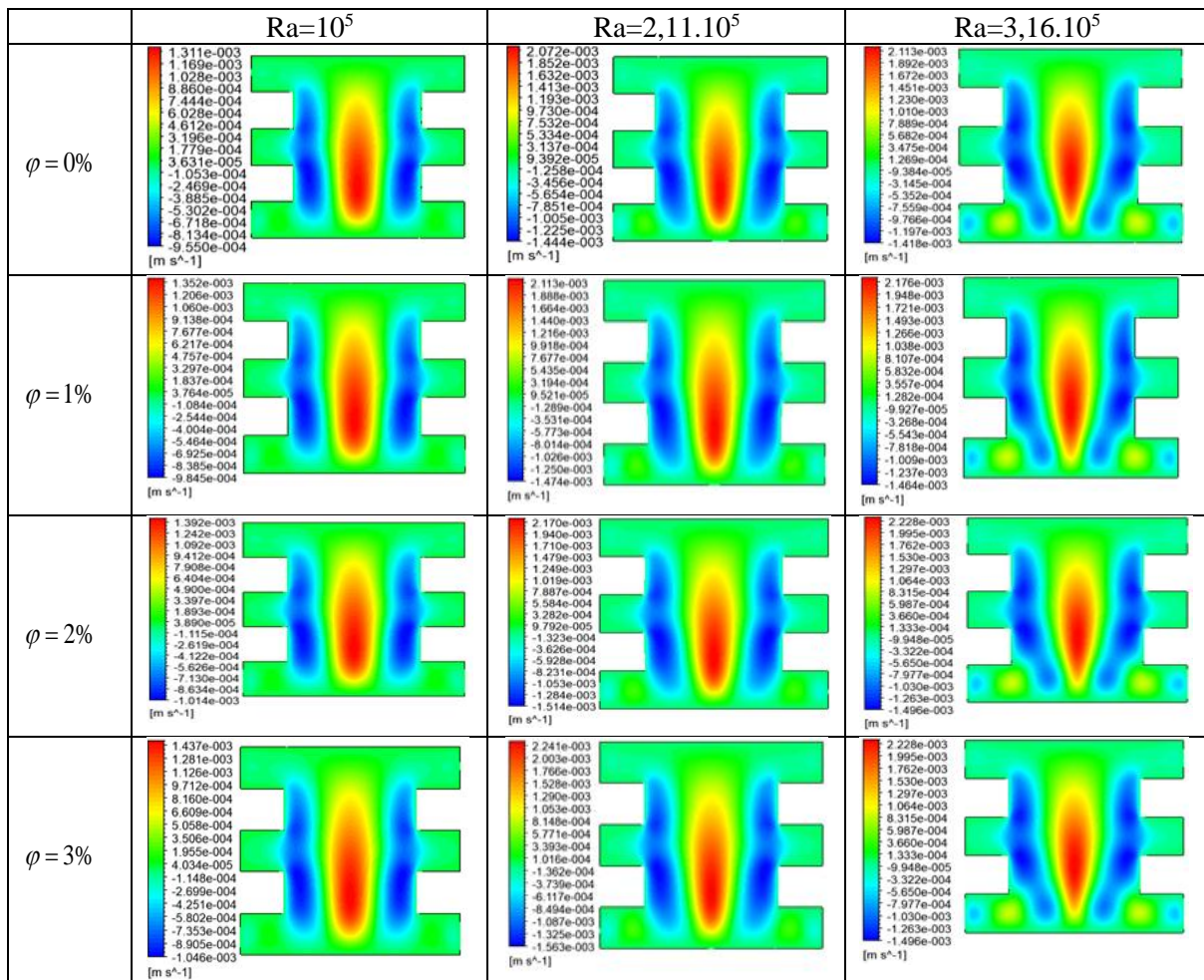


Figure I.6. Distribution de la vitesse moyenne du nanofluid Al_2O_3 -eau pour différents nombres de Rayleigh (Ra) et fractions volumiques (ϕ).

D’après les figures I.6 et I.7, on constate que le fluide monte en haut au centre de la cavité et il descend le long des parois. Donc, la vitesse est importante au centre de cavité et elle diminue en allant vers les parois.

La composante de vitesse suivant la direction (y) est celle qui est dominante donc sa variation est proche de la vitesse moyenne. Les deux vitesses augmentent avec l’augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique. Nous notons aussi que la vitesse est symétrique par rapport à l’axe vertical passant par le centre de la cavité.



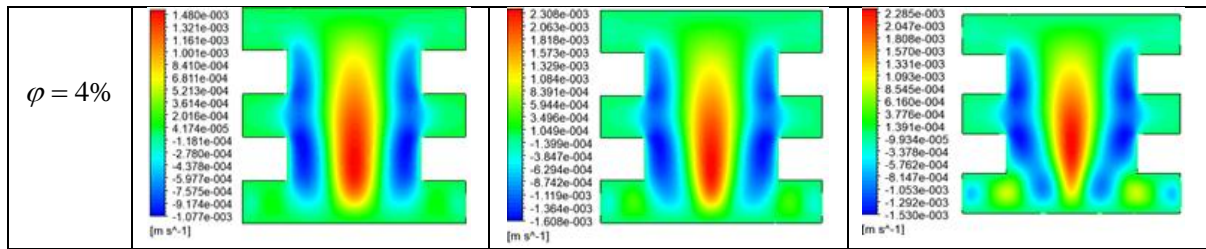


Figure I.7. Distribution de la vitesse verticale du nanofluide Al₂O₃-eau pour différents nombres de Rayleigh (Ra) et fractions volumiques (φ).

Si le nombre de Rayleigh augmente, la vitesse devient significative dans les zones mortes et le fluide occupe de plus la cavité.

I.3.2. Profils de vitesse

La figure I.8 représente le profil de la vitesse moyenne selon l'axe vertical situé au centre de la cavité pour des nombres de Rayleigh ayant différentes valeurs avec variation de la fraction volumique. On constate que, lorsqu'on augmente la fraction volumique des nanoparticules et le nombre Rayleigh, la vitesse moyenne augmente. Ceci est en accord avec les différents travaux de recherche réalisés dans ce domaine.

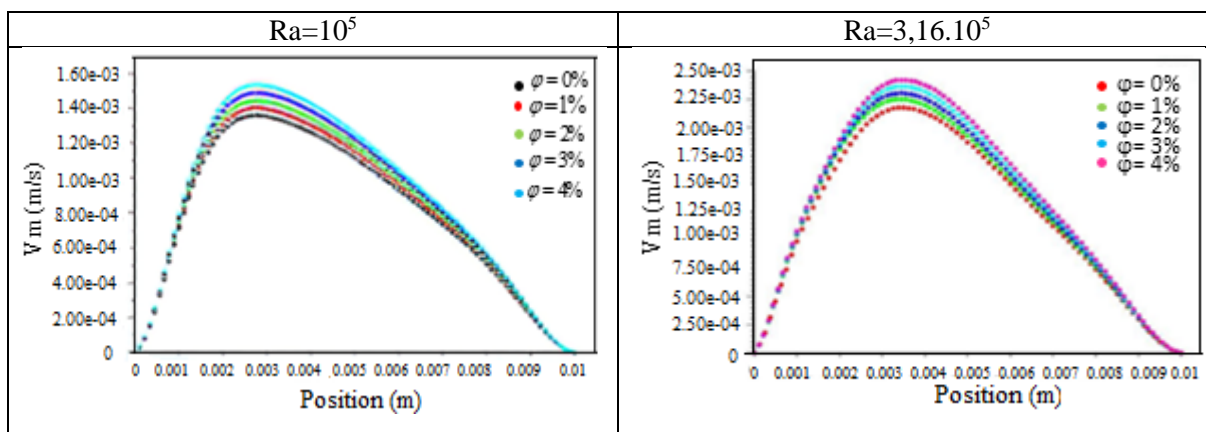


Figure I.8. Profil vertical de la vitesse moyenne pour différentes valeurs de Rayleigh (Ra) avec variation de la fraction volumique (φ).

La figure I.9 présente le profil horizontal de la vitesse moyenne située à mi-hauteur de la cavité pour différentes valeurs de Rayleigh avec variation de la fraction volumique. Nous notons que la vitesse moyenne horizontale est symétrique par rapport à l'axe vertical de la cavité. L'augmentation du nombre de Rayleigh dans la cavité conduit à une augmentation dans la vitesse moyenne.

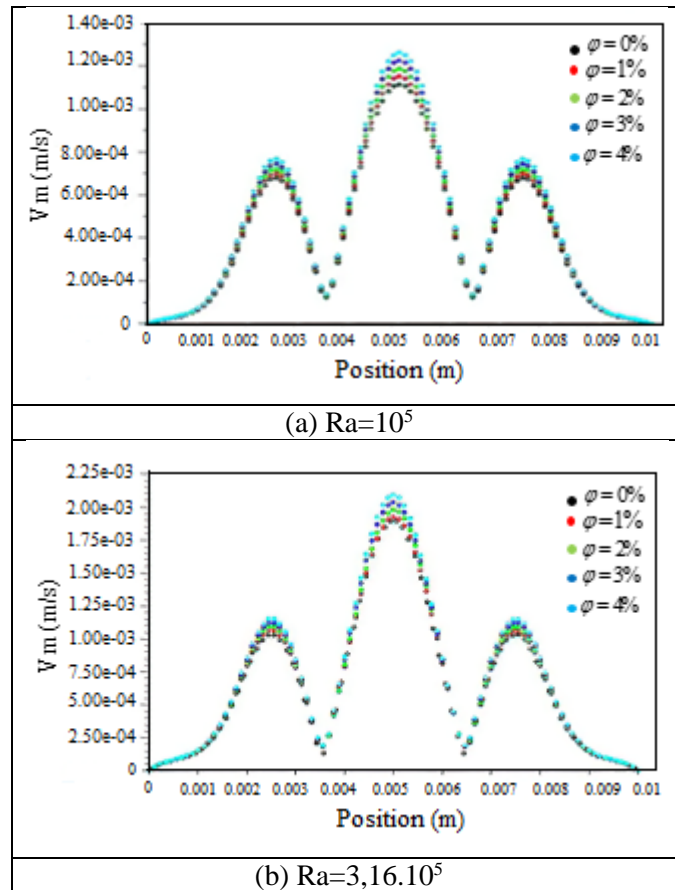
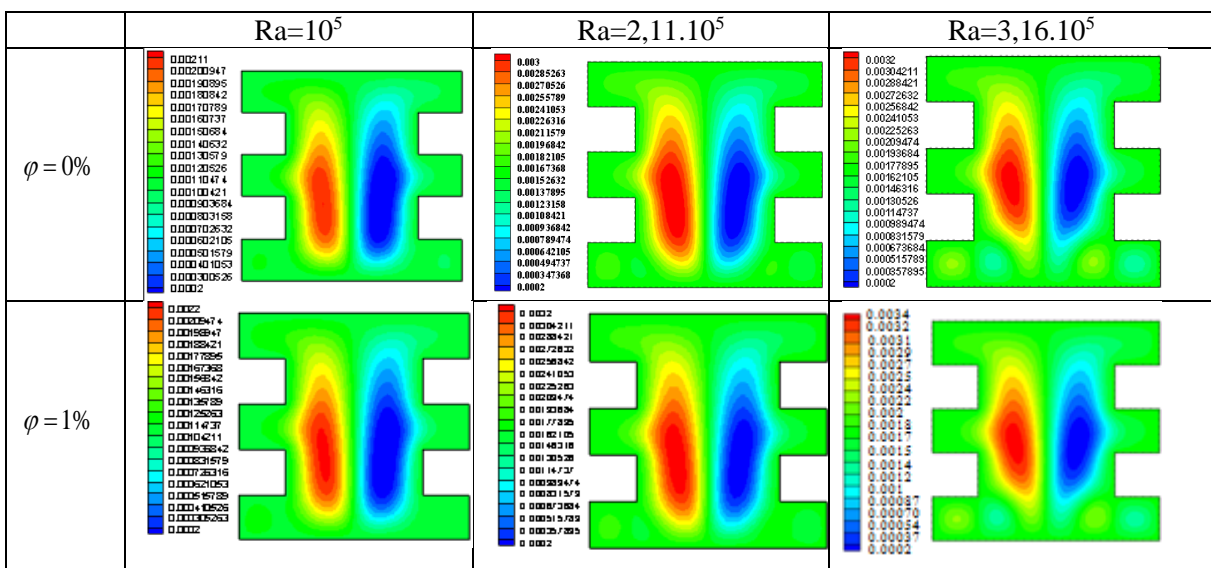


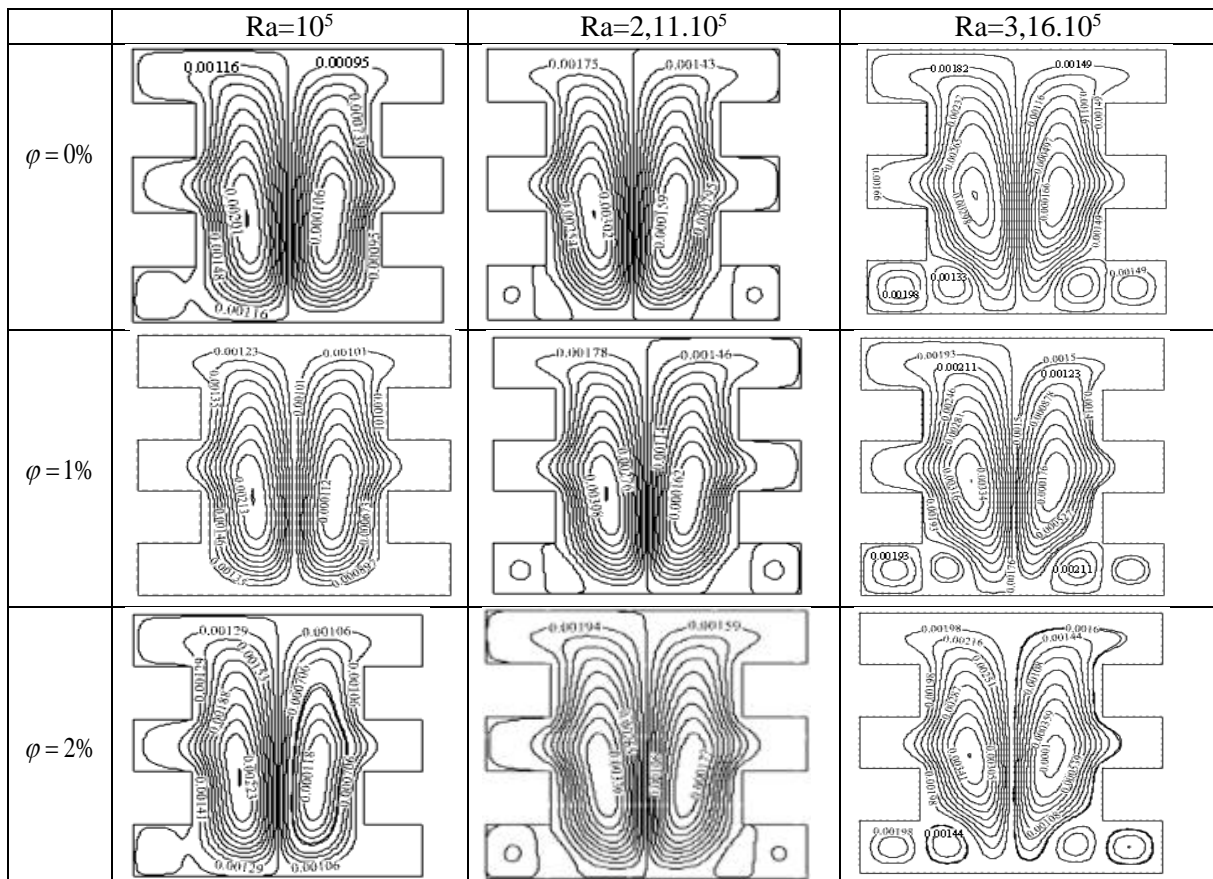
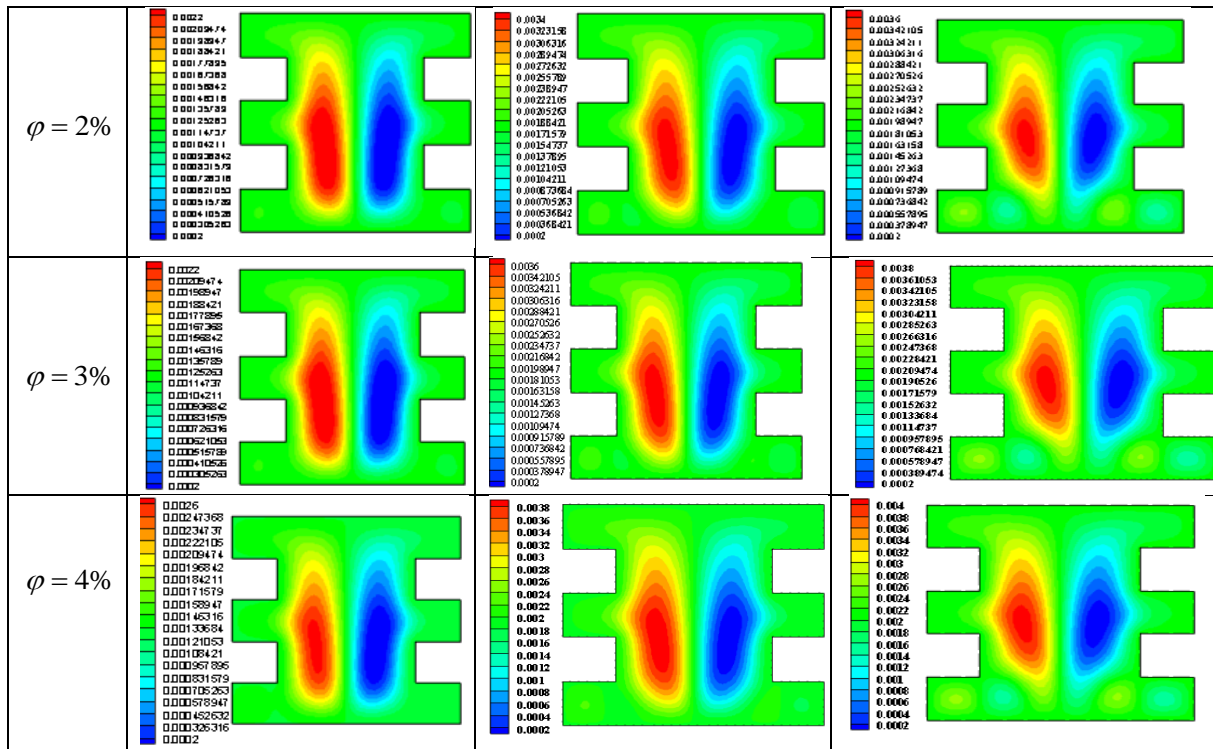
Figure I.9. Profil horizontal de la vitesse moyenne pour différents nombres de Rayleigh (Ra) avec variation des fractions volumiques (φ).

I.3.3. Lignes de courant

Dans le cas d'une cavité fermée et pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, les lignes de courants sont représentées dans la figure ci-dessous.

D'après la figure I.10, la circulation du fluide est caractérisée par deux rouleaux contra rotatifs.





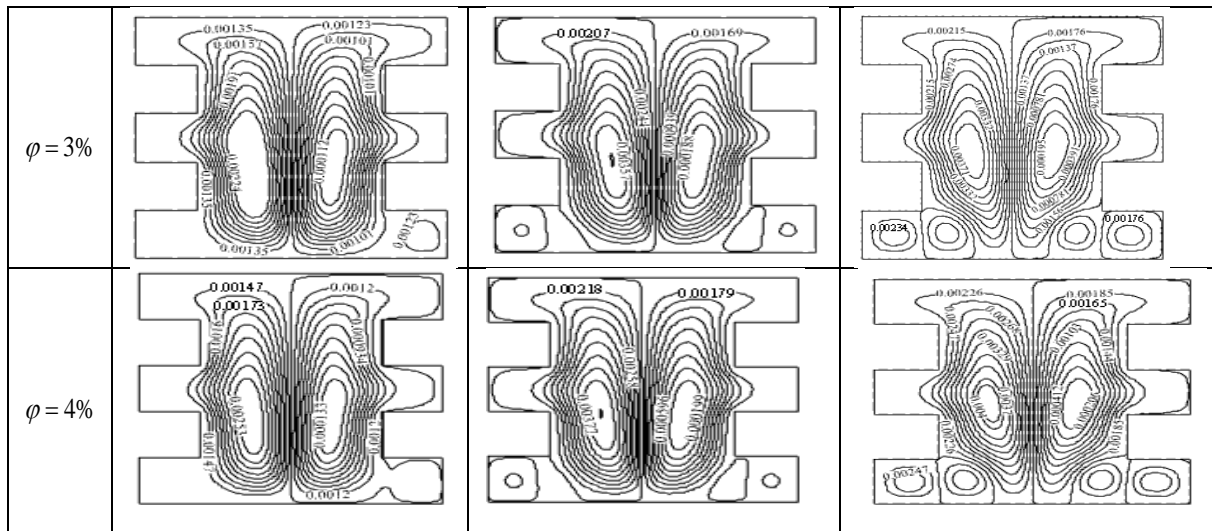


Figure I.10. Lignes de courant pour différentes valeurs de la fraction volumique (φ) et du nombre de Rayleigh (Ra).

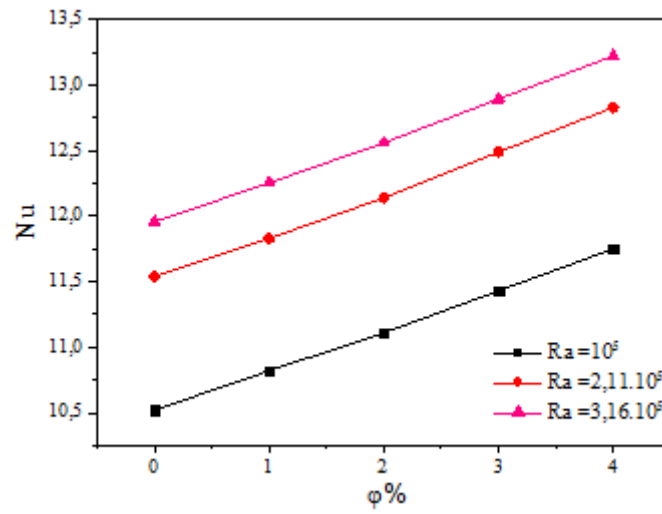
La figure ci-dessus montre que le nombre de Rayleigh a une influence remarquable sur les lignes de courant, l'augmentation de ce nombre fait croître la température, cette dernière influe sur la circulation du mouvement du fluide qui occupe plus d'espace pour toutes les fractions volumiques des nanoparticules.

