



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI – CONSTANTINE 1

FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

N° d'ordre : ... / Doct / 2022

Série : ... /GM/2022

THÈSE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat Troisième Cycle

En Génie Mécanique

Étude des transferts thermiques convectifs avec des nanofluides hybrides

OPTION : Énergétique

Par : BELLOUT Saliha

Soutenue le : 05/09/2022

Devant le jury composé de :

Présidente :	M ^{me} R.LANANI née Benchabi	Professeur	Université Frères Mentouri-Constantine 1
Rapporteur :	M ^f . R.BESSAIH	Professeur	Université Frères Mentouri- Constantine 1
Examineurs :	M ^f . A .MILES	MCA	Université Frères Mentouri - Constantine 1
	M ^f . C.BOUGRIOU	Professeur	Université Batna 2
	M ^f . F. BERRAHIL	MCA	Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf-Mila

REMERCIEMENTS

De prime abord, louange à Dieu de m'avoir donné la force, le courage et la patience de mener à bien ce modeste travail.

Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements à Monsieur R. BESSAÏH, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine 1, encadreur de cette thèse, pour avoir soutenu et guidé tout au long de cette thèse. Je le remercie particulièrement pour la confiance qu'il m'a accordée, pour sa rigueur scientifique, pour son extrême patience et pour ses conseils judicieux qui ont contribué à la réalisation et à l'accomplissement de ce travail.

Je tiens à remercier Madame R. LANANI, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine 1, d'avoir accepté de présider le jury.

*Je tiens aussi à remercier messieurs A .MILES ,C. Bougriou et
F. Berrahîl, pour leurs participations à l'évaluation de ce
modeste travail.*

*Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de
près ou de loin à la réalisation de ce travail*

À tous, je tiens à exprimer mes sincères remerciements.

SALHA

DÉDICACE

Je dédie cette thèse en particulier

A mes chers parents

A mon mari

A mes sœurs et mes frères

A mes nièces et mes neveux

A mes amies

A tous ceux qui me sont chers

SALHA

Abstract

This thesis's work contributes to the numerical study of mixed convection and entropy generation in two different configurations filled with simple and hybrid nanofluids. Two computational codes (Ansys-Fluent 18 and FORTRAN) have been used to solve the governing equations based on the finite volume method. The numerical results obtained were validated with other works found in the literature, and a good agreement was obtained. We present three parts regrouping the studied configurations:

The first part consists in presenting a numerical study in (3-D) of mixed convection and entropy generation inside a cubic cavity that deals with the comparison between a simple nanofluid ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{water}$) and a hybrid nanofluid ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu}/\text{water}$). This configuration contains a heat source placed on the bottom wall of the cavity. The effects of Reynolds number Re , the volume fraction of solid nanoparticles and displacement of the heat source were discussed. Two correlations have been developed to predict the variation of the average Nusselt number as a function of the chosen parameters.

The second part deals with two-phase laminar mixed convection in a cubic cavity containing a heat source; the flow is the nanofluid ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-}/\text{water}$). This study used a two-phase mixing model approach to demonstrate the effects of Reynolds number Re , and the volume fraction of solid nanoparticles.

The third part examines the single-phase study of mixed convection and entropy generation inside a porous vertical cylinder filled with alumina (Al_2O_3) and copper oxide (CuO) nanoparticles in the presence of pure water with different Reynolds number Re , Richardson number, Darcy number, the volume fraction of solid nanoparticles and porosity of the porous medium. Four correlations were developed to predict the variation of the average Nusselt number (Nu_{moy}) and the total entropy generation (S_{tot}).

Keywords: cubic cavity, hybrid nanofluid, entropy generation, mixing model, vertical cylinder, porous medium.

Résumé

Le travail de cette thèse constitue une contribution à l'étude numérique de la convection mixte et de la génération d'entropie à l'intérieur dans deux configurations différentes remplies de nanofluides simples et hybrides. Deux codes de calcul (Ansys-Fluent 18 et Fortran) ont été utilisés pour résoudre les équations gouvernantes, basées sur la méthode des volumes finis. Les résultats numériques obtenus ont été validés avec d'autres travaux trouvés dans la littérature, et un bon accord a été obtenu.

Nous présentons trois parties regroupant les configurations étudiées :

La première partie consiste à présenter une étude numérique en (3-D) de la convection mixte et de la génération d'entropie à l'intérieur d'une cavité cubique. Cette configuration contient une source de chaleur placée sur la paroi inférieure de la cavité. Les effets du nombre de Reynolds Re , de la fraction volumique des nanoparticules ϕ et du déplacement de la source de chaleur ont été discutés. Deux corrélations ont été développées pour prédire la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction des paramètres choisis.

La deuxième partie traite de la convection mixte laminaire diphasique dans une cavité cubique contenant une source de chaleur ; l'écoulement est le nanofluide (Al_2O_3 -eau). Dans cette étude, l'utilisation d'une approche de modèle de mélange biphasique a été envisagée pour démontrer les effets du nombre de Reynolds Re et de la fraction volumique des nanoparticules solides ϕ .

La troisième partie aborde la convection mixte et la génération d'entropie à l'intérieur d'un cylindre vertical poreux rempli de nanoparticules d'alumine (Al_2O_3) et d'oxyde de cuivre (CuO) en présence d'eau pure avec différents nombres de Reynolds Re , de Richardson Ri , de Darcy Da , de la fraction volumique solide des nanoparticules ϕ , et de la porosité du milieu poreux ε . Quatre corrélations ont été développées pour prédire la variation du nombre de Nusselt moyen ($Numoy$) et la génération d'entropie totale (S_{tot}).

Mots clés : Cavité cubique, nanofluide hybride, génération d'entropie, modèle de mélange, cylindre vertical, milieu poreux.

المُلخَص

بالموانع النانوية البسيطة والهجينة. تم استخدام رمزين حسابيين (Ansys Fluent 18 و Fortran) لحل المعادلات الحاكمة بناء على طريقة الحجم المحدود. تم التحقق من صحة النتائج العددية التي تم الحصول عليها مع تلك الموجودة في المراجع ليتم الحصول على توافق جيد. ونحن نقدم ثلاثة أجزاء تجمع التكوينات المدروسة:

يتكون الجزء الأول من تقديم دراسة عددية في الحمل المختلط وتوليد الأنتروبيا داخل تجويف مكعب ثلاثي الأبعاد يتعامل مع المقارنة بين مائع نانوي بسيط (Al_2O_3 /ماء) ومائع نانوي هجين (Al_2O_3 -Cu/ماء). هذا التكوين يحتوي على مصدر حرارة موضوع على جدار سفلي للتجويف. تمت مناقشة تأثيرات عدد رينولدز Re وجزء الحجم من الجسيمات الثانوية الصلبة ϕ وإزاحة مصدر الحرارة. تم تطوير إرتباطين للتنبؤ بتغير متوسط عدد نسلت Nu_{moy} كدالة للمعلمات المختارة.

الجزء الثاني: يتعامل مع الحمل الحراري المختلط الصفحي على مرحلتين في تجويف مكعب على مصدر حرارة. التدفق هو السائل النانوي (Al_2O_3 /ماء). استخدمت هذه الدراسة نهج نموذج الخلط على مرحلتين لتوضيح تأثيرات عدد رينولدز Re وجزء الحجم من الجسيمات الثانوية الصلبة.

يفحص الجزء الثالث الدراسة أحادية الطور لتوليد الحمل الحراري المختلط والأنتروبي داخل أسطوانة عمودية مسامية مملوءة بجسيمات نانوية (Al_2O_3) وأكسيد النحاس (CuO) في وجود الماء مع مختلف رقم رينولدز Re ، رقم ريتشاردسون Ri ، رقم دارسي Da الجزء الحجمي للجسيمات النانوية الصلبة ϕ ومسامية الوسط المسامي ϵ . تم تطوير أربعة إرتباطات للتنبؤ بتغير متوسط رقم نسلت $Numoy$ وإجمالي الأنتروبيا S_{tot} .

الكلمات المفتاحية: تجويف مكعب، سائل نانوي هجين، توليد إنتروبيا، نموذج خلط، أسطوانة عمودية، وسط مسامي.

Table des matières

Remerciements	i
Dédicace	iii
Abstract	iv
Résumé	v
ملخص.....	vi
Table des matières	vii
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	vii
Nomenclatures	vii
Introduction Générale.....	1
Objectifs	3

**CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS ET SYNTHÈSE
BIBLIOGRAPHIQUE**

I.1 INTRODUCTION.....	5
I.2 GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFUIDES	5
I.2.1 Définition	5
I.2.2 Application des nanofluides	6
I.2.3 Les avantage des nanofluides	7
I.2.4 Les inconvénients des nanofluides	7
I.3 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE	7
I.4 CONCLUSION.....	31

CHAPITRE II : MODÉLISATION DU PROBLÈME

II.1 INTRODUCTION.....	34
II.2 ÉLÉMENTS MATHÉMATIQUES DE BASE	34
II.2.1 Équation de continuité	35
II.2.2 Équation de la quantité de mouvement	35
II.2.3 Équation de l'énergie	36
II.2.4 Équation de génération d'entropie.....	36
II.2.5 Propriétés des nanofluides	37
II.3 HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES	41

II.4 CONFIGURATION 3-D (Application A)	42
II.4.1 Description du problème	42
II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles	42
II.4.3 Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 18 »	45
II.4.4 Conditions aux limites.....	47
II.4.5 Résolution numérique.....	47
II.4.5.1 Critère de convergence.....	47
II.4.5.2 Facteurs de sous-relaxation.....	49
II.4.5.3 Maillage.....	51
II.5 CONFIGURATION 3-D (Application B).....	51
II.5.1 Définition.....	51
II.5.2 Modélisation des écoulements diphasique sous FLUENT.....	53
II.5.3 Description du problème.....	53
II.5.4 Modèle mathématique et équations dimensionnelles	54
II.5.5 Schémas numériques.....	56
II.5.6 Conditions aux limites.....	57
II.5.7 Résolution numérique.....	57
II.5.7.1 Critère de convergence.....	57
II.5.7.2 Facteurs de sous-relaxation.....	58
II.6 CONFIGURATION 3-D (Application C).....	60
II.6.1 Description du problème.....	60
II.6.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	61
II.6.3 Conditions aux limites	63
II.6.4 Résolution numérique.....	63
II.6.5. Critère de convergence.....	63
II.7 CONCLUSION.....	64

CHAPITRE III : RÉSULTATS ET DISCUSSION

Application A

III.A.1 INTRODUCTION	66
III.A.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	66
III.A.3 ÉFFET DU MAILLAGE	66
III.A.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	67
III.A.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	69

III.A.5.1 Effet du nombre de Reynolds (Re).....	69
III.A.5.2 Effet de la fraction volumique ϕ	78
III.A.5.3 Effet de déplacement de la source de chaleur (d).....	83
III.A.5.4 Effet du nombre de Reynolds, la fraction volumique des nanoparticules,déplacement de la source de chaleur sur la génération d'entropie et le nombre de Bejan.....	88
III.A.6 CONCLUSION	90

Application B

III.B.1 INTRODUCTION	91
III.B.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	91
III.B.3 EFFET DU MAILLAGE	91
III.B.4 RÉSULTATS ET DISCUSSION	92
III.B.4.1 Effet du nombre de Reynolds (Re) et de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) sur le champ dynamique	92
III.B.4.2 Effet du nombre de Reynolds (Re) et de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) sur le champ thermique et la génération d'entropie	96
III.B.5 CONCLUSION	103

CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

Application C

IV.1 INTRODUCTION	105
IV.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	105
IV.3 ÉFFET DU MAILLAGE	106
IV.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	107
IV.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	108
IV.5.1 Effet du nombre de Reynolds (Re).....	108
IV.5.2 Effet de la fraction volumique des nanoparticules ϕ	113
IV.5.3 Effet du nombre de Darcy (Da).....	116
IV.5.4 Effet de la porosité du milieu poreux (ϵ).....	120
<hr/> <hr/>	
IV.6 CONCLUSION	125
CONCLUSIONS GÉNÉRALE ET PERSPECTIVE	126
RÉFÉRENCES	128

Liste des Figures

Figure I. 1:	Micrographies TEM de particules nano Cu \pm huile de transformateur à pH = 6,3. (a) suspension à 2% en volume (b) suspension à 5% en volume (Xuan et Li, 2000).....	8
Figure I. 2:	Représentation schématique de la section d'essai utilisée M.A. Kheram (2011)	8
Figure I. 3:	Schéma de principe d'une cavité avec des orifices d'entrée et de sortie Sourtiji et al. (2014)	9
Figure I. 4:	Diagramme schématique du modèle physique Aminossadati et Ghasemi (2009)	10
Figure I. 5:	Vue latérale de la géométrie considérée Takabi et al. (2016)	11
Figure I. 6:	Diagramme schématique du domaine numérique (section test) Moghadassi et al. (2015)	12
Figure I. 7:	Représentation schématique de la section d'essai utilisée dans la présente analyse Balla et al. (2013)	12
Figure I. 8:	Géométrie du problème Battira et Bessaih (2016)	13
Figure I. 9:	Cavité annulaire cylindrique remplie de nanofluide Cu-eau et contenant deux sources de chaleur discrètes Mebarek oudina et Bessaih (2019)	14
Figure I. 10:	Schéma du modèle physique Alipanah et al. (2014)	14
Figure I. 11:	Schéma du problème : (a) géométrie et conditions aux limites et (b) maillage construit Mayeli et al. (2017)	15
Figure I. 12:	Géométrie et conditions aux limites Khaorassanizadeh et al. (2013)	16
Figure I. 13:	Géométrie du problème et système de coordonnées Muhammad et al. (2019)	17
Figure I. 14:	Schéma du problème considéré Rashad et al. (2019)	18
Figure I. 15:	Configuration géométrique à l'étude Bianco et al. (2011)	19
Figure I. 16:	(a) Illustration schématique du modèle, (b) élément de domaine Abeer (2020)	19
Figure I. 17:	Configuration physique et système de coordonnées Sankar et al. (2013)	20
Figure I. 18:	Schéma du problème physique Hoceinepour et al. (2017)	21

Figure I. 19:	Représentation schématique du problème Chamkha et al. (2020)	22
Figure I. 20:	Modèle physique de la convection dans une cavité poreuse ondulée avec le système de coordonnées Alsabery et al. (2018)	23
Figure I. 21:	Configuration schématique des problèmes étudiés Mahmoudi et al. (2010) ..	24
Figure I. 22:	Croquis de la géométrie, Hooman et al. (2007)	24
Figure I. 23:	Schéma du problème Mansour et al. (2018)	25
Figure I. 24:	Géométrie du problème Sheikholeslami (2017)	26
Figure I. 25:	Diagramme schématique des modèles physiques avec conditions aux limites, Selimefendigil et Öztop (2015)	27
Figure I. 26:	Schéma du problème, Hemmat et al. (2015)	28
Figure I. 27:	: Géométrie du problème et conditions aux limites, Santra et al. (2009)	28
Figure I. 28:	Configuration de trois cavités différentes, leurs domaines de calcul et conditions aux limites Reza et al.(2018)	29
Figure I. 29:	Schéma de l'anneau vertical avec flux de chaleur cosinus à la paroi du tube interne Abbassi et al (2015)	30
Figure I. 30:	Schéma de la configuration analysée Goodarzi et al.(2014)	31
Figure II. 1:	Géométrie du problème (Application A et B).....	42
Figure II. 2:	Interface du logiciel.....	46
Figure II. 3:	Evolution des résidus pour une cavité cubique remplie de nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau).....	49
Figure II. 4:	Maillage utilisé dans l'application (A).....	51
Figure II. 5:	Evolution des résidus pour une cavité cubique remplie de nanofluide (Al_2O_3 /eau) pour modèle de mélange.....	58
Figure II. 6:	Maillage de la cavité cubique.....	59
Figure II. 7:	Géométrie du problème (Application C).....	60
Figure III. 1:	Validation entre nos simulations et celles de Sourtiji et al.(2014) (a), Takabi et al.(2016) (b) et Aminossadati et Ghasemi (2009) (c).....	69
Figure III. 2:	Lignes de courant pour nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) (gauche) , nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) (droite) , $\phi=0.06$	71
Figure III. 3:	Isothermes pour nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) (gauche) , nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) (droite) , $\phi=0.06$	73
Figure III. 4:	(a) Variation de la vitesse horizontale u à différents nombres de Reynolds,	

pour le nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) à $\phi=0.06$. (b) Variation de la vitesse horizontale u à différents nombres de Reynolds, pour le nanofluide hybride (Al_2O_3 - Cu/eau) à $\phi=0.06$	76
Figure III. 5: Variation de la température à nombres de Reynolds, pour le nanofluide simple (Al_2O_3 /eau) à $\phi=0.06$	77
Figure III. 6: Variation du nombre de Nusselt moyen à différents nombres de Reynolds, pour l'eau pure, nanofluide simple et nanofluide hybride	77
Figure III. 7: Champ de température pour nanofluide simple (à gauche), nanofluide hybride (à droite) dans le plan (x-y) à différentes valeurs de ϕ , à $Re=600$	80
Figure III. 8: Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la fraction volumique ϕ , pour nanofluide simple (a) et nanofluide hybride (b) à $Re=600$	81
Figure III. 9: Variation de température à $y=0.005m$, pour l'eau pure, nanofluide simple et hybride	82
Figure III. 10: Lignes de courant pour nanofluide hybride pour différentes positions horizontale (gauche), verticale (droite) à $Re=700$ et $\phi=0.08$	84
Figure III. 11: Variation du nombre de Nusselt local et moyen en fonction de déplacement horizontale et verticale de la source de chaleur pour nanofluide hybride à $Re=700$	85
Figure III. 12: Variation de St avec Re , pour différents ϕ de (a) nanofluide simple (Al_2O_3 /eau) et nanofluide hybride (b) (Al_2O_3 -Cu/eau).....	87
Figure III. 13: Effet des différents déplacements horizontaux de la position de la source de chaleur sur le nombre de Bejan (Be) pour le nanofluide et le nanofluide hybride, à $Re=700$ et $\phi=8\%$	87
Figure III. 14: Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.1) pour un nanofluide simple avec deux variables.....	89
Figure III. 15: Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.2) pour un nanofluide hybride avec deux variables.....	89
Figure III. 16: L'influence du nombre de Reynolds sur les lignes de courant ($\phi=0.06$). à $z=0.025m$	93
Figure III. 17: Variation de la composante horizontale de la vitesse pour différentes valeurs de Reynolds à $\phi=0.06$	94
Figure III. 18: Variation locale du coefficient de frottement pour différentes valeurs de	

Reynolds à $\phi = 0.06$	94
Figure III. 19: Les contours de vitesses dans le plan x-y ($z=\text{const}$ milieu de la cavité) pour différentes valeurs de fraction volumique à $Re = 500$	95
Figure III. 20: Contours des isothermes dans une cavité cubique (plan x-y, à $z_1=0.01\text{cm}$, $z_2=0.03\text{cm}$ et $z_3=0.045\text{cm}$) remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 /eau) pour différentes valeurs des nombres de Re	97
Figure III. 21: Les isothermes dans toute la cavité pour différentes valeurs de fraction volumique à $Re=500$	98
Figure III. 22: L'évolution de la température à différentes valeurs de Re	99
Figure III. 23: Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la fraction volumique à $Re = 500$	99
Figure III. 24: Variation du coefficient de transfert de chaleur à $x=0.02\text{m}$, pour les deux cas (monophasique et diphasique) pour $Re=500$ à différentes concentrations volumiques des nanoparticules.....	101
Figure III. 25: Variation du coefficient de transfert de chaleur moyen pour nanofluide pour les deux cas (monophasique et diphasique).....	101
Figure III. 26: Variation de la génération d'entropie due au transfert de chaleur (S_n) en fonction du nombre de Reynolds	102
Figure III. 27: Variation de la génération d'entropie due au frottement fluide pour nanofluide en fonction du nombre de Reynolds	102
Figure IV. 1: Variation de la vitesse W pour différents maillages.....	106
Figure IV. 2: Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Yigit et al.(2019) (a) , Balla et al(2013) (b)	108
Figure IV. 3: Lignes du courant (à gauche) (a) , les isothermes (à droite) (b) dans le cylindre pour différentes valeurs de Reynolds ($\phi = 0.06, Ri = 5, Da=10^{-1}$, $\varepsilon = 0.2$).....	109
Figure IV. 4: Variation des profils de la vitesse (a) et de la température (b) pour différents nombres du Reynolds , $Ri=0.5$ et $Ri=1$ à $\phi = 0.06$	111
Figure IV. 5: Variation du nombre de Nusselt local à $Ri=0.5$ et différents nombres de Reynolds pour nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) à $\phi = 0.06$	112
Figure IV. 6: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Reynolds à $Ri=0.5$ et $\phi = 0.06$ avec représentation des contours de température.....	112
Figure IV. 7: Variation de la vitesse (a) et de la température(b) pour nanofluide hybride	

(Al ₂ O ₃ -CuO/eau) à différentes fractions volumiques des nanoparticules ϕ , Re=1000 et Ri=0.5.....	114
Figure IV. 8: Variation du nombre de Nusselt local pour nanofluide hybride(Al ₂ O ₃ -CuO/eau) à différentes fractions volumique des nanoparticules ϕ , Re=1000 et Ri=0.5.....	115
Figure IV. 9: Variation de Nu _{moy} avec ϕ pour Al ₂ O ₃ -CuO/eau à, Re=1000, Ri=0.5, 1,5, et 8.....	115
Figure IV. 10: Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur la génération d'entropie totale(S _{tot}) pour différents nombres de Reynolds à Ri=0.5.....	116
Figure IV. 11: Ligne de courant (a) ,les isothermes (b) ,la génération d'entropie totale (c) pour le nanofluide hybride (Al ₂ O ₃ -CuO/eau) à différentes valeurs de Darcy, $\phi=0.06$, Re=1000,Ri=0.5 et $\varepsilon =0.2$	118
Figure IV. 12: Les profils de vitesse adimensionnelles pour différents valeurs de Darcy à , $\phi=0.06$, Re=1000,Ri=0.5 et $\varepsilon =0.2$	119
Figure IV. 13: Nusselt local (a) ,nombre de Bejan (b) pour nanofluide hybride à différents valeurs de Darcy , $\phi=0.06$, Re=1000,Ri=0.5 et $\varepsilon =0.2$	120
Figure IV. 14: Variation du nombre de Nu _{loc} et Nu _{moy} pour un nanofluide hybride (Al ₂ O ₃ -CuO/eau) à différentes valeurs de porosité, $\phi=0,06$, Re=1000,Ri=0,5 et Da =10 ⁻¹	121
Figure IV. 15: Variation du nombre de Bejan en fonction de la porosité à différentes valeurs de Reynolds, $\phi=0,06$, Ri=0,5 et Da =10 ⁻¹	122
Figure IV. 16: Comparaison de Nu _{moy} et Stot (numérique) avec les corrélations proposées de nanofluides hybrides (a,b,c,d).....	124

Liste des Tableaux

Tableau II.1:Les propriétés thermo-physiques de matériaux utilisés. Alizadeh et al.(2018)	40
Tableau II.2:Les schémas numériques utilisés.....	46
Tableau II.3: Les conditions aux limites.....	47
Tableau II.4: Critères de convergence.....	48
Tableau II.5: Paramètres de relaxation pour notre cas.....	50
Tableau II.6:Exemples d'application des modèles multiphasique disponibles sur FLUENT	52
Tableau II.7 : Les schémas numériques utilisés.....	56
Tableau II.8: Critères de convergence	57
Tableau II.9: Paramètres de relaxation pour ce cas.....	59
Tableau III.1: Variation de nombre de Nusselt moyen et température moyenne pour différents maillages.....	67
Tableau III.2 : Variation du nombre de Nusselt moyen et température moyenne pour différents maillages à $Re=300$ et $\phi =0.02$	92
Tableau IV.1: Test du maillage pour $\phi=0.04$, $Re=1000$ et $Ri=0.5$	106

NOMENCLATURE

A	Surface	$[m^2]$
AR	Rapport d'aspect	$[-]$
C_p	Chaleur spécifique	$[J/kg.K]$
d_h	Déplacement horizontal de la source de chaleur	$[m]$
d_v	Déplacement horizontal de la source de chaleur	$[m]$
g	Accélération gravitationnelle	$[m/s^2]$
h	Coefficient de transfert de chaleur	$[W/m^2.K]$
H	Hauteur de la cavité	$[m]$
i, j	Indices	$[-]$
k	Conductivité thermique	$[W/m.K]$
K	Perméabilité du milieu poreux	$[m^2]$
l	Distance entre l'entrée et la sortie	$[m]$
L	Longueur de la cavité	$[m]$
q_v	Génération de chaleur volumétrique	$[W/m^3]$
R	Rayon du cylindre	$[m]$
S_{gen}	Génération d'entropie	$[W/m^3K]$
S_{tot}	Entropie totale	$[W/K]$
S_h	Génération d'entropie due au transfert thermique	$[W/K]$
S_f	Génération d'entropie due au frottement fluide	$[W/K]$
T	Température	$[K]$
u, v, w	Composantes de vitesse	$[m/s]$
U, V, W	Composantes de vitesse adimensionnelle	$[-]$
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	$[-]$
X, Y, Z	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	$[-]$

Variables Grecques

α	Diffusivité thermique	$[m^2/s]$
β	Coefficient de dilatation thermique	$[K^{-1}]$
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$
μ	Viscosité dynamique	$[kg/m.s]$

φ	Rapport de distribution de l'irréversibilité	[-]
ϕ	Fraction volumique solide	[-]
Θ	Température adimensionnelle	[-]
ε	Porosité	[-]

Nombres adimensionnels

Be	Nombre de Bejan	[-]
Da	Nombre de Darcy	[-]
Gr	Nombre de Grashof	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Ri	Nombre de Richardson	[-]
Nu_{loc}	Nombre de Nusselt local	[-]
Nu_{moy}	Nombre de Nusselt moyen	[-]

Sous-scripts

F	Fluide pur
C	Froid
H	Chaud
hnf	Nanofluide hybride
nf	Nanofluide
m	Mélange
p	Particule solide

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La théorie du transfert de chaleur est une science qui étudie comment la chaleur se propage d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température. Ce phénomène est très important dans le domaine des sciences technologiques, de la conception technique et de l'industrie ; il existe dans tous les aspects de la vie et a un large éventail d'applications. Il s'agit d'un processus complexe qui s'effectue sur la base de différents modes fondamentaux : conduction, convection et rayonnement.

L'amélioration du transfert de chaleur par convection fait l'objet de plusieurs travaux. Il existe une réelle demande dans le monde industriel pour développer de nouvelles stratégies afin d'améliorer le comportement thermique des fluides utilisés dans les systèmes de refroidissement. Des progrès significatifs en chimie ont permis depuis la fin des années 90 de synthétiser des particules de taille nanométrique, qui sont dispersées dans le liquide porteur appelé le "nanofluide". Leur synthèse répond à la nécessité d'améliorer les propriétés thermiques en insérant une phase solide de très haute conductivité thermique. De plus, le nanofluide comme fluide de travail à la place des fluides classiques est la solution la plus prometteuse pour améliorer le transfert de chaleur.

Les nanofluides offrent un coefficient de transfert de chaleur imbattable par les autres caloporteurs. Les études menées dans cette nouvelle direction ont fourni une bibliographie riche, mais variée : elles sont toutefois plutôt positives dans leur majorité.

Le nouveau concept de "nanofluide hybride" ou nanofluide combiné a été introduit. Il s'agit de la composition pour diverses concentrations de deux types différents de nanoparticules dispersées dans le fluide de base.

Le concept d'entropie a été introduit pour la première fois en 1865 par Clausius. Il a été défini comme une quantité qui mesure le degré de désordre. Elle caractérise la capacité de l'énergie contenue dans un système à fournir du travail, ou plutôt son incapacité à le faire : plus cette quantité est élevée, plus l'énergie est dispersée, homogénéisée et donc moins utilisable.

Une grande partie des progrès réalisés ces dernières années dans les méthodes de prédiction du génie des fluides s'est concentrée dans le domaine des écoulements dits multiphasiques ou polyphasiques, et les écoulements multiphasiques sont rencontrés dans un nombre important d'applications telles que l'environnement (traitement des eaux, dispersion des particules dans l'atmosphère, capture, filtration et dépollution), le génie des procédés (lits fluidisés, réacteurs gaz-solide, transport (hydraulique, pneumatique, dépôt, érosion).

La modélisation des écoulements en milieux poreux a fait l'objet de diverses études récentes en raison du besoin croissant de mieux comprendre les processus de transport associés. Cet intérêt provient des nombreuses applications pratiques qui peuvent être modélisées ou estimées comme du transport en milieu poreux, tel que l'isolation thermique, le refroidissement électronique, les réacteurs nucléaires, la technologie de séchage, les réacteurs catalytiques multiphasiques et autres.

Dans ce contexte étudie numériquement le transfert de chaleur en convection mixte laminaire stationnaire de nanofluides simples et hybrides chargés dans deux géométries différentes. Des simulations numériques sont réalisées pour prédire l'effet de la fraction volumique solide des nanoparticules, du nombre de Reynolds, du nombre de Richardson, du nombre de Darcy, de la porosité du milieu poreux et de la position des sources de chaleur sur le transfert de chaleur et la génération d'entropie.

Les actions mises en œuvre pour réaliser cette étude et les principaux résultats qui en découlent s'organisent autour de quatre axes et d'une conclusion comme suit :

Afin de mieux démontrer les phénomènes traités, le premier axe se concentre sur la présentation des généralités et des notions de base, ainsi qu'une synthèse bibliographique des travaux antérieurs trouvés dans la littérature concernant la convection naturelle et mixte dans différentes géométries, les nanofluides (simples et hybrides), l'utilisation de milieux poreux, et la génération d'entropie ainsi que le modèle de mélange pour l'approche diphasique.

Dans le deuxième axe, nous présentons ensuite la formulation mathématique conduisant à l'équation du problème de convection mixte dans la configuration considérée, dans le cas où les nanofluides simple et hybride sont assimilés à des fluides incompressibles de caractéristiques thermophysiques particulières. Nous précisons dans la suite les conditions aux limites choisies, la méthode numérique de résolution adoptée une analyse du choix du maillage et les critères de convergence.

Après avoir présenté la validation avec les travaux de la littérature, le troisième axe rapporte les résultats de la modélisation monophasique et diphasique des nanofluides qui évalue la convection mixte dans une cavité cubique remplie d'un nanofluide simple Al_2O_3 /eau hybride Al_2O_3 -Cu/eau et équipée d'une source de chaleur.

Dans la dernière partie, nous présentons une étude numérique tridimensionnelle axisymétrique du nanofluide hybride Al_2O_3 -CuO/eau dans un cylindre poreux afin d'examiner l'influence de nombreux paramètres tels que le nombre de Richardson, le nombre de Reynolds, le nombre de Darcy, la porosité du milieu poreux et la concentration en nanoparticules sur le transfert de chaleur, l'écoulement du fluide et la génération d'entropie.

Enfin, nous concluons par une conclusion générale et des perspectives de développements futurs.

OBJECTIFS

Les objectifs dérivés de la présente étude sont résumés comme suit :

- Les effets du nombre de Reynolds, de la fraction volumique solide des nanoparticules et de la position de la source de chaleur sur l'écoulement et les champs thermiques et le nombre de Nusselt moyen et local (Application A).
- Les effets du nombre de Reynolds, de la fraction volumique solide des nanoparticules sur les champs d'écoulement et thermiques, et sur le nombre de Nusselt moyen et local (application B).
- Les effets du nombre de Richardson, du nombre de Reynolds, du nombre de Darcy, de la porosité du milieu poreux et de la fraction volumique solide des nanoparticules sur le transfert de chaleur, l'écoulement du fluide et la génération d'entropie (Application C).

CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS ET SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

Sommaire

CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS ET SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 INTRODUCTION.....	5
I.2 GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFLUIDES	5
I.2.1 Définition	5
I.2.2 Application des nanofluides	6
I.2.3 Les avantages des nanofluides	7
I.2.4 Les inconvénients des nanofluides	7
I.3 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE	7
I.4 CONCLUSION.....	31

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

I.1 INTRODUCTION

Le mécanisme de transfert d'énergie le plus important est représenté par le mode convection, qui s'effectue par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation d'énergie et du mouvement du milieu.

L'une des nouvelles stratégies pour optimiser l'échange de chaleur consiste à modifier la nature du fluide caloporteur afin d'améliorer ses propriétés thermiques. Les nanofluides sont désormais considérés comme une nouvelle catégorie de fluides, permettant d'améliorer les performances thermiques des systèmes impliquant des échanges convectifs. Par rapport aux fluides caloporteurs, un nouveau type de nanofluide a attiré l'attention des chercheurs, il s'agit des nanofluides hybrides obtenus en dispersant, dans un fluide de base, deux types de nanoparticules.

Ce chapitre est composé de deux parties. La première partie présente une étude descriptive des nanofluides, de leur composition et de leurs propriétés physiques et thermiques. La deuxième partie présente une synthèse bibliographique consacrée à une revue des différents travaux concernant les nanofluides simples et hybrides et une étude de la génération d'entropie dans un milieu poreux dans différentes enceintes et l'application du modèle de mélange dans la simulation numérique.

I.2 GENERALITES SUR LES NANOFLUIDES

I.2.1 Définition

Plusieurs systèmes énergétiques ont été développés dans le domaine industriel, produisant un flux thermique très élevé, alors que les fluides de refroidissement classiques (eau, éthylène glycol et huile) ne sont pas efficaces. L'idée pour améliorer les propriétés thermophysiques des fluides est d'introduire des particules solides d'excellentes caractéristiques thermiques et de taille nanométrique au sein du fluide de base. Cette nouvelle génération de fluides est appelée "nanofluides". **Choi (1995)** a introduit ce terme au laboratoire d'Argonne, aux États-Unis. 1995 est encore couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale (**Maouassi, 2012**).

Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (généralement moins de 100 nm de diamètre), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'améliorer certaines propriétés. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de ses propriétés thermiques particulières. Une récente mise à jour de la scène des nanofluides simples, les nanofluides hybrides, les particules en suspension étant une

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

combinaison complexe de plusieurs nanoparticules, vise à remédier aux lacunes des nanofluides simples en incorporant un additif de propriété de contraste pour compenser les inconvénients du nanofluide simple.

La liste des nanoparticules utilisées pour obtenir des nanofluides simples et des nanofluides hybrides est très large, mais on peut en citer quelques-unes (Sufi, 2013) : Les nanoparticules des Oxydes métalliques :

L'oxyde d'aluminium (Al_2O_3), l'oxyde de cuivre (CuO), l'oxyde de silicium (SiO_2), l'oxyde de titanium (TiO_2).

➤ Les nanoparticules métalliques :

L'aluminium (Al), le cuivre (Cu), l'argent (Ag), l'or (Au), la silicone (Si).

➤ Les nanoparticules non-métalliques :

Les nanotubes de carbone (CNT), le diamant (C).

I.2.2 Application des nanofluides (Soufi, 2013)

Les dispersions de nanoparticules sont déjà utilisées dans de nombreux domaines d'application

- pour leurs propriétés magnétiques (paliers magnétiques en ferrofluide, agents de contraste en imagerie médicale)
- pour leurs propriétés électriques (dépôt conducteur par électro-mouillage pour les lentilles liquides), et le marquage ou la contrefaçon de cellules avec des nanoparticules fonctionnalisées.
- En thermique, les nanofluides peuvent être utilisés partout où des boucles liquides fermées doivent évacuer d'importants flux de chaleur : refroidissement de composants électriques et électroniques, radars, transports (gestion du refroidissement/véhicule à moteur thermique), espace, refroidissement de systèmes nucléaires, échangeur de chaleur, chauffage solaire de l'eau, réfrigérateurs domestiques, forage, lubrifiants, stockage thermique, etc.
- Les nanofluides pourraient apporter une solution intéressante dans le refroidissement des miroirs, cibles et filtres de lasers et de rayons X de haute puissance.

I.2.3 Les avantages des nanofluides (Soufi, 2013)

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

- Haute dispersion et stabilité avec prédominance du mouvement Brownien des particules.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux boues conventionnelles, favorisant ainsi la minimisation du système.

I.2.4 Les inconvénients des nanofluides (Soufi, 2013)

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

I.3 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

Dans la littérature, nous trouvons plusieurs investigations sur le transfert de chaleur et la production d'entropie par convection dans différentes géométries en présence de nanofluides simples et hybrides en milieu poreux. Parmi ces investigations expérimentales et numériques, nous citerons :

Xuan et Li (2000) ont présenté la procédure de préparation d'un nanofluide. Au moyen de cette procédure, certains échantillons de nanofluides sont préparés. Leurs photographies TEM sont données pour illustrer la stabilité et la régularité de la suspension. L'étude théorique de la conductivité thermique des nanofluides est introduite. L'appareil à fil chaud est utilisé pour mesurer la conductivité thermique des nanofluides avec des poudres nanophase de cuivre en suspension. Certains facteurs tels que la fraction volumique, les dimensions, les formes et les propriétés des nanoparticules sont discutées. Les résultats montrent que la conductivité thermique de nanofluide augmente remarquablement avec la fraction volumique des particules solides. Un modèle théorique est proposé pour décrire les performances de transfert de chaleur du nanofluide s'écoulant dans un tube (Fig. I.1).

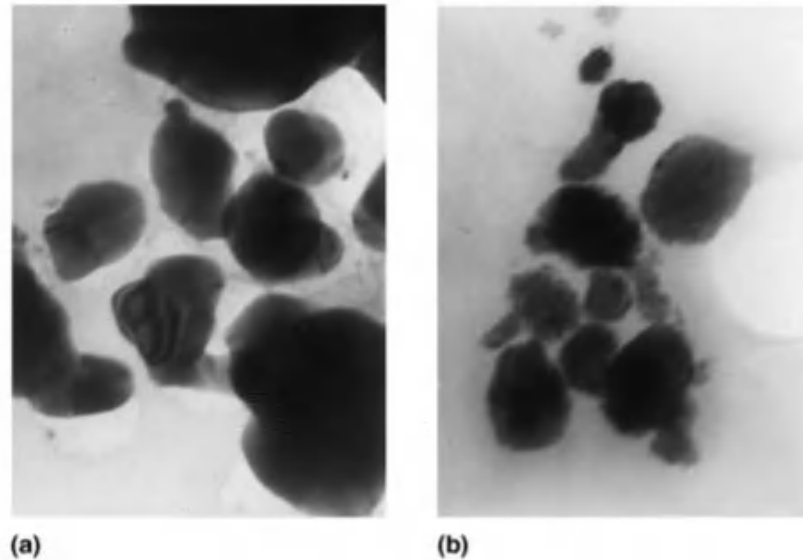


Figure I.1: Micrographies TEM de particules nanoCu \pm huile de transformateur à pH = 6,3. (a) suspension à 2% en volume (b) suspension à 5% en volume (Xuan et Li, 2000).

Une étude expérimentale a été réalisée par **Kheram (2011)** sur l'état stationnaire de transfert de chaleur par convection de l'eau avec fraction volumique (0,04) de nanoparticules de Al_2O_3 dispersées pour former un nanofluide qui s'écoule à travers un tube en aluminium. Il a observé que la présence de nanoparticules augmente le coefficient de transfert de chaleur par convection par rapport à celui de fluide de base (Fig. I.2).

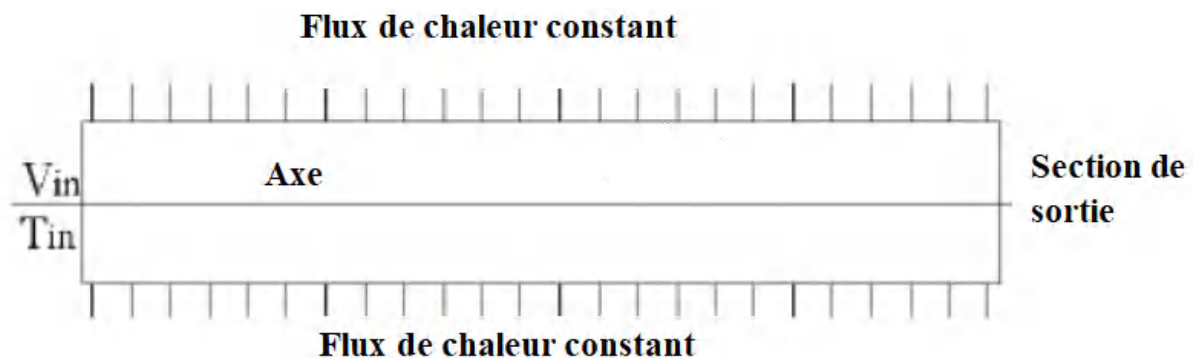


Figure I.2 : Représentation schématique de la section d'essai utilisée **Kheram (2011)**.

La synthèse de nanoparticules hybrides et les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides ont été examinées par **Chesidik N.A et al. (2016)** Les défis et les tendances futures dans l'application de nanofluides hybrides dans les applications de transfert

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

de chaleur sont discutés. Ils ont observé que les caractéristiques du nanofluide hybride augmentent avec l'augmentation de la température et la fraction volumique.

Une étude numérique du flux de convection mixte et du transfert de chaleur à l'intérieur d'une cavité carrée remplie de nanofluide (Al_2O_3 à base d'eau) avec des orifices d'entrée et de sortie est effectuée par **Sourtiji et al. (2014)**. La position de l'orifice d'entrée est fixe, l'emplacement de l'orifice de sortie varie le long des quatre parois de la cavité. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt moyen est une fonction croissante du nombre de Re , Ri et la fraction volumique des nanoparticules. De plus, la performance de l'utilisation de nanoparticules sur l'amélioration de transfert de chaleur à des nombres de Ri plus élevé est inférieur qu'à des nombres de Ri inférieurs (Fig. I.3).

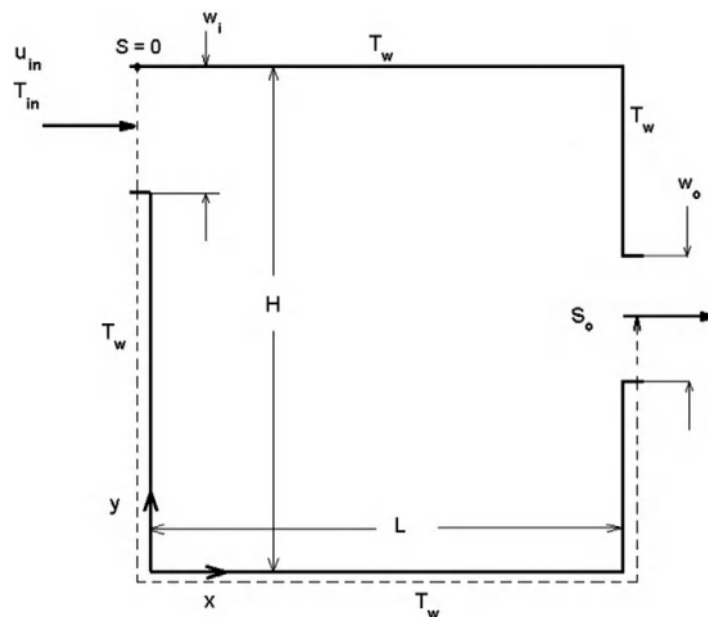


Figure I.3: Schéma de principe d'une cavité avec des orifices d'entrée et de sortie
Sourtiji et al. (2014).

Une étude numérique sur le refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur placée sur la paroi inférieure d'une enceinte remplie de nanofluide a été réalisée par **Aminossadati et Ghasemi (2009)**. Les parois supérieures et verticales de l'enceinte sont maintenues à une température relativement basse. L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour résoudre les équations gouvernantes. Les effets sur les performances de refroidissement de l'enceinte tels que : nombre de Rayleigh, fraction volumique, longueur de la source de chaleur et le type de nanofluide sont étudiés. Les résultats montrent que l'ajout de nanoparticules dans

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

l'eau pure améliore les performances de refroidissement à faible nombre de Rayleigh (Fig. I.4).

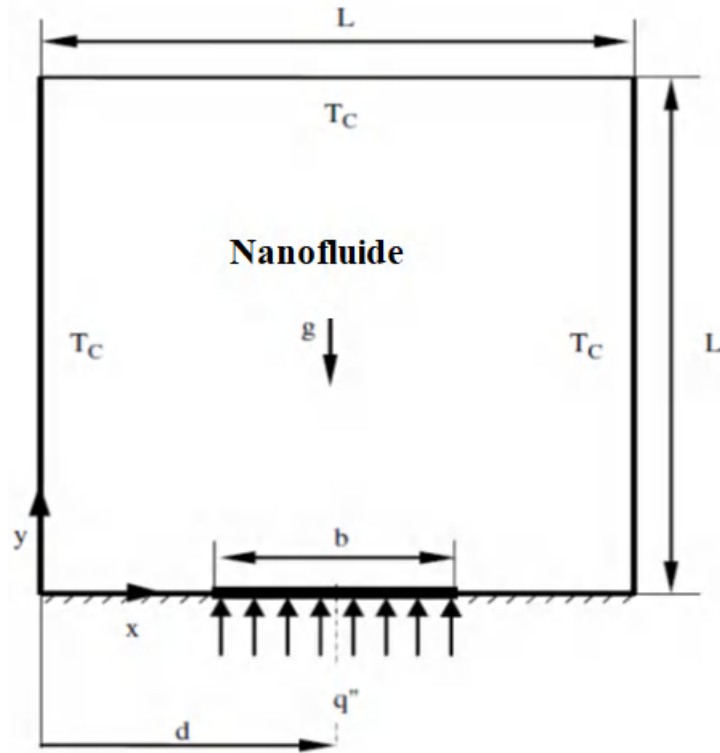


Figure I.4 : Diagramme schématique du modèle physique **Aminossadati et Ghasemi (2009)**.

Takabi et al. (2016) ont étudié numériquement la convection forcée laminaire de différents fluides (l'eau pure, nanofluide (Al_2O_3 , eau), Al_2O_3 , Cu / eau) dans un tube circulaire droit uniformément chauffé. L'effet de l'utilisation d'une suspension hybride à base d'eau sur le comportement thermique et les performances hydrodynamiques dans une gamme de nombre de Re ont été réalisés. Les résultats numériques montrent que, pour tout nombre de Reynolds étudié, l'utilisation de la suspension hybride améliore le taux de transfert de chaleur par rapport à l'eau pure et le nanofluide (Fig I.5).

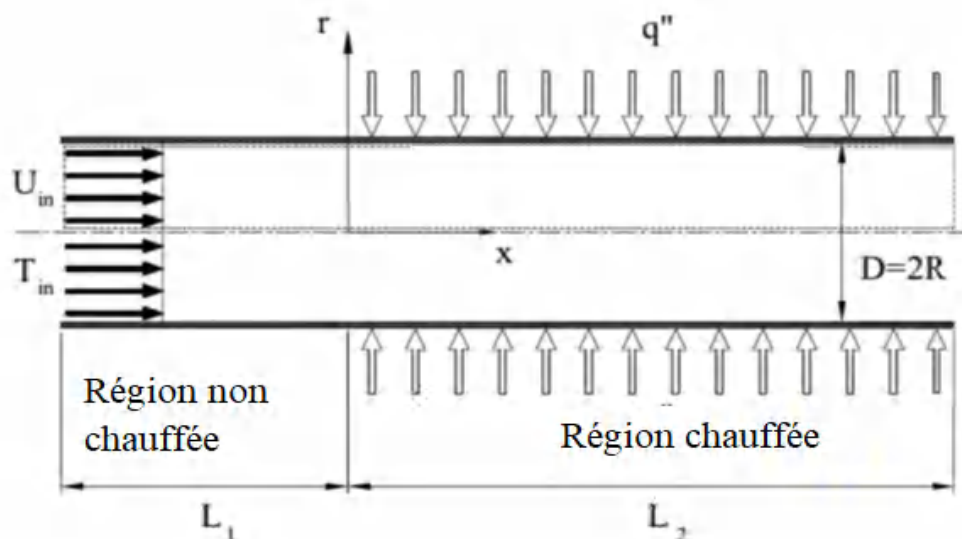


Figure I.5: Vue latérale de la géométrie considérée Takabi et al. (2016)

Une étude expérimentale a été réalisée par **Sundar et al. (2017)** couvre la synthèse de nanoparticules hybrides, la préparation de nanofluides hybrides, les propriétés thermiques, le transfert de chaleur, le facteur de frottement et les corrélations disponibles entre le nombre de Nusselt et le facteur de frottement. L'examen de cette étude démontre que les nanofluides hybrides sont des fluides caloporteurs plus efficaces que les nanofluides à base des nanoparticules simples ou fluides conventionnels.

Hamzah et al. (2017) ont résumé les facteurs affectant les performances des nanofluides hybrides pour améliorer les performances théoriques des systèmes de transfert de chaleur. Les conclusions importantes ont été présentées en fonction des données recueillies. Le processus de préparation, les facteurs affectant les performances du nanofluides hybrides ont été discutés par **Che sidik et al. (2017)**. Enfin, quelques problèmes difficiles qui doivent être résolus pour de futures recherches sont abordés.

Le problème de la convection forcée turbulente en régime permanent d'un nanofluide hybride $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu}$ / eau à l'intérieur d'un conduit de section carrée a été investi numériquement par **Tekir et al. (2017)**. Les analyses sont effectuées pour les nombres de Reynolds compris entre 10^4 et 10^5 , ainsi que pour des fractions volumiques solides comprises entre 0% et 2%. Les effets du nanofluide hybride sur la distribution de vitesse, le nombre de Nusselt et le facteur de frottement sont étudiés. Les résultats indiquent que le nanofluide hybride offre une amélioration supplémentaire du transfert de chaleur par convection.

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

La région laminaire à l'état d'équilibre contenant une concentration volumique de 0.1% de Al_2O_3 et $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu}$ dispersés dans l'eau à l'intérieur d'un tube circulaire a été simulée numériquement par **Moghadassi et al. (2015)**. Pour cet effet, deux méthodes différentes (monophasé et triphasé) ont été prises en compte. Les résultats ont montré que l'approche du mélange permet une prédiction plus précise des données expérimentales par rapport au modèle monophasé (Fig I.6).

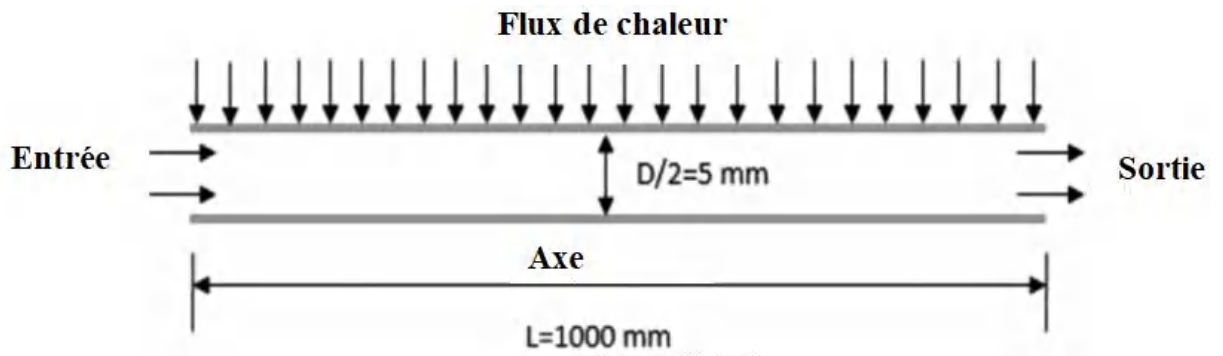


Figure I.6: Diagramme schématisé du domaine numérique (section test)
Moghadassi et al. (2015).

Les comportements hydrodynamiques et thermiques des nanofluides constitués de nanoparticules Cu et CuO se forme sphérique de taille 50.50 nm s'écoulant à l'intérieur d'un tube chauffé ont été étudiés par **Balla et al. (2013)**, pour une gamme de Re (100 à 1100) et ϕ (0 à 1%). Les résultats illustrent qu'en augmentant la fraction volumique, les pertes de pression augmentent. Les nanofluides présentent une bonne amélioration du coefficient de transfert de chaleur.

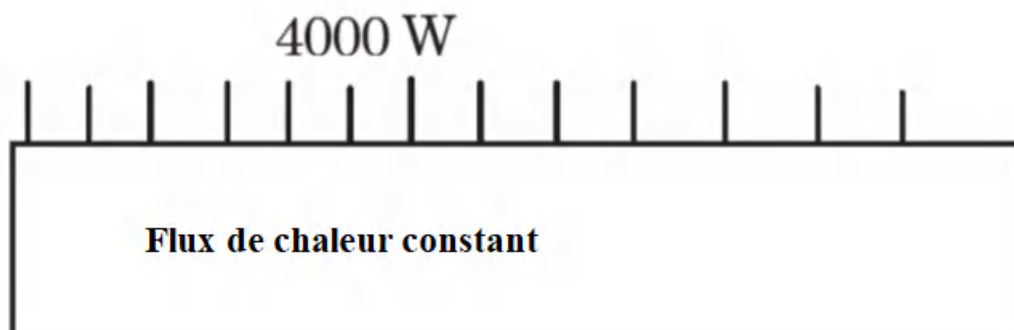


Figure I.7: Représentation schématisée de la section d'essai utilisée dans la présente analyse
Balla et al. (2013).

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

Battira et Bessaïh (2016) ont étudié numériquement la convection naturelle stationnaire dans un cylindre vertical rempli d'un nanofluide Al_2O_3 -eau sous deux champs magnétiques externes différents dans les directions radiales et axiales. Les effets de fraction volumique solide et l'application du champ magnétique dans les deux directions axiale et radiale pour diverses valeurs des nombres de Hartmann sur l'écoulement et les champs thermiques, et sur les nombres de Nu locaux et moyens sont présentés pour deux valeurs des nombres de Ha (10^3 et 10^4). Les résultats indiquent que pour de petites valeurs du nombre de Hartmann, où l'écoulement reste dû à la convection, le nombre de Nu moyen diminue lorsqu'on augmente la fraction volumique solide, et cette diminution est plus importante si le champ magnétique est appliqué dans le sens axial. L'augmentation de la fraction volumique solide augmente les performances de transfert de chaleur dans le nanofluide (Fig I.8).

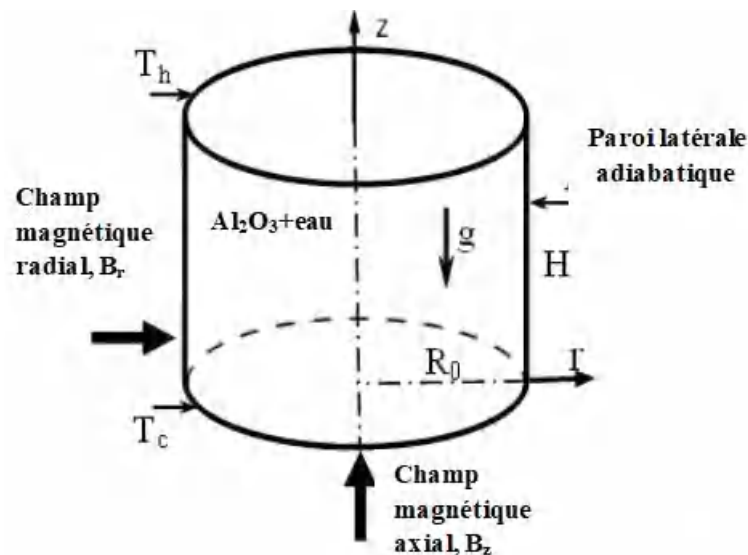


Figure I.8 : Géométrie du problème **Battira et Bessaïh (2016)**.

L'influence de la fraction volumique, le nombre de Ra et la longueur des éléments chauffants sur le transfert de chaleur a été étudiée fait par **Mebarek oudina et Bessaïh(2019)**. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur et la température des éléments chauffants dépendent du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique des nanoparticules et de la longueur des éléments chauffants (Fig I.9).

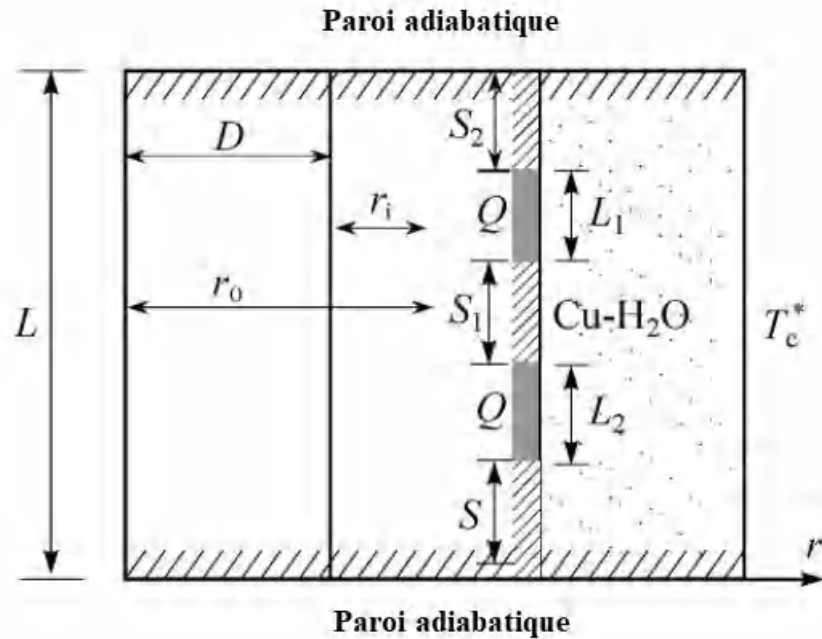


Figure I.9: Cavité annulaire cylindrique remplie de nanofluide Cu-eau et contenant deux sources de chaleur discrètes **Mebarek oudina et Bessaïh(2019)**.

L'effet de l'ajout des nanoparticules métalliques à l'eau pure ainsi l'effet des différentes valeurs de Ra pour la distribution de la génération d'entropie dans une cavité carrée utilisant la deuxième loi de la thermodynamique ont été étudiés numériquement par **Alipanah et al. (2014)**. Les résultats révèlent qu'avec une augmentation de la fraction volumique, le nombre de Nu et la génération d'entropie augmentent avec le nombre de Rayleigh croissant (Fig. I.10).

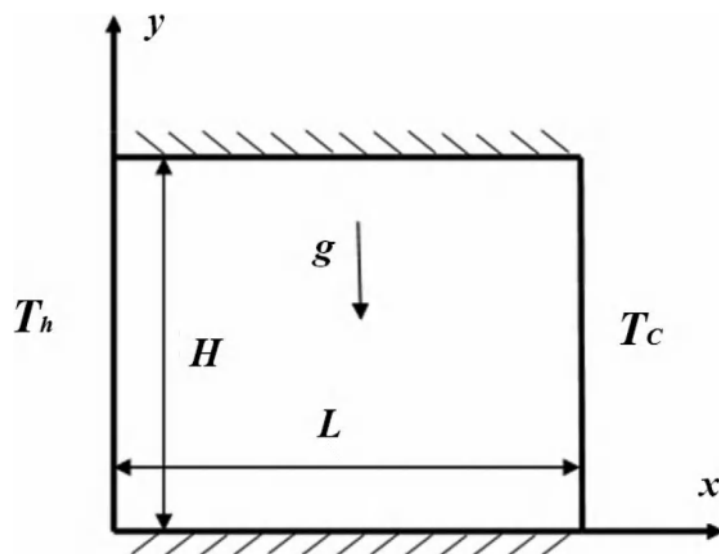


Figure I.10: Schéma du modèle physique **Alipanah et al. (2014)**.

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

Mayeli et al. (2017) ont examiné numériquement la génération d'entropie et le transfert de chaleur de convection forcée d'un écoulement laminaire de nanofluide d'Al₂O₃-eau à travers un canal horizontal avec des parois ondulées en présence de champ magnétique. Les effets de nombre de Re, de la fraction volumique, du nombre de Hartmann et les différents états d'amplitude des ondes sinusoïdales ont été étudiés sur le nombre de Nu local et moyen et la génération d'entropie totale. Les résultats montrent qu'avec la force croissante du champ magnétique, le nombre de Nu et la génération d'entropie totale sont augmentés (Fig. I.11).

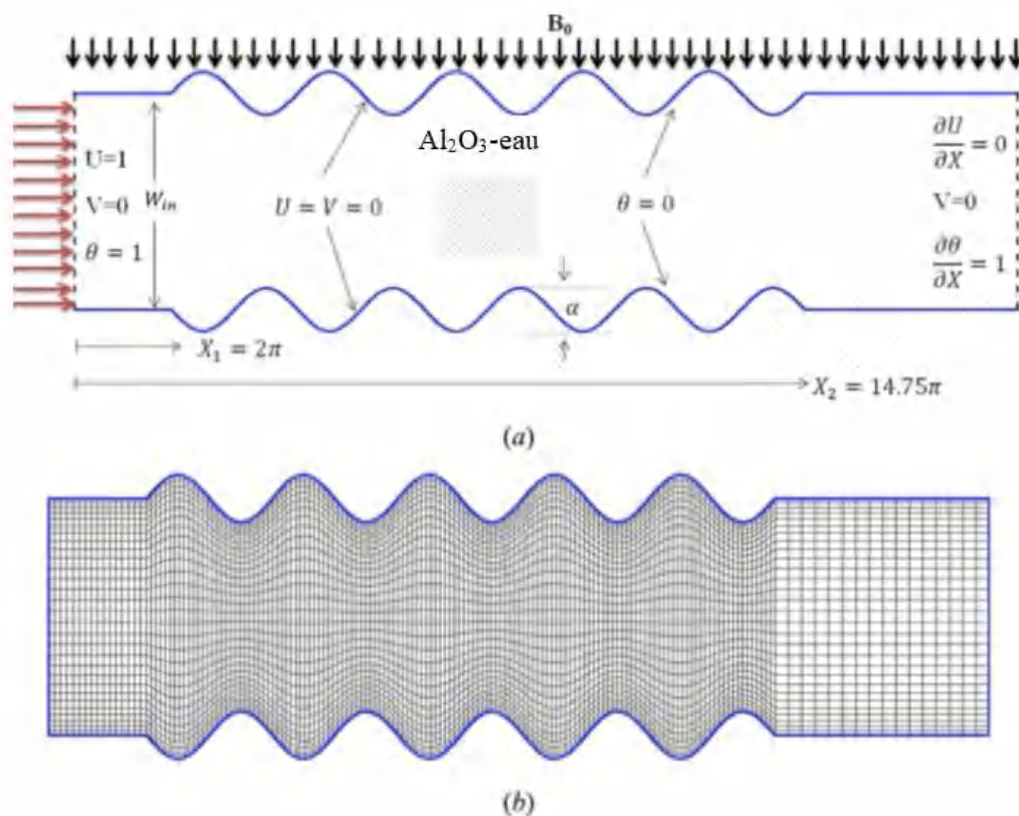


Figure I.11: Schéma du problème : (a) géométrie et conditions aux limites et (b) maillage construit Mayeli et al. (2017)

Une investigation numérique sur la génération d'entropie de convection mixte a été faite par Khaorassanizadeh et al. (2013) L'écoulement est de nanofluide Cu-eau à travers une cavité carrée entraînée par un couvercle. Les parois horizontales de la cavité sont adiabatiques et les parois verticales ont des températures différentes. La paroi supérieure a été considérée comme en mouvement de gauche à droite à une vitesse constante U_0 . Les effets de nombre de Rayleigh (10^4 , 10^5 et 10^6), nombre de Reynolds (10 et 100) sont pris en compte.