Avec l'augmentation de la fraction volumique, le fluide devient accéléré, ceci est mis en évidence par les valeurs obtenues de la fonction de courant.

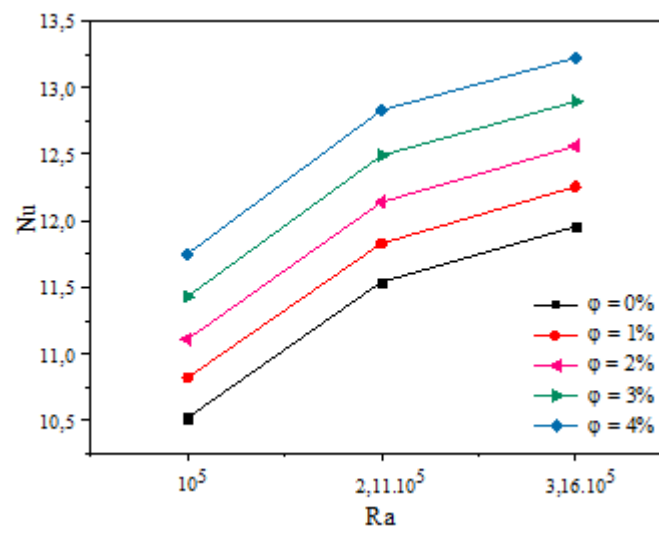
L'augmentation de la fraction volumique n'influe pas sur la structure principale de l'écoulement. L'accroissement du nombre de Rayleigh influe sur la forme des lignes de courant et le fluide a tendance d'occuper plus d'espace dans la cavité et des cellules secondaires apparaissent en bas de la cavité.

I.4. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt définit le rapport des transferts de chaleur convectif et conductif. Si ce nombre est important, la convection est dominante et pour des valeurs faibles la conduction est dominante. La figure I.11 (a) montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique du nanofluide Al_2O_3 -eau, et la figure I.11 (b) donne la variation de ce nombre adimensionnel en fonction de nombre de Rayleigh. On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Rayleigh (Ra). On remarque aussi que l'augmentation du gradient de température améliore le taux de transfert de chaleur. Ceci est mis en évidence par les résultats obtenus avant.



(a)



(b)

Figure I.11. Variation du nombre de Nusselt moyen.

Première Application I

Partie C

Modélisation de la convection naturelle dans une enceinte avec une paroi de forme particulière

Dans cette partie, nous allons étudier la convection naturelle dans une autre cavité ayant une autre forme. Cette application peut intervenir par exemple dans le chauffage de certains composants thermiques. Pour certaines valeurs du nombre de Rayleigh, l'étude est réalisée en régime laminaire et pour d'autres valeurs supérieures, l'étude est réalisée en régime turbulent en faisant appel au modèle $k - \varepsilon$.

I.1. Etude du maillage

La géométrie étudiée et son maillage sont représentés dans la figure ci-dessous. Comme toute étude numérique, il faut examiner en premier lieu l'indépendance du maillage des résultats obtenus. Pour cela, deux maillages (16964 nœuds et 20888 nœuds) ont été testés.

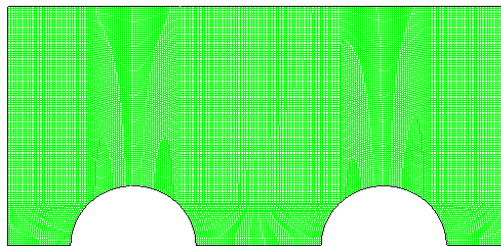


Figure I.1. Maillage utilisé.

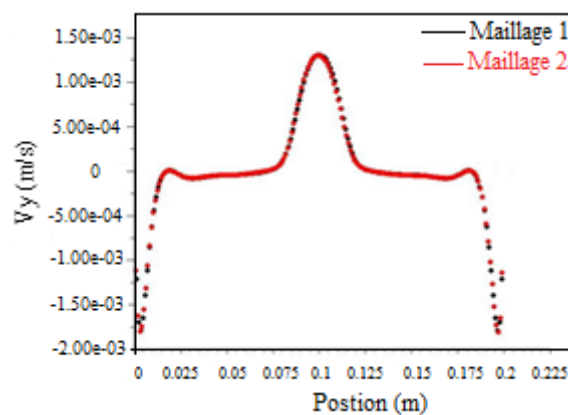


Figure I.2. Variation de la vitesse verticale en fonction du maillage choisi pour un nombre de Rayleigh $Ra = 10^7$.

D'après cette figure, il est clair que les profils de vitesse sont confondus pour les deux maillages choisis. Pour nos simulations, nous avons adopté le deuxième maillage.

I.2. Champ dynamique

Dans la figure ci-dessous, la composante verticale de la vitesse pour différents nombres de Rayleigh et pour différentes fractions volumiques est représentée (figure I.3).

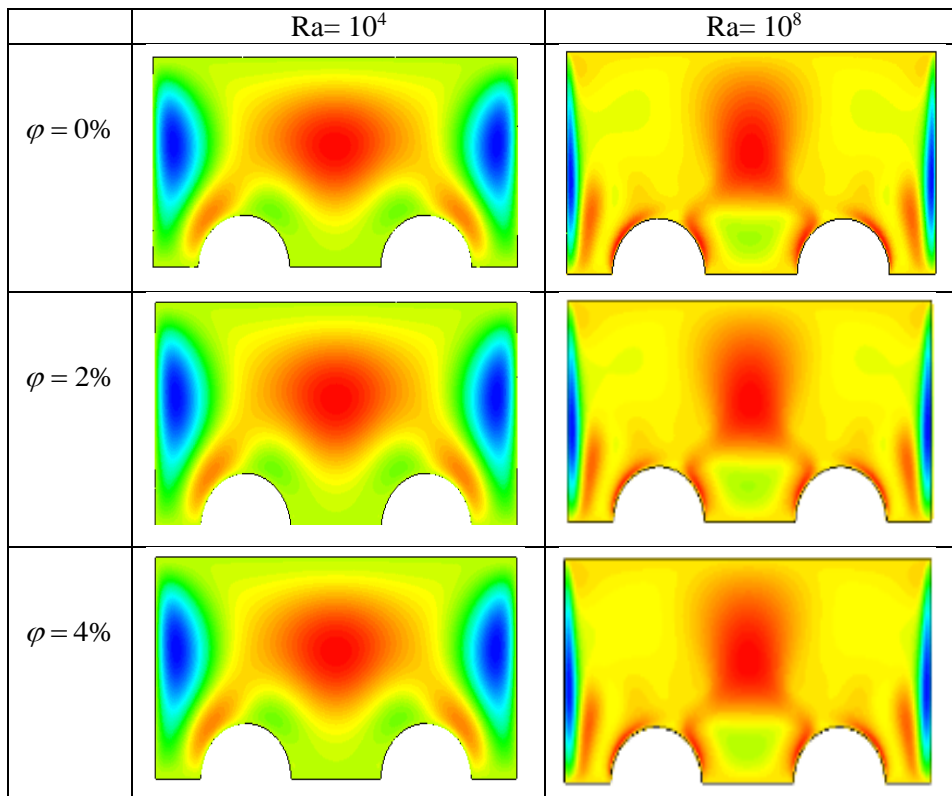


Figure I.3. Variation de la composante verticale de la vitesse de l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau pour les deux nombres de Rayleigh et pour les fractions volumiques choisies.

Dans cette application, le nombre de Rayleigh a pour valeurs 10^4 et 10^8 respectivement. Cette cavité de géométrie particulière est remplie du nanofluide avec des fractions volumiques qui varient entre 0% et 4%. On remarque que la vitesse est maximale au centre de la cavité, elle correspond à celle de la montée du nanofluide et elle est faible proche des parois. On constate aussi la formation des couches limites ou la variation de la vitesse est significative. Une symétrie dans la vitesse est obtenue par rapport à l'axe vertical passant par le centre de la cavité. D'après les résultats obtenus, on constate que plus le nombre de Rayleigh augmente plus le

fluide devient accéléré. De même plus le nombre de Rayleigh augmente, on constate une diminution de la vitesse proche des parois verticales.

Quand le nombre de Rayleigh augmente l'épaisseur de la couche limite dynamique diminue et l'intensité de la convection augmente.

I.2.1. Lignes de courant

Les lignes de courant sont représentées dans la figure I.4 pour le nombre de Rayleigh égale à 10^4 , on constate une formation de deux rouleaux contrarotatifs et le fluide devient accélérer en augmentant la fraction volumique. Ceci est mis en évidence par les valeurs de la fonction de courant calculées.

Pour des faibles nombres de Rayleigh ($Ra = 10^4$), les deux cellules sont symétriques. Si on augmente le nombre de Rayleigh en restant dans le régime laminaire, une des cellules devient plus importante que l'autre tout en essayant d'occuper plus l'espace annulaire. Dans le cas turbulent, deux grandes cellules prennent naissance, elles sont associées à deux petites cellules qui apparaissent en bas dans la partie située au milieu de la cavité. Donc le nombre de Rayleigh a un effet sur la structure de l'écoulement.

On constate aussi que l'augmentation de la fraction volumique n'affecte pas la structure principale de l'écoulement par contre le fluide s'accélère.

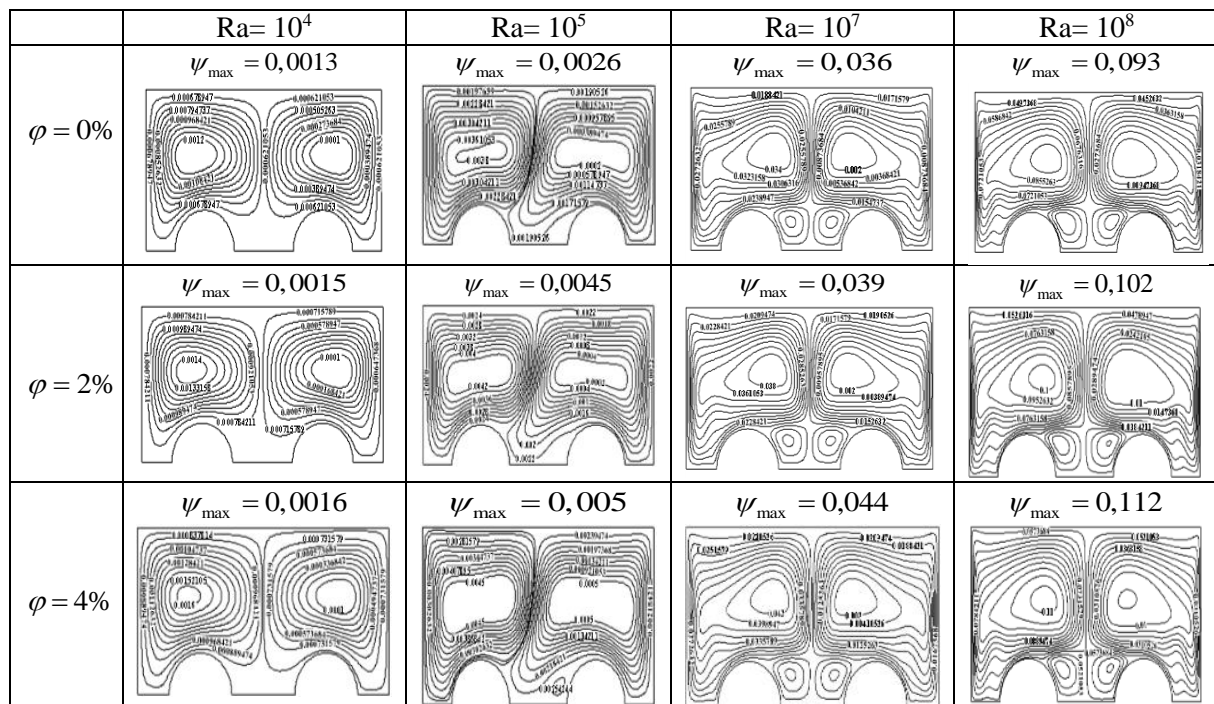


Figure I.4. Lignes de courant pour différentes valeurs des fractions volumiques et des nombres de Rayleigh.

I.3. Champ thermique

Dans la figure I.5 nous présentons la structure des isothermes pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ($10^4 - 10^8$) et pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules (0% - 4%).

Pour des faibles nombres de Rayleigh, on observe qu'on a des isothermes qui sont serrées et stratifiées proche des parois verticales, ceci est dû au fait que la conduction est dominante. Quand le nombre de Rayleigh augmente, les gradients de température proches des parois verticales diminuent.

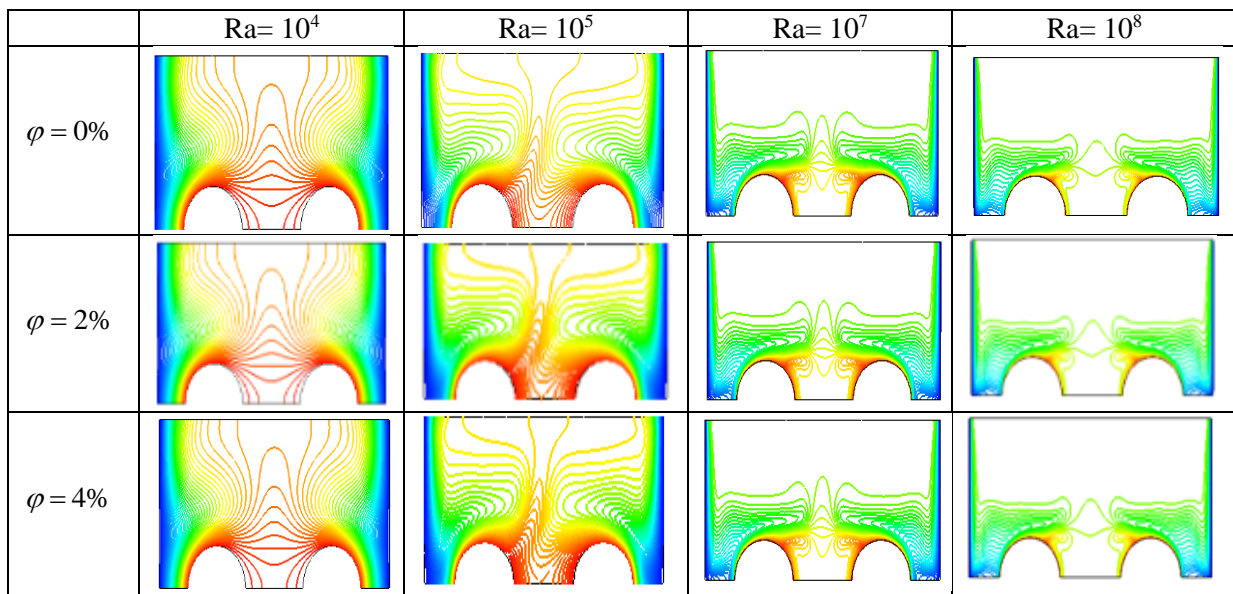


Figure I.5. Variation de la température pour différentes valeurs de la fraction volumique et pour différents nombres de Rayleigh.

Dans le cas où la convection naturelle devient intense (le nombre de Rayleigh important), on constate que l'épaisseur de la couche limite thermique diminue.

- L'augmentation de la fraction volumique n'affecte pas la structure des isothermes, sauf que le fluide devient chaud du fait que sa conductivité thermique est améliorée.

- Pour des faibles nombres de Rayleigh ou la conduction est dominante, on remarque qu'on a une stratification dans les isothermes.

Pour le nombre de Rayleigh égal à 10^5 , on constate une dissymétrie dans les isothermes, ceci est en relation avec la circulation du fluide.

I.4. Variation du nombre de Nusselt

L'effet de la fraction volumique des nanoparticules pour différents nombres de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen est représenté dans la figure I.6. On remarque que pour le régime

laminaire ($Ra=10^4$ et $Ra=10^5$), la variation du nombre de Nusselt n'est pas trop significative contrairement au cas turbulent ($Ra=10^7$ et $Ra=10^8$).

Pour les valeurs choisies du nombre de Rayleigh, la variation du nombre de Nusselt moyen est observée à partir de 10^5 lorsque l'intensité de la convection devient significative, ceci indique que l'augmentation de la valeur du nombre de Rayleigh améliore le taux de transfert de chaleur. D'une autre part les valeurs du Nusselt moyen pour le nanofluide sont plus élevées à chaque fois en augmentant les fractions volumiques par rapport à celle du fluide de base.

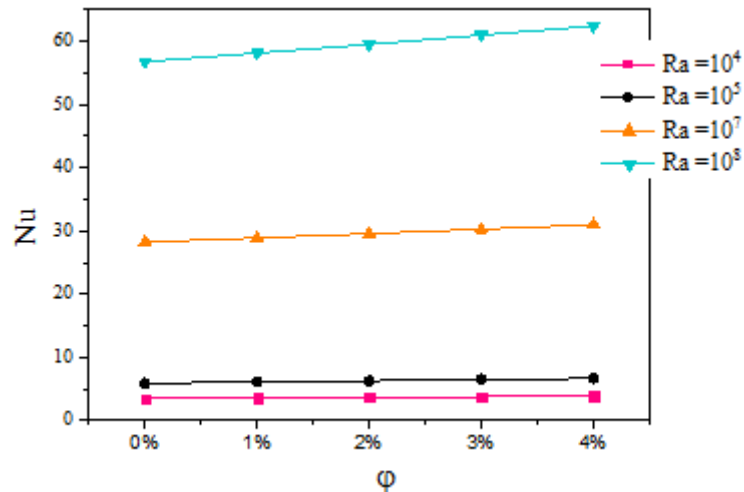


Figure I.6. Effet de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Rayleigh.

Deuxième application II

Etude de la convection mixte dans une cavité ventilée

Dans cette partie, on passe à l'étude de d'autres configurations, il s'agit d'une cavité creuse et ouverte. Dans cette géométrie, on veut étudier la structure de l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau. Pour cela, on essaye de déterminer la variation de la vitesse, de la température, des lignes de courant et du nombre de Nusselt en convection mixte ($0,1 \leq Ri \leq 10$).

II.1. Etude du maillage

Comme pour les cas précédents et avant d'interpréter les résultats obtenus, il faut passer par une étude de maillage pour éviter tout effet de celui-ci sur les simulations réalisées. Pour examiner l'indépendance du maillage de la solution numérique trois maillages ont été testés. On a choisi un maillage très raffiné pour capter les différents gradients qui se développent à l'intérieur de la cavité et en même temps, il permet de réduire le temps de calcul. Les nombres des éléments utilisés sont 9500, 38000, 85500 respectivement.

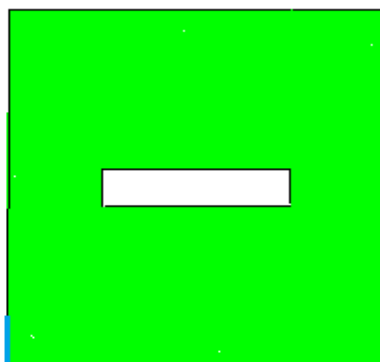


Figure II.1. Maillage utilisé 38000 éléments.

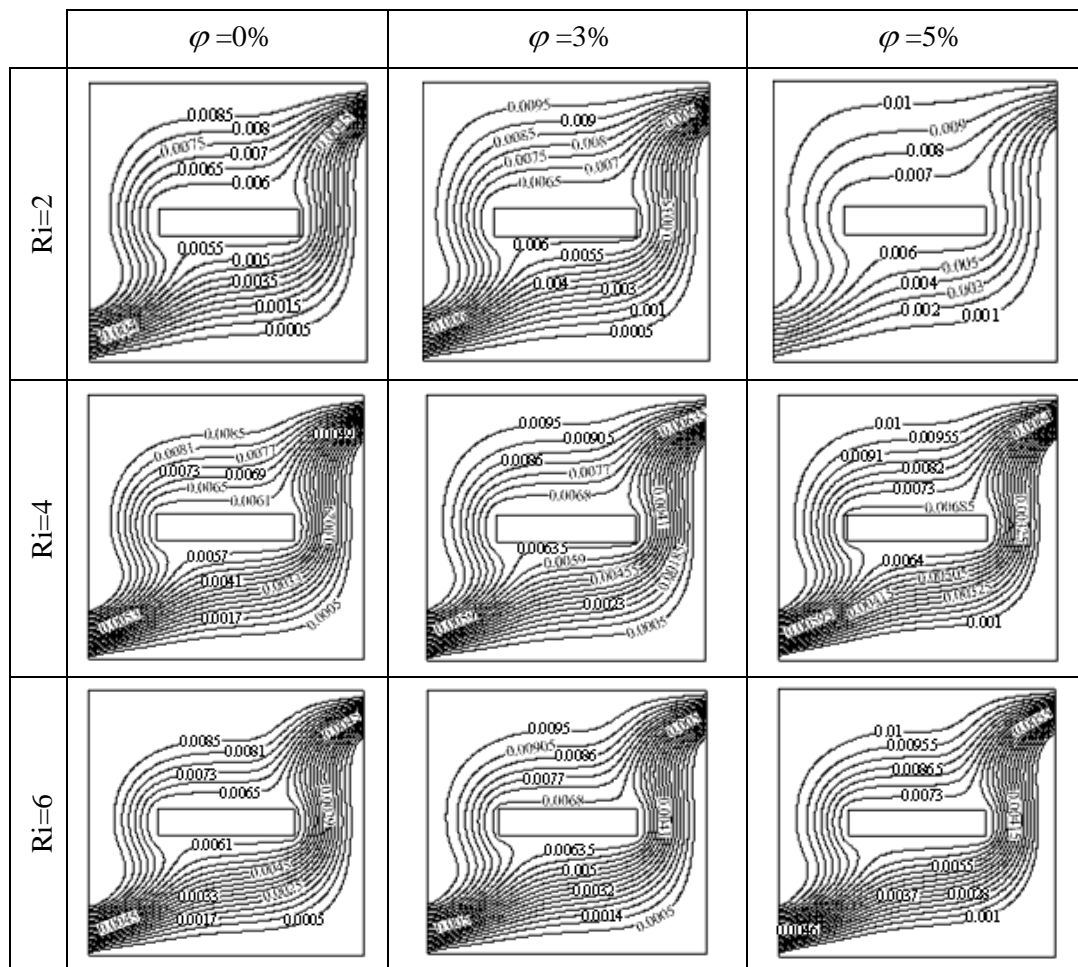
Des tests ont été réalisés, le maillage choisi est 38000 éléments.

II.2. Champ dynamique

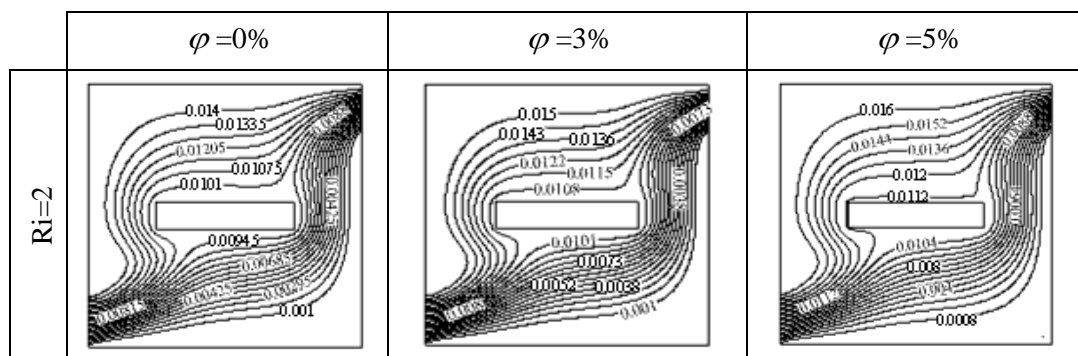
II.2.1 Lignes de courant

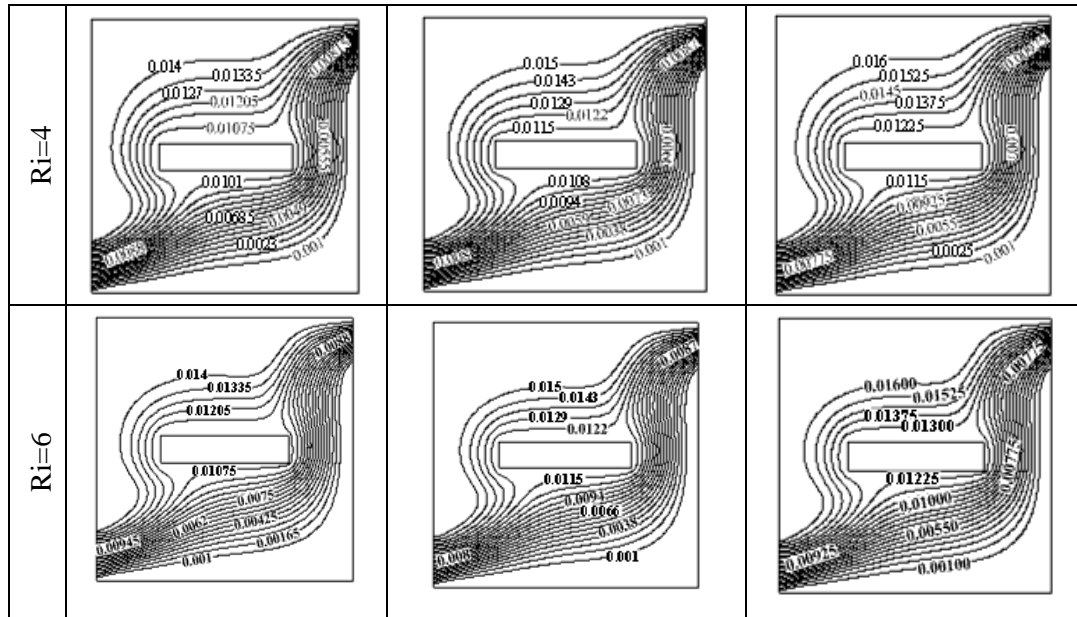
Dans le cas de la cavité ouverte (ventilée) qui contient un creux placé au centre et pour différentes valeurs du nombre de Richardson, les lignes de courant sont présentées dans la figure ci-dessous (figure II.2). On constate que l'addition des nanoparticules ne change pas la

structure de l'écoulement par contre le mouvement du fluide a une vitesse élevée. Ceci est le résultat de l'amélioration de la conductivité thermique du nanofluide qui a une influence sur le transfert thermique qui se produit à l'intérieur de la cavité et par conséquent, un impact sur le mouvement du fluide est obtenu. On remarque aussi que plus le nombre de Richardson augmente, les lignes de courant deviennent intenses surtout proche du côté inférieur du creux. Ceci est en relation avec la circulation du fluide obtenue pour différents nombres de Reynolds fixés.



(a) Re=50



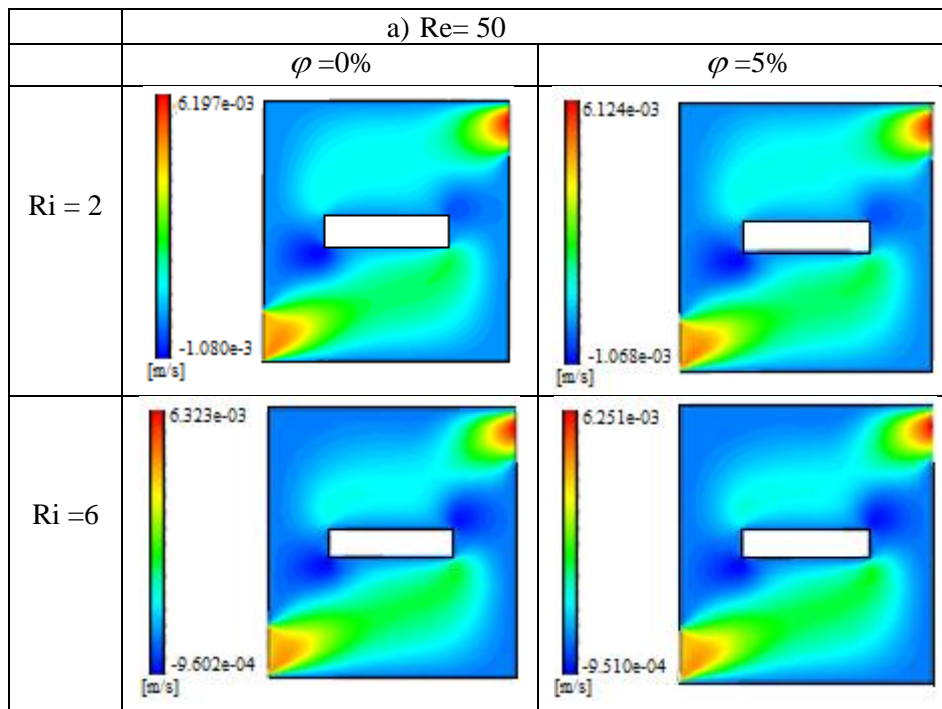


(b) $Re=80$

Figure II.2. Distribution des lignes de courant pour différents nombres de Richardson et pour différentes fractions volumiques à $Re = 50$ et $Re = 80$.

II.2.2. Variation de la vitesse suivant la direction horizontale

La variation de la vitesse suivant la direction horizontale est représentée dans les figures ci-dessous.



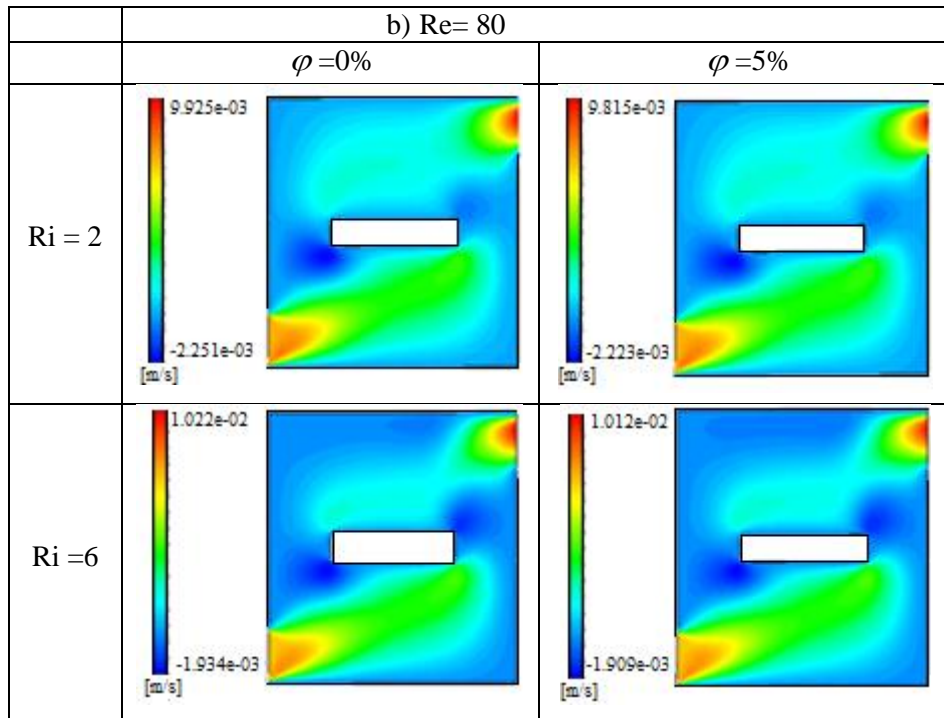


Figure II.3. Variation de la vitesse horizontale pour les nombres de Reynolds et de Richardson choisis et pour les fractions volumiques fixées.

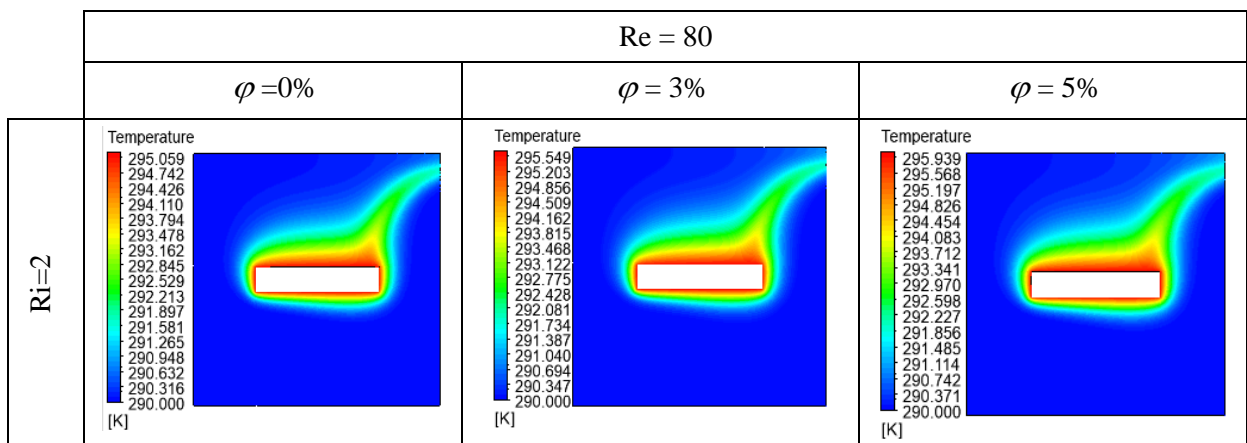
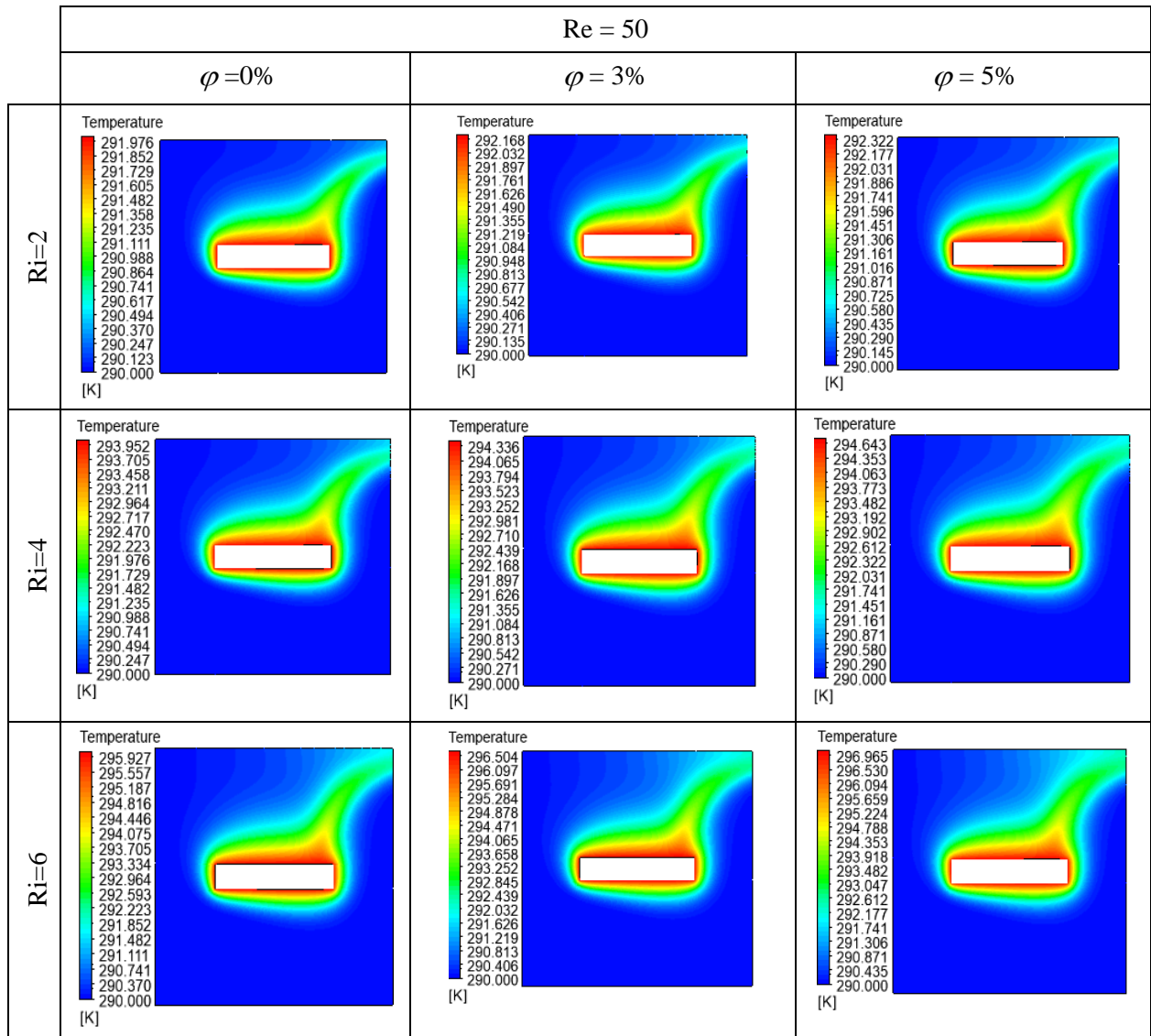
La figure II.3 représente la variation de la composante horizontale de la vitesse. On constate que l'ajout des nanoparticules au fluide de base (eau pure) permet de diminuer la vitesse. On remarque aussi qu'il y a une formation de deux jets l'un à l'entrée de la cavité et l'autre à la sortie. Plus le nombre de Reynolds augmente, plus la vitesse augmente.

II.3. Champ thermique

II.3.1. Variation de température

Les figures II.4 et II.5 représentent respectivement la variation de la température et les isothermes pour différentes valeurs du nombre de Richardson et des fractions volumiques des nanoparticules d' Al_2O_3 allant de $\varphi = 0\%$ jusqu'à $\varphi = 5\%$. On remarque que la variation de la température est significative proche des parois du creux. Par contre dans la majorité de la cavité la température correspond à celle du fluide injecté. On peut conclure que le débit injecté du fluide froid influe sur la variation de la température.

On constate aussi que, la température augmente légèrement quand on augmente la fraction volumique des nanoparticules. La variation de la température est significative dans la zone supérieure du creux car c'est la zone la moins ventilée. Dans ce cas deux paramètres affectent la variation de la température : le débit du fluide injecté et la fraction volumique.



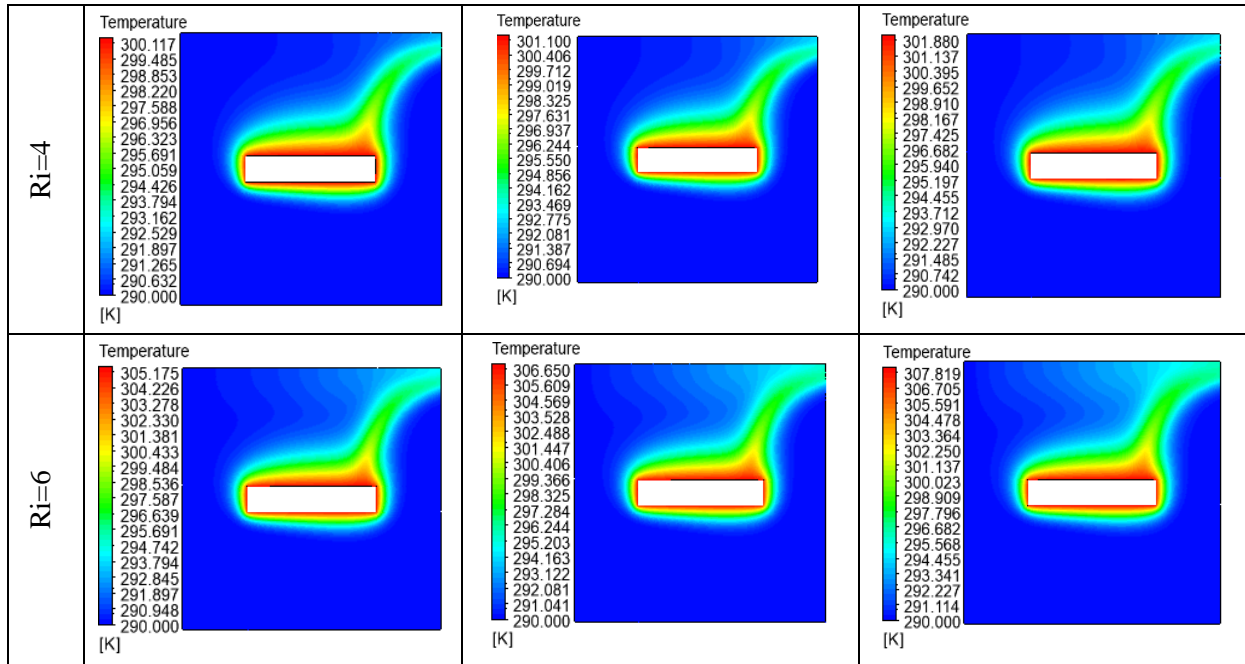
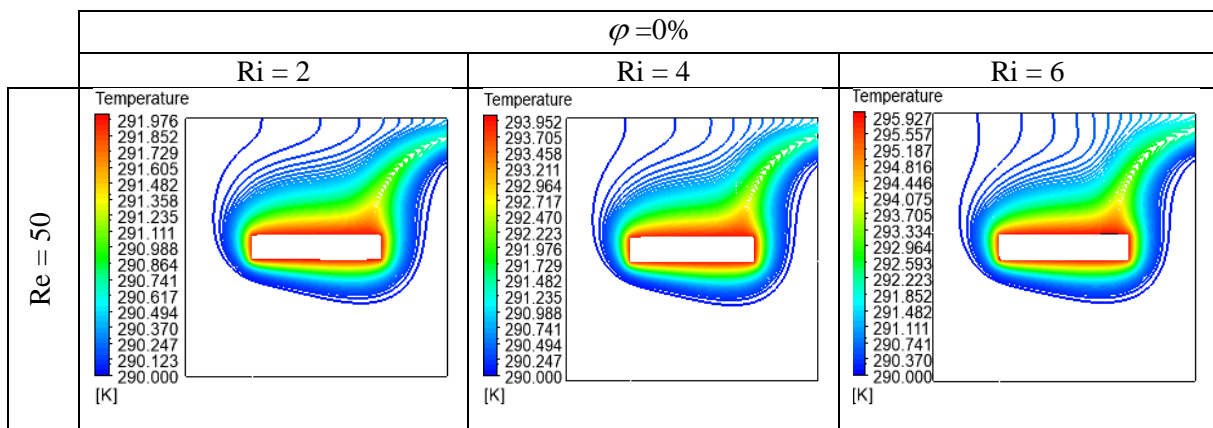


Figure II.4. Variation de la température du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, pour différents nombres de Richardson (Ri) et fractions volumiques (ϕ).

D'autre part, le transfert thermique se fait du creux (paroi chaude) vers les couches du fluide adjacentes, par conduction, puis il se propage par la suite dans la cavité par convection.

On observe aussi que les isothermes sont élargies et stratifiées le long de la paroi supérieure de la cavité quand on augmente le nombre de Richardson et la fraction volumique des nanoparticules.