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

Ils ont constaté que la génération d'entropie maximale se produit dans le nanofluide au bas nombre de Rayleigh et nombre de Reynolds élevé (Fig I.12).

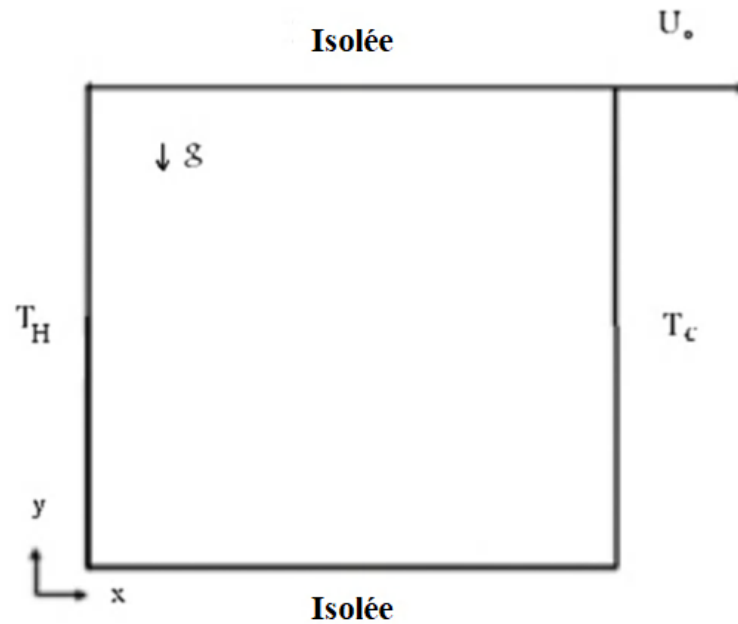


Figure I.12: Géométrie et conditions aux limites **Khaorassanizadeh et al. (2013)**.

Gabriela et al. (2019) ont examiné une étude sur la génération d'entropie des nanofluides dans de différents types de synthèses thermiques pour différentes conditions aux limites. L'étude indique que la mise en œuvre de nanofluide / nanofluide hybride dans les micros canaux, mini canaux et les cavités peuvent être une alternative importante aux systèmes thermiques traditionnels.

Le transfert de chaleur et la génération d'entropie dans un flux de nanofluide hybride provoqué par une courbe surface sont étudié numériquement par **Muhammad et al. (2019)**. Ils ont examiné les effets du chauffage par frottement sur la génération d'entropie. Ils ont constaté que moins d'entropie est générée dans un nanofluide régulier par rapport à un nanofluide hybride (Fig. I.13).

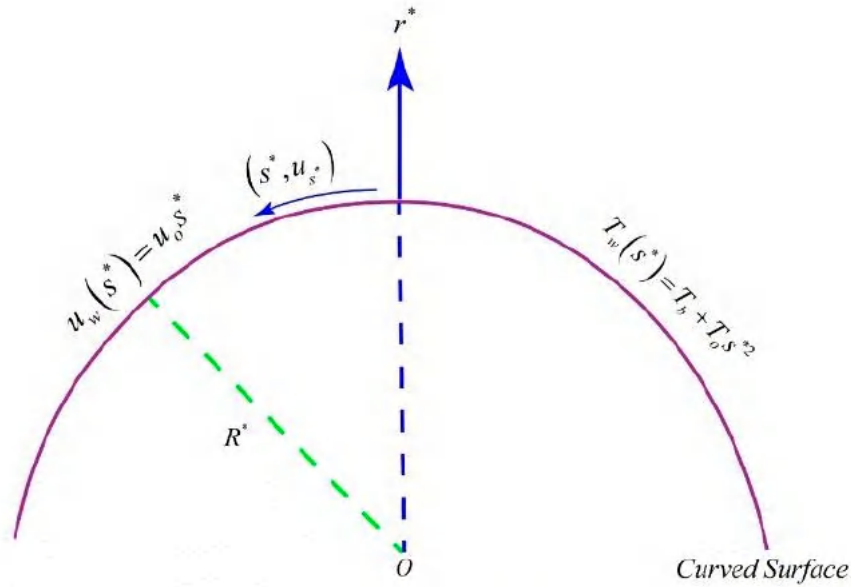


Figure I.13 : Géométrie du problème et système de coordonnées **Muhammad et al. (2019).**

La minimisation de la génération d'entropie est la méthode qui combine dans des modèles simples les concepts les plus élémentaires du transfert de chaleur, de la mécanique des fluides et de la thermodynamique. Ces modèles simples ont été utilisés par **Bejan (1996)** dans l'optimisation de dispositifs réels irréversibles. Il a retracé le développement et l'adoption de la méthode dans plusieurs secteurs de génie thermique et de la science traditionnelle : la cryogénie, le transfert de chaleur, l'éducation, les systèmes de stockage, les centrales solaires, les centrales nucléaires et fossiles et les réfrigérateurs. L'accent est mis sur l'importance fondamentale et technologique de la méthode d'optimisation de ses résultats.

Les effets du glissement partiel, de la génération de chaleur interne, de l'inclinaison du champ magnétique et de la fraction volumique du nanofluide sur la génération d'entropie, le flux de convection mixte et le transfert de chaleur dans une cavité en forme U ont été étudiés numériquement par **Rashad et al. (2019)**. Les résultats révèlent que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et que l'ajout des nanoparticules dans le fluide de base entraîne une augmentation de l'entropie (Fig I.14).

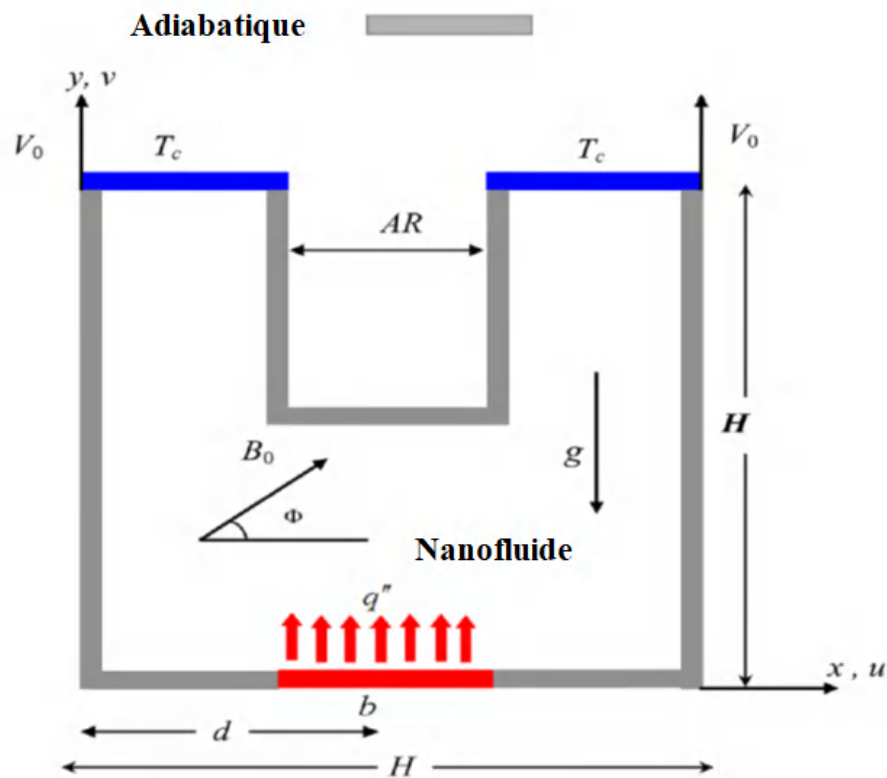


Figure I.14 : Schéma du problème considéré Rashad et al. (2019).

Le transfert de chaleur convectif et la génération d'entropie de nanofluide hybride Ag-MgO/eau à travers un mini canal rectangulaire ont été étudiés numériquement par **Uysal et al. (2018)**. Le nombre de Reynolds est de l'ordre de 200 à 2000 et différentes fractions volumiques de nanoparticules varient entre 0,005 et 0,02. Ils ont constaté que le coefficient de transfert de chaleur par convection pour $\phi=0,02$ du nanofluide hybride est supérieure de 21,29% à celui de l'eau pure à $Re=2000$.

Bianco et al. (2011) ont étudié numériquement le développement d'un écoulement turbulent à convection forcée d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau) s'écoulant dans des tubes chauffés à section carrée. L'analyse de la génération d'entropie a été effectuée afin de déterminer la condition de travail optimale. Les résultats ont clairement montré que l'introduction de nanoparticules produit une augmentation du transfert de chaleur par rapport à celui du fluide de base et trouvé aussi un nombre de Reynolds optimal pour minimiser la génération d'entropie (Fig. I.15).

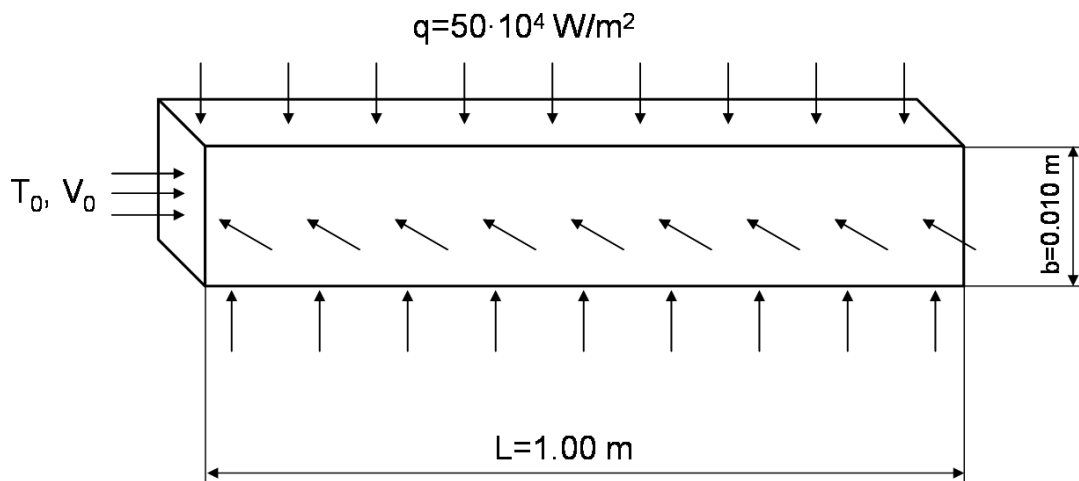


Figure I.15 : Configuration géométrique, Bianco et al. (2011).

La convection naturelle dans une enceinte carrée poreuse froide et un cylindre ondulé chaud est examinée numériquement par **Abeer (2020)**. L'enceinte est remplie d'un nanofluide et la couche poreuse est modélisée en appliquant la loi de Brinkman-Fronchheimer. Les effets de l'amplitude de la surface ondulée, le nombre de surfaces ondulées et la concentration volumique sont pris en compte. Ils ont constaté que le transfert de chaleur du cylindre ondulé est meilleur que le transfert de chaleur du cylindre lisse (Fig. I.16).

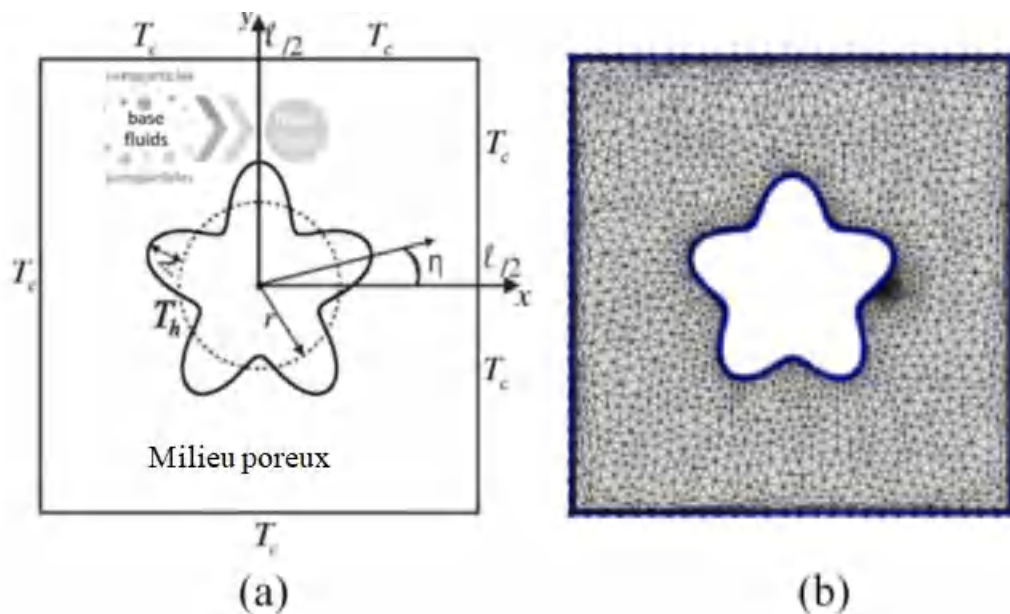


Figure I.16: (a) Illustration schématique du modèle, (b) élément de domaine Abeer (2020).

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

Sankar et al. (2013) ont fait une étude numérique sur la convection naturelle dans un anneau vertical rempli de milieu poreux saturé de fluide et avec la génération de chaleur interne soumise à un chauffage discret de paroi intérieure. La paroi intérieure de l'espace annulaire a une source discrète et la paroi extérieure est refroidie de manière isotherme à une valeur inférieure de 15°C . Les parois supérieures et inférieures et la partie non chauffée de la paroi intérieure sont adiabatiques. Les effets de la longueur de la source de chaleur, l'emplacement de la source de chaleur, le nombre de Darcy, le rapport de rayon et de Rayleigh ont été examinés. Ils ont observé que le transfert de chaleur augmente à mesure que le nombre de Rayleigh et le nombre de Darcy augmentent (Fig. I.17).

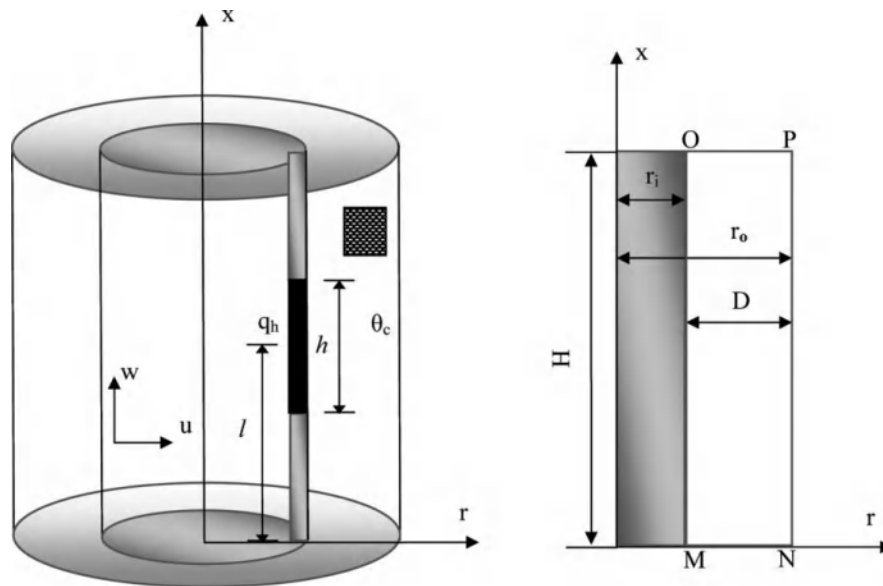


Figure I.17 : Configuration physique et système de coordonnées **Sankar et al. (2013)**.

Les caractéristiques d'écoulement de fluide de transfert de chaleur d'un ensemble de composants électroniques montés sur le fond de plaque du canal avec et sans couche poreuse par un jet impactant laminaire. Les résultats des modèles d'écoulement de fluide et de distribution de Nusselt pour différents nombres de Re , nombres de Darcy, porosité et l'épaisseur de la couche poreuse sont présentés numériquement par **kumar Lam et al. (2015)**. Ils ont observé que le nombre de Nusselt moyen pour toutes les sources de chaleur augmente avec l'augmentation de Re .

La méthode de Boltzmann a été choisie comme méthode numérique pour déterminer les effets de porosités, fraction volumique, nombre de Rayleigh et nombre de Darcy dans la

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

génération d'entropie et le nombre de Nusselt moyen. Cette étude a été comparée à d'autres études numériques par **Hoceinepour et al. (2017)**. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt moyen et la génération d'entropie sont une fonction croissante du nombre de Rayleigh, de la porosité et du nombre de Darcy (Fig. I.18).

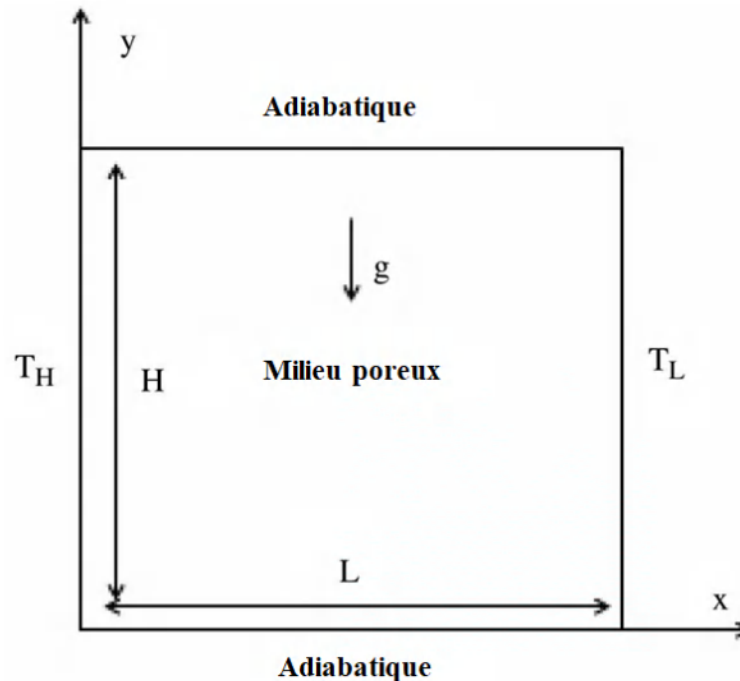


Figure I.18 : Schéma du problème physique **Hoceinepour et al. (2017)**.

Chamkha et al. (2020) ont présenté une investigation numérique de la génération d'entropie due aux flux de convection mixte magnétohydrodynamique et au transfert de chaleur dans une cavité poreuse de forme gamma remplie de nanofluide Cu-eau et soumise à un champ magnétique incliné. Les parois supérieures et inférieures se déplacent à des vitesses constantes. Une source de chaleur placée à la hauteur de la cavité. Les effets de nombre de Hartmann, fraction volumique de nanoparticules, le nombre de Darcy, les positions de flux de chaleur et sa longueur ont été traités. Ils ont montré que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules a un impact plus important sur la production d'entropie que l'amélioration du taux de transfert de chaleur (Fig. I.19).

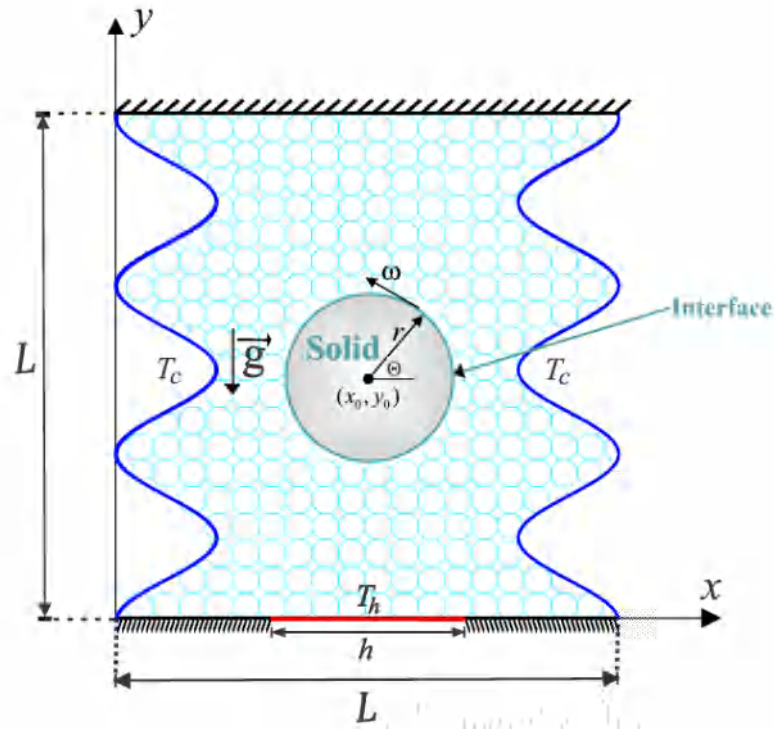


Figure I.20 : Modèle physique de la convection dans une cavité poreuse ondulée avec le système de coordonnées **Alsabery et al. (2018)**.

Mahmoudi et al. (2010) ont présenté une analyse numérique sur l'effet des emplacements d'entrée et de sortie sur le refroidissement par convection mixte dans une enceinte remplie d'un nanofluide (Cu-eau). L'effet de la convection naturelle est obtenu par le chauffage à partir de la source de chaleur à flux constant sur la paroi du fond et un refroidissement à partir du débit injecté. L'étude a été réalisée pour un nombre de Reynolds varie entre $50 \leq Re \leq 1000$, avec des nombres de Richardson $0 \leq Ri \leq 10$, et pour la fraction volumique solide du nanofluide $0 \leq \phi \leq 0.05$. Les auteurs ont noté que la présence de la nanoparticule est plus efficace dans la configuration (Haut-Bas), cependant l'augmentation de la concentration de la nanoparticule a le moins effet dans la configuration (Haut-Haut) (Fig. I.21).

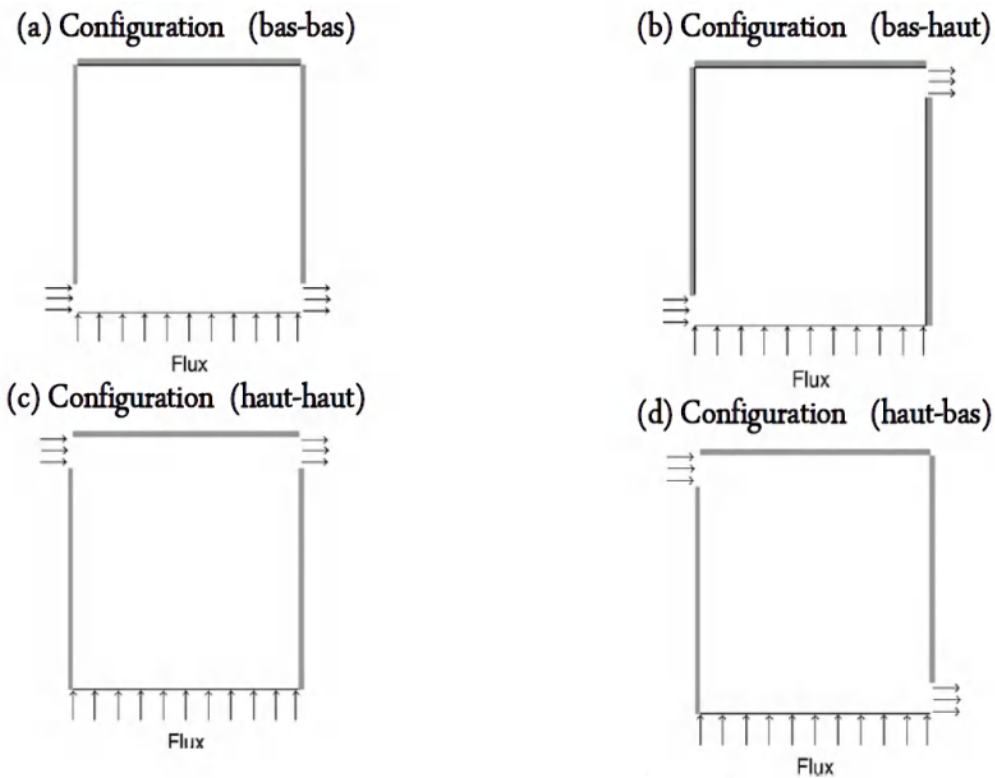


Figure I.21: Configuration schématique des problèmes étudiés **Mahmoudi et al. (2010).**

Hooman et al. (2007) ont effectué une étude analytique de la première et la deuxième loi de la thermodynamique, et les caractéristiques de la convection forcée entièrement développées à l'intérieure d'un conduit poreux saturé de section rectangulaire. Le modèle de Darcy-Brinkman est utilisé. La conclusion de cette étude analytique permettra de comparer et d'évaluer d'autres options de conception de conduit rectangulaire, en termes de transfert de chaleur, de chute de pression et de génération d'entropie (Fig. I.22).

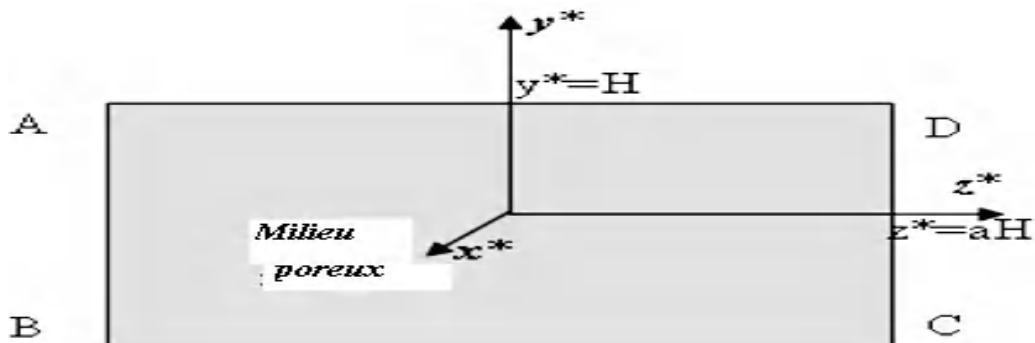


Figure I. 22 : Croquis de la géométrie, **Hooman et al. (2007).**

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

Le problème d'écoulement de convection naturelle dans une cavité carrée remplie de nanofluide hybride $\text{Cu-Al}_2\text{O}_3$ / eau a été étudié numériquement par **Mansour et al. (2018)**. Les résultats montrent que la génération d'entropie diminue avec le nombre de Hartmann et augmente avec la fraction volumique des nanoparticules (Fig. I. 23).

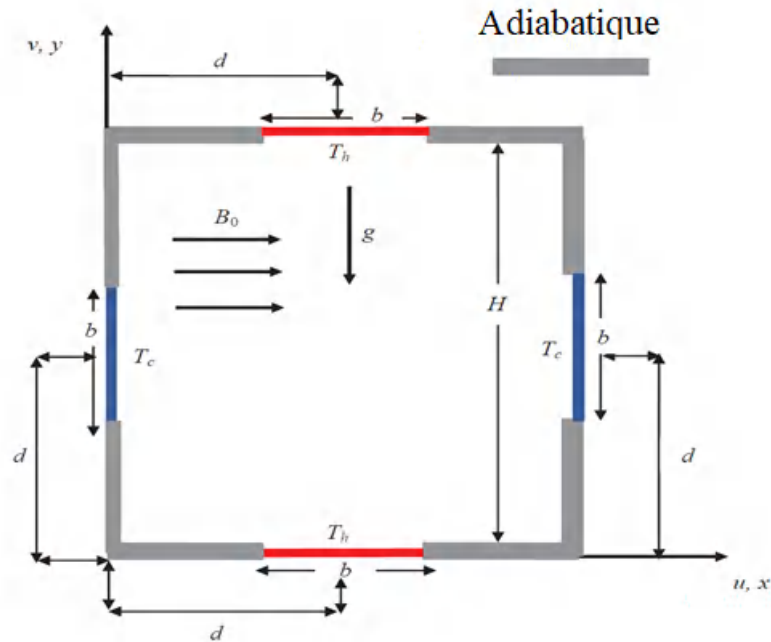


Figure I. 23 : Schéma du problème **Mansour et al. (2018)**.

Une cavité ouverte poreuse remplie de nanofluide (CuO -eau) simulée à l'aide d'un réseau Méthode Boltzmann. Les effets du nombre de Ra , fraction volumique, nombre de Hartmann et Darcy sur le débit et le transfert de chaleur ont été examinés par **Sheikholeslami (2017)**. Les résultats indiquent que le transfert de chaleur convectif est amélioré avec l'accroissement du nombre de Darcy (Fig. I. 24).

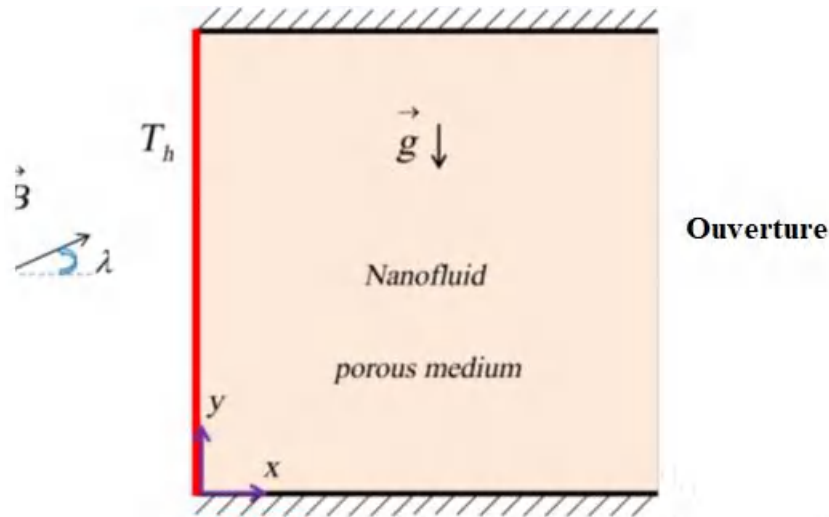


Figure I. 24: Géométrie du problème **Sheikholeslami (2017)**.

Selimefendigil et Öztop (2015) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité remplie de nanofluide ayant des obstacles de différentes formes (Circulaire, carré et diamant) (figure I. 31), installés sous l'influence d'un champ magnétique uniforme et d'une génération uniforme de chaleur. La cavité a été chauffée par le bas et refroidie à partir des angles verticaux, tandis que la paroi supérieure est supposée adiabatique. Les équations gouvernantes ont été résolues à l'aide de la formulation de Galerkin. Les auteurs ont observé que la présence des obstacles détériore le processus de transfert de chaleur, ceci est plus prononcé avec des valeurs plus élevées de Reynolds (Fig. I. 25).

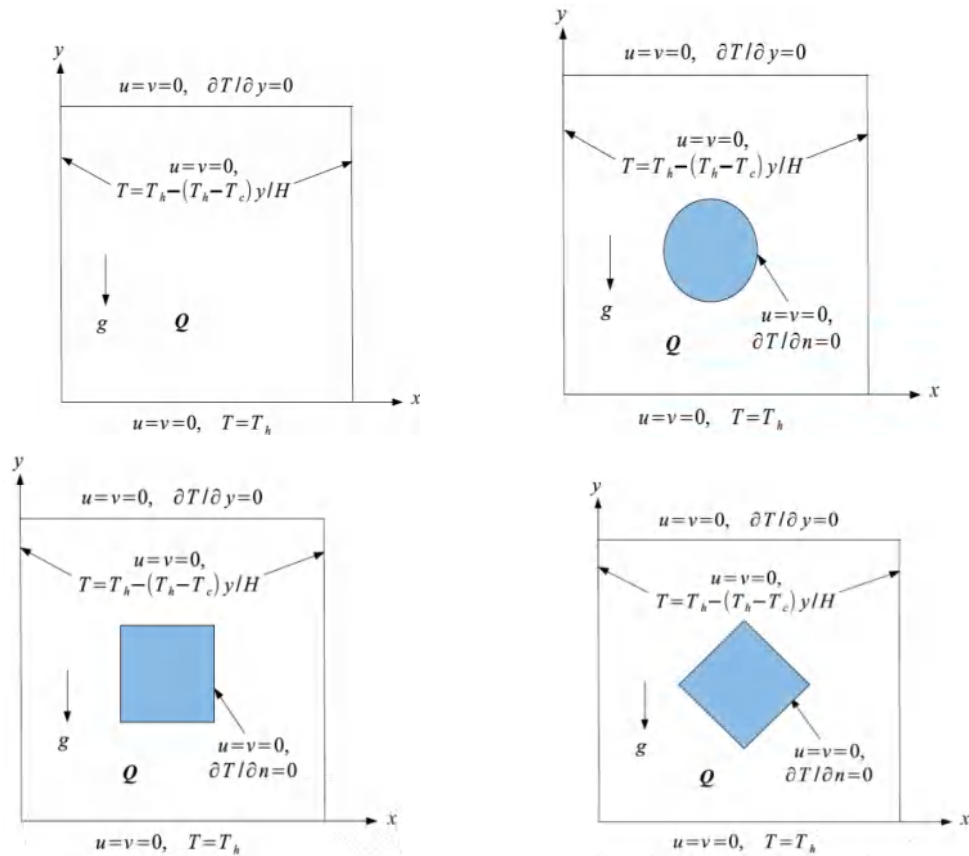


Figure I. 25 : Diagramme schématique des modèles physiques avec conditions aux limites, **Selimefendigil et Öztop (2015)**.

Hemmat et al. (2015) ont étudié la convection mixte dans un écoulement laminaire de nanofluide (Al₂O₃-eau) dans un canal horizontal, où deux obstacles chauds sont montés sur la paroi inférieure. Les résultats explicitent que les différences entre le nombre de Nusselt moyen obtenu à partir des trois modèles thermo physiques ne dépassent pas 3%. Les résultats montrent également que l'augmentation de la concentration en nanofluide de 0% à 5% augmente le nombre de Nusselt moyen des obstacles de moins de 10% (fig. I. 26).

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

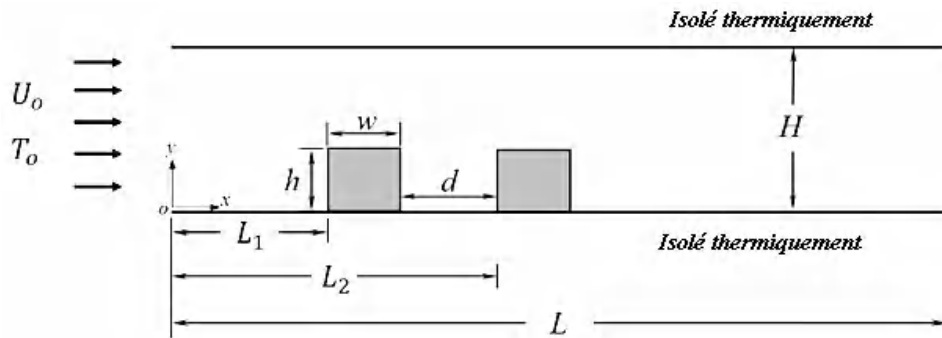


Figure I. 26 : Schéma du problème, **Hemmat et al. (2015)**.

Santra et al. (2009) ont simulé numériquement le comportement du transfert de chaleur dans un canal rectangulaire horizontal bidimensionnel (profondeur infinie), et étudié l'effet du nanofluide (Cu-eau) comme un fluide de refroidissement (fig Fig I. 27). L'étude a été effectuée compte tenu du fluide est Newtonien ainsi que non-Newtonien pour une large gamme du nombre de Reynolds Re ($=5$ à 1500) et fraction volumique solide ϕ (0.00 à 0.050). Ils ont trouvé que l'augmentation du transfert de la chaleur est réalisable en utilisant un nanofluide par rapport à des fluides classiques pour les deux cas du fluide. Et que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du flux d'écoulement ainsi que l'augmentation de la fraction volumique solide du nanofluide.

$$U=0, V=0, \theta=1$$

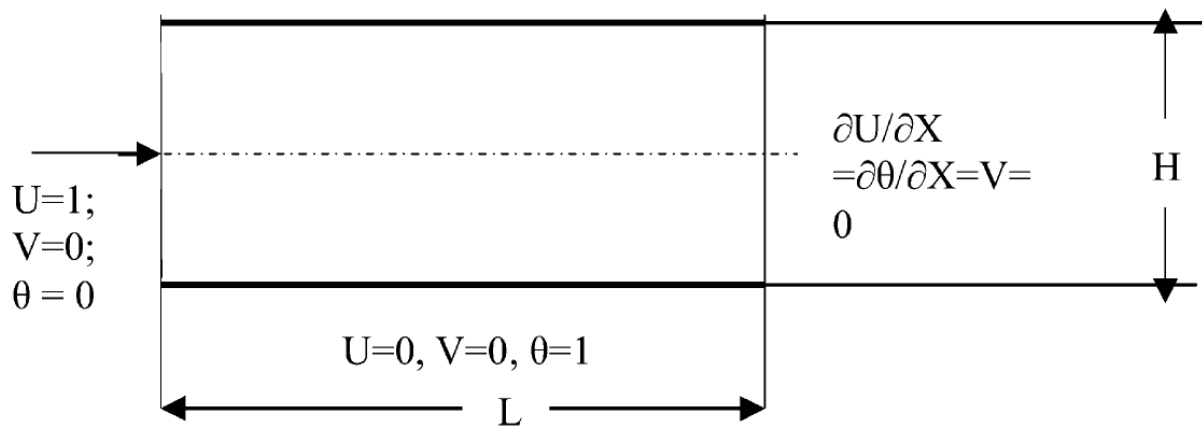


Figure I. 27 : Géométrie du problème et conditions aux limites, **Santra et al. (2009)**.

Reza et al. (2018) ont étudié la convection naturelle dans une cavité inclinée remplie d'un nanofluide Cu/eau de milieu poreux, utilisant un modèle de mélange à deux phases. Les effets de l'angle d'inclinaison de la cavité, la configuration du chauffage, l'utilisation de

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

nanofluides et de milieux poreux sur l'amélioration du transfert de chaleur ont été étudiés avec des investigations de l'effet des variables (nombre de Rayleigh, nombre de Darcy, angle d'inclinaison et volume fraction de nanoparticules de Cu) sur les caractéristiques de transfert de chaleur. Le modèle Darcy-Brinckman-Forchheimer a été utilisé comme pour la simulation de milieux poreux et le modèle de mélange à deux phases a été appliqué pour modéliser le comportement de nanofluide. Les résultats montrent que le bon choix de la configuration de chauffage (paroi latérale ou chauffage de coin) et angle d'inclinaison avec la concentration en nanofluides et les propriétés des milieux poreux peuvent fortement affecter les performances de transfert thermique. De plus, des solutions optimales pourraient exister pour différentes conditions (Fig. I.28).

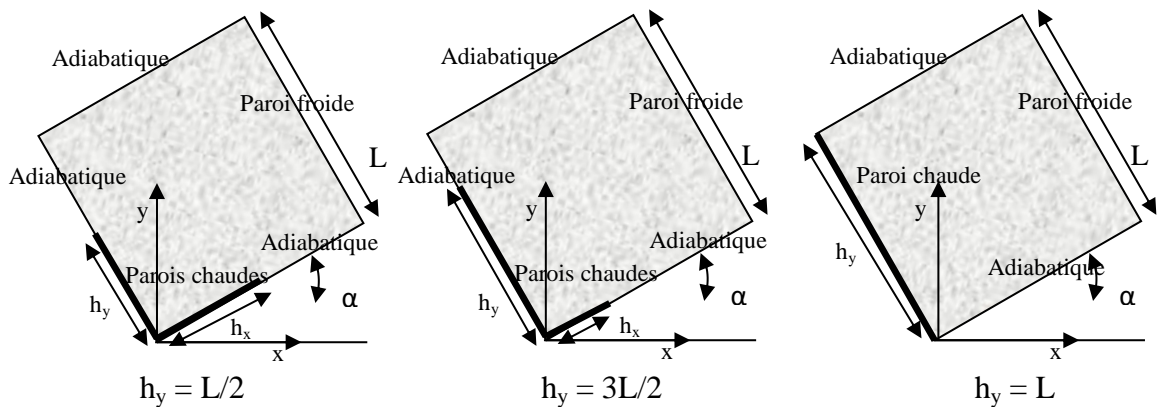


Figure I.28: Configuration de trois cavités différentes, leurs domaines de calcul et conditions aux limites (Reza et al., 2018).

Le modèle de mélange à deux phases est utilisé pour étudier les effets du nombre de Reynolds et des concentrations de nanoparticules sur le transfert de chaleur d'un nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$ en écoulement autour d'une section d'essai annulaire (qui est un anneau de 1 m de long) a été étudié par Abbassi et al (2015). Le flux de chaleur est supposé comme condition aux limites de chaleur sur la paroi interne de l'anneau. Les profils numériques sont présentés en fonction des concentrations volumiques de nanoparticules et de Reynolds Nombres. Les régimes d'écoulement laminaire et turbulent sont simulés. Les résultats indiquent que le

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

modèle de mélange à deux phases peut prédire très bien le transfert de chaleur du nanofluide (Fig. I.29).

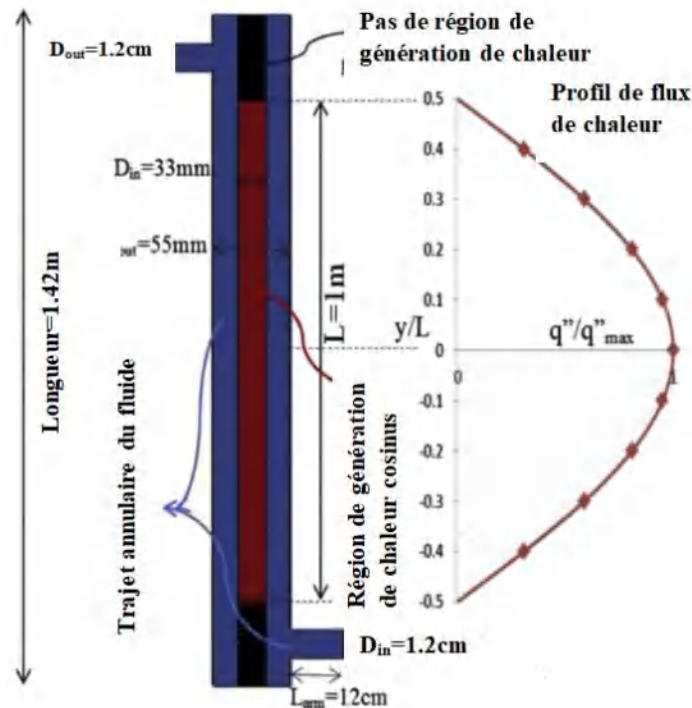


Figure I.29 : Schéma de l'anneau vertical avec flux de chaleur cosinus à la paroi du tube interne **Abbassi et al (2015)**.

Mirmasoumi et Behzadmehr (2008) ont étudié numériquement la convection mixte laminaire d'un nanofluide constitué d'eau et d' Al_2O_3 dans un tube horizontal. Le modèle de mélange biphasé a été utilisé pour étudier les comportements hydrodynamiques et thermiques du nanofluide sur une large gamme des nombres de Grashof et Reynolds. Les résultats montrent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules fraction augmente la force de l'écoulement.

Le Transfert de chaleur par convection mixte laminaire et turbulente de nanofluides Cu/eau dans un plan rectangulaire a été étudié **Goodarzi et al.(2014)** en utilisant un modèle de mélange à deux phases. Des simulations ont été effectuées pour des nombres de Grashof de 10^5 (écoulement laminaire) et 10^{10} (écoulement turbulent) pour les nombres de Richardson de 0,03 à 30, et nanoparticule fractions volumiques de 0,00-0,04. Il est démontré que pour des nombres spécifiques de Grashof (Gr) et de Richardson (Ri), l'augmentation du volume

CHAPITRE I : Généralités et synthèse bibliographique

fraction de nanoparticules améliore le coefficient de transfert de chaleur par convection et par conséquent le nombre de Nusselt (Fig. I.30).

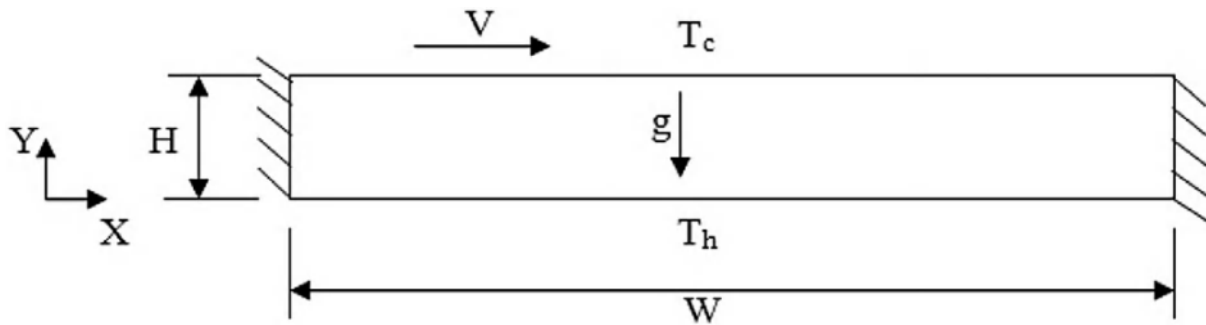


Figure I.30 : Schéma de la configuration analysée Goodarzi et al.(2014) .

I.4 CONCLUSION

Dans ce chapitre, une description générale des nanofluides a été présentée. Une synthèse bibliographique est consacrée à l'examen de différents travaux pour mieux comprendre les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur et les problèmes d'évacuation de la chaleur par convection naturelle, forcée ou mixte. Les chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales pour résoudre le problème du refroidissement par des nanofluides et dans les milieux poreux simples et hybrides. L'analyse de ces études a permis d'identifier les différents paramètres pouvant influencer le comportement thermique des nanofluides.

CHAPITRE II : MODÉLISATION DU PROBLÈME

Sommaire

II.1 INTRODUCTION.....	34
II.2 ÉLÉMENTS MATHÉMATIQUES DE BASE	34
II.2.1 Équation de continuité	35
II.2.2 Équation de la quantité de mouvement	35
II.2.3 Équation de l'énergie	36
II.2.4 Équation de génération d'entropie.....	36
II.2.5 Propriétés des nanofluides	37
II.3 HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES	41
II.4 CONFIGURATION 3-D (Application A)	42
II.4.1 Description du problème	42
II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles	42
II.4.3 Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 18 »	45
II.4.4 Conditions aux limites.....	47
II.4.5 Résolution numérique.....	47
II.4.5.1 Critère de convergence.....	47
II.4.5.2 Facteurs de sous-relaxation.....	49
II.4.5.3 Maillage.....	51
II.5 CONFIGURATION 3-D (Application B).....	51
II.5.1 Définition.....	51
II.5.2 Modélisation des écoulements diphasique sous FLUENT.....	53
II.5.3 Description du problème.....	53
II.5.4 Modèle mathématique et équations dimensionnelles	53
II.5.5 Schémas numériques.....	56
II.5.6 Conditions aux limites.....	57
II.5.7 Résolution numérique.....	57
II.5.7.1 Critère de convergence.....	57
II.5.7.2 Facteurs de sous-relaxation.....	58
II.6 CONFIGURATION 3-D (Application C).....	60

CHAPITRE II : Modélisation du problème

II.6.1 Description du problème.....	60
II.6.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	61
II.6.3 Conditions aux limites	63
II.6.4 Résolution numérique.....	63
II.6.5. Critère de convergence.....	63
II.7 CONCLUSION.....	64

II.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous présentons trois applications mentionnées ci-dessous pour exposer la géométrie, la modélisation de système d'équations qui régit l'écoulement, le transfert de chaleur et la génération d'entropie par convection mixte des nanofluides simple et hybride dans deux configurations soumises à des conditions aux limites dynamiques et thermiques différentes.

- La première application consiste à présenter une étude tridimensionnelle (3-D) dans une cavité cubique remplie de nanofluide simple et hybride, en utilisant logiciel « Ansys Fluent 18 ».
- La deuxième application traite l'étude d'un écoulement diphasique dans une cavité cubique à l'aide de logiciel « Ansys Fluent 18 ».
- La troisième application présente une étude axisymétrique avec écoulement tourbillonnaire (swirl) dans un cylindre poreux remplie de nanofluide hybride à l'aide d'un code de calcul FORTRAN.

II.2 ELEMENTS MATHÉMATIQUES DE BASE

Chaque phénomène physique est souvent formulé par des équations mathématiques (Équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène exprimer le comportement du phénomène dans l'espace.

En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation à savoir :

1. Conservation de masse.
2. Conservation de quantité de mouvement.
3. Conservation de l'énergie.
4. Génération d'entropie.

CHAPITRE II : Modélisation du problème

II.2.1 Équation de continuité :

C'est l'équation qui exprime le principe de conservation de masse. Elle se formule tensoriellement (Bejan, 2004) :

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (II.1)$$

(j : indice de somme, =1~3)

II.2.2 Équation de la quantité de mouvement :

Le principe de la conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit (Bejan, 2004) :

$$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i \quad (II.2)$$

Où :

$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j}$: Représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction i, par mouvement du fluide.

ρg_i : Représente les forces de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial P}{\partial x_j}$: Représente les forces dues à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$: Représente les forces nettes de viscosité.

(j : indice de somme, =1~ 3)

(i: indice de direction, =1~ 3)

II.2.3 Équation de conservation de l'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible (**Bejan, 2004**). L'équation d'énergie est exprimée comme suit :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial u_i T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \dot{q} + \mu \Phi \quad (II.3)$$

Où :

K : La conductivité thermique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

\dot{q} : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

μ : La viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

II.2.4 Équation de la génération d'entropie :

La génération d'entropie locale est alors (**Bejan,2004**) :

$$S_{gen} = \frac{k_{nf}}{(T_0)^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu_{nf}}{T_0} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} \quad (II.4)$$

$$S_{gen} = S_{gen, chaleur} + S_{gen, frottement}$$

La méthode de la génération d'entropie est l'influence combinée des principes de la thermodynamique, des lois fondamentales du transfert de chaleur et de la mécanique des

CHAPITRE II : Modélisation du problème

fluides. L'équation de la production d'entropie (II.4) comprends deux termes qui permettent d'évaluer l'irréversibilité :

- Un premier terme présente la génération d'entropie due au transfert de chaleur.
- Un deuxième terme correspondant à la génération d'entropie due au frottement visqueux.

La production d'entropie totale S_t est obtenue en intégrant l'équation (II-4) dans tout le domaine de calcul, comme suit :

$$S_t = \int S_{gen} dv$$

II.2.5 Propriétés thermo physiques des nanofluides :

Les propriétés thermo physiques (la masse volumique, la chaleur spécifique, la dilatation thermique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique) des solutions sont profondément modifiés par l'ajout des nanoparticules. De nombreux paramètres caractérisant ces nanoparticules peuvent avoir un effet notable sur les valeurs des paramètres thermo-physiques du nanofluide obtenus (la nature des nanoparticules, leur taille, la fraction volumique , la conductivité du fluide de base et celle des nanoparticules, la température du milieu...etc.).

1. Masse volumique :

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

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{V} \right)_{nf} = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad (II.5)$$

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

$$\phi = \frac{\text{Volume solide}}{\text{Volume totale du nanofluide}} = \frac{V_s}{V_f + V_s} \quad (II.6)$$

CHAPITRE II : Modélisation du problème

On en déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi) \rho_f + \phi \rho_s \quad (II.7)$$

Où :

ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solides.

2. Chaleur spécifique :

Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on a les deux relations suivantes :

Xuan et Roetzel (2000) ont utilisé :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1 - \phi)(\rho Cp)_f + \phi(\rho Cp)_s \quad (II.8)$$

Pak et cho (1998) ont utilisé :

$$(Cp)_{nf} = (1 - \phi)(Cp)_f + \phi(Cp)_s \quad (II.9)$$

Avec :

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

3. Coefficient d'expansion thermique :

Dans le même sens que les travaux pionniers sur les nanofluides et en faisant le parallèle avec la relation décrite dans (eq1-2), de nombreux auteurs ont utilisé l'expression suivante pour calculer la valeur du coefficient d'expansion thermique des nanofluides :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi)(\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_s \quad (II.10)$$

CHAPITRE II : Modélisation du problème

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

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi)(\rho\beta)_f \quad (II. 11)$$

4. Conductivité thermique des nanofluides :

Modèle de Maxwell (1881) :

Maxwell est l'un des chercheurs qui se sont intéressés au calcul de la conductivité thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension. Il a supposé que le fluide contient plusieurs particules sphériques de même diamètre D_p pour estimer la conductivité thermique. La formule de Maxwell est donnée par :

$$k_{nf} = \left[\frac{(k_s + 2k_f) - 2\phi(k_f - k_s)}{(k_s + 2k_f) + \phi(k_f - k_s)} \right] \times k_f \quad (II. 12)$$

k_{nf}, k_f, k_s désignent respectivement les conductivités thermiques du nanofluides, du fluide de base et des nanoparticules solides.

Modèle de Hamilton –Crosser (1962) :

Il s'agit d'une extension du modèle de Maxwell. Il concerne des particules de forme quelconque définies comme suit :

$$k_{nf} = \left[\frac{(k_s + (n-1)k_f) - (n-1)(k_f - k_s)\phi}{(k_s + (n-1)k_f) + (k_f - k_s)\phi} \right] \times k_f \quad (II. 13)$$

Où (n) est un facteur de forme empirique donne par : $n = \frac{3}{\psi}$

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

Pour $\psi =1$ (particules sphériques), le modèle de Hamilton –Crosser est identique au modèle Maxwell.

CHAPITRE II : Modélisation du problème

5. Viscosité dynamique des nanofluides :

Modèle d'Einstein (1906)

Un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides se présente comme suit :

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 - 2.5 \phi) \quad (II.14)$$

Modèle de Brinkman (1952)

Le modèle proposé par Einstein est complété par la formule développée par Brinkman (1952) jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4 %.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad (II.15)$$

Le tableau (II.1) montre les propriétés thermo physiques de fluide de base (eau) et les différentes nanoparticules utilisées dans nos applications (A,B et C),

Tableau II.1 : Les propriétés thermo-physiques de matériaux utilisés à T=300 K. **Alizadeh et al.(2018)**.

Propriétés thermophysiques	Nanoparticules			Fluide de base
	Al ₂ O ₃	CuO	Cu	H ₂ O
$\beta \times 10^{-5}, K^{-1}$	0.85	1.8	1.67	21
$k(W.m^{-1}.K^{-1})$	40	76.5	400	0.613
$C_p(J.Kg^{-1}.K^{-1})$	765	531.8	385	4179
$\rho,(Kg.m^{-3})$	3970	6320	8433	997.1

II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

- 1- Écoulement tridimensionnel (3-D) suivant les coordonnées cartésiennes(x,y et z) pour les cas :cavité cubique (application A et B) et cylindre vertical poreux (suivant les coordonnées cylindriques(r, θ et z) (application C).
- 2- Régime laminaire, stationnaire et incompressible pour les trois cas étudiés.
- 3- Transfert de chaleur par rayonnement négligeable.
- 4- Milieu isotrope (Application A et B), pour le cas d'un cylindre rempli d'un milieu poreux, on considère qu'il existe un équilibre thermique local entre la phase solide et la phase fluide constituant la matrice poreuse (application C).
- 5- Les propriétés thermo physiques du fluide sont supposées constantes.
- 6- Les nanoparticules sont supposées avoir une forme sphérique et en équilibre thermique avec le fluide de base (**Jmai et al.2013**).
- 7- La dissipation visqueuse est négligeable $\mu \Phi = 0$.
- 8- Les nanoparticules et le fluide sont dissipés avec la même vitesse dans le cas où l'utilisation de modèle de mélange (Application B).
- 9- La source de chaleur dans l'équation d'énergie($\dot{q} \neq 0$) dans l'application A et B ,et négligeable ($\dot{q} = 0$) dans l'application C.
- 10-L'approximation de Boussinesq est validée, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité .La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit (**Bejan,2004**) :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (II.16)$$

T_0 : Température de référence.

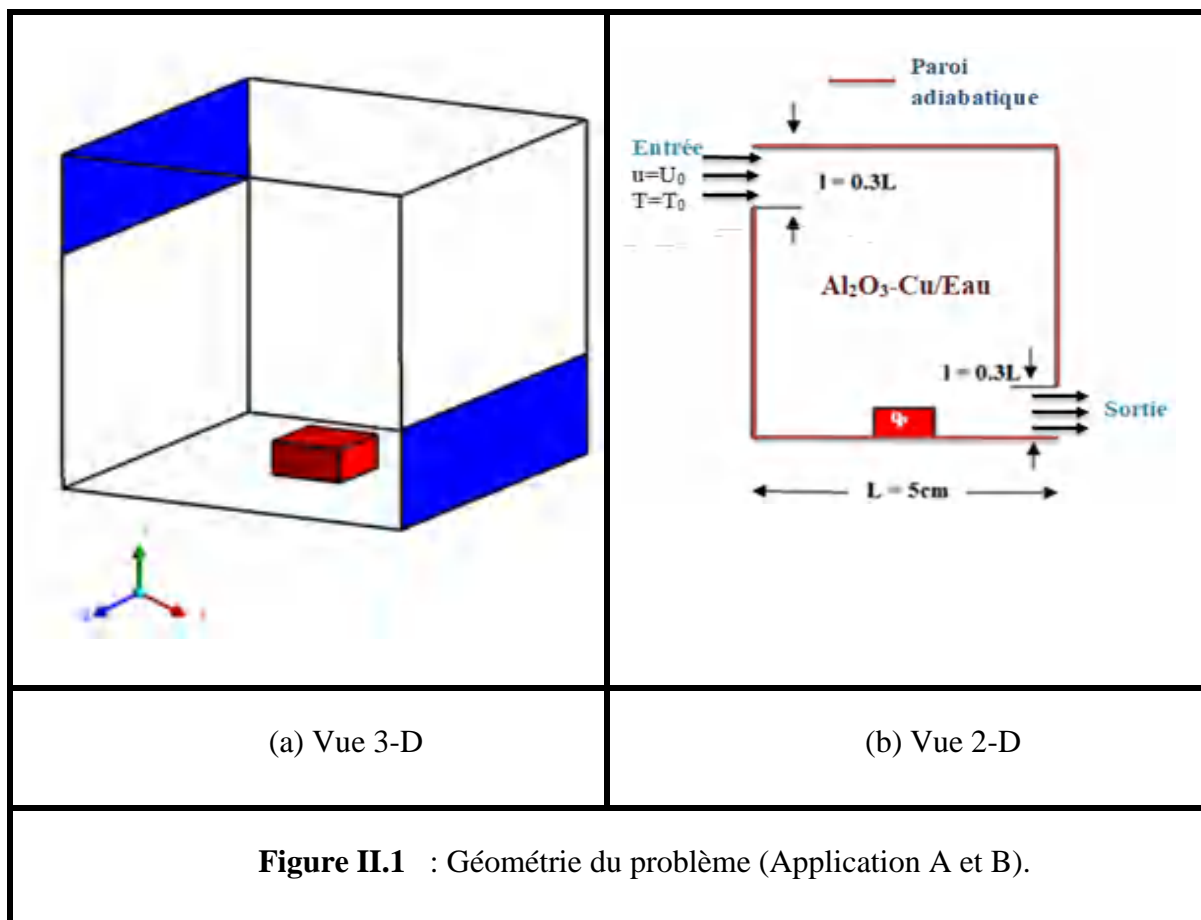
β : Coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T_0 .

II.4 CONFIGURATION 3-D (Application A) :

II.4.1 Description du problème :

La configuration étudiée est présentée sur la figure II.1. La convection mixte est étudiée dans une cavité cubique de côté ($L=5\text{cm}$). Elle contient d'une source de chaleur placée à la paroi inférieure de la cavité. L'entrée et la sortie sont de même dimension ($l=0.3L=1.5\text{cm}$), qui est située respectivement sur la partie supérieure de la paroi verticale gauche, et la partie inférieure de la paroi verticale droite. Toutes les parois de la cavité sont considérées adiabatiques. Le fluide caloporteur est le nanofluide (simple et hybride) entre à une vitesse d'entrée u_0 et une température T_0 . La simulation numérique a été faite à l'aide du logiciel de calcul « Ansys –Fluent 18 » afin de résoudre les équations du modèle mathématique.



II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles :

Après la considération des hypothèses de simplification susmentionnée, les équations mathématiques qui régissent la convection mixte laminaire 3-D dans une cavité cubique remplie de nanofluide (simple et hybride) peuvent s'écrire comme suit :

Pour un nanofluide simple

- ❖ Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (II.17)$$

- ❖ Équation de quantité de mouvement suivant « x »

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right] \quad (II.18)$$

- ❖ Équation de quantité de mouvement suivant « y »

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \right] + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_0) \quad (II.19)$$

- ❖ Équation de quantité de mouvement suivant « z »

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \right] \quad (II.21)$$

- ❖ Équation d'énergie

$$(\rho C_p)_{nf} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_v \quad (II.22)$$

Pour un nanofluide hybride

- ❖ Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (II.23)$$

- ❖ Équation de quantité de mouvement suivant « x »

CHAPITRE II : Modélisation du problème

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{hnf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right] \quad (II.24)$$

❖ Équation de quantité de mouvement suivant « y »

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{hnf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \right] + (\rho\beta)_{hnf} g(T-T_0) \quad (II.25)$$

❖ Équation de quantité de mouvement suivant « z »

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{hnf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \right] \quad (II.26)$$

❖ Équation d'énergie

$$(\rho C_p)_{hnf} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_{hnf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_v \quad (II.27)$$

Les propriétés thermo physiques de nanofluide (Al_2O_3 /Eau) sont présentées comme suit :

$$\rho_{nf} = (1-\phi)\rho_{eau} + \phi\rho_{Al_2O_3} \quad (II.28)$$

$$(\rho C_p)_{nf} = (1-\phi)(\rho C_p)_{eau} + \phi(\rho C_p)_{Al_2O_3} \quad (II.29)$$

$$(\rho\beta)_{nf} = (1-\phi)(\rho\beta)_{eau} + \phi(\rho\beta)_{Al_2O_3} \quad (II.30)$$

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{eau}}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (II.31)$$

$$k_{nf} = \left[\frac{(k_{Al_2O_3} + 2k_{eau}) - 2\phi(k_{eau} - k_{Al_2O_3})}{(k_{Al_2O_3} + 2k_{eau}) + \phi(k_{eau} - k_{Al_2O_3})} \right] \times k_{eau} \quad (II.32)$$

Les propriétés thermo physiques de nanofluide hybride (**Muhammed et al.(2019)**)

($Al_2O_3 - Cu$ /Eau) ou $\phi = \phi_{Al_2O_3} + \phi_{Cu}$ sont développées comme suit :

$$\rho_{hnf} = (1-\phi)\rho_{eau} + \phi_1\rho_{Al_2O_3} + \phi_2\rho_{Cu} \quad (II.33)$$

$$(\rho C_p)_{hnf} = (1-\phi)(\rho C_p)_{eau} + \phi_1(\rho C_p)_{Al_2O_3} + \phi_2(\rho C_p)_{Cu} \quad (II.34)$$

$$\beta_{hnf} = (1-\phi)\beta_{eau} + \phi_1\beta_{Al_2O_3} + \phi_2\beta_{Cu} \quad (II.35)$$

$$\mu_{hmf} = \mu_{eau} (1 - (\phi_1 + \phi_2))^{-2.5} \quad (II.36)$$

$$k_{hmf} = \left(\frac{(\phi_1 k_{Al_2O_3} + \phi_2 k_{Cu})}{\phi} + 2k_{eau} + 2(\phi_1 k_{Al_2O_3} + \phi_2 k_{Cu}) - 2\phi k_{eau} \right) \times \left(\frac{(\phi_1 k_{Al_2O_3} + \phi_2 k_{Cu})}{\phi} + 2k_f - (\phi_1 k_{Al_2O_3} + \phi_2 k_{Cu}) + \phi k_{eau} \right)^{-1} \quad (II.37)$$

II.4.3 Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 18 »

Ansys-Fluent 18 est un code de calcul CFD (*Computational Fluid Dynamics*) qui modélise tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques et les écoulements multiphasiques dans des configurations plus ou moins complexes.