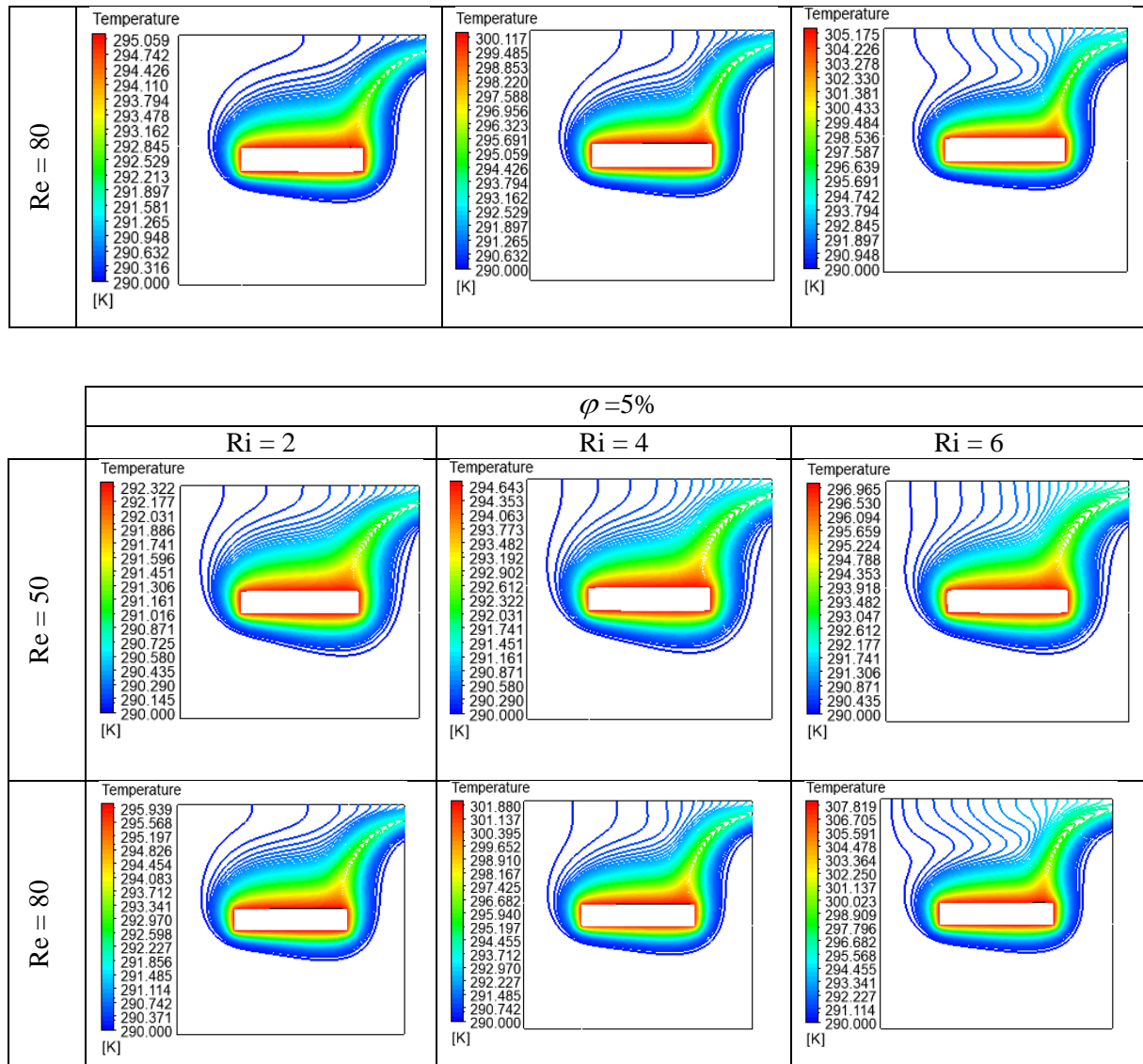


Figure II.5. Isothermes du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, pour différents nombres de Richardson (Ri) et fractions volumiques (ϕ).

II.4. Variation du nombre de Nusselt

La figure II.6 représente la variation du nombre de Nusselt moyen. On remarque que le nombre de Nusselt augmente quand on augmente la fraction volumique des nanoparticules. D'autre part, on constate que les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour le nanofluide sont plus grandes que celle du fluide de base (eau pure). En conséquence, l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et l'augmentation du nombre de Richardson permet d'améliorer le transfert thermique.

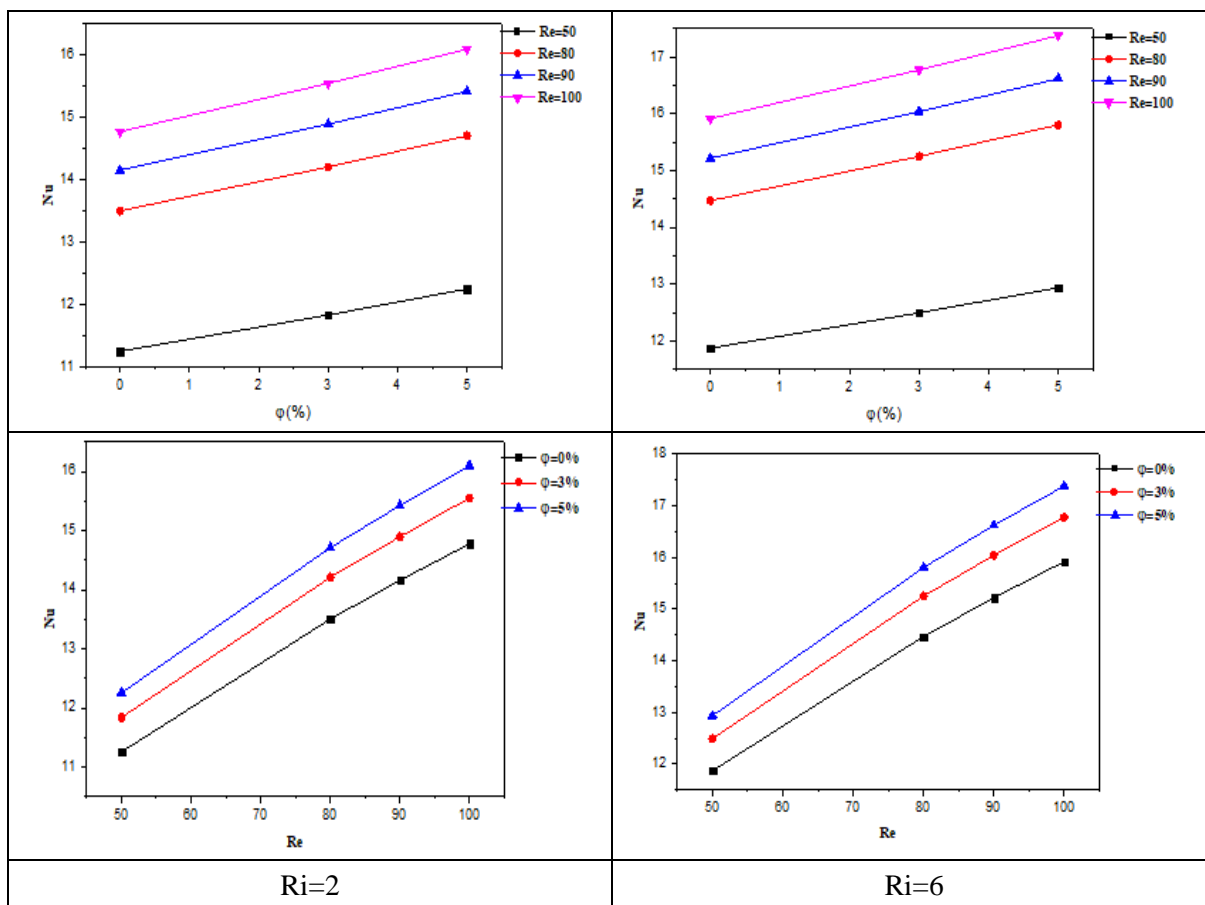


Figure II.6. Variation du nombre de Nusselt en fonction des trois paramètres (Re, Ri et ϕ).

Troisième application III

Etude de la convection naturelle associée à la MHD dans une cavité creuse d'une autre forme particulière

Dans cette partie, on va étudier la convection naturelle en présence du nanofluide Al_2O_3 – eau dans une cavité fermée de forme particulière. Cette cavité peut représenter un système énergétique quelconque tel qu'un composant électronique.

Dans cette étude, on s'intéresse beaucoup plus à l'effet du champ magnétique sur la convection naturelle en regardant son impact sur le transfert de chaleur et sur la structure de l'écoulement.

III.1. Etude de l'indépendance du maillage

Le choix et la qualité du maillage sont des paramètres importants dans la stabilité et la précision souhaitée de toute méthode numérique. Pour trouver une taille de grille appropriée qui garantisse la précision des résultats indépendamment du nombre de nœuds utilisés, un test d'indépendance du maillage est effectué dans cette partie. Le maillage développé est non-uniforme et il est intensifié près des parois. Ce choix de maillage permet de déterminer les différents gradients qui se développent près des parois (couche limite) et de réduire le temps de calcul. La figure III. 1 montre qu'une grille de 8282 mailles satisfait l'indépendance du maillage pour le nombre de Nusselt moyen à l'intérieur de la cavité lorsque $Ra=7,68.10^4$, $Ha= 50$ et $\varphi = 0\%$.

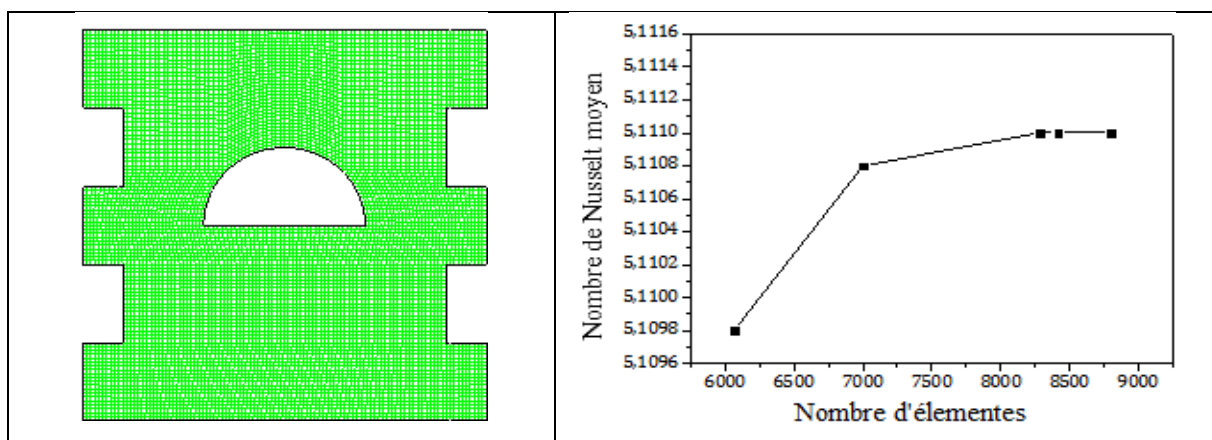
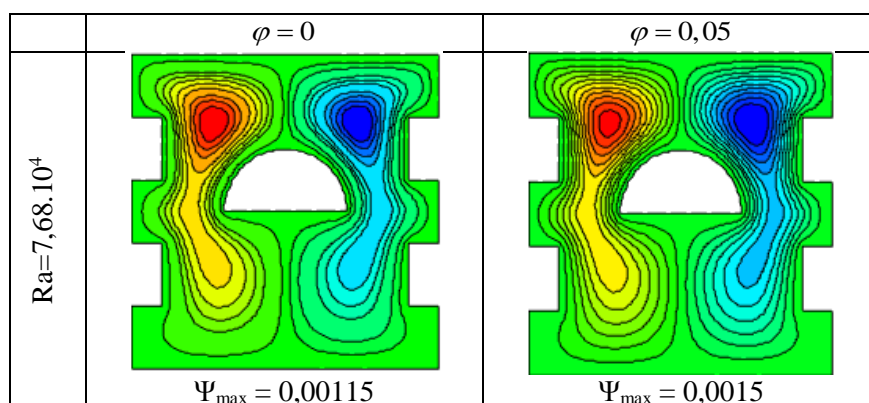


Figure III.1. Effet du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.

Les différents résultats obtenus dans cette étude numérique de la convection naturelle à l'intérieur de la cavité creuse et remplie du nanofluid Al_2O_3 -eau présentés ci-dessous sont analysés en tenant compte de l'impact d'un champ magnétique externe uniforme et parallèle à la direction horizontale de la cavité. Les fractions volumiques des nanoparticules choisies varient entre 0% et 5%, le nombre de Rayleigh prend les valeurs $7,68.10^4$; $1,5.10^5$ et $3,072.10^5$ et les valeurs considérées pour le nombre de Hartmann sont de 0 à 75. Dans cette partie, les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de production d'entropie et du nombre de Nusselt moyen. Les résultats obtenus sont donnés dans les figures ci-dessous. L'objectif principal de ce travail est d'étudier le comportement du mouvement du fluide et le transfert de la chaleur qui aura lieu dans cette cavité ainsi que la production d'entropie sous la force de Lorentz qui résulte d'un champ magnétique.

Nous commençons, cette étude par examiner l'influence du nombre de Rayleigh sur la dynamique et le transfert de chaleur du nanofluid pour un nombre de Hartmann nul ($\text{Ha}=0$) qui correspond au cas d'un champ magnétique nul et pour des fractions volumiques qui prennent les valeurs 0% et 5%.

Nous observons sur la figure III.2 qui représente l'effet du nombre de Rayleigh sur les lignes de courant pour un nombre de Hartmann égale à zéro, que pour chaque nombre de Rayleigh choisi, deux cellules se forment à l'intérieur de cette géométrie. Le mouvement du fluide est dû à la différence de densités qui est due à la différence de températures. Au contact de la partie creuse chaude, le fluide devient léger, il monte vers le haut et au contact des parois froides de la cavité, il se refroidit, il devient dense et donc il s'écoule vers le bas. En raison des forces de flottabilité qui sont dues aux gradients de température et aux forces visqueuses, deux zones de recirculation sont créées. Ces zones sont situées sur les côtés gauche et droit de la cavité. Lorsque le nombre de Rayleigh augmente, le fluide occupe davantage l'espace annulaire.



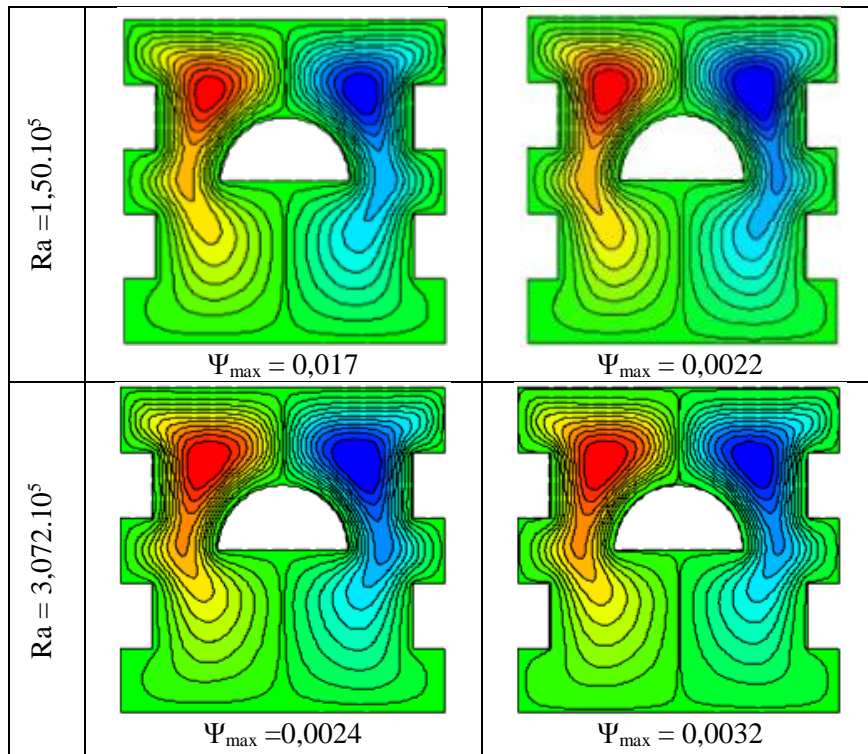


Figure III.2. Impact du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules sur les lignes de courant à $Ha = 0$.

L'effet du nombre de Hartmann sur les lignes de courant est illustré dans la figure III.3 pour deux valeurs du nombre de Rayleigh ($7,68.10^4$ et $3,072.10^5$). La cavité creuse est saturée du nanofluid Al_2O_3 -eau, dont la fraction volumique des nanoparticules est $\varphi = 0,05$. On constate que quelle que soit la valeur du nombre de Rayleigh, les valeurs maximales des lignes de courant diminuent en augmentant le nombre de Hartmann ce qui explique que l'existence du champ magnétique permet de ralentir le mouvement du fluide ce qui lui donne le temps de se rendre à l'intérieur des différentes zones de la cavité où l'accès est difficile. Ceci est donné par l'orientation des cellules situées au sommet de l'enceinte. On peut noter aussi que pour les fractions volumiques des nanoparticules choisies, la circulation du fluide diminue lorsque le nombre de Hartmann augmente en raison de l'influence du champ magnétique sur les flux convectifs.

Une augmentation du nombre de Hartmann permet de diminuer l'intensité des tourbillons circulant à l'intérieur de la cavité et la force de Lorentz résultant du champ magnétique agit comme une force de résistance.

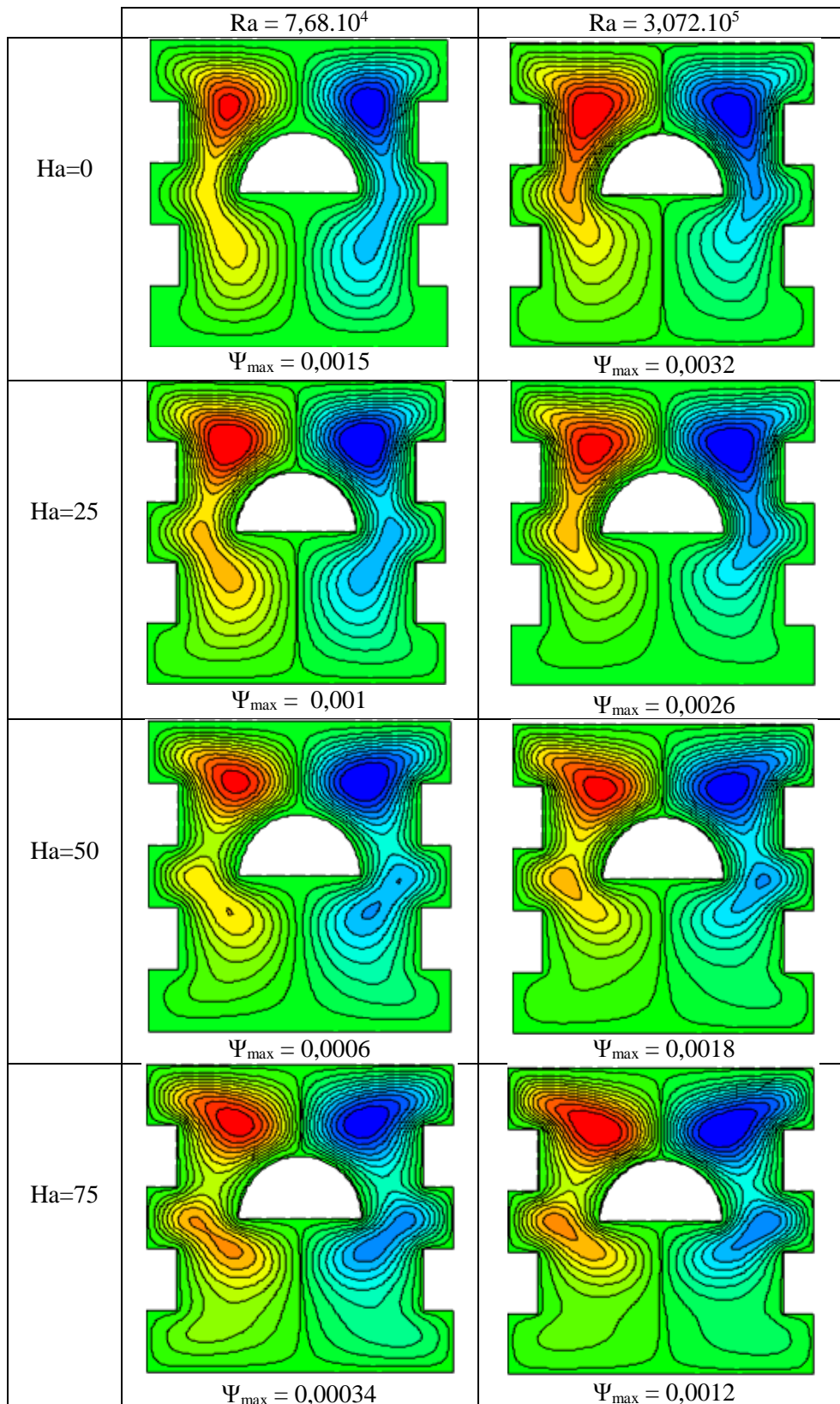
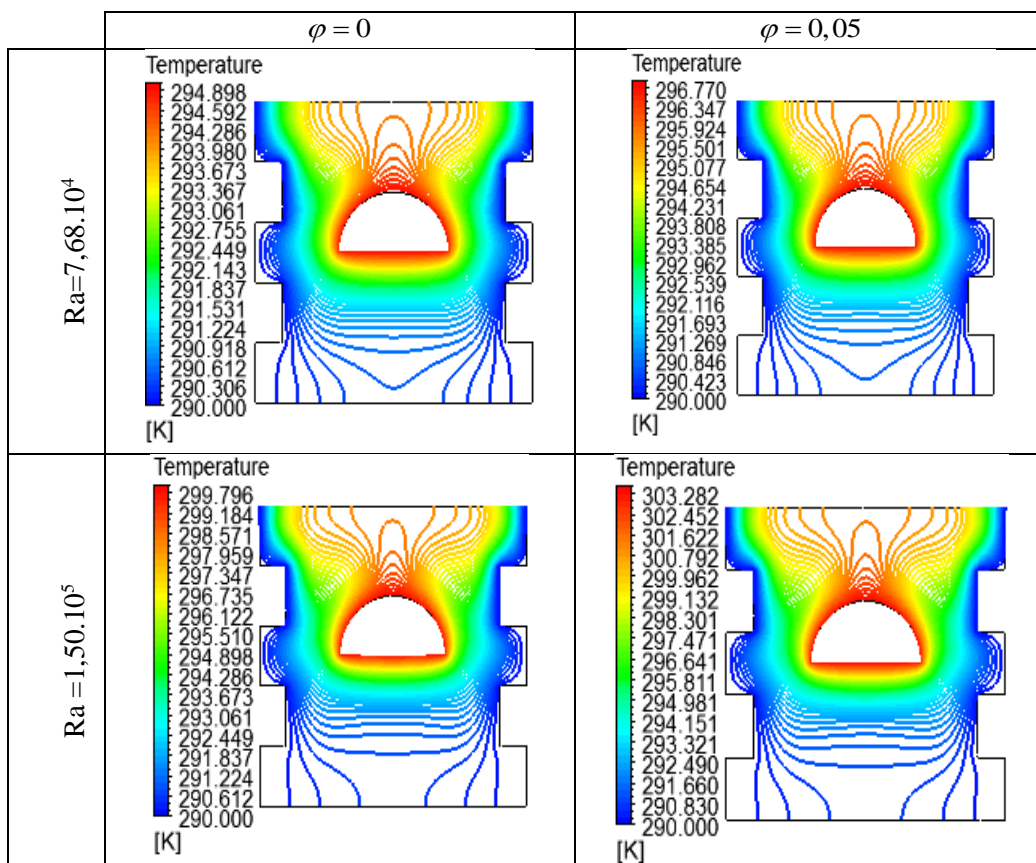


Figure III.3. Effet des nombres de Hartmann sur les lignes de courant pour les deux nombres de Rayleigh à $\varphi = 0,05$.

La figure III.4 représente l'influence du nombre de Rayleigh (Ra) sur la variation de la température pour deux fractions volumiques des nanoparticules. Pour un nombre de Hartmann nul ($Ha=0$), les isothermes sous le creux qui sont courbées deviennent horizontales en augmentant le nombre de Rayleigh et arrivent à être moins condensées près du creux, ceci favorise la transmission de chaleur par convection où la force ascendante (force de flottabilité) devient importante.

Une augmentation de la concentration des nanoparticules entraîne des valeurs de température plus élevées, la raison est que l'augmentation de la concentration du nanofluide permet d'améliorer la conductivité thermique du fluide initialement utilisé.

On peut noter que lorsque la concentration des nanoparticules dans l'intervalle choisi augmente, la forme des cellules et celle des isothermes à l'intérieur de la cavité ne changent pas, cependant le fluide devient chaud et accéléré, ceci est mis en évidence par les valeurs maximales obtenues de la fonction de courant et des isothermes.



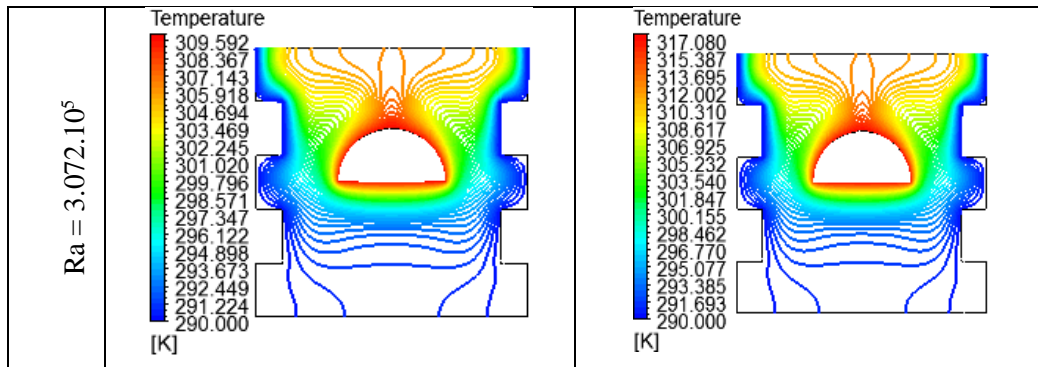


Figure III.4. Impact du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules sur les isothermes à $Ha = 0$.

La figure III.5 donne l'influence des nombres de Hartmann (Ha) et du Rayleigh (Ra) sur la variation de la température pour une fraction volumique des nanoparticules égale 5%. On peut noter que pour les deux valeurs choisies du nombre de Rayleigh et lorsque le Ha augmente de 0 à 75, les isothermes deviennent plus denses près des parois ce qui favorise le transfert de chaleur par conduction. Ces isothermes changent significativement et elles deviennent de plus en plus courbées et finissent par suivre la géométrie du sommet du creux. D'autre part, en bas du creux, les isothermes qui étaient au début horizontales deviennent denses et commencent à se déformer pour prendre la forme elliptique.

En augmentant le nombre de Hartmann, les isothermes sous le creux qui étaient horizontales deviennent verticales et se condensent de plus en plus.

Pour le même nombre de Rayleigh et si on augmente le Hartmann, les gradients de température augmentent donc il y a une tendance que la transmission de chaleur par conduction devient dominante et l'intensité de la convection naturelle diminue. Par contre pour un nombre de Hartmann fixe et si on augmente le nombre de Rayleigh, l'épaisseur de la couche limite thermique diminue et la convection thermique s'intensifie. L'augmentation des fractions volumiques des particules solides et du nombre de Rayleigh rend l'intensité de la convection naturelle importante, mais si le nombre de Hartmann devient important, la convection naturelle devient limitée.

Le champ magnétique peut réduire la transmission de chaleur par convection mais ne peut pas l'empêcher, surtout pour des valeurs considérables du nombre de Rayleigh.

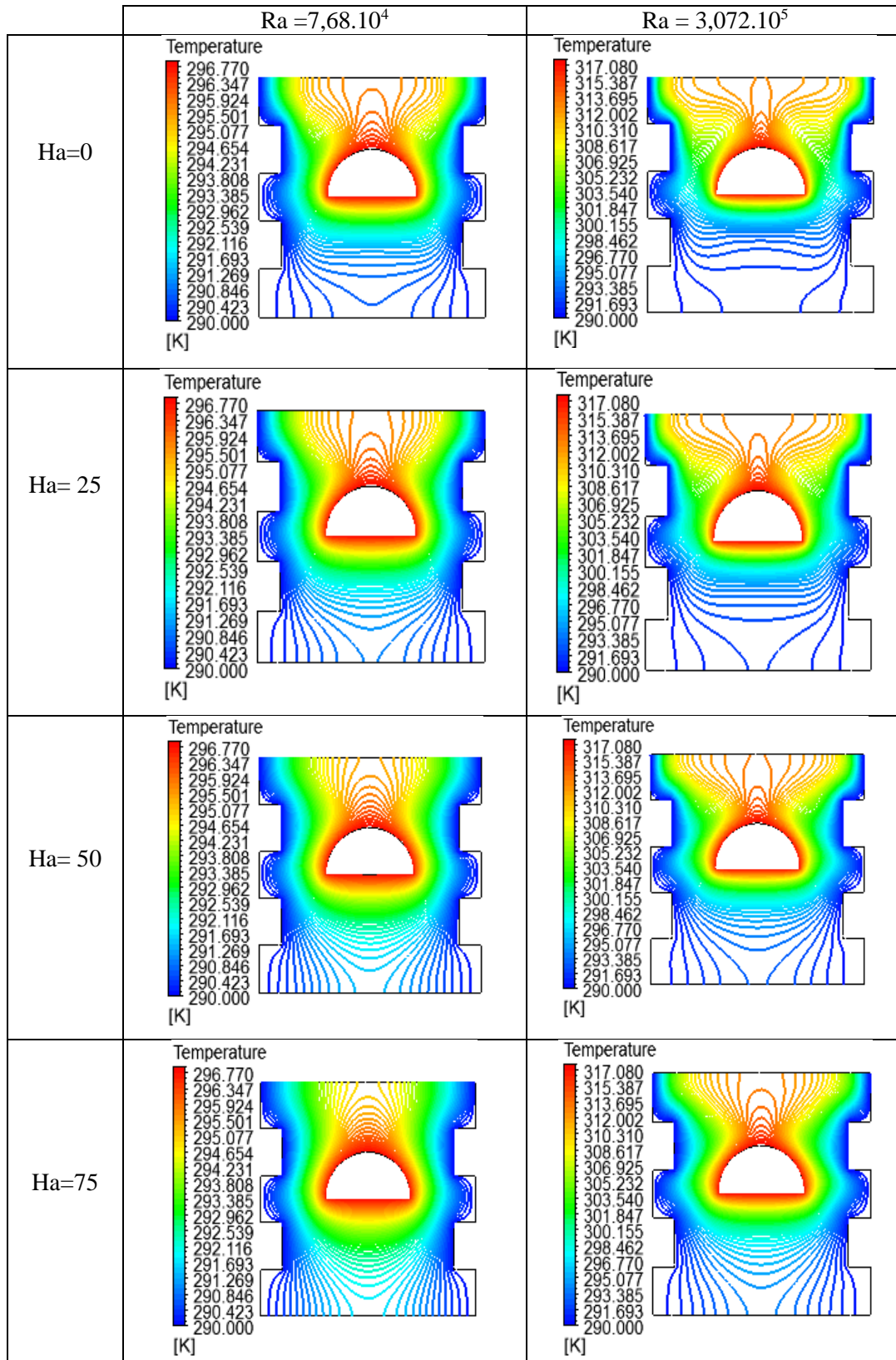


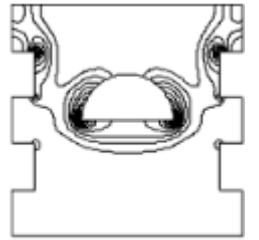
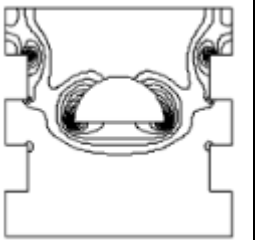
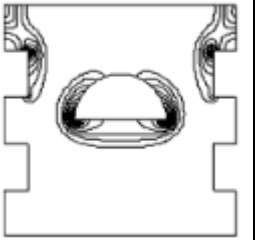
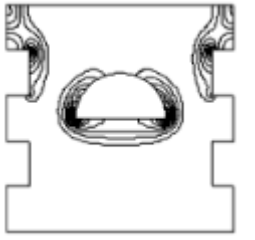
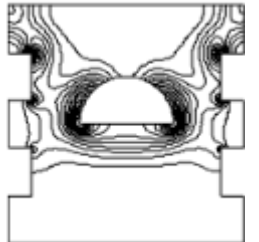
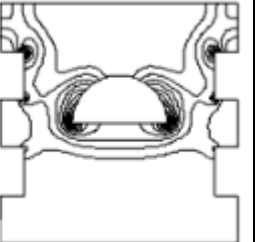
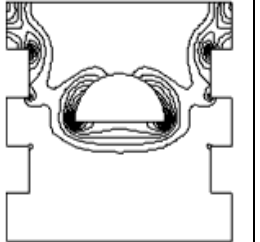
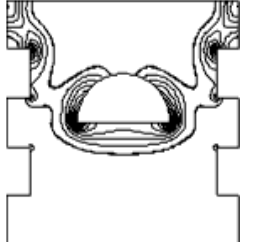
Figure III.5. Impact du Hartmann sur les isothermes pour deux nombres de Rayleigh à $\varphi = 0,05$.

III.2. Génération d'entropie

D'après les contours isentropiques (isentropes), la production d'entropie est intense le long de la partie supérieure des parois verticales et le long du creux chaud. Ce qui reste de la cavité apparaît comme une région inactive pour la génération d'entropie. Cette région où l'entropie est générée correspond à celle où les gradients thermiques sont importants.

Les figures III. (6 et 7) montrent la génération locale d'entropie avec l'accroissement des nombres de Hartmann. L'augmentation de la concentration des nanoparticules permet à l'énergie thermique d'augmenter et d'accélérer l'écoulement du fluide. En conséquence, une augmentation significative de l'entropie locale avec la croissance des concentrations des nanoparticules et des nombres de Rayleigh.

En augmentant le nombre d'Hartmann (Ha), la force de Lorentz devient importante ; elle limite donc le flux de convection. La production locale d'entropie est maximale pour un faible nombre de Hartmann. En effet, pour un faible nombre Ha et un grand nombre Ra , la convection naturelle devient importante à l'intérieur de l'enceinte et par conséquent les gradients de température deviennent très significatifs. On obtient donc une production d'entropie thermique considérable. Avec des valeurs plus élevées de Ha , la vitesse diminue, ce qui réduit la convection naturelle à l'intérieur de l'enceinte, cette réduction entraîne une diminution des gradients thermiques et donc une diminution de la production d'entropie locale.

	$Ra = 7,68.10^4$		$Ra = 1,5.10^5$	
	$\varphi = 0$	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0$	$\varphi = 0,05$
Ha=0	 $S_{local\ max} = 167,905$	 $S_{local\ max} = 192,868$	 $S_{local\ max} = 248,326$	 $S_{local\ max} = 291,278$
Ha=25	 $S_{local\ max} = 127,905$	 $S_{local\ max} = 147,864$	 $S_{local\ max} = 175,1636$	 $S_{local\ max} = 207,542$

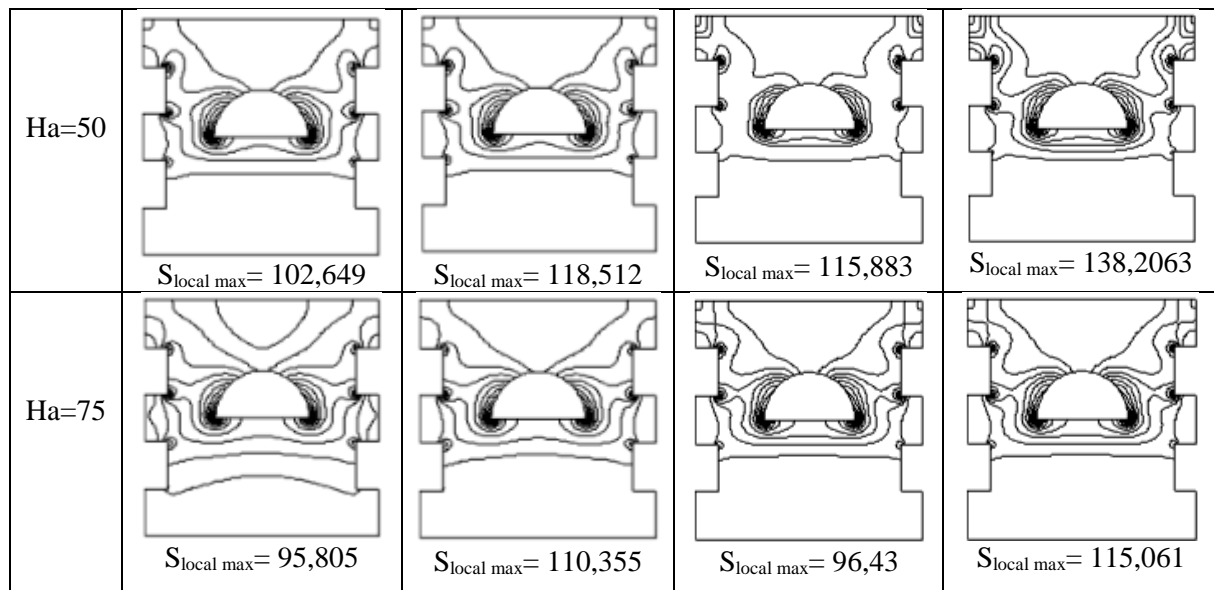


Figure III.6. Impact du nombre de Hartmann sur la production d'entropie pour $\varphi = 0$ et $\varphi = 0,05$ pour deux valeurs du nombre de Rayleigh.

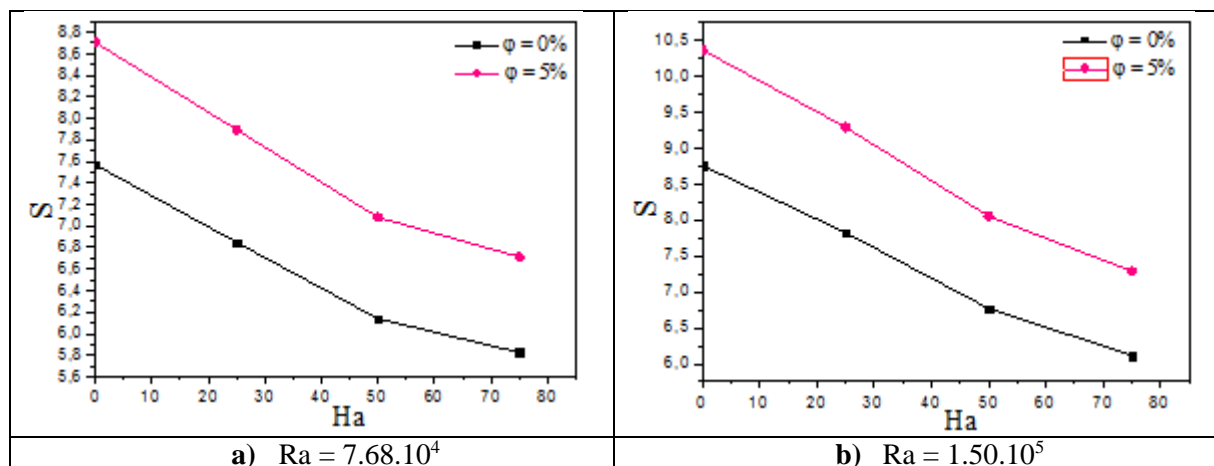


Figure III.7. Production d'entropie pour différents nombres de Hartmann pour $\varphi = 0$ et $\varphi = 0,05$.

III.3. Variation du nombre de Nusselt

La figure III.8 représente les courbes du nombre de Nusselt moyen pour $Ra = 3,072 \cdot 10^5$ et pour des valeurs des nombres de Hartmann et des fractions volumiques différentes des nanoparticules. On constate que le nombre de Nusselt moyen augmente avec la concentration des nanoparticules, ceci est le résultat de la modification de la conductivité thermique du nanofluide. Cependant, il diminue à Hartmann élevé, cette réduction du nombre de Nusselt moyen est significative à $Ha = 75$.

En général, la force de flottabilité devient importante lorsque le nombre de Rayleigh augmente, ce qui entraîne une contribution significative de la transmission de chaleur par convection, alors que l'impact de l'augmentation du nombre de Hartmann rend la transmission de chaleur par

conduction dominante. On peut en déduire que l'effet du champ magnétique sur le nombre de Nusselt moyen est très significatif car il peut limiter ou éliminer la transmission de chaleur par convection et le taux de transfert de chaleur devient alors faible.

Le nombre de Hartmann affecte significativement la performance thermique de la cavité à différentes concentrations des nanoparticules. L'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules associée à un champ magnétique considérable limite le mouvement convectif du fluide. Pour un écoulement de nanofluide caractérisé par un faible nombre de Rayleigh et exposé à un champ magnétique, le nombre de Nusselt devient faible car le transfert de chaleur par conduction est dominant. Pour les grands nombres de Rayleigh sous l'action de la force de Lorentz, le nombre de Nusselt est significatif car la transmission de la chaleur se fait partiellement ou complètement par convection.

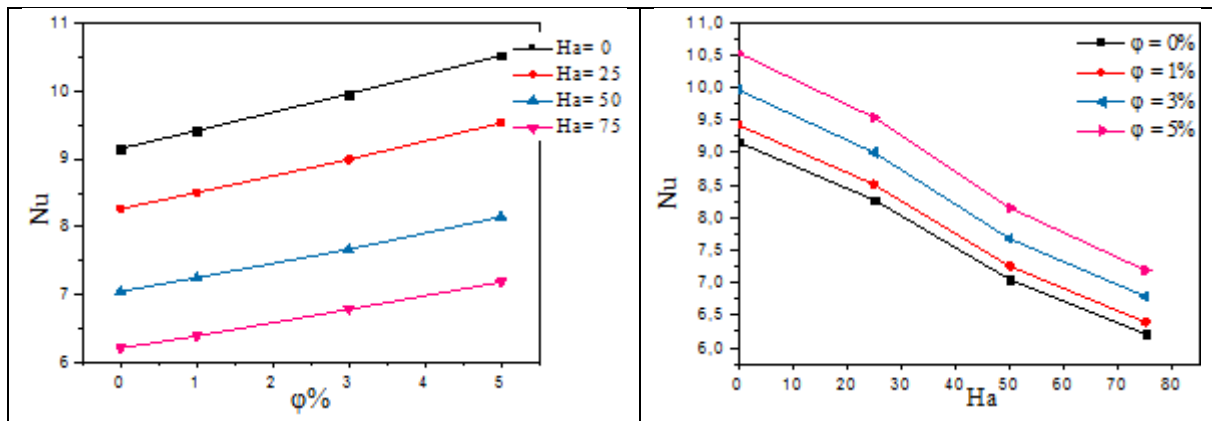


Figure III.8. Impact des nombres de Hartmann et de la fraction volumique des nanoparticules sur le nombre moyen de Nusselt pour $Ra = 3,072.10^5$.

Pour chaque nombre de Rayleigh fixe, une corrélation générale du nombre de Nusselt moyen donnée comme une expression du nombre de Hartmann et des fractions volumiques des nanoparticules Al_2O_3 est proposée.

La corrélation générale proposée a pour l'expression :

$$Nu = B.(Ha)^m (\varphi)^n \quad (1)$$

Pour chaque cas, les constantes B, m et n sont données dans le tableau ci-dessous. L'erreur maximale ne dépasse pas 3,7%, ce qui justifie la fiabilité de ces corrélations.

Ra = 7,68.10⁴			
Corrélation	$Nu = 12,595.(Ha)^{-0,157} (\varphi)^{0,0537}$		
Fraction volumique	$\varphi = 0,01$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,05$
Erreur maximale	1,2%	1,49%	2,6%
Ra = 1,5.10⁵			
Corrélation	$Nu = 18,012.(Ha)^{-0,221} (\varphi)^{0,05097}$		
Fraction volumique	$\varphi = 0,01$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,05$
Erreur maximale	1,5%	1,49%	2,8%
Ra = 3,072.10⁵			
Corrélation	$Nu = 25,299.(Ha)^{-0,260} (\varphi)^{0,05088}$		
Fraction volumique	$\varphi = 0,01$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,05$
Erreur maximale	1,9%	1,85%	3,7%

Tableau III.1. Corrélations proposées pour le nombre de Nusselt.

Cette application est valorisée par un article publié dans une revue internationale
(classe B):

I. Rahmoune^a, S. Bougoul^{a*} and A. Chamkha^b. Magneto-Hydrodynamics Natural Convection and Entropy Production in a Hollow Cavity Filled with a Nanofluid. Journal of Nanofluids.2022, Vol. 11, No.2, pp.287–295.