Ansys-Fluent utilise la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, tel que l'équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation des équations de transport ; transformation du système d'équations en système algébrique.
- Résolution du système algébrique par un processus itératif, utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

La Figure II.2 montre l'interface du logiciel Ansys-Fluent 18 d'un calcul parallèle avec 4 processeurs. Ansys-Fluent 18 divise le maillage et les données en plusieurs partitions, puis affecte chaque partition de maillage à un processus de calcul différent. Le nombre de partitions est un multiple entier du nombre de processeurs de calcul disponibles. Les processus de calcul peuvent être exécutés sur un ordinateur massivement parallèle, un poste de travail à plusieurs processeurs ou un cluster réseau d'ordinateurs.

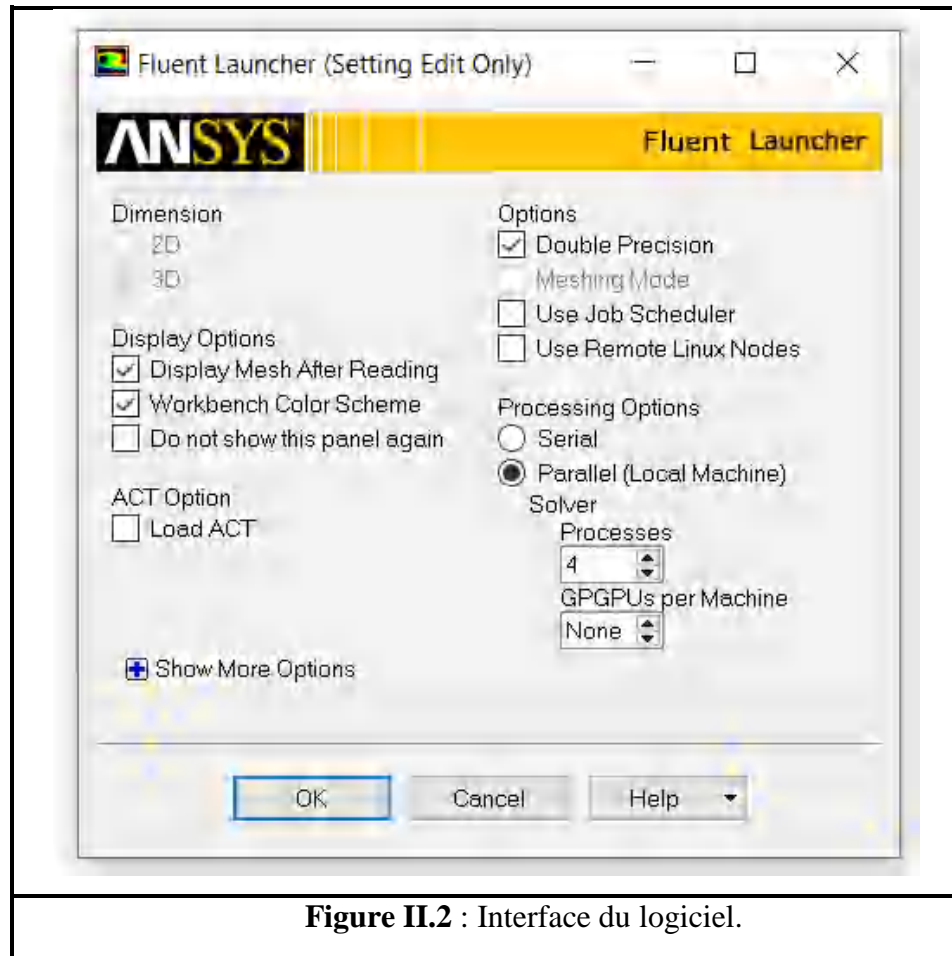


Figure II.2 : Interface du logiciel.

II.4.3 Schémas numériques

Les différents schémas numériques employés par le code de calcul « Ansys-Fluent 18» dans cette étude sont présentés dans le tableau II.2.

Tableau II.2 : Les schémas numériques utilisés.

Equations	Schéma
Couplage Pression-Vitesse	SIMPLE
Gradient	Green - Gauss Cell Based
Pression	PRESTO !
Quantité de mouvement	First Order Upwind
Energie	Second Order Upwind

CHAPITRE II : Modélisation du problème

II.4.4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites imposées à notre problème tridimensionnel sont illustrées dans le tableau II.3.

Tableau II.3: Les conditions aux limites

Conditions	Dynamique	Thermiques
x=0 cm $0 < y < 0.7L$ $0 < z < L$	$u=v=w=0$ [m/s]	$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
x=0 cm $0.7L < y < L$ $0 < z < L$	$u = U_0$ $v=w=0$ [m/s]	$T = T_0$
x=5 cm $0 < y < 0.3L$ $0 < z < L$	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$
x=5 cm $0.3L < y < 0.7L$ $0 < z < L$	$u=v=w=0$ [m/s]	$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
y=0 cm $0 < x < L$ $0 < z < L$	$u=v=w=0$ [m/s]	$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
y=5 cm $0 < x < L$ $0 < z < L$	$u=v=w=0$ [m/s]	$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
z=0 cm $0 < x < L$ $0 < y < L$	$u=v=w=0$ [m/s]	$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
z=5 cm $0 < x < L$ $0 < y < L$	$u=v=w=0$ [m/s]	$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
Source de chaleur d=2 cm	$u=v=w=0$ [m/s]	$-k \frac{\partial T}{\partial x} = h(T - T_0)$ $q_v = 2 \times 10^6 (W / m^3)$

II.4.5 Résolution numérique

Le code « Ansys- fluent » présente différentes techniques pour accélérer et atteindre la convergence ; parmi ces techniques nous avons :

CHAPITRE II : Modélisation du problème

II.4.5.1 Critère de convergence

Le critère de convergence est vérifié lorsque le résidu entre deux solutions itératives des équations discrétisées dans chaque volume de contrôle est négligeable. Le résidu pour la variable dépendante dans chaque volume de contrôle est défini comme suit :

$$R_{\varphi} = a_p \varphi_p - \sum_i a_i \varphi_i - S_{\varphi}$$

Si le calcul est convergent, la valeur de R_{φ} tend vers zéro.

La convergence de la résolution itérative est surveillée par l'évolution des résidus au cours des itérations. Dans notre cas, les valeurs de critère de convergence sont arrêtées comme suit tableau II.4 :

Tableau II.4: Critères de convergence

Critère	Valeur
Continuité	10^{-4}
Vitesse suivant x	10^{-5}
Vitesse suivant y	10^{-5}
Vitesse suivant z	10^{-5}
Énergie	10^{-6}

On remarque que la convergence est atteinte après 537 itérations (figure II.3).

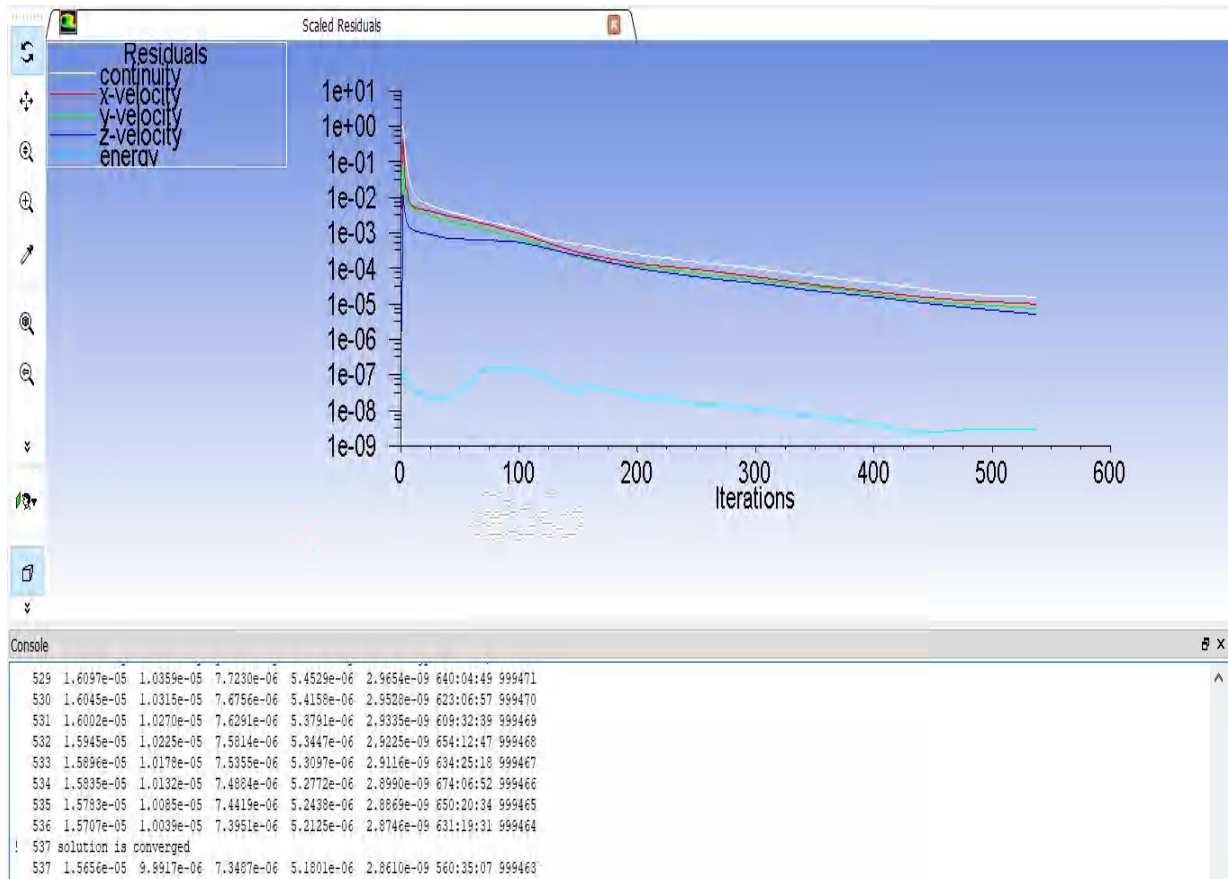


Figure II.3 : Évolution des résidus pour une cavité cubique remplie de nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu}$ /eau),

II.4.5.2 Facteurs de sous-relaxation

Dans les méthodes itératives, la résolution des systèmes d'équations algébriques non linéaires nécessite une sous-relaxation dans le processus de calcul pour assurer la convergence. La sous-relaxation est souvent utilisée avec la méthode de Gauss-Seidel dans le code Fluent. La méthode de Gauss-Seidel est contrôlée par un coefficient de sous relaxation

α :

$$\varphi^{(k)} = \varphi^{(k-1)} + \alpha \Delta\varphi$$

Où (k) indique l'avancement des itérations successives, et $\Delta\varphi$ la différence entre les résultats des deux itérations (k-1) et (k).

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence sont montrés dans le (tableau II.5) :

CHAPITRE II : Modélisation du problème

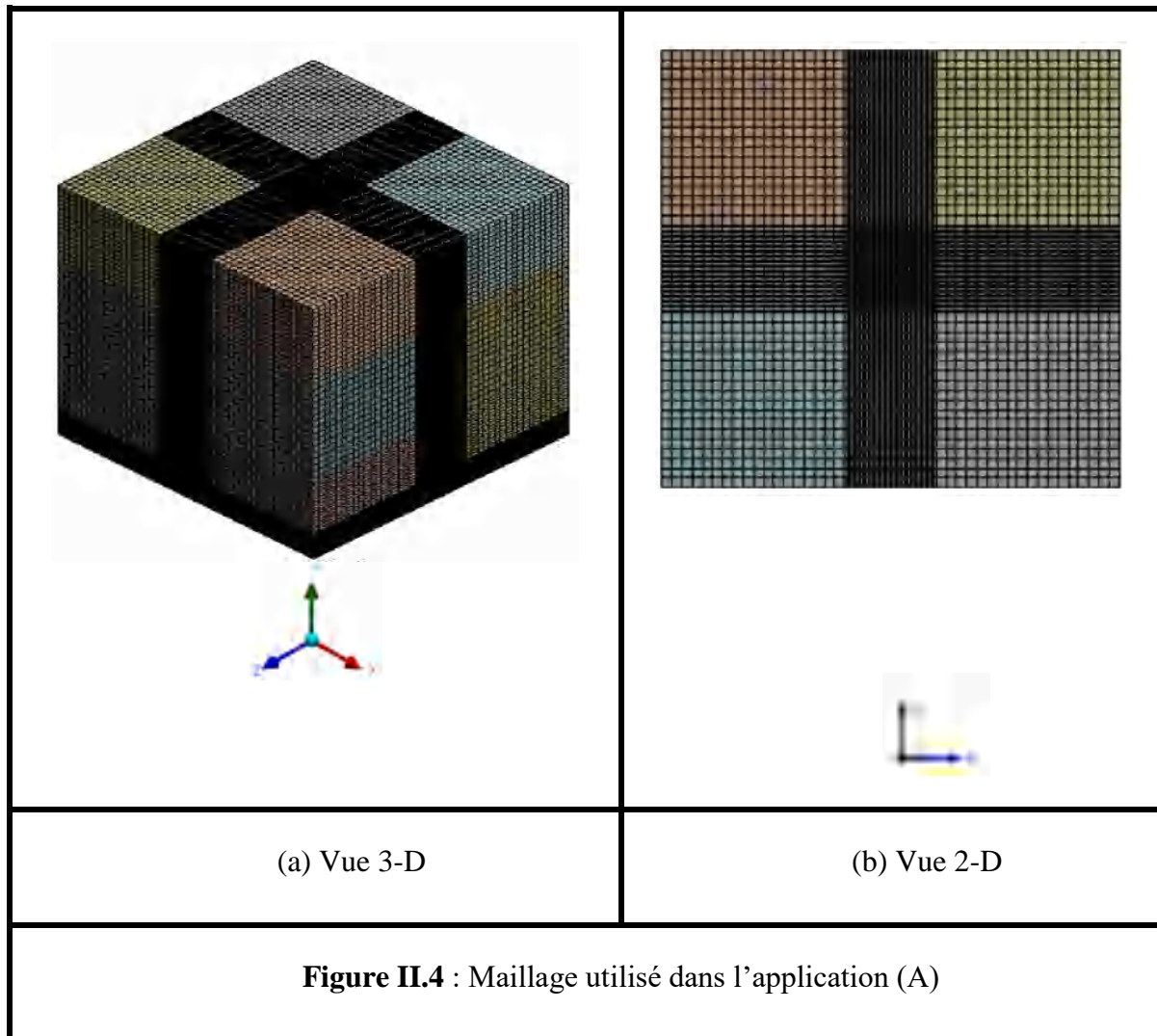
Tableau II.5 : Paramètres de relaxation pour notre problème

Variables	Facteurs de relaxation
Pression	0.3
Masse volumique	1
Quantité de mouvement	0.7
Énergie	1
Forces de volume	1

II.4.5.3 Maillage

Le choix du maillage est une étape critique de la simulation numérique, il est donc essentiel de choisir le type de maillage qui correspond le mieux aux problèmes considérés.

Workbench 18 est un logiciel utilisé pour structurer la géométrie, générer le maillage et définir les conditions aux limites. Notre configuration est une simple forme cubique tridimensionnelle où l'écoulement suit pratiquement la forme de la géométrie, construite à partir d'un maillage de cellules carrées (Figure II. 4).



II.5 CONFIGURATION 3-D (Application B)

II.5 .1 Définition

L'écoulement polyphasique est une généralisation un modèle utilisé dans l'écoulement diphasique (two-phase flows) à des cas où les deux phases ne sont pas chimiquement liées. C'est à dire, lorsqu'un écoulement de deux phases (ou plus) est présent. Dans les mots plus simples: Un écoulement polyphasique est défini comme celle dans laquelle plus d'une phase (par exemple, gaz, liquides et solides) se produit.

Les écoulements multiphasiques se rencontrent dans un nombre important d'applications, les exemples courants sont :

- Environnement comme : le traitement de l'eau, la dispersion de particules dans l'atmosphère, la captation, la filtration et le dépoussiérage ;

CHAPITRE II : Modélisation du problème

- Météorologie telle que : la production, le transport et l'évaporation des aérosols marins ;
- Génie des procédés par exemple : les lits fluidisés, les réacteurs gaz-solide, le transport (hydraulique, pneumatique, déposition, érosion) ;
- Combustion comme les brûleurs, les injecteurs, et les chaudières à charbon pulvérisé ;
- Cavitations et microbulles à titre d'exemple : les pompes, les hydrofoils (qui consiste à réduire la traînée par microbulles) ;
- Industrie pétrolière : extraction et transport ;

II.5 .2 Modélisation des écoulements diphasiques sous FLUENT :

Les modèles proposés par FLUENT sont au nombre de trois :

- Volume Of Fluid (VOF),
- Mixture model,
- Eulerian model.

Le choix d'un modèle multiphasique doit se faire en accord avec le type d'écoulement simulé. Le tableau (II-6) ci-dessous rassemble quelques exemples d'utilisation des modèles cités précédemment :

Tableau II-6 : Exemples d'application des modèles multiphasique disponibles sur FLUENT.

Modèles multiphasique	VOF	MIXTURE	EULERIAN
Types d'application	Écoulement stratifié Surface libre Écoulement à « grosses » bulles	Écoulement à bulles Sédimentation Simulation de séparateur de type cyclone	Colonne à Bulles Riser Lit fluidisé

II.5.3 Description du problème :

Dans cette section, nous présentons la simulation numérique tridimensionnelle moyennant le code de calcul « FLUENT 18 » qui acquise la résolution des équations de transport par la méthode des volumes finis.

La géométrie du problème considéré est illustrée sur la (figure II. 1) (application A), nous créons ce modèle géométrique à l'aide du logiciel «Workbench 18». Nous avons choisi une modélisation en 3-D, dans le but d'étudier numériquement le problème de la convection mixte avec génération d'entropie dans une cavité cubique de dimensions $L \times L \times L$ (avec $L=5\text{cm}$), remplie d'un nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-eau}$) en utilisant un modèle de mélange à deux phases. L'entrée et la sortie sont de même dimension ($l=0.3L=1.5\text{cm}$), le fluide caloporteur entre à une vitesse d'entrée u_0 et une température $T_0=300\text{K}$, tandis que les autres parois sont isolées thermiquement.

L'utilisation d'un modèle de mélange à deux phases consiste à considérer chaque substance comme un matériau indépendant avec ses propres conditions aux limites. Ces deux phases pénètrent dans le canal avec la même magnitude de vitesse.

II.5.4 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Les équations mathématiques qui régissent une convection mixte laminaire 3-D dans une cavité cubique parcourue par un nanofluide avec le modèle de mélange et après avoir pris en compte les hypothèses simplificatrices sont présentées comme suit :

- Équation de continuité

$$\frac{\partial u_m}{\partial x} + \frac{\partial v_m}{\partial y} + \frac{\partial w_m}{\partial z} = 0 \quad (II.38)$$

- Équation de quantité de mouvement suivant « x »

$$\begin{aligned} \rho_m u_m \frac{\partial u_m}{\partial x} + \rho_m v_m \frac{\partial u_m}{\partial y} + \rho_m w_m \frac{\partial u_m}{\partial z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_m \left[\left(\frac{\partial^2 u_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u_m^T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_m^T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_m^T}{\partial z^2} \right) \right] \\ + (\rho\beta)_m g_x (T - T_o) \\ + \phi_{np} \rho_{np} \left[u_{dr,np} \frac{\partial u_{dr,np}}{\partial x} + v_{dr,np} \frac{\partial u_{dr,np}}{\partial y} + w_{dr,np} \frac{\partial u_{dr,np}}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (II.39)$$

- Équation de quantité de mouvement suivant « y »

$$\begin{aligned}
 \rho_m u_m \frac{\partial v_m}{\partial x} + \rho_m v_m \frac{\partial v_m}{\partial y} + \rho_m w_m \frac{\partial v_m}{\partial z} \\
 = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_m \left[\left(\frac{\partial^2 v_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_m}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_m}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 v_m^T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_m^T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_m^T}{\partial z^2} \right) \right] \\
 + (\rho\beta)_m g_y (T - T_o) \\
 + \phi_{np} \rho_{np} \left[u_{dr,np} \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial x} + v_{dr,np} \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial y} + w_{dr,np} \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial z} \right] \quad (II.40)
 \end{aligned}$$

- Équation de quantité de mouvement suivant « z »

$$\begin{aligned}
 \rho_m u_m \frac{\partial w_m}{\partial x} + \rho_m v_m \frac{\partial w_m}{\partial y} + \rho_m w_m \frac{\partial w_m}{\partial z} \\
 = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_m \left[\left(\frac{\partial^2 w_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_m}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_m}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 w_m^T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_m^T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_m^T}{\partial z^2} \right) \right] \\
 + \phi_{np} \rho_{np} \left[u_{dr,np} \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial x} + v_{dr,np} \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial y} + w_{dr,np} \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial z} \right] \quad (II.41)
 \end{aligned}$$

- Équation d'énergie

$$\begin{aligned}
 \phi_{bf} \rho_{bf} C p_{bf} \left(u_{bf} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v_{bf} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + w_{bf} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\
 + \phi_{np} \rho_{np} C p_{np} \left(u_{np} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v_{np} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + w_{np} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\
 = k_m \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\
 + q_v \quad (II.42)
 \end{aligned}$$

- Fraction volumique (Labib et al., 2013) :

$$\phi_{np} \rho_{np} \left(\frac{\partial u_m}{\partial x} + \frac{\partial v_m}{\partial y} + \frac{\partial w_m}{\partial z} \right) = -\phi_{np} \rho_{np} \left(\frac{\partial u_{dr,np}}{\partial x} + \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial y} + \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial z} \right) \quad (II.43)$$

D'où (Labib et al., 2013) :

$$\vec{u}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \vec{u}_k}{\rho_m} \text{ est la vitesse de mélange} \quad (II.44)$$

$$\vec{u}_{dr,np} = \vec{u}_{np} - \vec{u}_m \text{ la vitesse de déviation de nanoparticules} \quad (II.45)$$

$$\vec{u}_{pf} = \vec{u}_{np} - \vec{u}_{bf} \text{ la vitesse de glissement} \quad (II.46)$$

- Les propriétés:

Propriétés des nanofluides hybrides:

$$\rho_{np} = \sum_{np} \phi_{np} \rho_{np} \quad (II.47)$$

$$\rho_{np} C_{p_{np}} = \sum_{np} \phi_{np} \rho_{np} C_{p_{np}} \quad (II.48)$$

$$k_{np} = \sum_{np} \phi_{np} k_{np} \quad (II.49)$$

Propriétés de mélange:

$$k_m = \sum_{k=1}^n \phi_k k_k \quad (II.50)$$

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \quad (II.51)$$

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \phi_k \mu_k \quad (II.52)$$

•Équations de la génération d'entropie (Al-Rached et al., 2018) :

L'équation de la génération d'entropie (S_{gen}) est écrite comme :

$$\begin{aligned} S_{gen} = \frac{k_m}{T_0^2} & \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] \\ & + \frac{\mu_m}{T_0} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_m}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_m}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_m}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v_m}{\partial x} + \frac{\partial u_m}{\partial y} \right)^2 \right. \\ & \left. + \left(\frac{\partial w_m}{\partial y} + \frac{\partial v_m}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_m}{\partial z} + \frac{\partial w_m}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (II.53) \end{aligned}$$

Le premier terme déclare la génération d'entropie due au transfert thermique, est le deuxième terme déclare la génération d'entropie due au frottement du fluide.

$$N = S_{gen} \frac{1}{k_{bf}} \left(\frac{LT_0}{\Delta T} \right)^2 \quad (II.54)$$

CHAPITRE II : Modélisation du problème

$$\begin{aligned}
 N = \frac{k_m}{k_{bf}} & \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial Z} \right)^2 \right] \\
 & + \varphi \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial U_m}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_m}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_m}{\partial Z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_m}{\partial X} + \frac{\partial U_m}{\partial Y} \right)^2 \right. \\
 & \left. + \left(\frac{\partial W_m}{\partial Y} + \frac{\partial V_m}{\partial Z} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_m}{\partial Z} + \frac{\partial W_m}{\partial X} \right)^2 \right\} \quad (II.55)
 \end{aligned}$$

Ou: N est l'entropie locale adimensionnelle.

Et $\varphi = \frac{\mu_m \alpha^2 r_0}{L^2 k_{bf} \Delta T^2}$ est le coefficient d'irréversibilité.

L'entropie totale adimensionnelle (S_{tot}) est:

$$\begin{aligned}
 S_{tot} &= \frac{1}{V} \int N dV \\
 &= \frac{1}{V} \int (N_{th} + N_f) dV = S_{th} + S_f \quad (II.56)
 \end{aligned}$$

Le nombre de Bejan (Be) est le rapport entre l'entropie due au transfert thermique et l'entropie totale:

$$Be = \frac{S_{th}}{S_{th} + S_f} \quad (II.57)$$

II.5.5 Schémas numérique

Les différents schémas employés par le code de calcul «Ansys-Fluent 18 » dans cette étude sont présentés dans le tableau II.7

Tableau II.7 : les schémas numériques utilisés.

Équation	Schéma
Couplage Pression-Vitesse	Coupled
Gradient	Green - Gauss Cell Based
Pression	PRESTO !
Quantité de mouvement	Second Order Upwind
Énergie	First Order Upwind

II.5.6 Conditions aux limites

Les conditions aux limites imposées à notre problème tridimensionnel sont décrites comme suit :

- A l'entrée : ($x = 0\text{cm}$, $0.7L < y < L$, $0 < z < L$) : $u = U_0$, $v = w = 0$, $T = T_0$.
- A la sortie : ($x = 5\text{cm}$, $0 < y < 0.3L$, $0 < z < L$) : $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$,

A $x = 0\text{cm}$, $u = v = w = 0$, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ (paroi isolée)

A $x = 5\text{cm}$, $u = v = w = 0$, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ (paroi isolée)

A $y = 0\text{cm}$, $u = v = w = 0$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ (paroi isolée)

A $y = 5\text{cm}$, $u = v = w = 0$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ (paroi isolée)

A $z = 0\text{cm}$, $u = v = w = 0$, $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$ (paroi isolée)

A $z = 5\text{cm}$, $u = v = w = 0$, $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$ (paroi isolée)

- Source de chaleur : $u = v = w = 0$, $q_v = 2 \times 10^6 \text{ W/m}^3$.

II.5.7 Résolution numérique

II.5.7.1 Critère de convergence

Dans cette étude, les valeurs de critères de convergence sont prises comme suit tableau II.8.

Tableau II.8: Critères de convergence

Critère	Valeur
Continuité	$5 \cdot 10^{-4}$
Vitesse suivant x	10^{-5}
Vitesse suivant y	10^{-5}
Vitesse suivant z	10^{-5}
Énergie	10^{-6}
Fraction volumique	10^{-3}

La procédure de calcul illustrée dans la Figure II.5 montre que la convergence s'effectue après 132 itérations utilisant les critères mentionnés ci-dessus

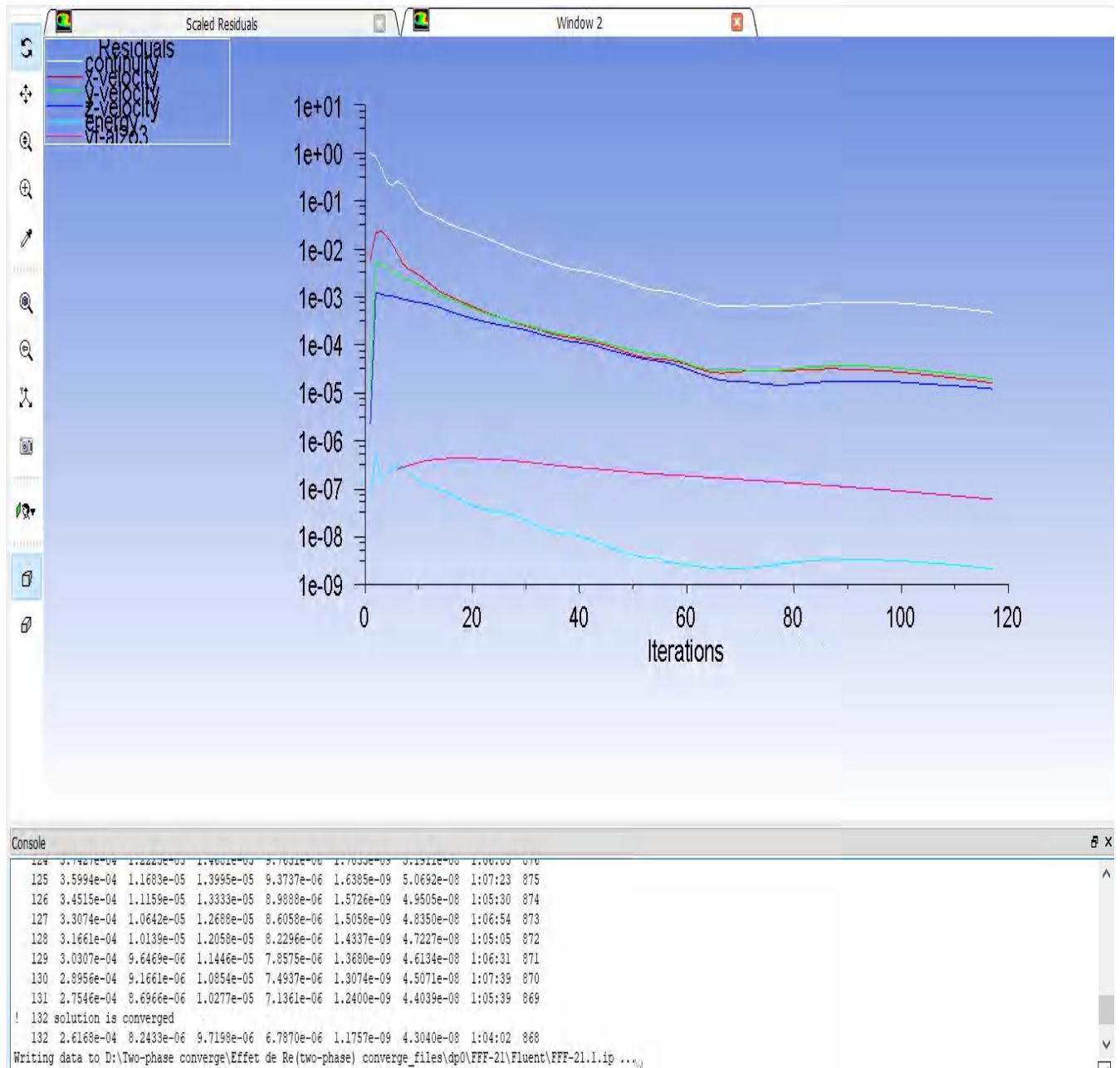


Figure II.5: Évolution des résidus pour une cavité cubique remplie de nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) pour modèle de mélange.