Quatrième application IV

Etude de la convection mixte dans un canal

Dans cette partie, on élargit notre étude en passant au cas d'écoulement du nanofluide dans un canal de section carrée. Pour cela, on s'intéresse à l'étude de la convection mixte résultante de l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau dans un canal chauffé partiellement. Un intérêt particulier est donné à l'étude du comportement dynamique et thermique de l'écoulement de ce fluide qui se produit sous l'effet de l'écoulement principal (suivant l'axe du canal) et de l'écoulement secondaire perpendiculaire au premier (effet de flottabilité). Ceci est le résultat de la convection mixte composée de la convection forcée associée à la convection naturelle.

IV.1. Effet du maillage

De la même façon que les études faites avant et afin d'assurer une indépendance des résultats numériques du maillage utilisé et avoir de bons résultats, il faut d'abord tester le maillage pour différents nombres de nœuds. Pour cela, trois valeurs des nœuds ($20 \times 20 \times 400$), ($22 \times 22 \times 400$), ($24 \times 24 \times 400$) ont été essayées. Le maillage est non uniforme, il est raffiné proche des parois et large en allant vers le centre du canal. Après plusieurs expériences de l'indépendance du maillage sur la vitesse et la température dans le cas d'eau pure, le maillage choisi est ($24 \times 24 \times 400$).

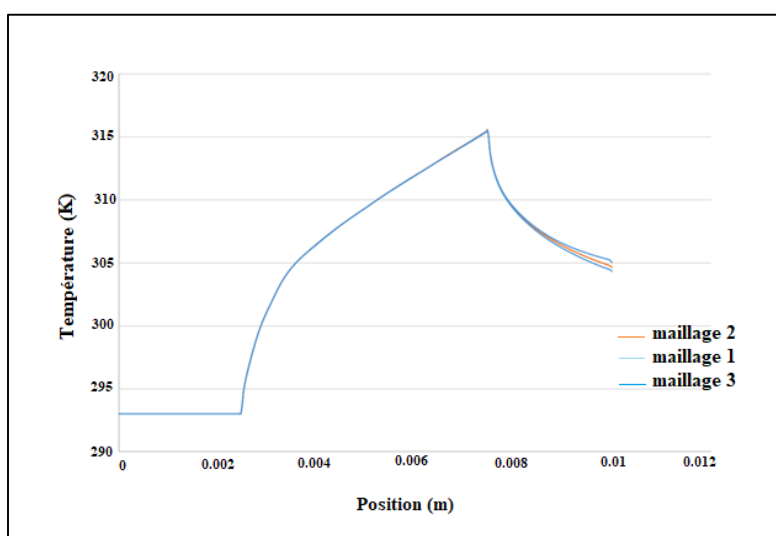


Figure IV.1. Test de maillage.

IV.2. Résultats et discussion

Dans cette partie, un certain nombre de simulations numériques ont été réalisées pour étudier le transfert de chaleur par convection mixte du nanofluide Al_2O_3 -eau dans un canal de section transversale carrée en écoulement laminaire. Les résultats sont obtenus en utilisant l'approche monophasique. Dans cette étude, on s'intéresse au comportement dynamique et thermique de cet écoulement, au calcul du nombre de Nusselt et à la chute de pression due à la présence des nanoparticules dans le fluide de base.

Différentes fractions volumiques de nanoparticules ($\varphi=1\%$, 2% , 3% et 4%) ont été introduites dans les calculs. Le nombre de Reynolds (Re) varie de 500 à 1000 et le Richardson modifié (Ri^*) prend les valeurs 0,1 et 0,5 respectivement.

Dans un premier temps, les résultats sont présentés sous la forme des distributions de température, des lignes de courant et de vitesse pour différentes sections transversales du canal, ceci permet de donner une idée claire sur la dynamique du nanofluide considéré.

Pour avoir plus de détails sur le transfert de chaleur et l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau dans le canal, les profils du nombre de Nusselt et de la perte de charge sont présentés en fonction de la variation des nombres de Reynolds, de Richardson modifié et de la concentration du nanofluide.

IV.2.1. Etude thermique

La figure IV.2 montre la distribution de la température dans différentes sections transversales de la zone centrale chauffée du canal. La variable z représente la position de la section transversale considérée suivant l'axe du canal ; elle varie de $z = 0,5$ m à l'entrée de la zone chauffée à $z = 1,5$ m à la sortie. On constate que l'écoulement est stratifié dans la partie supérieure de la section transversale et presque constant dans la partie inférieure de la même section. Ceci permet de conclure que l'échange de chaleur n'est pas homogène dans chaque section transversale et qu'il est plus efficace dans la partie inférieure de la section transversale. L'échange de chaleur dans la partie supérieure de la section transversale est moins efficace car il se produit principalement par conduction. A partir de ces constatations, on peut conclure que le coefficient convectif du transfert de chaleur n'est pas homogène.

Les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux existants dans la théorie [2]. Le paramètre qui influe sur les isothermes est bien le nombre de Richardson modifié.

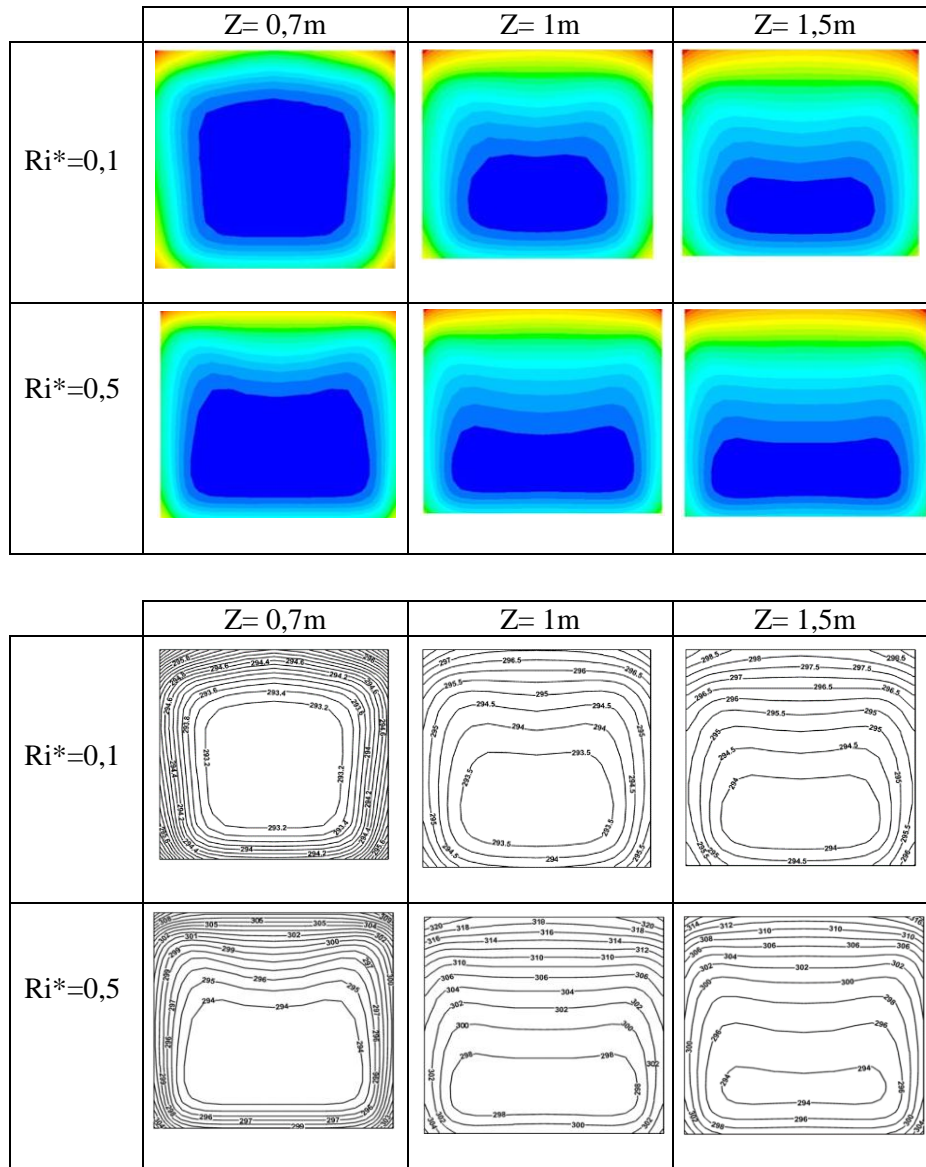


Figure IV.2. Variation de la température du nanofluide (Al₂O₃-eau) pour différents nombres de Richardson modifié (Ri*) pour différentes sections droites pour Re=500 et $\phi = 4\%$.

Pour les fractions volumiques utilisées ($\phi = 0\%$, $\phi = 4\%$), on constate que pour un nombre de Reynolds fixe et pour une position fixe, la structure des isothermes ne change pas avec la fraction volumique. Ceci est représenté dans la figure IV.3.

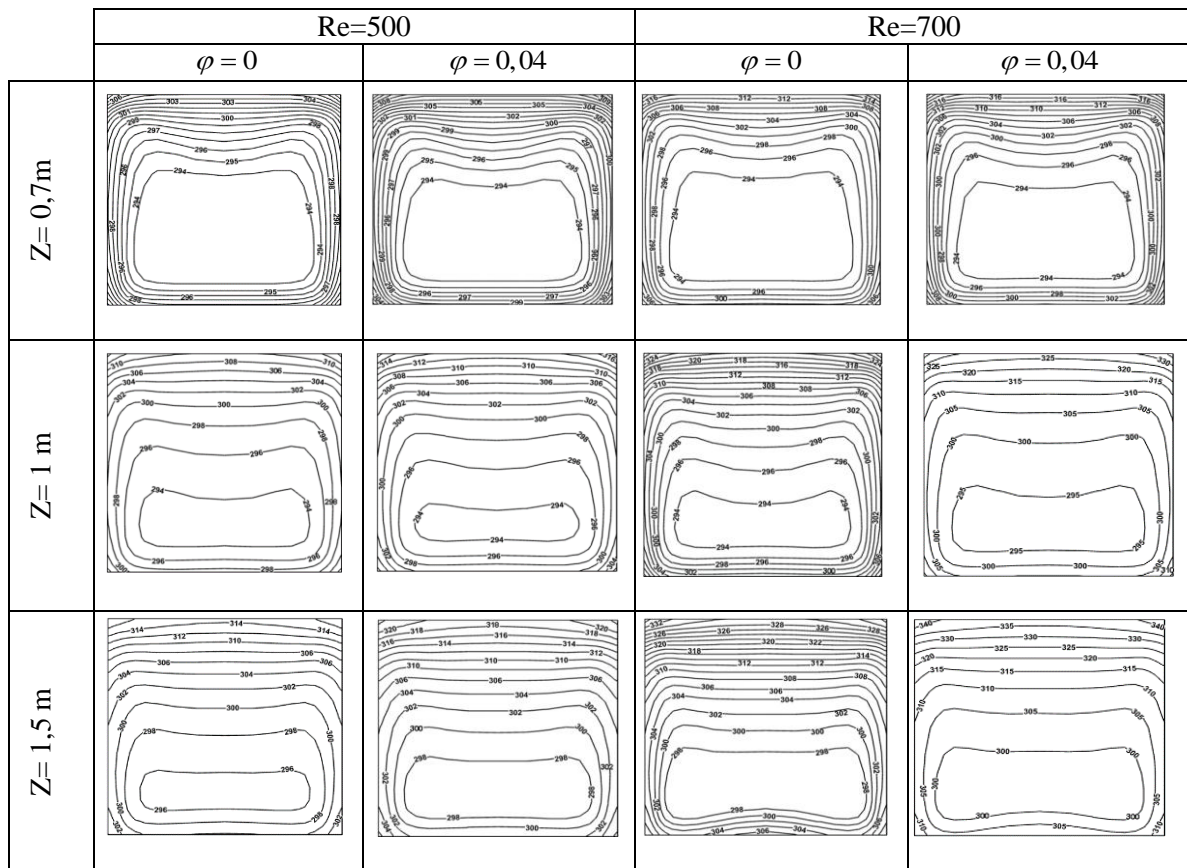


Figure IV.3. Distribution des isothermes développées par l'écoulement du nanofluide Al_2O_3 -eau pour différents nombres de Reynolds et fractions volumiques φ à différentes positions pour $\text{Ri}^*=0,5$.

IV.2.2. Etude dynamique

La variation de la vitesse pour différentes positions de la section transversale selon l'axe du canal est représentée ci-dessous (figure IV.4 et IV.5). Le profil de la vitesse se déforme pour les premières positions puis il devient symétrique vers la sortie, donc on peut considérer que le régime est établi. Cette variation de la vitesse est due à la présence de deux écoulements l'un est principale suivant l'axe du canal et l'autre est secondaire suivant la direction perpendiculaire due à la présence des forces de flottabilité (écoulement laminaire en convection mixte).

Dans les figures IV.4 et IV.5, on constate que la vitesse maximale est obtenue au centre du canal et elle diminue en se rapprochant des parois car dans ces zones, l'effet de la viscosité du fluide est significatif. Dans les sections transversales de la zone centrale chauffée, la température dépend des paramètres de la convection mixte, qui donnent lieu à des mouvements secondaires, contribuant ainsi au refroidissement de la surface en bas du canal. Pour chaque nombre de Reynolds, on constate que les profils de vitesse et de température ne changent pas trop.

Pour les fractions volumiques choisies ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 4\%$), on constate aussi que pour un nombre de Reynolds fixe et pour une position fixe, la structure de la vitesse moyenne ne change pas avec la fraction volumique. Le paramètre qui influe sur la variation de la vitesse moyenne est bien le nombre de Richardson modifié.

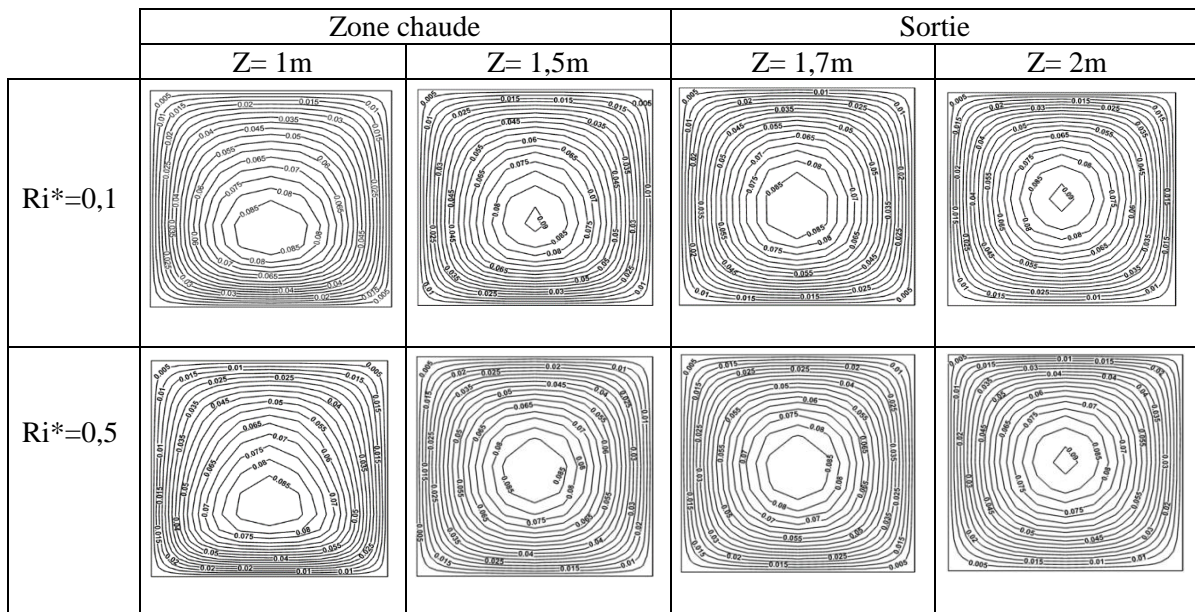
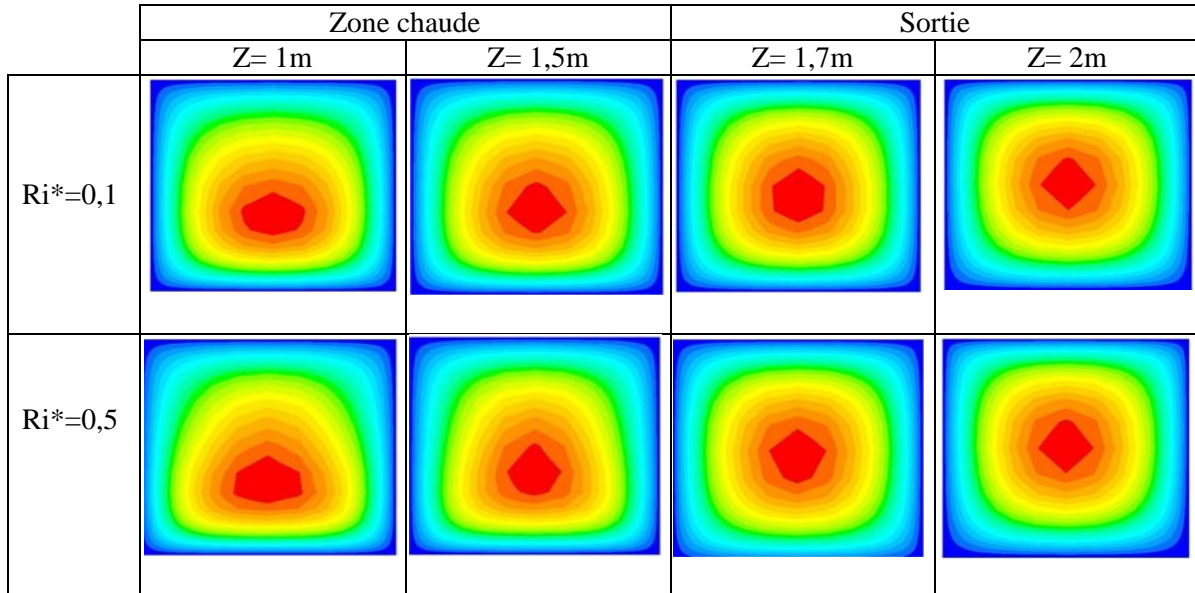


Figure IV.4. Distribution de la vitesse d'écoulement dans différentes sections transversales du canal ($Re = 500$, $\varphi = 4\%$).

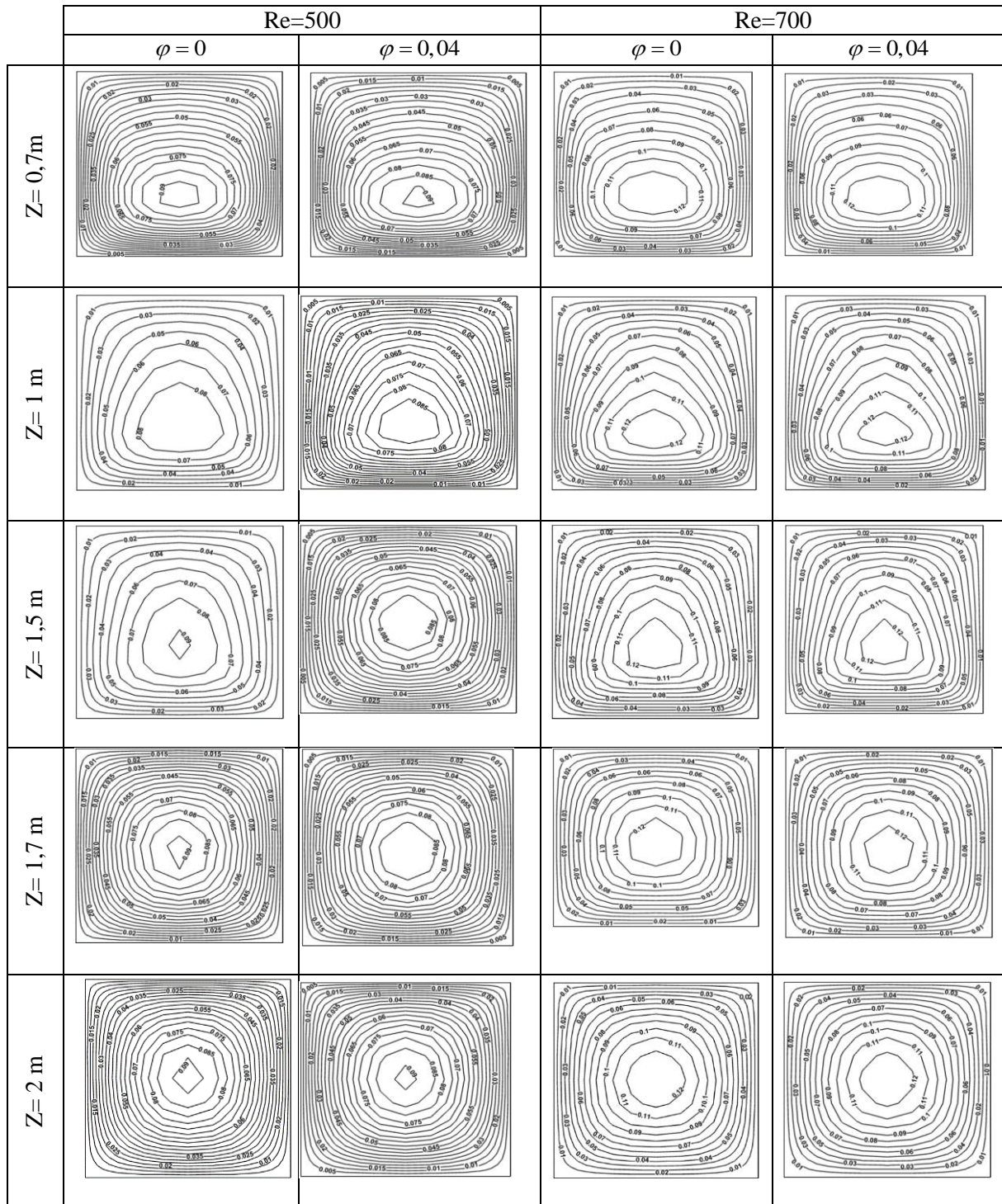


Figure IV.5. Distribution de la vitesse d'écoulement dans différentes sections transversales du canal ($Ri^*=0,5$).