II.5.7.2 Facteurs de sous-relaxation

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence dans ce cas sont montrés dans le tableau II.9

CHAPITRE II : Modélisation du problème

Tableau II.9 : Paramètres de relaxation pour ce cas.

Variables	Facteurs de relaxation
Pression	0.5
Masse volumique	1
Quantité de mouvement	0.5
Vitesse de glissement	0.1
Forces de volume	1
Température granulaire	0.2
Fraction volumique	0.5
Énergie	1

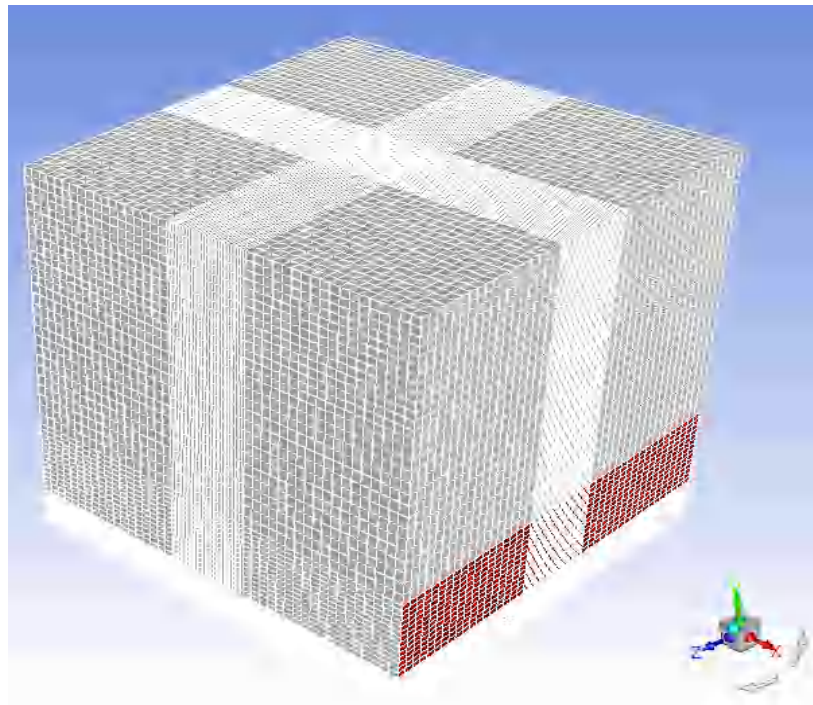


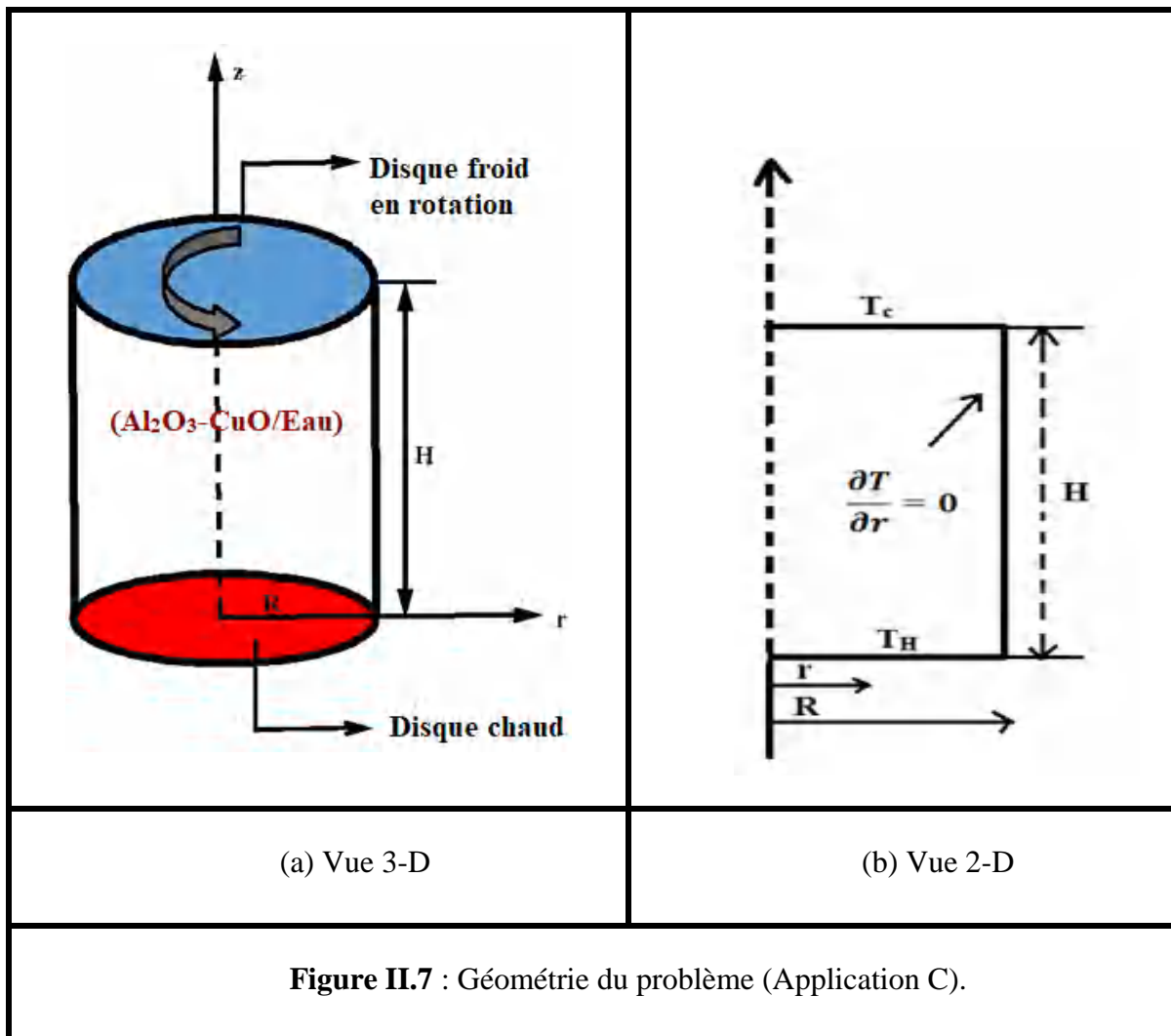
Figure II.6: Maillage de la cavité cubique

II.6 Configuration 3-D (Application C)

II.6.1 Description du problème

Dans cette section, nous présentons une simulation numérique à l'aide d'un code maison FORTRAN afin de résoudre les équations du modèle mathématique.

Le diagramme schématisé de la configuration de notre étude est illustré sur la figure II.7. Le système est un cylindre vertical poreux ayant un rapport d'aspect ($H/R=1$) et rempli de nanoparticules de l'alumine (Al_2O_3) et d'oxyde de cuivre (CuO) en présence d'un fluide à base d'eau. Le couvercle (disque supérieur) est en rotation à la vitesse angulaire constante Ω et maintenue à la température T_c , l'autre couvercle (disque inférieur) est maintenu à la température T_H ($T_H > T_c$), tandis que la paroi latérale du cylindre est adiabatique.



CHAPITRE II : Modélisation du problème

II.6.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Les équations de conservation dans le système de coordonnées cylindrique avec le nanofluide hybride dans un milieu poreux peuvent être exprimées comme suit :

- ❖ Équation de conservation de masse :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (II.59)$$

- ❖ Équation de quantité de mouvement radiale :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{w^2}{r} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial r} + \\ \frac{1}{\varepsilon} \frac{1}{\text{Re}} \frac{\rho_f \mu_{\text{hnf}}}{\rho_{\text{hnf}} \mu_f} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} \right] &- \frac{\rho_f \mu_{\text{hnf}}}{\rho_{\text{hnf}} \mu_f} \frac{u}{\text{ReDa}} \end{aligned} \quad (II.60)$$

- ❖ Équation de quantité de mouvement axiale :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \\ \frac{1}{\varepsilon} \frac{1}{\text{Re}} \frac{\rho_f \mu_{\text{hnf}}}{\rho_{\text{hnf}} \mu_f} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] &- \frac{\rho_f \mu_{\text{hnf}}}{\rho_{\text{hnf}} \mu_f} \frac{v}{\text{ReDa}} + \frac{(\rho\beta)_{\text{hnf}}}{\beta_f \rho_{\text{hnf}}} \cdot \text{Ri} \cdot \Theta \end{aligned} \quad (II.61)$$

- ❖ Équation de quantité de mouvement azimutale (Équation de swirl) :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial w}{\partial r} + v \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{uw}{r} \right) &= \\ \frac{1}{\varepsilon} \frac{1}{\text{Re}} \frac{\rho_f \mu_{\text{hnf}}}{\rho_{\text{hnf}} \mu_f} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} - \frac{w}{r^2} \right] &- \frac{\rho_f \mu_{\text{hnf}}}{\rho_{\text{hnf}} \mu_f} \frac{w}{\text{ReDa}} \end{aligned} \quad (II.62)$$

- ❖ Équation de l'énergie :

$$u \frac{\partial \Theta}{\partial r} + v \frac{\partial \Theta}{\partial z} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \frac{\alpha_{\text{hnf}}}{\alpha_f} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \Theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} \right] \quad (II.63)$$

CHAPITRE II : Modélisation du problème

La génération d'entropie adimensionnelle peut être exprimée comme **Mahian et al. (2013)**:

$$S_{gen} = \frac{k_{hnf}}{k_f} \left[\left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Theta}{\partial z} \right)^2 \right] + \varphi \frac{\mu_{hnf}}{\mu_f} \left\{ \begin{array}{l} 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + \frac{1}{r^2} (u)^2 \right] \\ + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \\ + \left(\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \\ + \left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w}{r} \right) \right)^2 \end{array} \right\} + \varphi \frac{\mu_{hnf}}{\mu_f} \frac{1}{Da} (u^2 + v^2 + w^2) \quad (II.64)$$

Le premier terme de l'éq (II.64) est la génération d'entropie due au transfert thermique (S_{th}), alors que le deuxième et le troisième terme correspondent à la génération d'entropie due à l'irréversibilité du frottement fluide (S_f) et le milieu poreux (S_p).

La génération d'entropie totale est donnée par **Bejan(1994-2001)** :

$$S_{tot} = \int S_{gen} dV \quad (II.65)$$

Le nombre de Bejan Be est défini comme le rapport entre la génération d'entropie due au transfert thermique par la génération d'entropie totale, est exprimé comme suit :

$$Be = \frac{S_{th}}{S_{gen}} = \frac{S_{th}}{S_{th} + S_f + S_p} \quad (II.66)$$

Où $p = \frac{p}{\rho_{hnf} U^2}$ et $\Theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C}$ sont la pression et la température adimensionnelles. Nous

indiquons que (U, V et W) sont les composantes de la vitesse adimensionnelles en coordonnées cylindriques (r, z, θ). Les paramètres adimensionnels sont utilisés dans les équations ((II.59 – 64) sont : nombre de Reynolds, nombre de Darcy, nombre de Grashof, nombre de Richardson et nombre de Prandtl, respectivement.

$$Re = \frac{\rho_{hnf} \Omega R^2}{\mu_{hnf}}$$

$$Da = \frac{K}{H^2}$$

$$Ri = \frac{g \beta_{hmf} \Delta T H^3}{\Omega^2 R^4}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

- **Nombre de Nusselt local et moyen :**

Les nombres de Nusselt local et moyen sont donnés par :

$$Nu_{loc} = \frac{h_{conv} R}{k_{hmf}}$$

$$\overline{Nu}_{loc} = \frac{\overline{h_{conv}} R}{k_{hmf}}$$

II.6.3 Conditions aux limites :

La présente étude est réalisée pour un domaine axisymétrique pour différentes conditions aux limites :

- Paroi inférieure chaude

$$z=0 \text{ et } 0 \leq r \leq 1 \quad : \quad u=v=w=0 \text{ et } \Theta = 1$$

- Disque rotatif à température froide :

$$z=1 \text{ et } 0 \leq r \leq 1 \quad : \quad u=v=0, w=\Omega R \text{ et } \Theta = 0$$

- L'axe de symétrie :

$$r=0 \text{ et } 0 \leq z \leq 1 \quad : \quad \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial w}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right) = 0$$

- Paroi latérale adiabatique :

$$r=1 \text{ et } 0 \leq z \leq 1 \quad : \quad u=v=w=0 \text{ et } \frac{\partial \Theta}{\partial r} = 0$$

II.6.4 Résolution numérique :

Un programme FORTRAN basé sur l'approche des volumes finis Patankar (1980) a été utilisé pour résoudre les équations (II-59- II-64) . Les composantes de vitesse de chaque volume (u,v) sont stockées sur ces faces tandis que les grandeurs scalaires(P,w et Θ) sont

CHAPITRE II : Modélisation du problème

stockées au centre du volume. Les termes de convection et diffusion ont été évalués à l'aide d'une différence centrée de second ordre et d'une approche de loi de puissance. Pour le couplage pression-vitesse, l'algorithme SIMPLER (1980) a été appliqué. Les équations algébriques discrétisées ont été résolues ligne par ligne en utilisant la méthode de la matrice tridiagonale (TDMA).

II.6.5 Critère de convergence :

Le critère de convergence est vérifié lorsque la différence des vitesses et des températures entre deux itérations est négligeable ; c'est-à-dire :

$$|U^{n+1} - U^n| < 10^{-3}$$

$$|V^{n+1} - V^n| < 10^{-3}$$

$$|\Theta^{n+1} - \Theta^n| < 10^{-3}$$

Où : n et n+1 sont les itérations successives.

II.7 CONCLUSION

Au cours de ce chapitre, nous avons essayé de présenter les deux configurations géométriques cavité cubique et cylindre poreux respectivement étudiées avec ces hypothèses correspondantes.

Notre objectif est d'avoir une vision claire de la formulation mathématique utilisée et de la génération du maillage du domaine physique, puis de voir les différentes méthodes de résolution numérique utilisées.

CHAPITRE III : RÉSULTATS ET DISCUSSION

Sommaire

Application A

III.A.1 INTRODUCTION	66
III.A.2 PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES ET PHYSIQUES	66
III.A.3 ÉFFET DU MAILLAGE	66
III.A.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	67
III.A.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	69
III.A.5.1 Effet du nombre de Reynolds (Re).....	69
III.A.5.2 Effet de la fraction volumique ϕ	78
III.A.5.3 Effet de déplacement de la source de chaleur (d).....	83
III.A.5.4 Effet du nombre de Reynolds, la fraction volumique des nanoparticules,déplacement de la source de chaleur sur la génération d'entropie et le nombre de Bejan.....	88
III.A.6 CONCLUSION	90

Application B

III.B.1 INTRODUCTION	91
III.B.2 PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES ET PHYSIQUES	91
III.B.3 ÉFFET DU MAILLAGE	91
III.B.4 RÉSULTATS ET DISCUSSION	92
III.B.4.1 Effet du nombre de Reynolds (Re) et de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) sur le champ dynamique	92
III.B.4.2 Effets du nombre de Reynolds (Re) et de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) sur le champ thermique et la génération d'entropie	96
III.B.5 CONCLUSION	103

Application A

III.A.1 INTRODUCTION

Cette section se concentre sur l'étude numérique de la convection mixte stationnaire et de la génération d'entropie dans une cavité cubique ouverte contenant de l'eau comme fluide de base avec différentes concentrations de nanoparticules Al_2O_3 et Cu. Cette configuration est chauffée uniformément par une source de chaleur. Les simulations numériques ont été réalisées pour un modèle monophasé où la phase fluide et les nanoparticules solides sont en état d'équilibre thermodynamique et se déplacent à la même vitesse locale.

Nous exposons, dans cette partie, l'effet du maillage sur la solution numérique, puis nous procéderons à la validation du code de calcul et vérifierons que les résultats numériques obtenus sont en bon accord avec d'autres résultats obtenus dans la littérature.

Les résultats obtenus seront discutés, en présentant les paramètres de gestion de l'écoulement en termes de lignes de courant, de profils de vitesse, d'isothermes, de profils de température et de nombres de Nusselt locaux et moyens.

III.A.2 PARAMETRES GÉOMÉTRIQUE ET PHYSIQUE

En se référant à la figure (II.1), les effets étudiés pour les paramètres donnés comme suit : la fraction volumique des nanoparticules solides ($\phi = 0, 0.02, 0.04, 0.06, 0.08$), le nombre de Reynolds ($Re=300, 500, 600, 700$) pour $U_0=2.5\text{cm/s}$, la température d'entrée du fluide $T_0=300\text{K}$. La chaleur volumétrique de la source de chaleur est que le déplacement de la source de chaleur varie de deux positions verticale (dv) et horizontale (dh). Les propriétés thermophysiques de l'eau pure et des nanoparticules (Al_2O_3 et Cu) sont présentées dans le tableau (II.1) à une température de référence $T=25^\circ\text{C}$.

III.A.3 EFFET DU MAILLAGE

L'influence du maillage sur la solution numérique été examinée avant de procéder aux calculs. Cinq maillages ont été testés ($12 \times 50 \times 12, 14 \times 61 \times 14, 16 \times 72 \times 16, 18 \times 83 \times 18$ et

$20 \times 94 \times 20$) nœuds pour $Re = \frac{\rho_f U_0 L}{\mu_f} = 300$, où $U_0=2,5\text{cm/s}$, $q_v = 2 \times 10^6 \text{W} / \text{m}^3$ et $\phi = 0\%$.

CHAPITRE III : Résultats et discussion

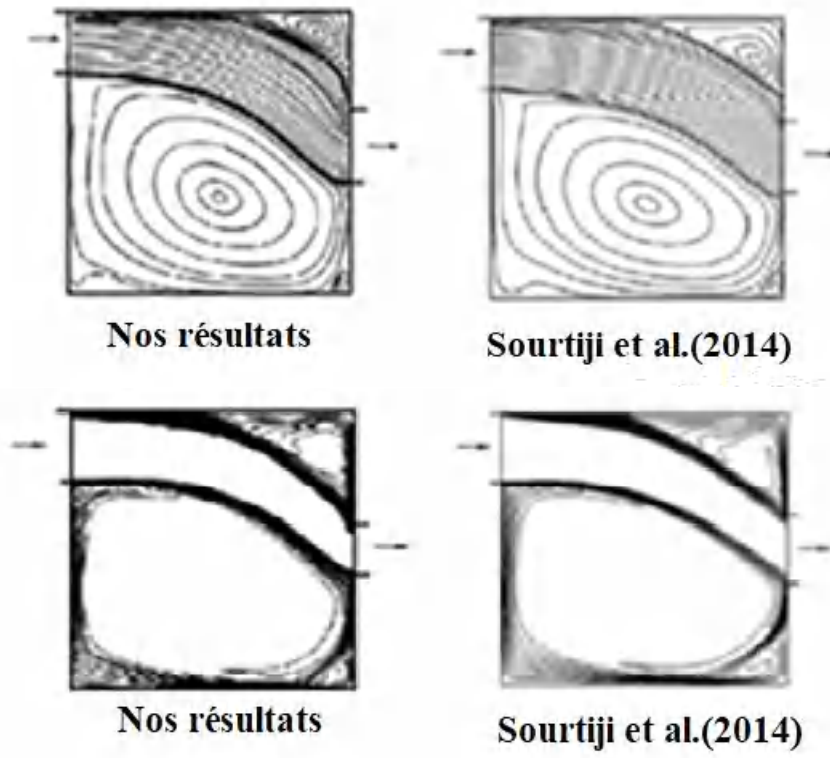
D'après le tableau (III -1) ,on note que le nombre de Nusselt moyen et la température maximale T_{max} deviennent insensibles au nombre des nœuds($18 \times 83 \times 18$) à $(20 \times 94 \times 20)$.par conséquent, pour faire le compromis entre le coût, la précision et le temps de calcul, la grille de $(18 \times 83 \times 18)$ nœuds a été choisie pour toutes nos simulations numériques.

Tableau (III. 1) : Variation de nombre de Nusselt moyen et température moyenne pour différents maillages.

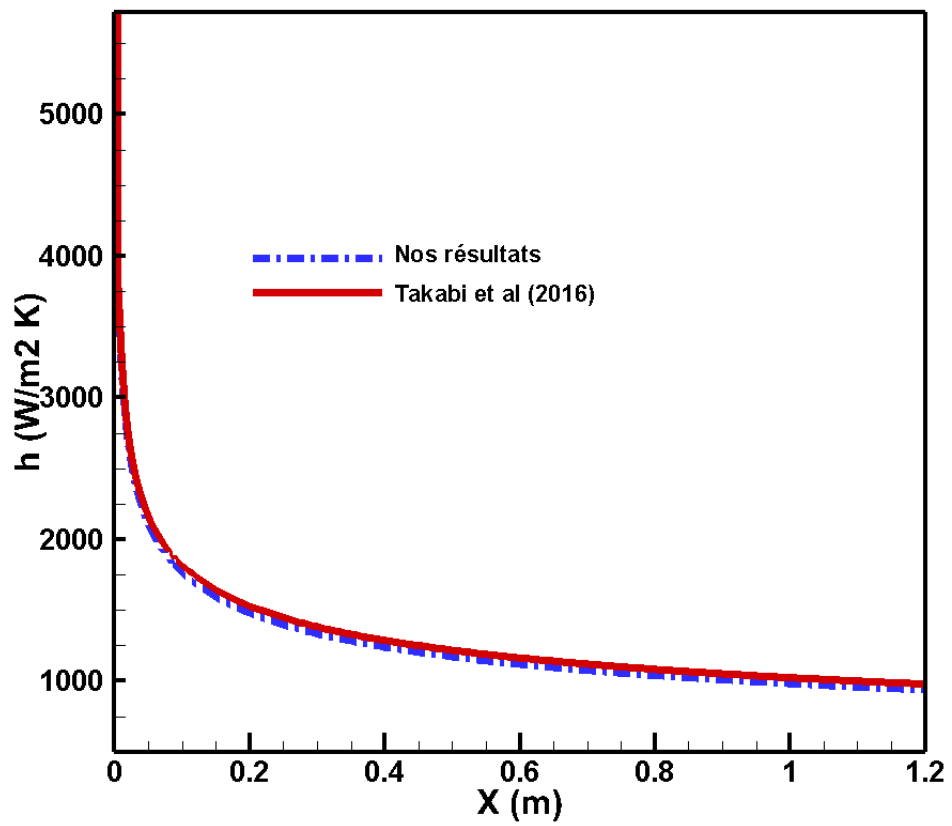
Maillage	$12 \times 50 \times 12$	$14 \times 61 \times 14$	$16 \times 61 \times 16$	$18 \times 61 \times 18$	$20 \times 94 \times 20$
Nu_{moy}	6,9681	7.8724	7.9386	8.1634	8.1502
T_{moy}	305.1499	304.885	304.6933	304.5672	304.5679

III.A.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Pour confirmer l'exactitude des résultats obtenus, il est indispensable d'évaluer la fiabilité du code de calcul Ansys-Fluent 18. La première validation a été faite avec les résultats numériques numériques de **Sourtiji et al.(2014)** dans une cavité ouverte pour le nanofluide (Al_2O_3 -eau) à $Re = 500, Ri = 1$ (nombre de Richardson , $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$) et $\phi = 5\%$ (figure III.1).La deuxième validation a été faite avec les résultats de **Takabi et al.(2016)** pour le nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) à $Re=1275$ et $\phi = 0.1\%$ (figure III.2(b)). La troisième validation a été réalisée dans une cavité carrée pour le nanofluide (Cu-eau) à $\phi = 0.1\%$ avec les résultats numériques d **Aminossadati et Ghessemi (2009)**. Un bon accord a été obtenu selon ces figures.



(a)



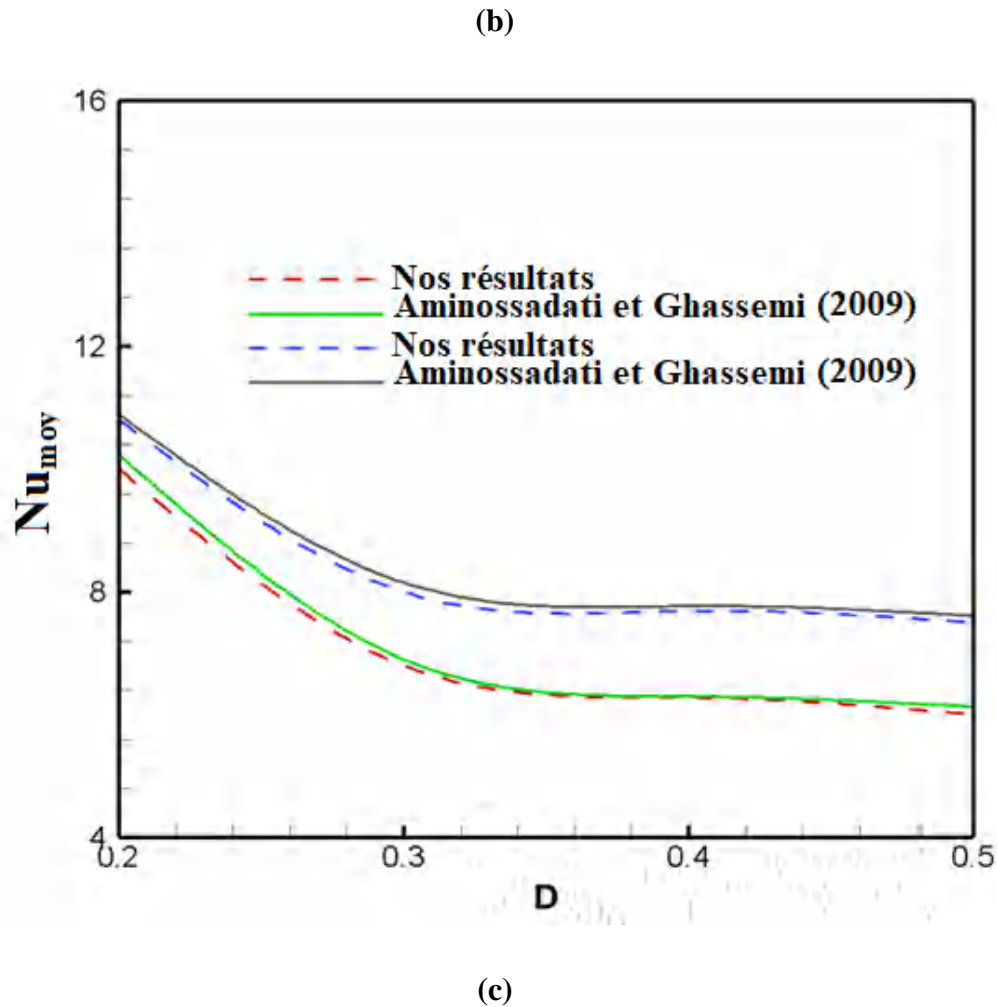


Figure III.1 : Validation entre nos simulations et celles de **Sourtiji et al.(2014)** (a), **Takabi et al.(2016)** (b) et **Aminossadati et Ghassemi (2009)** (c).

III.A.5 RESULTATS ET DISCUSSIONS

Afin de voir l'influence des paramètres tels que : le nombre de Reynolds (Re), la concentration des nanoparticules solide ϕ , la position de la source de chaleur (d) sur le comportement physique de l'écoulement et sur le transfert thermique.

III.A.5.1 Effet du nombre de Reynolds (Re)

Les paramètres maintenus constants dans cette section sont :

Pour étudier l'effet du nombre de Reynolds Re , on a fixé le nombre de Grashof $Gr = 9.1 \times 10^5$ et $\phi = 0.06$, pour étudier l'effet de la fraction volumique des nanoparticules solides de nanofluide (Al_2O_3 -eau) et nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau), on a fixé le nombre de

CHAPITRE III : Résultats et discussion

Reynolds $Re=600$ et pour étudier l'effet de déplacement de la source de chaleur (d), on a fixé le nombre de Reynolds $Re=700$ et la fraction volumique $\phi=0.08$.

Les figures III.2 montrent les lignes de courant dans toute la cavité cubique pour le nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) (à gauche), pour le nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) pour un nombre de Reynolds variant de 300 à 700.

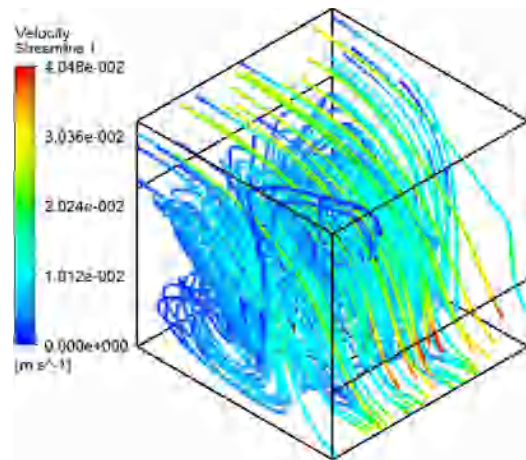
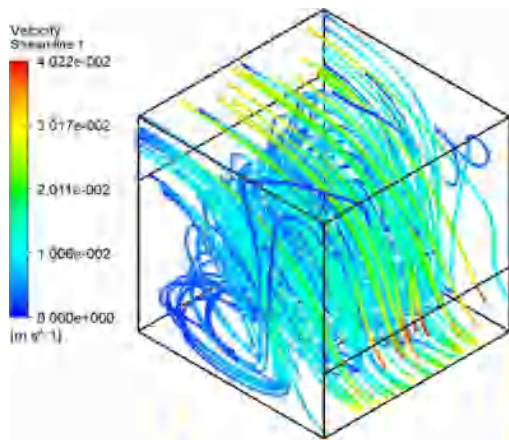
Les lignes de courant indiquent que le fluide entre à une vitesse U_0 et sort à une vitesse moyenne, où les forces d'inertie sont plus grandes que les forces de friction. Ces lignes de courant montrent clairement que la présence de nanoparticules à l'intérieur de la cavité provoque la formation de zones de recirculation autour de la source de chaleur pour un nanofluide simple et un nanofluide hybride à différents nombres de Reynolds.

La figure III.2 présente une comparaison des lignes de courant entre le nanofluide simple et le nanofluide hybride pour différentes valeurs de Reynolds. Pour $Re=300,500,600$ et 700 , les lignes d'écoulement restent qualitativement les mêmes, mais ne sont pas qualitativement différentes. Leur intensité change en fonction de Re , et le fluide est accéléré de l'entrée à la sortie de la cavité, lorsque le Re augmente, la vitesse du fluide augmente.