IV.2.2.1 Lignes des courants

Les figures IV. (6, 7, 8, 9) présentent l'allure des lignes de courant dans différentes sections transversales de la zone centrale chauffée du canal. On remarque la formation de deux cellules

contrarotatives, qui sont dues à la force de flottabilité (écoulement secondaire) ou le fluide froid descend le long des parois du canal et le fluide chaud monte au centre.

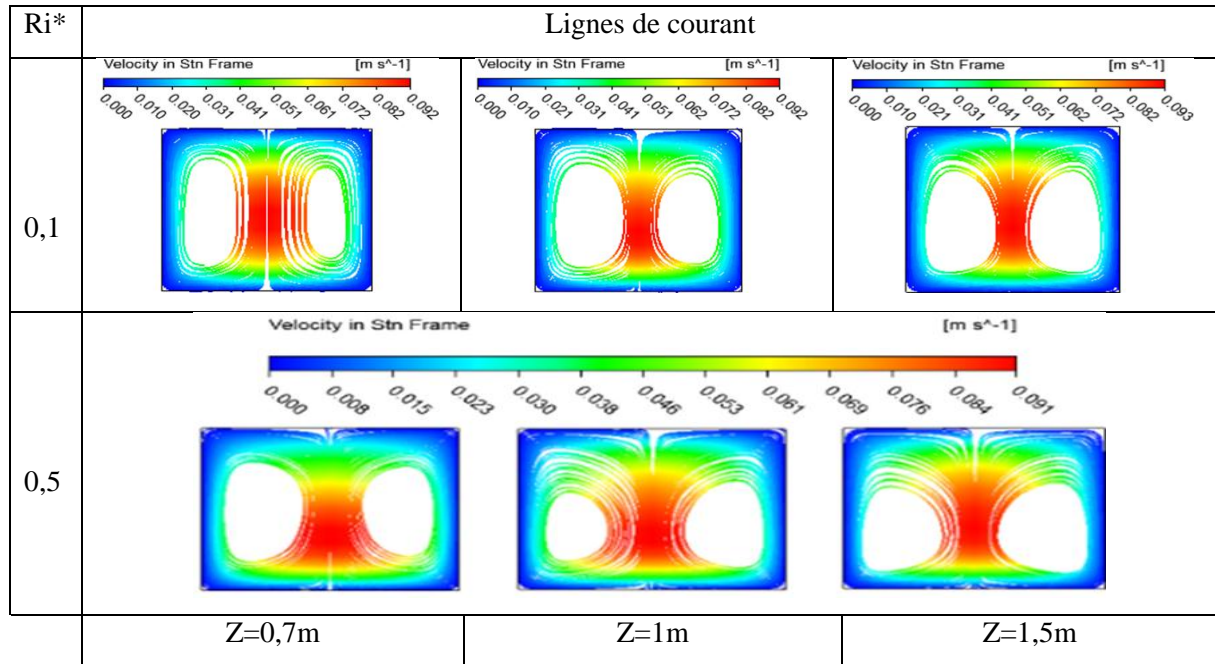


Figure IV.6. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\phi=0\%$, $Re=500$.

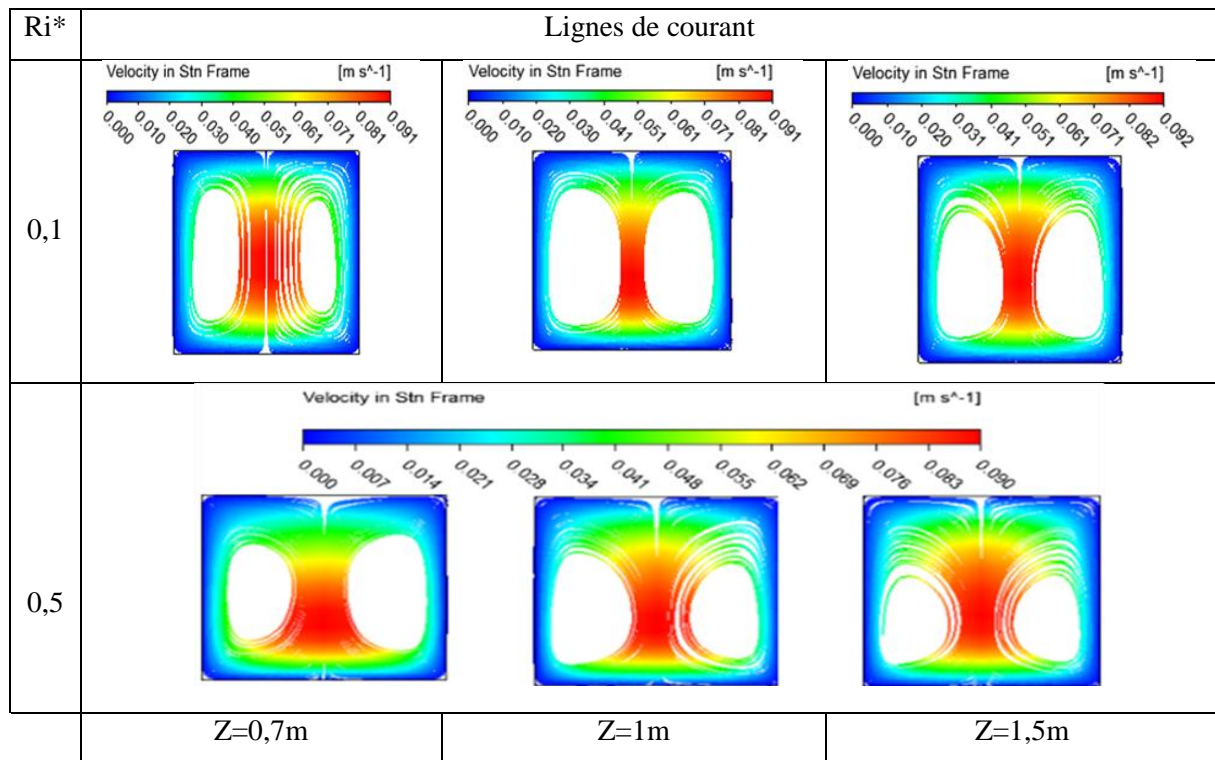


Figure IV.7. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\phi=4\%$, $Re=500$.

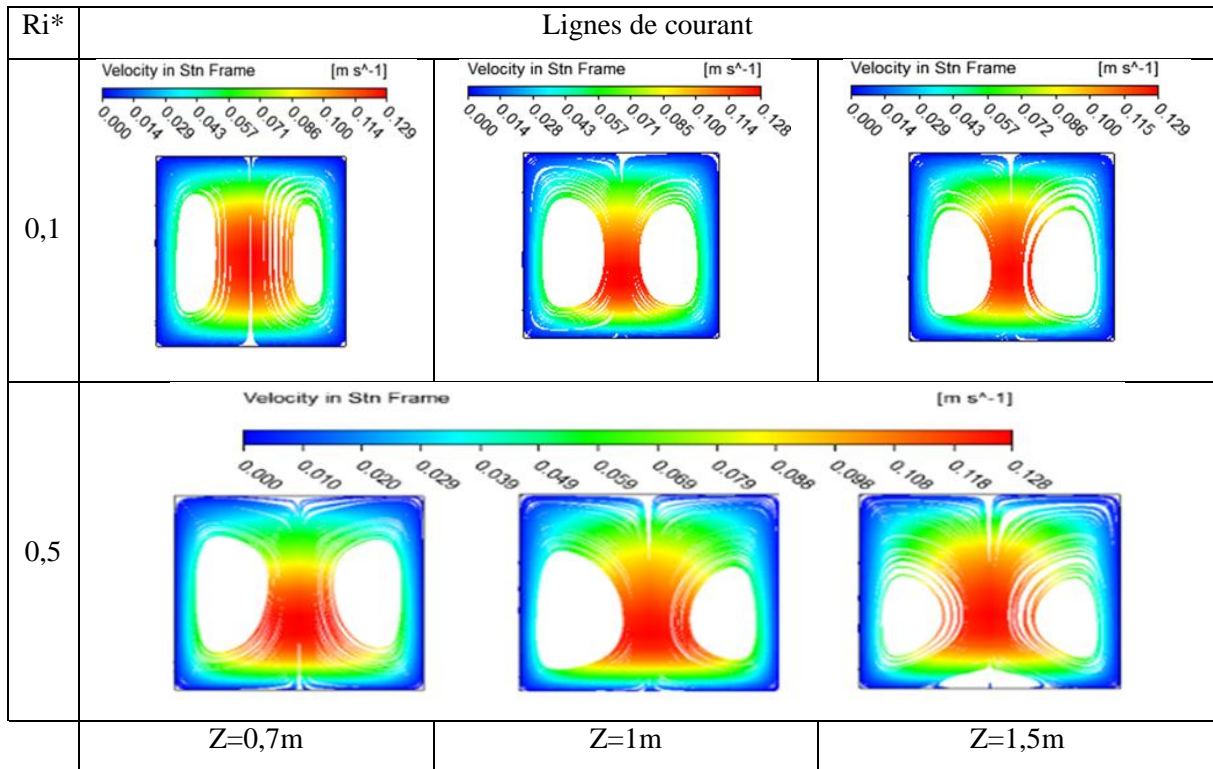


Figure IV.8. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\varphi=0\%$, $Re=700$.

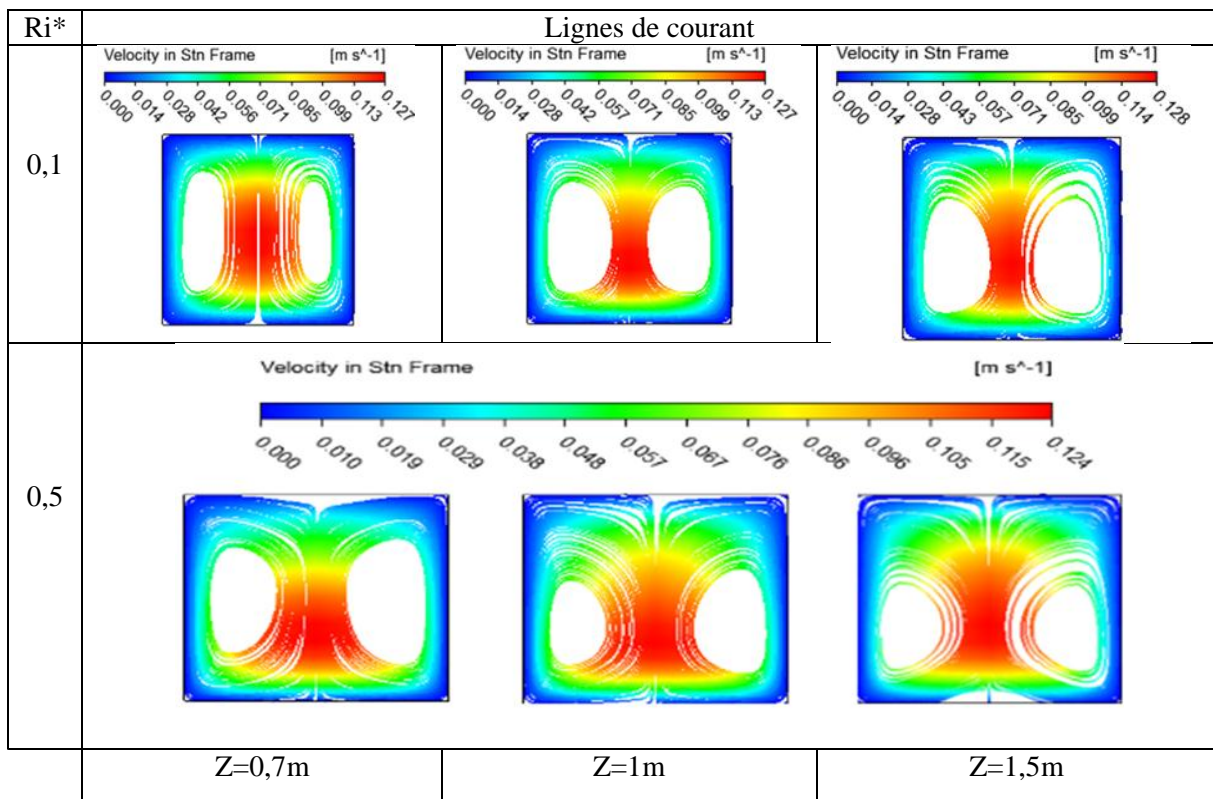


Figure IV.9. Evolution des lignes de courant pour différentes sections transversales de la partie chauffée pour différents nombres de Richardson modifié (Ri^*), $\varphi=4\%$, $Re=700$.

Pour les profils tracés (vitesse, lignes de courant, température), on constate qu'on a une symétrie par rapport à l'axe vertical qui passe par le centre de la section transversale. On observe aussi la formation de deux cellules contrarotatives.

On remarque aussi qu'avec l'augmentation du nombre de Richardson modifié, l'intensité de la circulation du nanofluide à l'intérieur du canal augmente à cause des forces de flottabilités qui deviennent plus importantes.

IV.2.3 Effet du nombre de Richardson modifié et de Reynolds

D'après les résultats obtenus, on peut constater que :

- ✓ Avec l'augmentation du nombre de Richardson modifié (Ri^*), les cellules créées par les isothermes sont poussées vers le bas en raison de l'augmentation des gradients de température.
- ✓ La température augmente avec l'augmentation du nombre Ri^* , ceci est dû au fait que cette augmentation est due à l'effet de la convection mixte dans le canal.
- ✓ A mesure que la valeur du nombre de Ri^* augmente, l'intensité de l'écoulement secondaire augmente en raison de l'augmentation de la force de flottabilité, cette dernière entraîne une amélioration du coefficient du transfert de chaleur.
- ✓ L'augmentation de Ri^* conduit à une accélération du nanofluide qui s'accompagne d'une amélioration du transfert de chaleur
- ✓ L'augmentation du nombre de Reynolds (Re) améliore le chauffage par convection des nanoparticules.

IV.2.4 Variation du nombre de Nusselt

Afin de voir l'efficacité du transfert de chaleur dans cet écoulement, il est utile de considérer le profil du nombre de Nusselt en fonction des paramètres mentionnés ci-dessus. Le nombre de Nusselt est un paramètre sans dimension, qui caractérise le transfert convectif et permet de déterminer la performance thermique de l'écoulement du nanofluide à travers le canal de section carrée. Ce nombre dépend du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules.

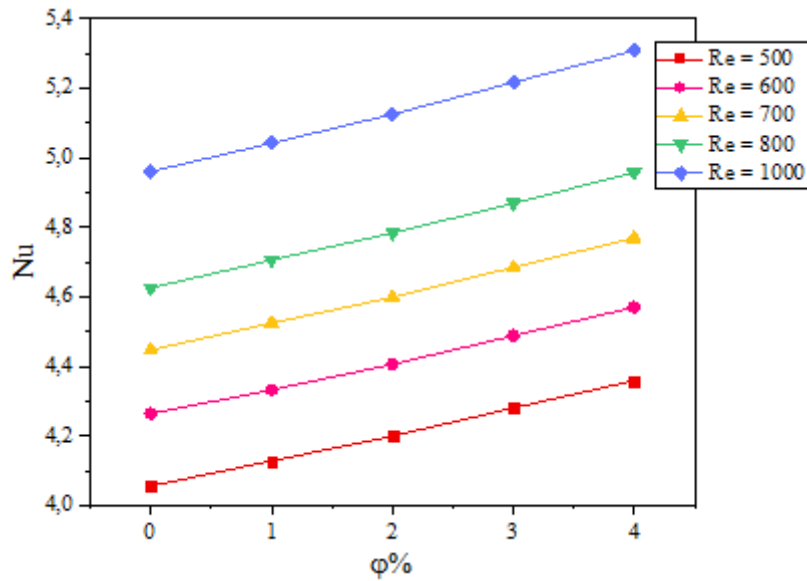


Figure IV.10. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules d' Al_2O_3 pour $\text{Ri}^*=0,1$ et différentes valeurs du nombre de Reynolds.

On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules. Ainsi, la présence des nanoparticules dans le fluide de base assure un meilleur transfert de chaleur. Pour les conditions aux limites choisies dans cette étude, et pour $\text{Re} = 1000$ et $\phi = 4\%$, l'augmentation du nombre de Nusselt est environ de 8% supérieure à celle du fluide de base, c'est-à-dire que cette fraction des nanoparticules assure un transfert de chaleur efficace. Le nombre de Nusselt a un effet significatif sur le transfert de chaleur à des nombres de Reynolds élevés.

Il existe deux facteurs qui influent sur le transfert de chaleur tout en augmentant la fraction volumique des nanoparticules : Le premier facteur est l'augmentation de la viscosité du nanofluide qui ralentit son mouvement, ce qui influe sur le taux de transfert de chaleur ; et le second facteur est l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide qui améliore ainsi l'échange thermique. Donc, le taux de transfert de chaleur augmente en augmentant la fraction volumique du solide.

Après l'analyse des résultats obtenus, une corrélation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules d' Al_2O_3 a été proposée :

$$\bar{Nu} = 1,684 \cdot \text{Re}^{0,17} \cdot \phi^{0,03} \quad (1)$$

Cette loi est valable dans le cas de la présence de nanoparticules dont la fraction volumique varie dans l'intervalle choisi pour cette étude ($\varphi = 1\% - 4\%$). L'erreur de cette corrélation est relativement faible, en particulier, pour les nombres de Reynolds inférieurs à 700.

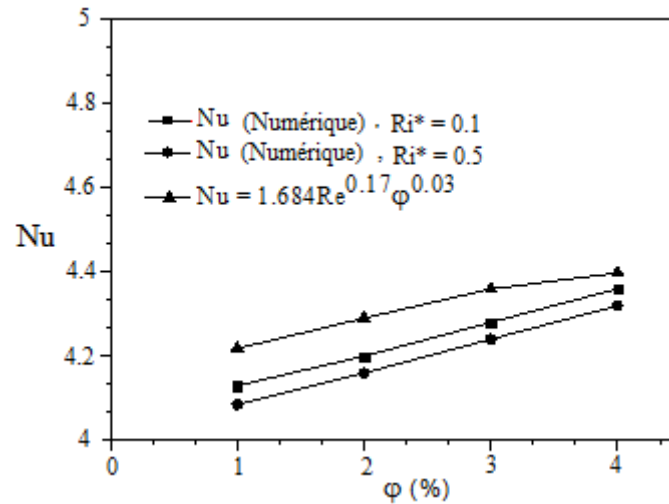


Figure IV.11. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour $Re = 500$ et différentes valeurs du nombre de Richardson modifié.

Pour le nombre de Reynolds fixé à 500 et pour le nombre de Richardson modifié égal à 0,1, l'erreur relative du calcul du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique des nanoparticules varie dans l'intervalle 0,9-2,5%. L'expression $Nu(\varphi)$ est présentée sur la figure IV. 11.

Pour le fluide de base, nous pouvons utiliser la corrélation proposée par Hausen [3]

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re.Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re.Pr]^{2/3}} \quad (2)$$

Dans ce cas, D représente le côté de la section carrée du canal et L sa longueur.

En utilisant cette loi, l'erreur relative varie de 9,64% pour un Reynolds égal à 500 et diminue jusqu'à atteindre 3,5% pour un Reynolds égal à 1000.

Il est à noter que le nombre de Nusselt augmente lorsque le nombre de Richardson modifié (Ri^*) diminue car l'échange de chaleur devient proche de celui induit par la convection forcée.

IV.2.5. Variation des pertes de pression

La figure IV. 12 illustre l'effet de la fraction volumique des nanoparticules d' Al_2O_3 sur la chute de pression pour $\text{Ri}^* = 0,1$ et diverses valeurs du nombre de Reynolds.

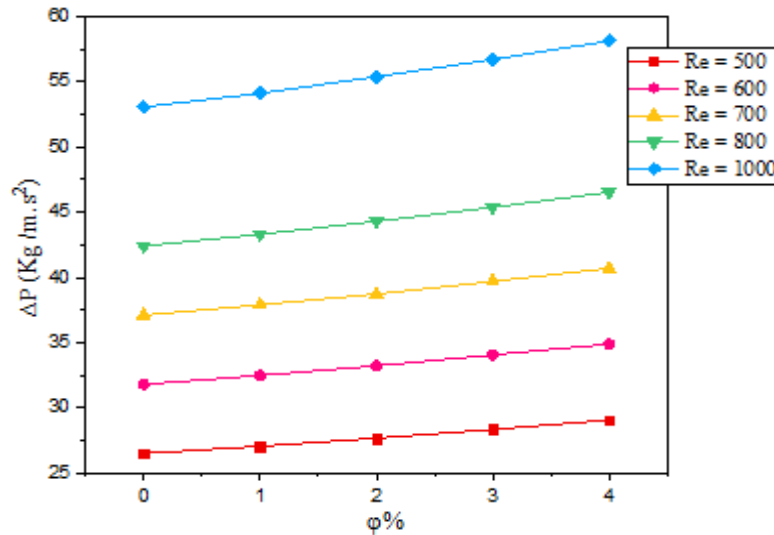


Figure IV.12. Variation des pertes de pression en fonction de la fraction volumique et pour différents nombres de Re .

Cette figure montre clairement que pour un nombre de Reynolds fixe, il n'y a qu'une variation faible dans la chute de pression dans l'intervalle des fractions volumiques choisies. La variation de la chute de pression avec la fraction volumique ϕ est due au fait que l'ajout des nanoparticules au fluide de base augmente la viscosité du nanofluide.

IV.2.6. Utilisation du nanofluide Fe_3O_4 -eau

Dans cette partie, on s'intéresse à un autre type de nanofluide et pour cela, on fait appel au nanofluide Fe_3O_4 -eau. L'objectif de cette partie est de faire une comparaison entre ce dernier et le nanofluide Al_2O_3 -eau utilisé avant afin d'arriver à déterminer lequel des deux fluides est le plus performant coté échange thermique.

A partir des résultats obtenus de l'analyse CFD, on a procédé à la comparaison de la température des deux fluides à la sortie du canal, des pertes de pression et du nombre de Nusselt.

Pour le même nanofluide, des comparaisons ont été faites pour le cas du fluide de base (eau sans nanoparticules) et pour le cas du nanofluide (présence des nanoparticules dans le fluide de base avec différentes fractions volumiques).

Les figures ci-dessous présentent ces comparaisons.