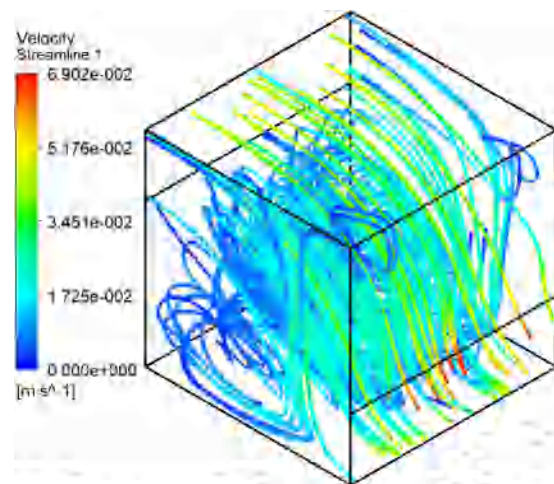
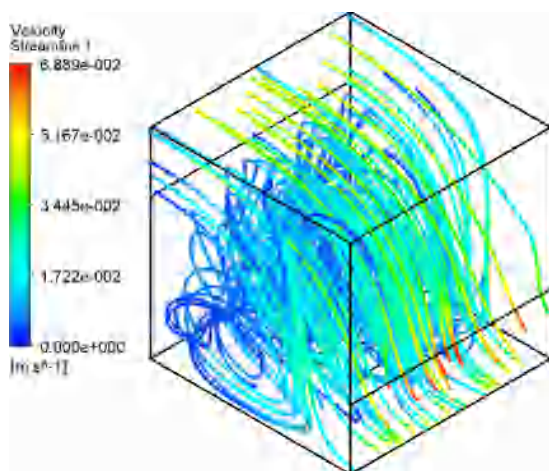
La figure III.3 illustre les isothermes pour différentes valeurs de Reynolds pour le nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) (gauche), pour le nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) (droite) dans le plan ($x-y$) à ($z=0.025$). La distribution de température se propage là où le mécanisme de convection devient de plus en plus dominant, et la chaleur se diffuse au niveau de la source, d'où la génération volumétrique de chaleur (q_v) vers le centre de la cavité. Nous pouvons également voir que les isothermes augmentent pour les régimes de faibles débits, où le gradient de température est important.

Al_2O_3 -eau

Al_2O_3 -Cu -eau

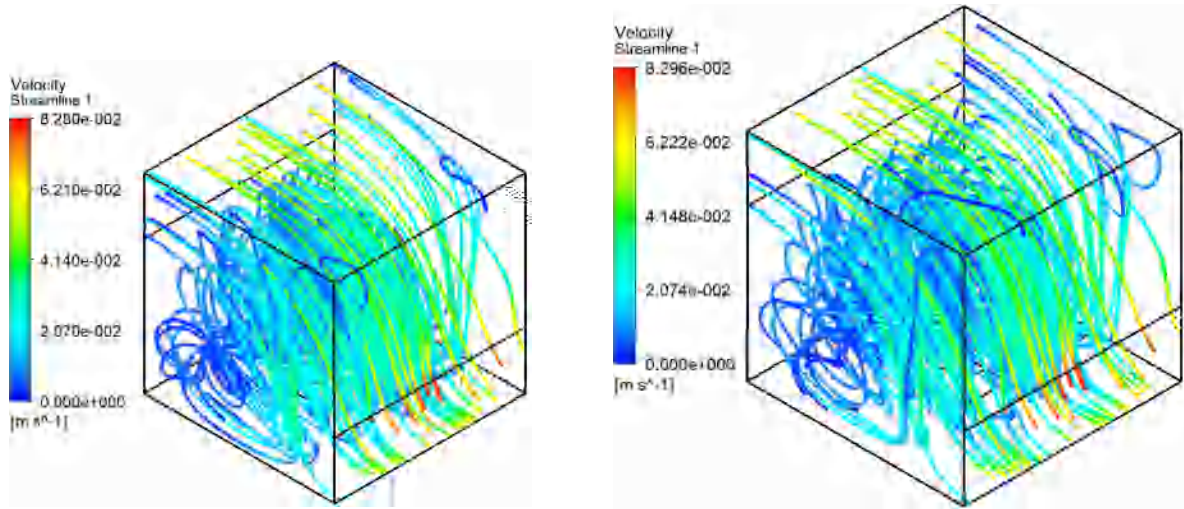


Re=300

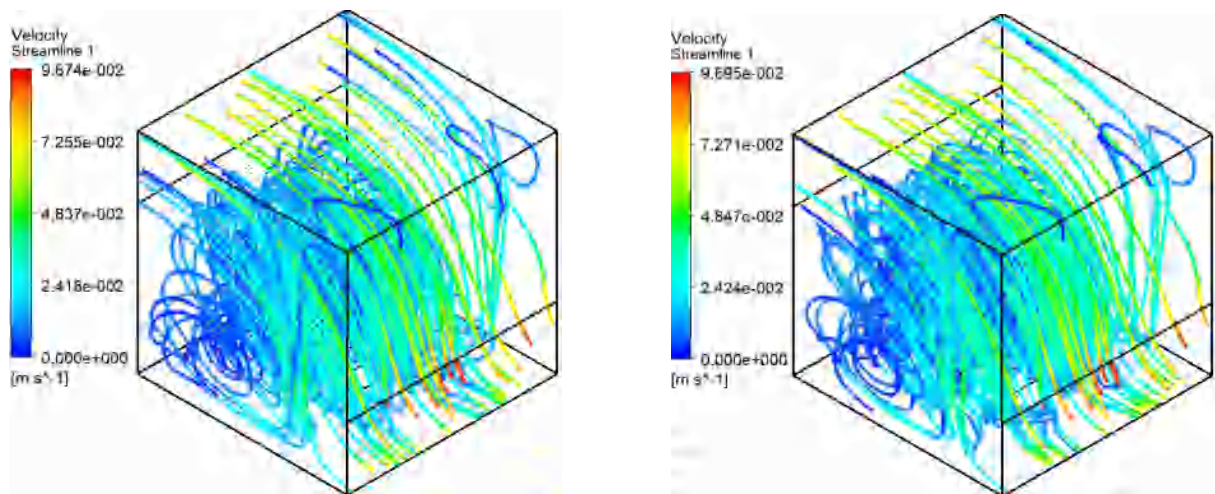


Re = 500

Figure (III.2) : Lignes de courant pour nanofluid simple (Al_2O_3 -eau) (gauche), nanofluid hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) (droite), $\phi=0.06$



Re =600



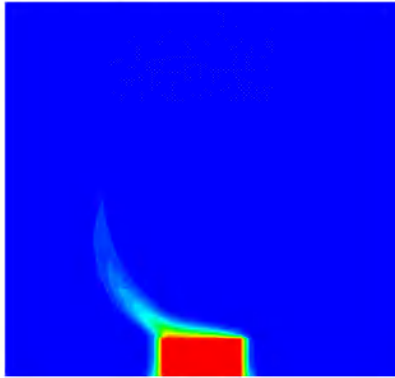
Re =700

Figure (III.2) : Suite

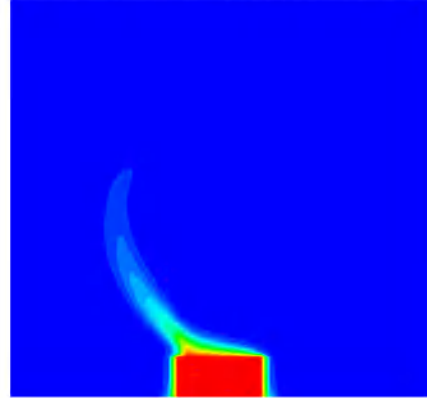
Al_2O_3 -eau

Al_2O_3 -Cu -eau

300.2 300.6 301 301.4 301.8 302.2 302.6 303 303.4 303.8

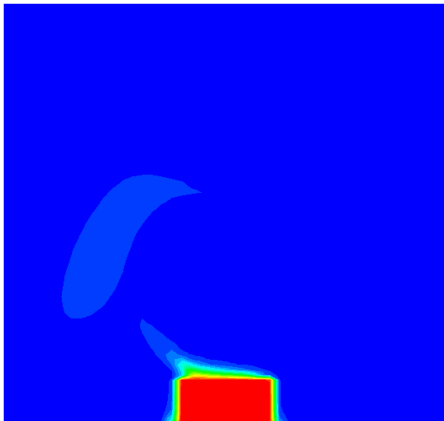


300.2 300.6 301 301.4 301.8 302.2 302.6 303 303.4

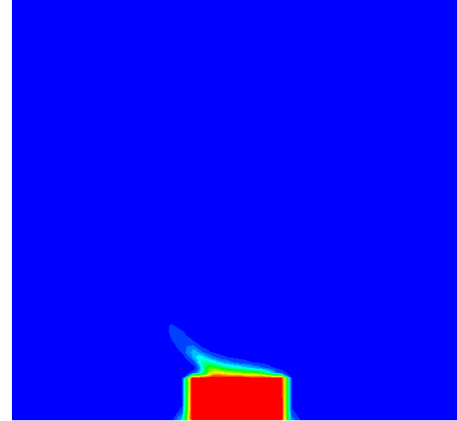


Re=300

300.2 300.6 301 301.4 301.8 302.2 302.6 303 303.4

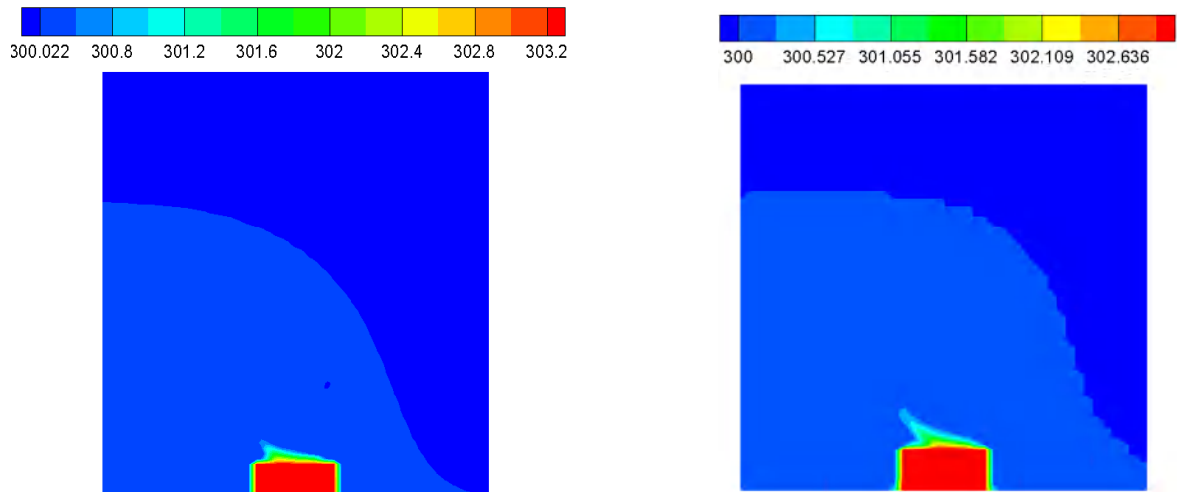


300.2 300.6 301 301.4 301.8 302.2 302.6 303

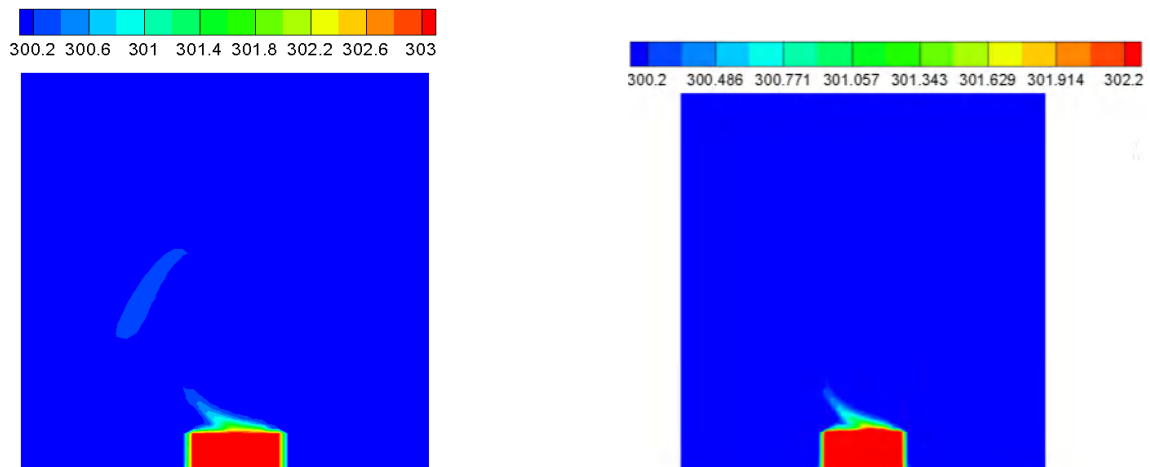


Re=500

Figure (III.3) : Isothermes pour nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) (gauche) , nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) (droite) , $\phi=0.06$.



Re=600



Re=700

Figure (III.3) :Suite

La figure III.4 montre les profils de la vitesse horizontale à $x=0.025$ pour nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) (a) et pour le nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) (b) à différents nombres de Reynolds à $\phi=0.06$. D'après la figure, nous remarquons que la vitesse d'écoulement prend

CHAPITRE III : Résultats et discussion

une forme parabolique avec des vitesses négatives dues à la création des zones de recirculations de sens inverse.

La figure III.5 illustre la répartition de la température à $y=0.005$ de nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) de la fraction volumique $\phi=0.06$, pour différents nombres de Reynolds. On observe qu'à faible nombre de Reynolds ($Re=300$) où la vitesse du fluide est faible, le fluide a assez le temps pour échanger la chaleur avec la source de chaleur, par conséquent, la température augmente à partir du début de la source. D'autre part à Re élevé, la vitesse du fluide est élevée et les effets des surfaces chaudes sur la température de fluide diminuent. Dans ce cas, la température augmente quand il atteint la source et elle diminue à nouveau après avoir passé la source.

La figure III.6 indique la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau pure $\phi=0.00$, nanofluide simple $\phi=0.06$ et nanofluide hybride $\phi=0.06$. Cette figure confirme bien l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur. Les valeurs de Nusselt moyen varient de 8 à 16. Il apparaît que l'augmentation de nombre de Reynolds améliore le transfert de chaleur, quelle que soit la valeur de la fraction volumique ϕ suite aux forts gradients de vitesse générés par l'accroissement des forces d'inertie. On constate qu'il existe une relation proportionnelle entre le taux de transfert de chaleur et les valeurs croissantes du nombre de Reynolds Re et la concentration des nanoparticules ϕ , c'est dû aux particules fluides qui améliorent la conductivité thermique. **Saeed et al. (2011)** et **Suresh et al. (2012)** trouvent les mêmes résultats.

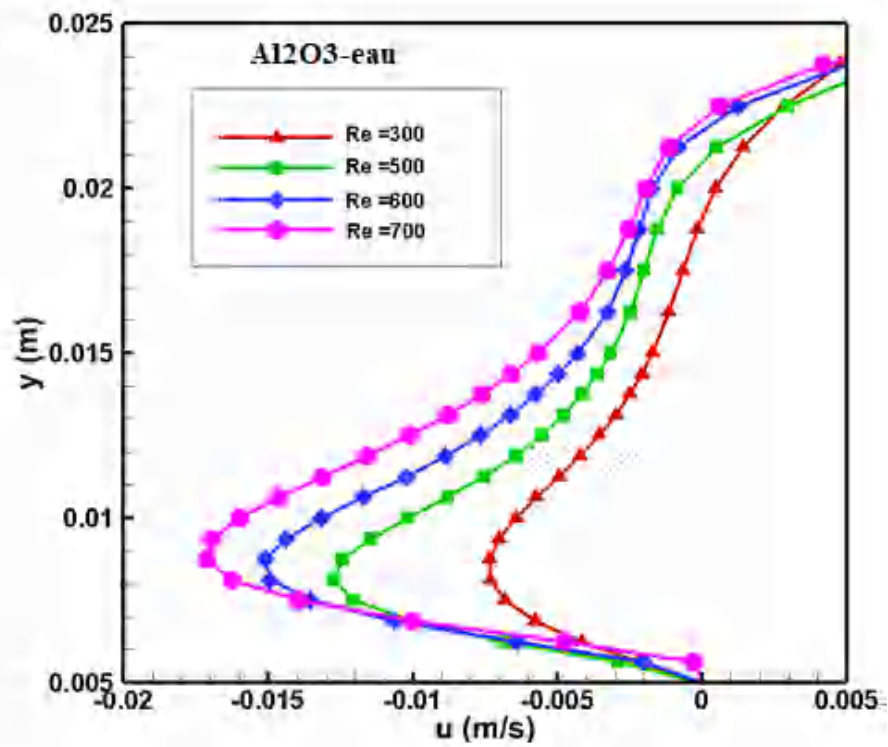


Figure (III.4 -a) : Variation de la vitesse horizontale u à différents nombres de Reynolds, pour le nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) à $\phi=0.06$.

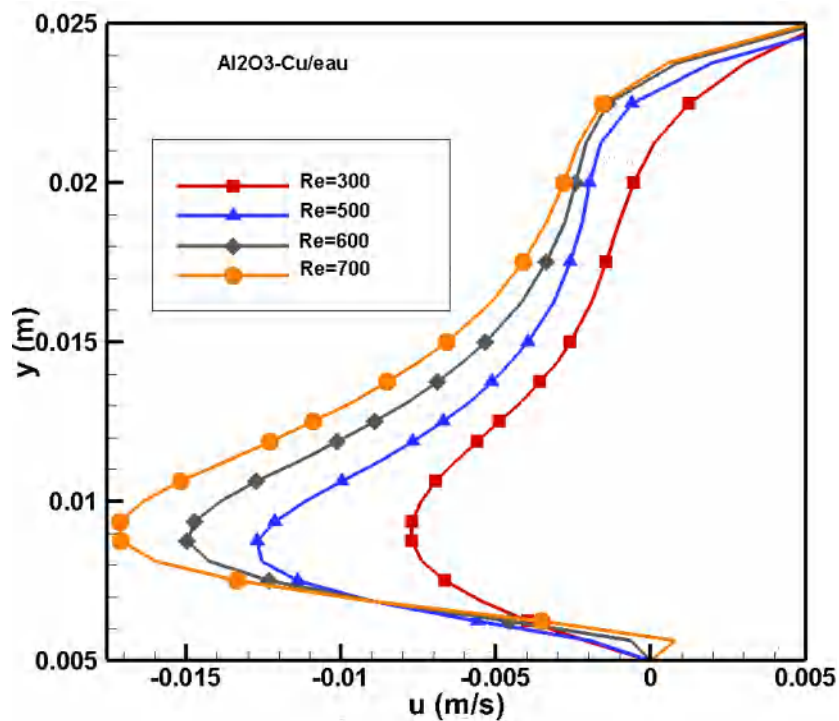


Figure (III.4-b) : Variation de la vitesse horizontale u à différents nombres de Reynolds, pour le nanofluide hybride (Al_2O_3 - Cu/eau) à $\phi=0.06$.

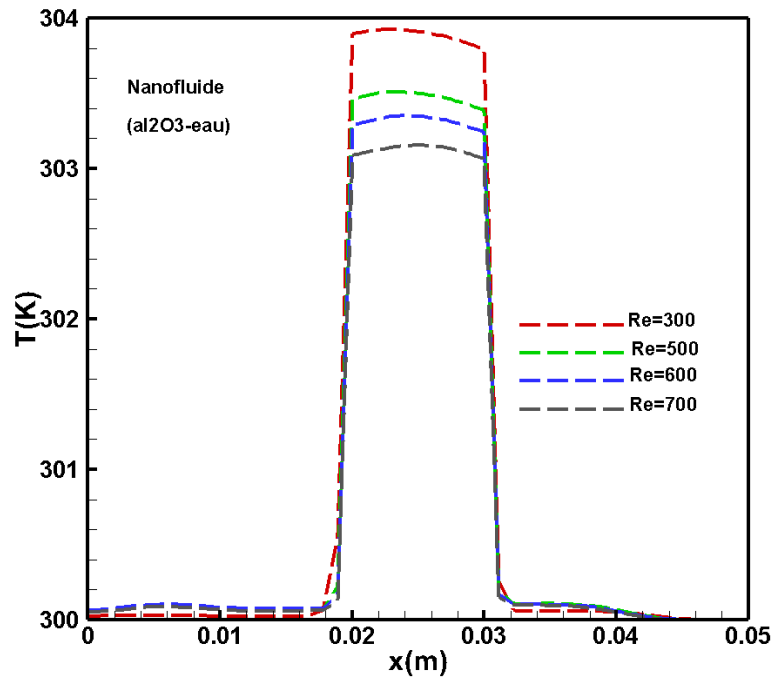


Figure (III.5) : Variation de la température à nombres de Reynolds, pour le nanofluide simple ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) à $\phi = 0.06$.

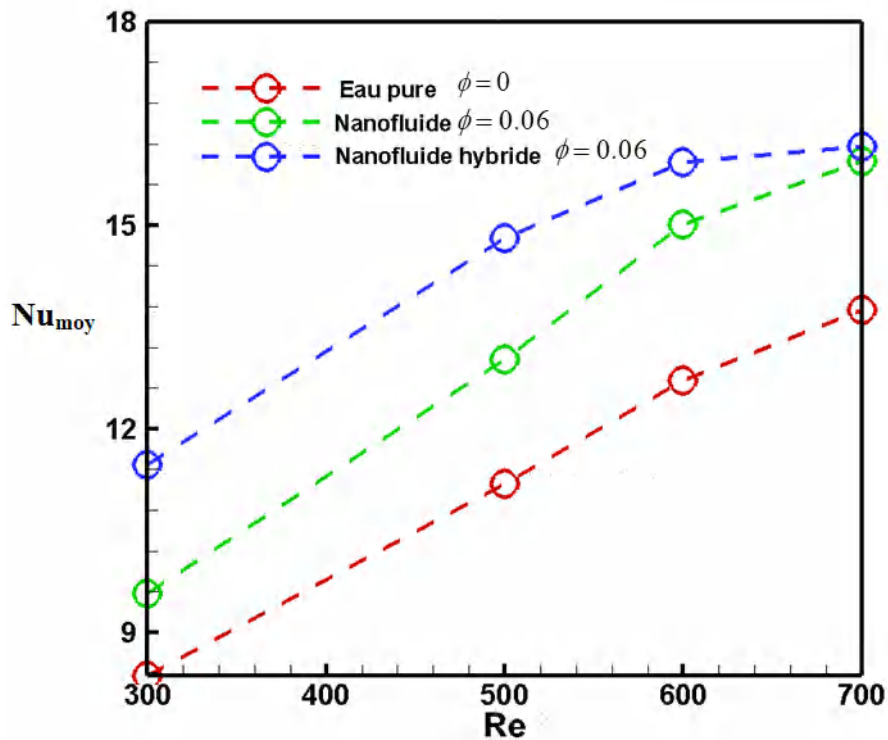


Figure (III.6) : Variation du nombre de Nusselt moyen à différents nombres de Reynolds, pour l'eau pure, nanofluide simple et nanofluide hybride .

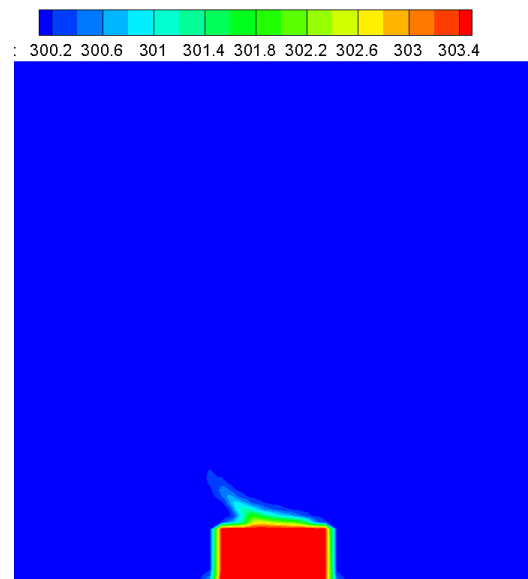
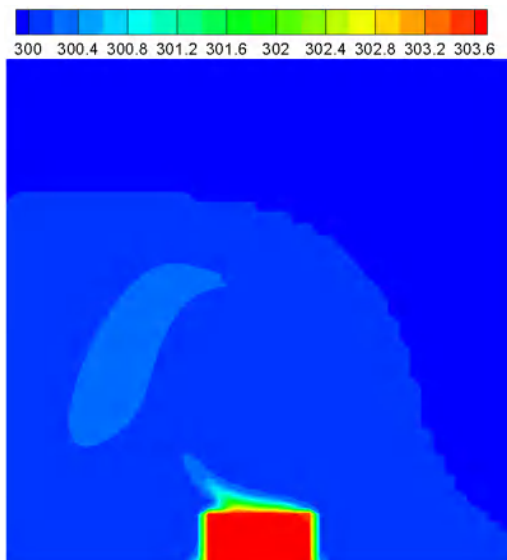
III.A.5.2 Effet de la fraction volumique des nanoparticules solides ϕ

La figure III.7 présente le champ de température dans le plan (x-y) $z=cst$ pour nanofluide simple (Al_2O_3 -eau) (à gauche) et nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) (à droite) pour différentes valeurs de fraction volumique à $Re=600$. Nous pouvons voir un chauffage des particules fluides au niveau de la source de chaleur et que les gradients de température à proximité de la source de chaleur augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Nous notons aussi que la distribution de température a une relation inverse avec ϕ lorsque la densité de nanofluide hybride est plus faible donc la température est chaude.

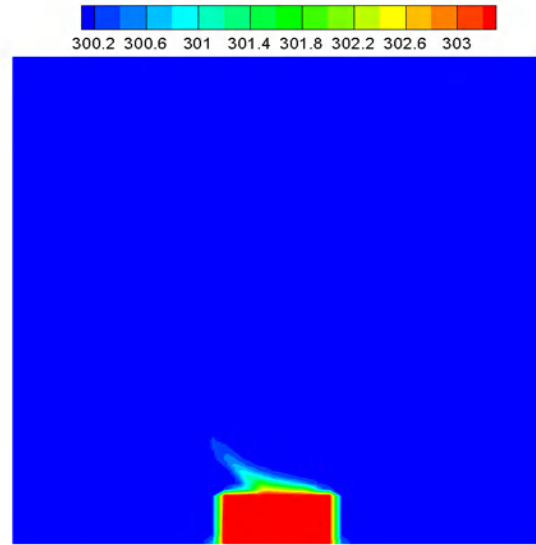
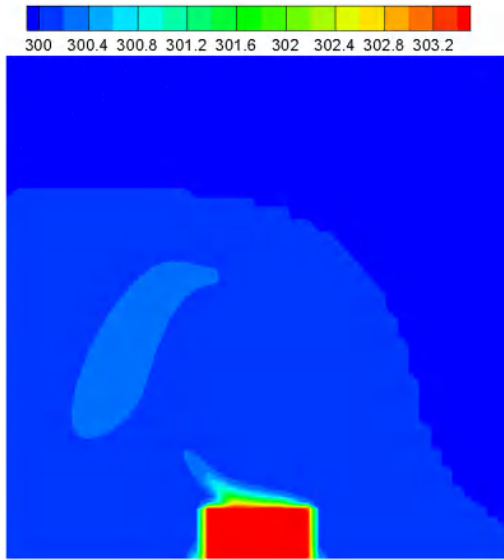
Al_2O_3 -eau

Al_2O_3 -Cu -eau

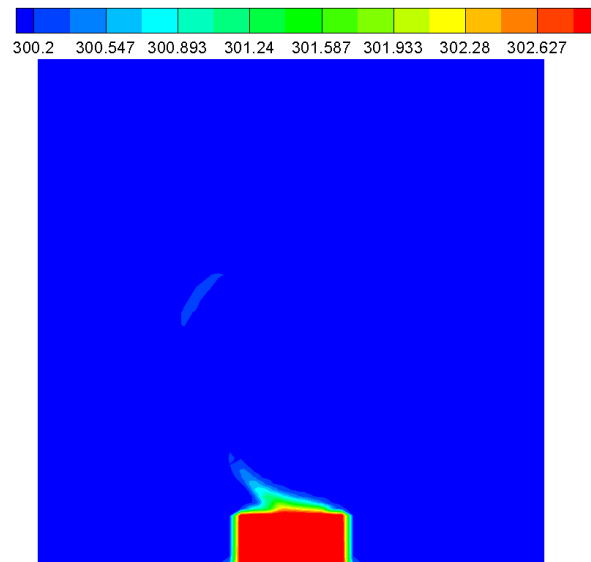
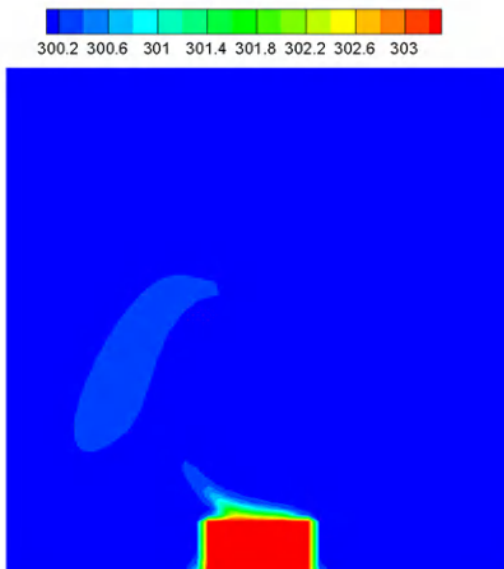
$\phi = 0.02$



$$\phi = 0.04$$



$$\phi = 0.06$$



$$\phi = 0.08$$

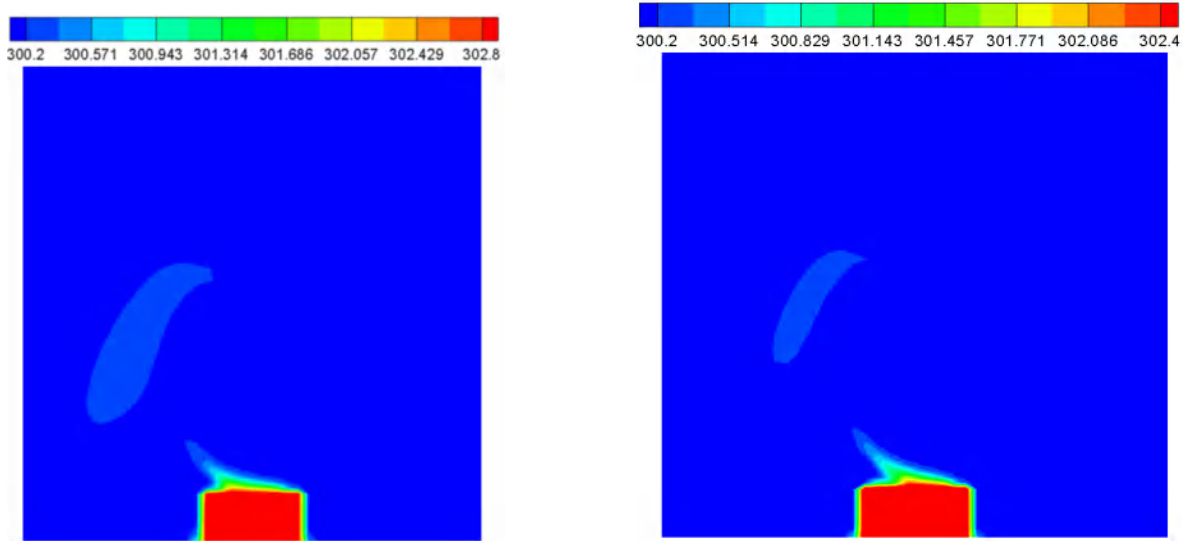


Figure (III.7) : Champ de température pour nanofluide simple (à gauche), nanofluide hybride (à droite) dans le plan (x-y) à différentes valeurs de ϕ , à $Re=600$.