A partir des résultats obtenus, on constate que le choix du nanofluide a un effet significatif sur la température, sur la chute de pression et sur le nombre de Nusselt. Certains nanofluides sont efficaces coté échange thermique par contre ils donnent des chutes de pression significatives et d'autres donnent l'inverse, donc il faut fixer l'objectif à atteindre ou bien il faut arriver à déterminer l'optimal entre l'échange thermique et les pertes de pressions en fonction des fractions volumiques choisies.

La figure IV.13 montre la variation de la température de sortie du canal en fonction de la fraction volumique des nanoparticules des deux types de nanofluides Al_2O_3 -eau et Fe_3O_4 -eau pour deux valeurs du nombre de Richardson modifié. Nous constatons que cette température est supérieure pour le cas du nanofluide Al_2O_3 , ceci est lié à la conductivité thermique de ce dernier fluide qui est meilleure par rapport à celle du nanofluide Fe_3O_4 -eau. Donc l'utilisation du nanofluide Al_2O_3 – eau est meilleure coté échange thermique que le deuxième nanofluide.

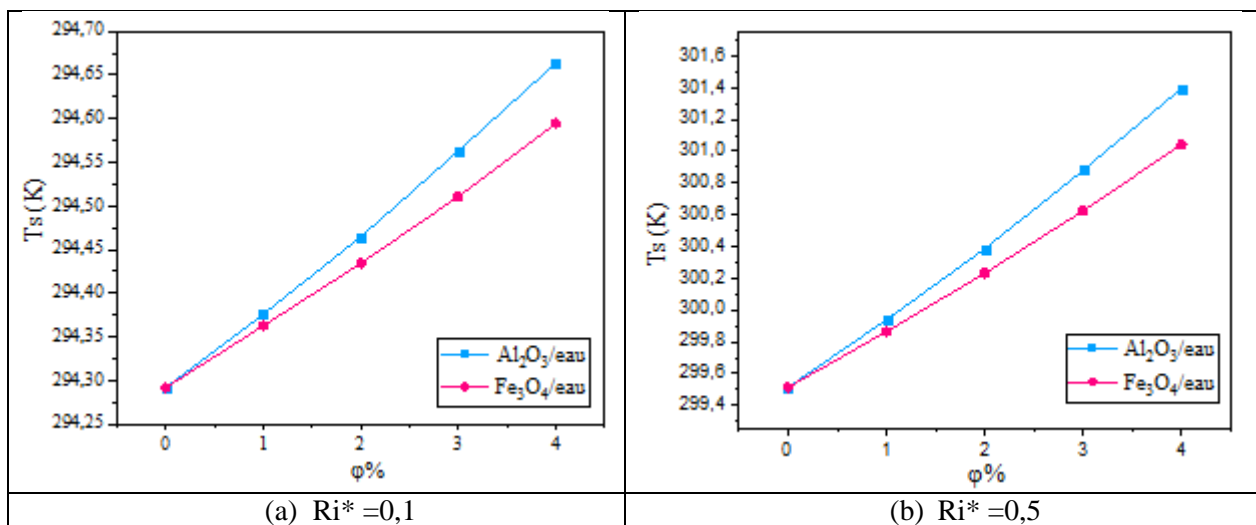


Figure IV.13. Comparaison des températures de sortie entre les deux nanofluides pour $\text{Re}=500$.

En regardant la figure IV.14 qui représente les pertes de pressions pour les deux nanofluides en fonction de leurs fractions volumiques et pour deux valeurs du nombre de Reynolds, on observe le phénomène inverse ou les pertes de pression dans le cas du nanofluide Al_2O_3 -eau sont supérieures à celle du Fe_3O_4 -eau.

Donc il faut arriver à définir un optimal entre le transfert thermique et les pertes de pression.

Ces pertes de pression sont liées à la viscosité de chaque nanofluide et par conséquent à la force de frottement.

Pour les deux nanofluides utilisés, la différence dans les pertes de pression ne sont pas trop significatives.

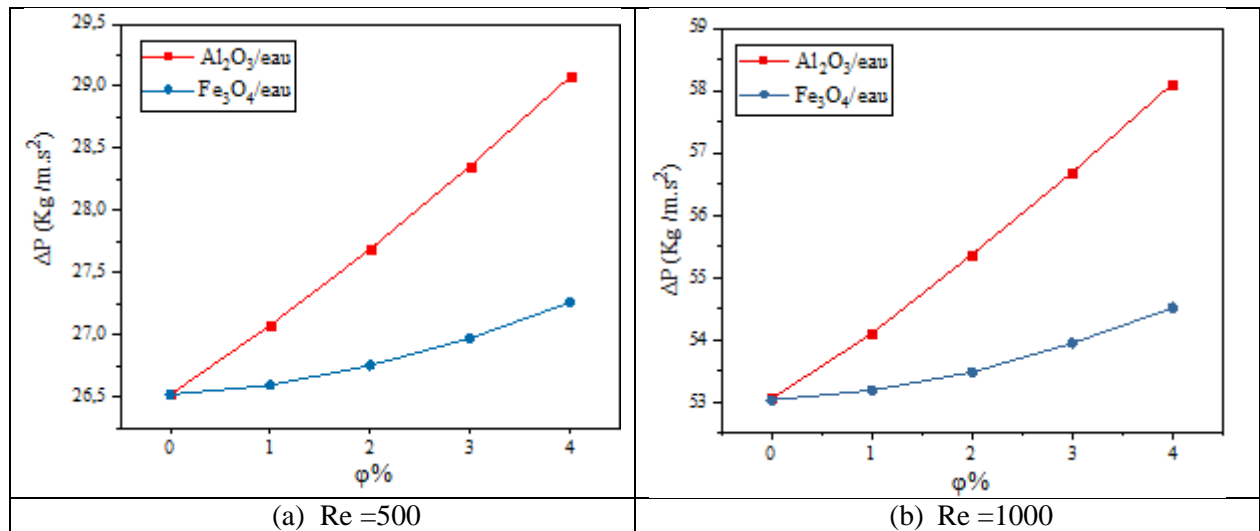


Figure IV.14. Comparaison des pertes de pression entre les deux nanofluides.

Cette étude est complétée par le calcul du nombre de Nusselt pour les deux nanofluides, ceci permet d'avoir une idée sur l'efficacité de l'échange thermique des deux nanofluides. Les courbes correspondantes sont représentées ci-dessous (figure IV.15).

Nous constatons que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds et la fraction volumique de chaque nanofluides et que ce nombre est supérieure pour le cas du nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-eau}$. Donc le nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-eau}$ est plus efficace que le nanofluides $\text{Fe}_3\text{O}_4\text{-eau}$, ceci est aussi confirmé par la variation de température à l'intérieure du canal qui en relation avec la conductivité thermique du fluide considéré.

Donc le nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-eau}$ est un bon conducteur de chaleur par rapport à celui $\text{Fe}_3\text{O}_4\text{-eau}$.

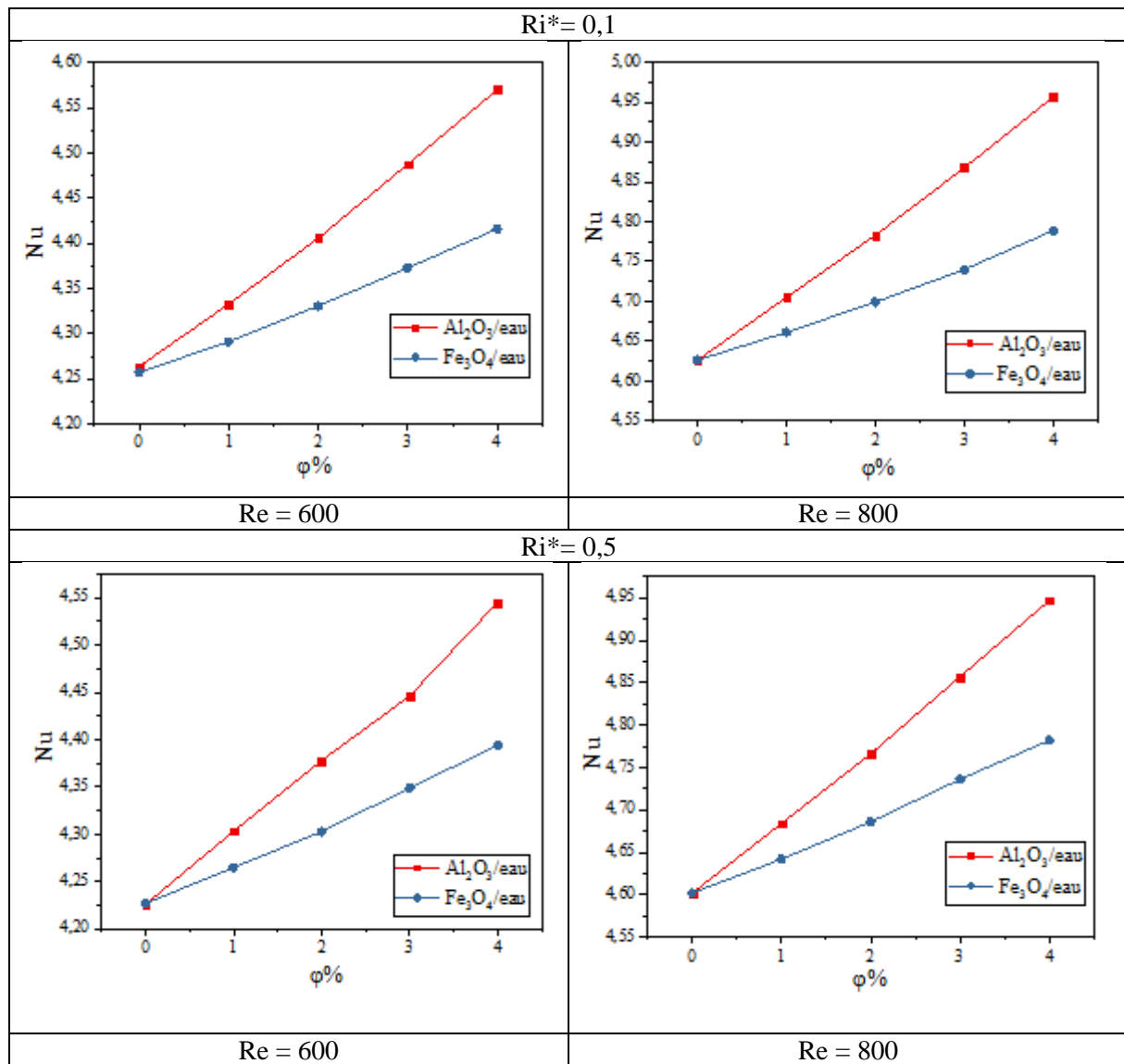


Figure IV.15. Effet du type de nanofluid sur la variation du nombre de Nusselt en fonction des différentes valeurs des nombres de Re et Ri*.

Cette application est valorisée par un article publié dans une revue internationale

(classe A) :

I. Rahmoune^a, and S. Bougoul^{a*}. Numerical analysis of laminar mixed convection heat transfer of the Al₂O₃-H₂O nanofluid in a square channel. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics, 2021, Vol. **62**, No. 6, pp. 920–926.

Références bibliographiques

- [1] Keramat, F., Dehghan, P., Mofarahi, M., & Lee, C. (2020). Numerical analysis of natural convection of alumina-water nanofluid in H-shaped enclosure with a V-shaped baffle. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. **111**, pp. 63-72.
- [2] Abid, C., Papini, F., Ropke, A., & Veyret, D. (1994). Etude de la convection mixte dans un conduit cylindrique. Approches analytique/numérique et détermination expérimentale de la température de paroi par thermographie infrarouge. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **37**(1), pp. 91-101.
- [3] Hausen, H. (1959). Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener Strömung. *Allg. Warmtech.* **9**, pp.75-79.

onclusions générale

Conclusion générale

Dans ce travail, nous avons mené des investigations numériques pour étudier le transfert de chaleur par convection naturelle et mixte d'un écoulement incompressible laminaire ou turbulent du nanofluide Al_2O_3 -eau avec et sans la présence de l'effet d'un champ magnétique dans différentes géométries. Pour cela, trois différentes cavités (forme proche de celle en H, ventilée et cavité creuse associée à la magnétohydrodynamique) en deux dimensions et un canal de section carrée en trois dimensions ont été examinés.

Lors de la modélisation des propriétés thermo-physique des nanofluides, nous avons utilisé dans notre étude le modèle monophasique : c'est un moyen simple pour modéliser le nanofluide avec une précision suffisante sans que la simulation ne devienne trop coûteuse en termes de calcul. L'écoulement est géré par un ensemble des équations aux dérivées partielles en régime stationnaire qui sont l'équation de continuité, celles de Navier-Stokes et l'équations d'énergie. Comme la résolution de ce système d'équations avec les conditions aux limites associées qui régissent le phénomène physique à étudier est difficile analytiquement, on est passé par une simulation numérique en utilisant le logiciel commercial Ansys-Fluent, basé sur la méthode des volumes finis et en introduisant l'approximation de Boussinesq.

Notre étude numérique que nous avons conduit est divisée en trois parties principales :

- i) Etude de la convection naturelle et mixte pour un régime laminaire ou turbulent en présence du nanofluide Al_2O_3 -eau dans des cavités fermées et ventilées de différentes formes où les paramètres gouvernants sont la fraction volumique des nanoparticules (φ), le nombre de Rayleigh (Ra), le rapport d'aspect (AR), le nombre de Reynolds (Re) et le nombre de Richardson (Ri).
- ii) Etude de l'effet de la magnétohydrodynamique (MHD) sur la convection naturelle et la génération d'entropie dans une cavité creuse remplie d'un nanofluide Al_2O_3 -eau où les paramètres de contrôle sont la fraction volumique des nanoparticules (φ), le nombre de Rayleigh (Ra) et le nombre de Hartmann (Ha).
- iii) Etude de la convection mixte dans un canal de section carrée chauffé partiellement et soumis à un écoulement d'un nanofluide. Dans ce cas, on a choisi deux types des nanofluides Al_2O_3 -eau et Fe_3O_4 -eau, où les paramètres qui ont un effet sur l'écoulement sont la fraction volumique des nanoparticules (φ), le nombre de Reynolds (Re) et le nombre Richardson modifié (Ri^*).

Les résultats numériques obtenus mettent en évidence l'effet des paramètres que nous avons mentionné ci-dessus sur les lignes de courant, les isothermes, le taux d'échange de chaleur, la production d'entropie,...etc. Notre travail est complété aussi par des corrélations pour le nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique des nanoparticules et des nombres adimensionnels en question. Ces corrélations peuvent être utilisées dans la prédiction du taux de transfert de chaleur.

Sur la base des travaux numériques que nous avons présentés au chapitre 4, les principaux résultats que nous avons obtenus, nous ont permis de tirer les conclusions suivantes et qui sont communes aux différentes configurations:

- ❖ Le mouvement du fluide est dû à la différence des densités qui est due à la différence de températures (force de flottabilité).
- ❖ L'augmentation de la fraction volumique augmente la température du nanofluide par rapport à celle du fluide de base.
- ❖ Dans la situation où la convection naturelle est intense, l'épaisseur de la couche limite thermique est réduit.
- ❖ L'augmentation de la fraction volumique n'influe pas sur la structure de l'écoulement,
- ❖ L'augmentation de la concentration des nanoparticules et du nombre de Rayleigh augmente le taux de transmission de la chaleur.
- ❖ L'augmentation du nombre de Rayleigh permet au fluide d'occuper plus d'espace dans la cavité concernée.
- ❖ Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules.

Les conclusions spécifiques à chaque géométrie sont :

Pour le cas de la convection libre ou mixte dans des cavités fermées ou ventilées

- ❖ Le facteur de forme a un impact significatif sur l'échange de chaleur et la structure de l'écoulement à l'intérieur de la cavité.
- ❖ Lorsque le facteur de forme de la cavité augmente, le nombre de Nusselt diminue car l'effet de la force d'Archimède devient insignifiant.
- ❖ La transmission de chaleur par convection devient dominante avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et de Reynolds.

- ❖ L'augmentation du nombre de Richardson et la fraction volumique des nanoparticules affectent significativement l'écoulement du fluide.
- ❖ La présence de la turbulence intensifie la circulation du fluide à l'intérieur de la cavité.

Convection libre associée à la MHD dans une cavité creuse

- ❖ La présence du champ magnétique et l'ajout des nanoparticules ont tendance à ralentir le mouvement du fluide dans la cavité.
- ❖ La structure de l'écoulement change lorsque le nombre de Hartmann augmente et le fluide devient moins accéléré en raison de la présence de la force de Lorentz.
- ❖ La génération d'entropie et le nombre moyen de Nusselt augmentent avec le nombre Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules d' Al_2O_3 , mais ils diminuent avec le nombre Hartmann.
- ❖ Pour des nombres de Hartmann très élevés, le champ magnétique peut limiter la transmission de chaleur par convection et dans certaines situations, il peut l'éliminer et le transfert de chaleur par conduction devient dominant.
- ❖ Le couplage de la MHD avec la convection libre affecte considérablement le mouvement du fluide considéré.

Convection mixte dans un canal chauffé partiellement

- ❖ L'ajout des nanoparticules permet d'avoir une température de sortie élevée par rapport à celle du fluide de base.
- ❖ L'augmentation du nombre de Richardson modifié (Ri^*) augmente la force de flottabilité ce qui donne une naissance des écoulements secondaires.
- ❖ L'augmentation du nombre de Richardson modifié (Ri^*) conduit à une accélération du nanofluide qui s'accompagne d'une amélioration du transfert de chaleur.
- ❖ Le nombre de Nusselt a un effet significatif sur le transfert de chaleur à des nombres de Reynolds élevés.
- ❖ La chute de pression n'est pas trop significative dans la plage choisie des fractions volumiques.
- ❖ L'utilisation du nanofluide Al_2O_3 -eau donne une meilleure amélioration du transfert thermique que le nanofluide Fe_3O_4 -eau.

Perspectives

Les perspectives sont :

- Utilisation de l'approche biphasique,
- Effet du rayonnement thermique,
- Utilisation de Tri-hybrid nanofluides,
- Influence du champ magnétique sur le nanofluide magnétique et le transfert de chaleur,
- Utilisation des picofluides au lieu des nanofluides.

ملخص :

تم تحليل دراسة الحمل الحراري الطبيعي (الصفحي أو الاضطراب) والمختلط لتدفق مائع نانوي في أربع حالات مختلفة مع وجود حقل مغناطيسي خارجي وبدونه باستخدام نموذج أحادي الطور. تم حل المعادلات المنظمة للظاهرة الفيزيائية المراد دراستها باستخدام برنامج انسيس فليانت بإدخال تقريب بوسينيسك. تمت دراسة تأثير العوامل المختلفة مثل عدد رابلي وكسر الحجم وعامل الشكل ورقم رينولدز ورقم ريتشاردسون ورقم هارتمان ورقم ريتشاردسون المعدل على بنية التدفق وتوليد الانتروبيا والضغط ورقم نسلت. أظهرت النتائج أنه في حالة عدم وجود الحقل المغناطيسي ومع زيادة المتغيرات المختلفة المذكورة أعلاه ، يتم الحصول على تحسن في معدل نقل الحرارة ، بينما تؤدي الزيادة في رقم هارتمان إلى انخفاض ملحوظ في معدل نقل الحرارة وكذلك إنتاج الإنتروبيا. بالنسبة لبعض الحالات، تم اقتراح الارتباطات وفقاً لجزء الحجم للجسيمات النانوية والأرقام التي لا أبعاد لها ، مما يسمح بالتنبؤ الجيد بنقل الحرارة. يمكن أن تسهل النتائج التي تم الحصول عليها تصميم أنظمة طاقة معينة.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري ، المائع النانوي ، الحقل المغناطيسي ، درجة الحرارة ، الارتباط.

Résumé :

L'étude de la convection naturelle (laminaire ou turbulente) et mixte de l'écoulement du nanofluid Al_2O_3 -eau dans quatre configurations différentes avec et sans la présence d'un champ magnétique externe ont été analysées numériquement en utilisant le modèle monophasique. Les équations gouvernantes du phénomène physique à étudier ont été résolues à l'aide du logiciel Ansys-Fluent en introduisant l'approximation de Boussinesq. L'impact des différents paramètres tels que le nombre de Rayleigh, la fraction volumique, le facteur de forme, le nombre de Reynolds (Re), le nombre de Richardson (Ri), le nombre de Hartmann (Ha) et le nombre de Richardson modifié (Ri^*) sur la structure de l'écoulement, la génération d'entropie, la perte de pression et le nombre de Nusselt a été étudié. Les résultats obtenus montrent qu'en absence de la MHD et avec l'augmentation des différents paramètres cités ci-dessus, une amélioration du taux de transfert de chaleur est obtenue, tandis que, l'augmentation du nombre de Hartmann (présence de la MHD) entraîne une nette réduction du taux de transfert de chaleur ainsi que la production d'entropie. Pour certaines configurations, des corrélations pour le nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique des nanoparticules et des nombres adimensionnels en question ont été proposées, ce qui permet d'avoir une bonne prédiction du transfert de chaleur. Les résultats obtenus facilitent le design de certains systèmes énergétiques.

Mots-clés : Convection, nanofluid, CFD, champ magnétique, température, corrélations.

Abstract:

Study of natural (laminar or turbulent) and mixed convection of Al_2O_3 -water nanofluid flow in four different configurations with and without the presence of an external magnetic field were analyzed numerically using the single-phase model. The governing equations of the physical phenomenon to be studied were solved using Ansys-Fluent software by introducing Boussinesq approximation. The impact of different parameters such as Rayleigh number, volume fraction, shape factor, Reynolds number (Re), Richardson number (Ri), Hartmann number (Ha) and modified Richardson number modified (Ri^*) on the flow structure, entropy generation, pressure loss and Nusselt number was investigated. Results obtained show that in the absence of MHD and with the increase of various parameters mentioned above, an improvement in heat transfer rate is obtained, while the increase in Hartmann number (presence of MHD) leads to a marked reduction in rate of heat transfer as well as the production of entropy. For some configurations, correlations for Nusselt number as a function of the volume fraction of the nanoparticles and the dimensionless numbers in question have been proposed, which makes it possible to have a good prediction of heat transfer rate. Results obtained can facilitate the design of certain energy systems.

Keywords: Convection, nanofluid, CFD, magnetic field, temperature, correlations.