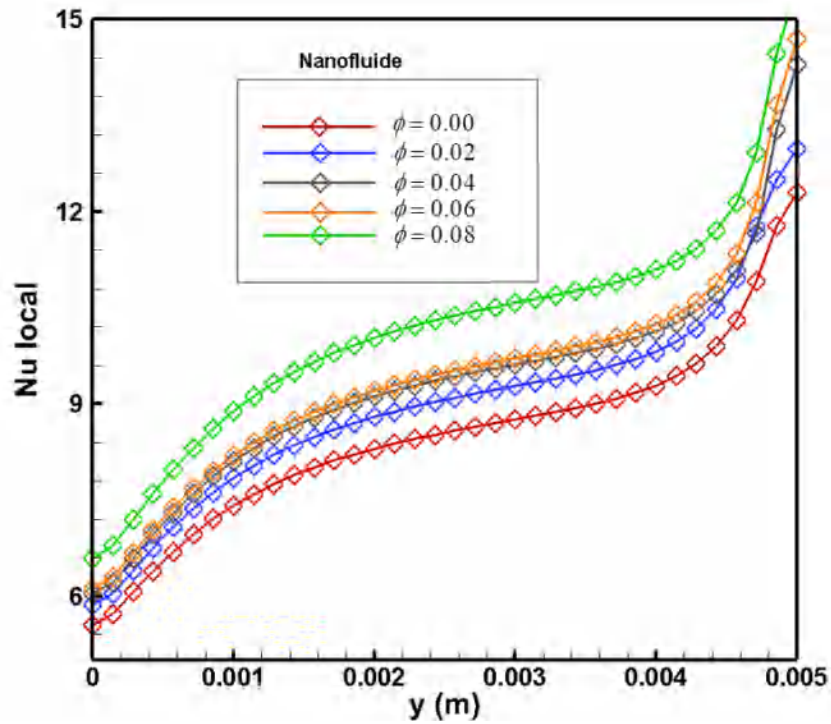
La figure (III.8) représente l'évolution du nombre de Nusselt local le long de la source de chaleur pour diverses valeurs de fraction volumique des nanoparticules solides ϕ , pour le nanofluide simple et hybride à $Re = 600$.

Nous remarquons qu'avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules solide ϕ , le nombre de Nusselt local augmente aussi. On peut dire que l'ajout des nanoparticules solides de taille nanométrique conduit à des changements importants de transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité cubique.

L'utilisation du nanofluide hybride présente des valeurs significatives par rapport au nanofluide simple et l'eau pure, cela est dû à l'augmentation de la conductivité thermique des nanoparticules solides. Les mêmes résultats ont été obtenus avec les résultats **d'Ahmed et al.(2012)**.

L'analyse de la figure (III.9), qui donne le profil de température à $y=0.005m$, montre que le nanofluide hybride (Al_2O_3-Cu/eau) est le meilleur pour le refroidissement par rapport au nanofluide simple (Al_2O_3-eau) et l'eau pure. La qualité du refroidissement augmente avec l'accroissement de ϕ . Les mêmes résultats ont été obtenus dans la littérature publiée par **Takabi et al. (2016)** et **Mohammed et al. (2019)**.

(a)



(b)

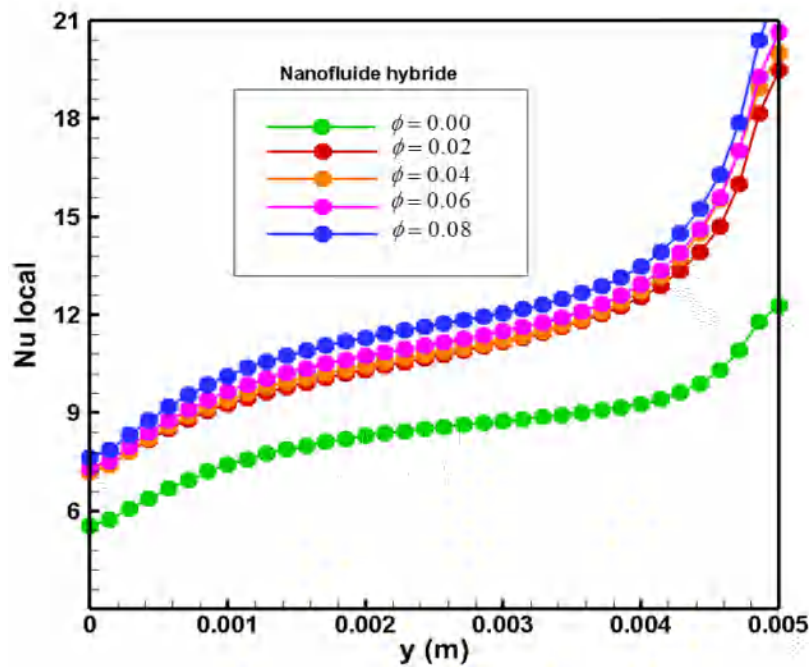


Figure (III.8): Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la fraction volumique ϕ , pour nanofluid simple (a) et nanofluid hybride (b) à $Re=600$.

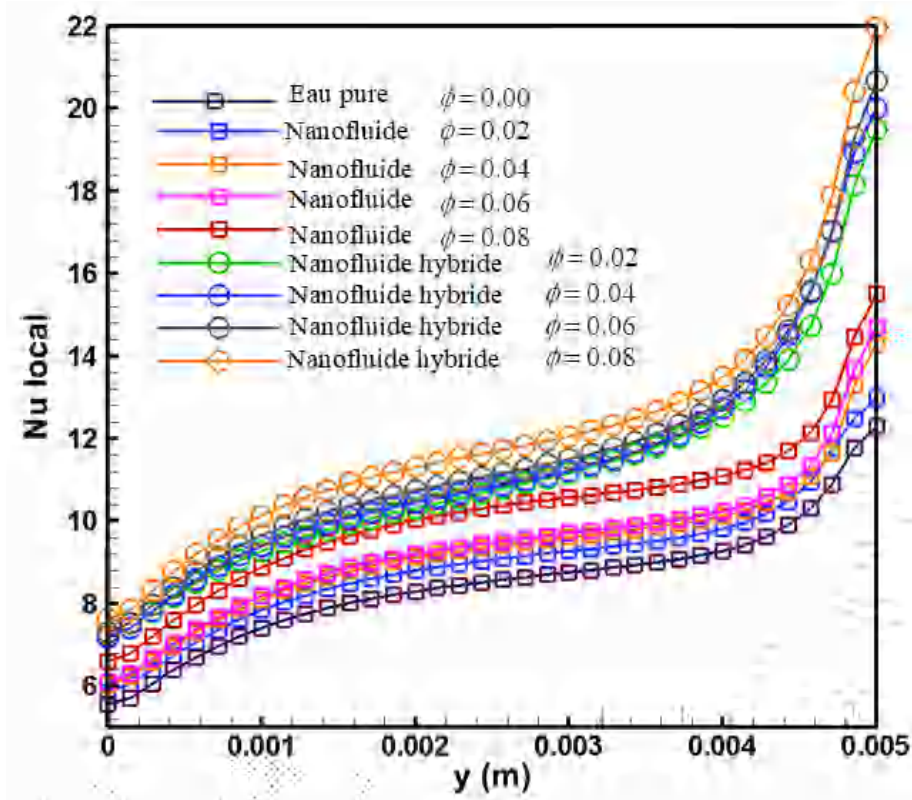


Figure (III.8): Suite

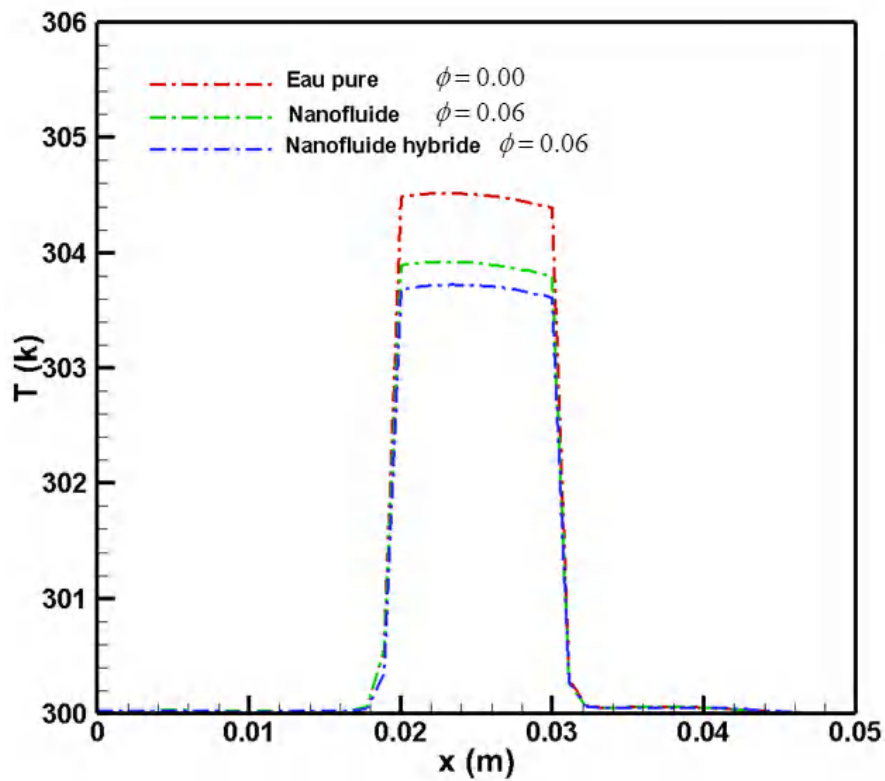


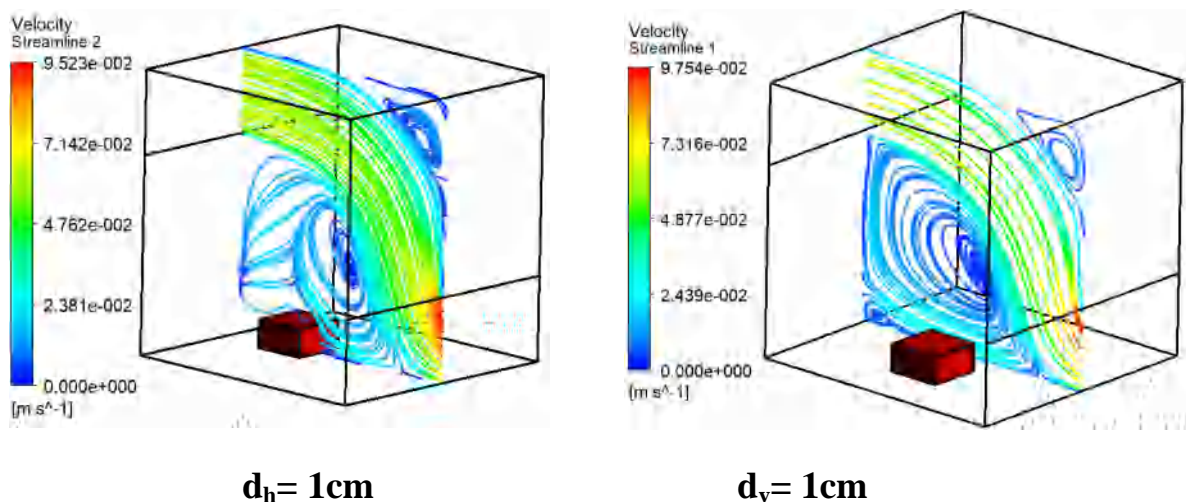
Figure (III.9): Variation de température à $y=0.005\text{m}$, pour l'eau pure, nanofluid simple et hybride .

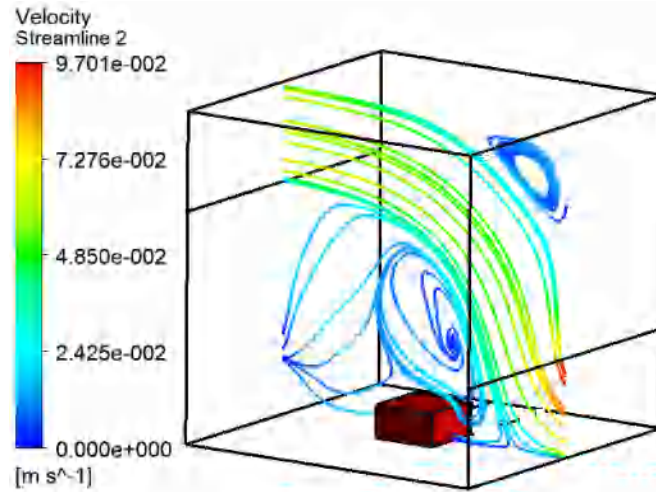
III.A.5.3 Effet de déplacement de la source de chaleur

La figure III.10 illustre les lignes du courant de position longitudinale de la source de chaleur (à gauche) et de position transversale (à droite), pour différentes positions de la source de chaleur, pour une cavité cubique remplie de nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu/eau}$). Plusieurs positions ont été étudiées numériquement dans cette partie à savoir le cas de déplacement horizontal ($d_h=1\text{cm}$, $d_h=2\text{cm}$, $d_h=3\text{cm}$) et le cas de déplacement vertical ($d_v=1\text{cm}$, $d_v=2\text{cm}$, $d_v=3\text{cm}$). Dans ces cas de déplacement considérés, on a pu voir la génération des zones de recirculation à l'intérieur de la cavité.

En outre, on a remarqué que l'intensité de l'écoulement de nanofluide hybride devient plus importante dans les deux cas ($d_h=3\text{cm}$ et $d_v=3\text{cm}$), où l'allure de la fonction de courant devient importante lorsque la source de chaleur s'emplace horizontalement près de la paroi gauche, par contre les autres cas de déplacement. Donc, on peut mentionner que la fonction de courant la plus faible a été enregistrée pour les cas où la source de chaleur est située près des parois adiabatiques.

La figure III.11 montre l'influence de l'emplacement horizontale et verticale de la source de chaleur sur Nu locale et Nu_{moy} pour nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu/eau}$) à $Re=700$ et $\phi=0.08$. Il y a une augmentation du nombre de Nusselt avec une diminution du déplacement de la source de chaleur. On peut observer aussi que le nombre Nu atteint des valeurs maximales là où la source de chaleur est située près des parois (gauche et avant) ($d_h=d_v=1\text{cm}$). Enfin on peut conclure que l'emplacement de la source de chaleur affecte considérablement le transfert de chaleur.





$$d_h = d_v = 2\text{cm}$$

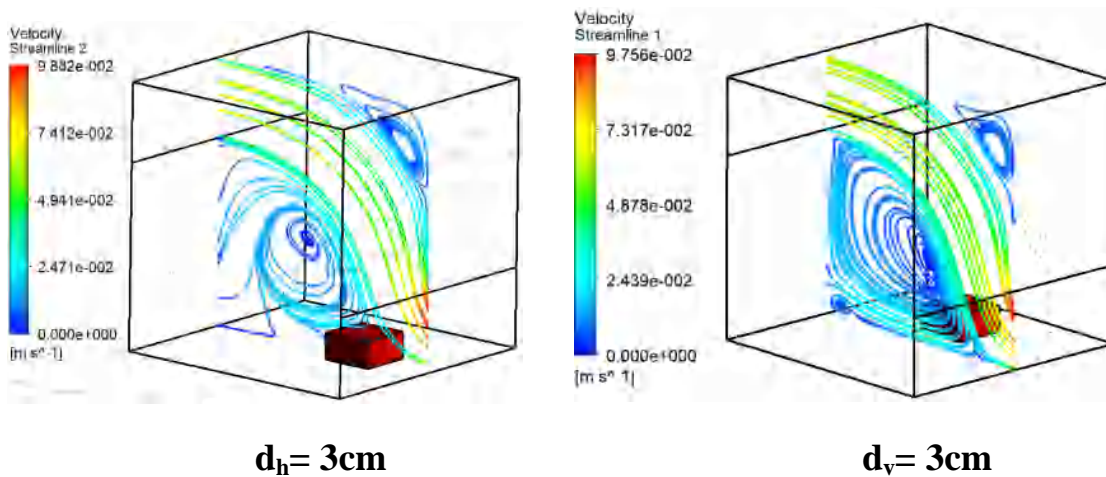
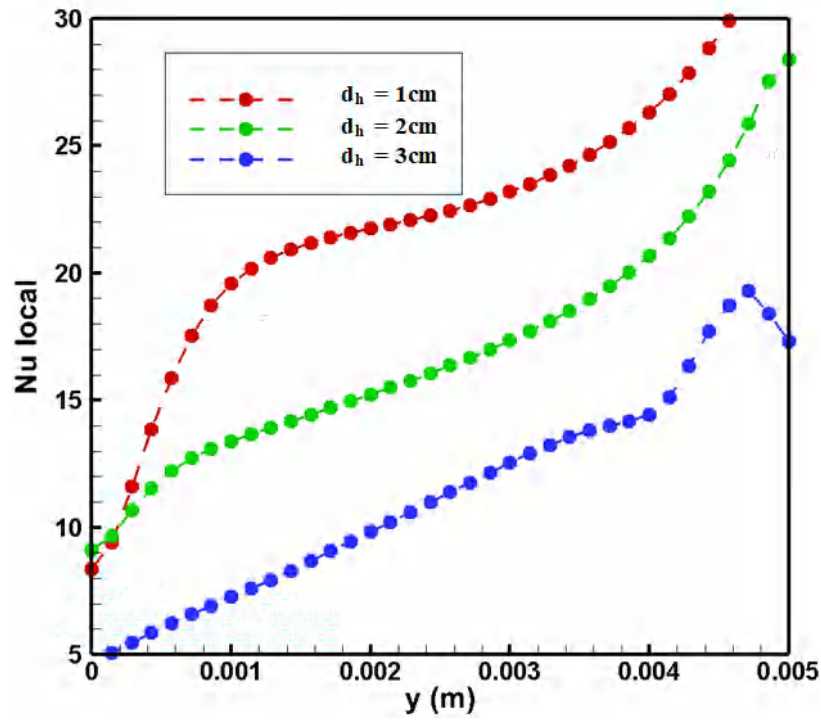
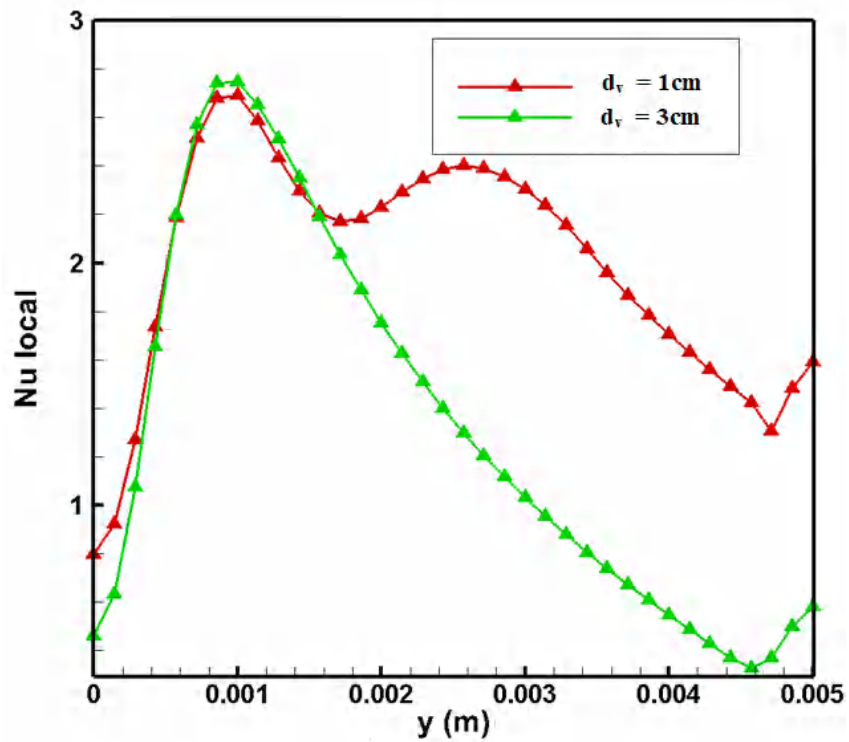


Figure (III.10): Lignes de courant pour nanofluide hybride pour différentes positions horizontale (gauche) , verticale (droite) à $Re=700$ et $\phi =0.08$.



(a)



(b)

Figure (III.11) : Variation du nombre de Nusselt local et moyen en fonction de déplacement horizontale et verticale de la source de chaleur pour nanofluide hybride à $Re=700$.

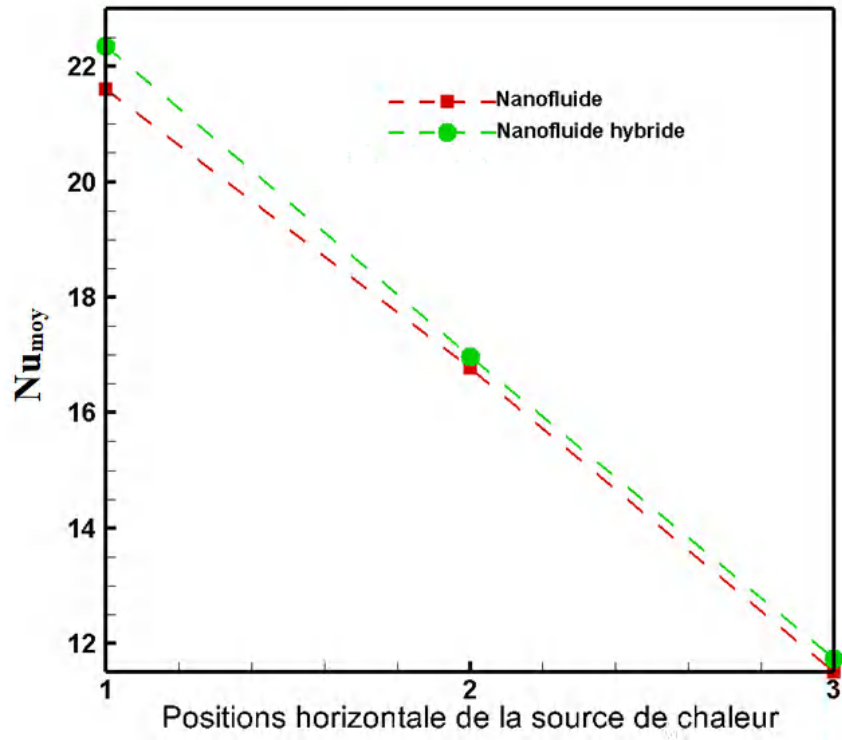
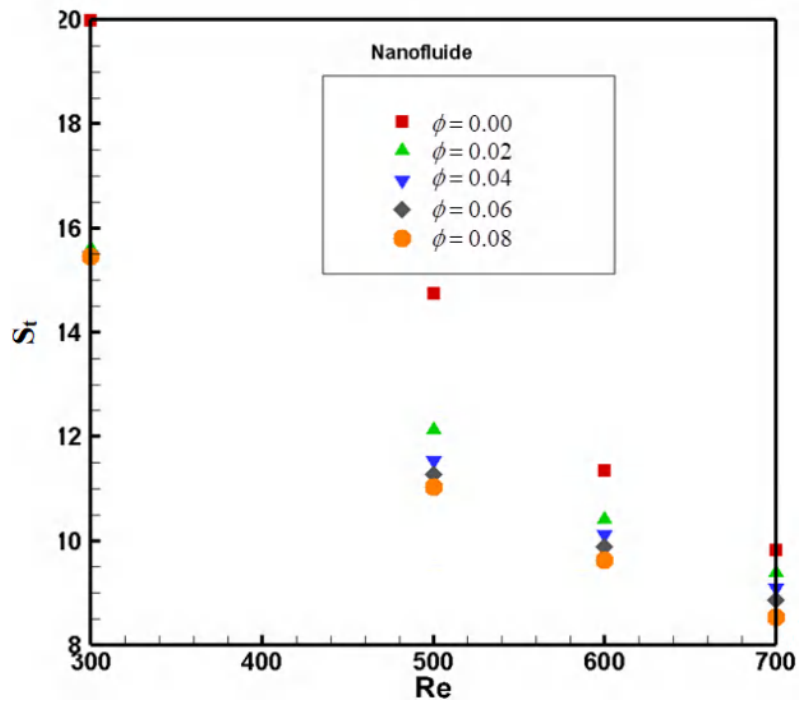
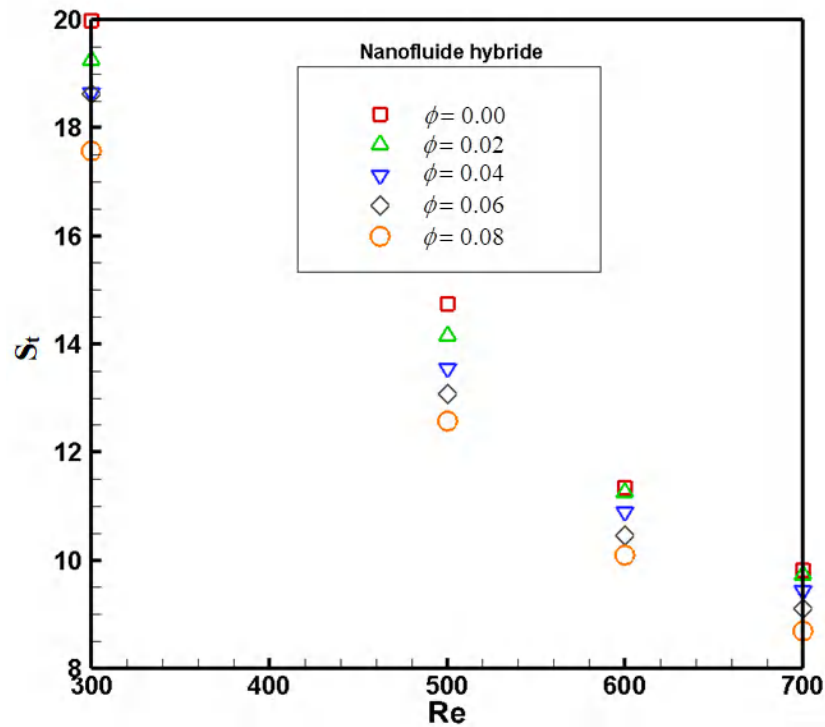


Figure (III.11) : suite



(a)



(b)

Figure (III.12) : Variation de St avec Re , pour différents ϕ de (a) nanofluide simple (Al_2O_3/eau) et nanofluide hybride (b) (Al_2O_3-Cu/eau).

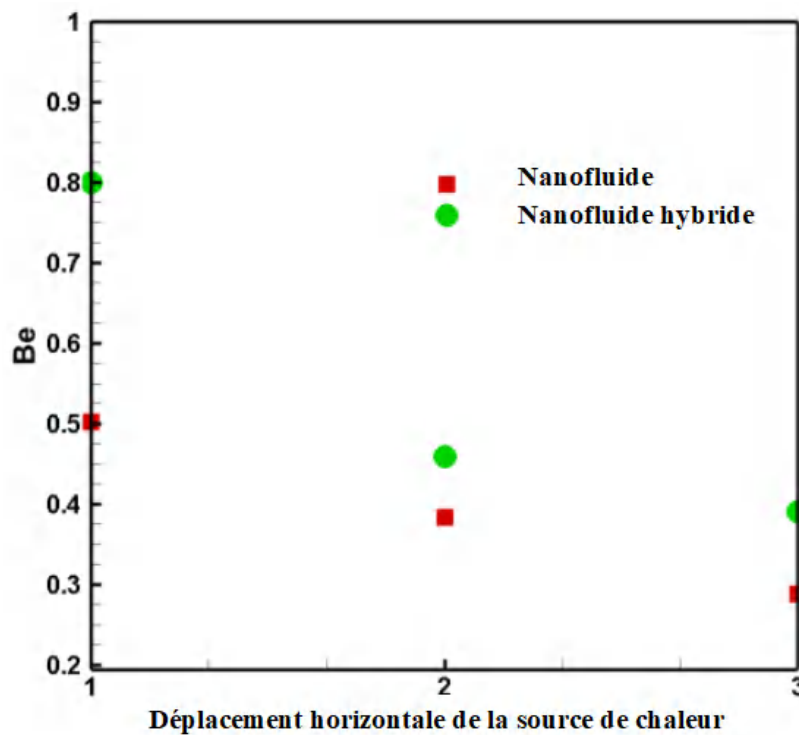


Figure (III.13) : Effet des différents déplacements horizontaux de la position de la source de chaleur sur le nombre de Bejan (Be) pour le nanofluide et le nanofluide hybride, à $Re=700$ et $\phi = 8\%$.

III.A.5.4 Effet du nombre de Reynolds, la fraction volumique des nanoparticules, déplacement de la source de chaleur sur la génération d'entropie et le nombre de Bejan

La figure III.12 illustre la variation de la génération d'entropie totale en fonction du nombre de Reynolds et différentes fractions volumiques des nanoparticules solides ($\phi=0, 0.02, 0.04, 0.06, 0.08$) du nanofluide simple (a) et hybride (b). Une courbe décroissante de la génération d'entropie a été obtenue. En outre, lorsqu'on augmente le nombre de Reynolds, la production de l'entropie devienne plus faible, on peut conclure que la génération d'entropie pour nanofluide simple est plus faible que le nanofluide hybride.

D'autre part, nous remarquons que la production de l'entropie totale diminue linéairement avec l'augmentation de la fraction volumique du nanofluide.

Le nombre de Bejan est compris entre 0 et 1, en conséquence, s'il est égal à 1, le terme relatif aux effets thermiques domine, et s'il égale à 0, le terme relatif à la friction visqueuse domine, et s'il égale à 1/2, la concentration des deux termes est égale.

La figure III.13 montre l'effet de déplacement horizontal sur le nombre de Bejan (Be) pour nanofluide simple et nanofluide hybride. On remarque que les valeurs de nombre de Bejan sont inférieures à 1. Ceci indique que l'irréversibilité au transfert de chaleur est le phénomène le plus dominant. En outre, on a constaté que la valeur de Be diminue avec l'augmentation de déplacement de la source de chaleur.

Deux corrélations sont déterminées pour prédire l'impact de nombre de Reynolds et de la fraction volumique sur les valeurs de nombre de Nusselt moyen pour nanofluide simple (Al_2O_3 /eau) et nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) valides pour ($0 \leq \phi \leq 8\%$), $Ri = 1$, ($300 < Re < 700$) présentés sur la figure (III.14) pour une corrélation de nanofluide simple (Al_2O_3 /eau) avec deux variables, la figure (III.15) pour un nanofluide hybride (Al_2O_3 -Cu/eau) à deux variables. Une très bonne concordance entre les simulations et les corrélations obtenues.

❖ Corrélation pour nanofluide simple

$$Nu_{moy,nf} = 0.261 Re^{0.606} (1 + \phi)^{2.524} \quad (III.1)$$

❖ Corrélation pour nanofluide hybride

$$Nu_{moy,hnf} = 1.081 Re^{0.388} (1 + \phi)^{3.771} \quad (III.2)$$

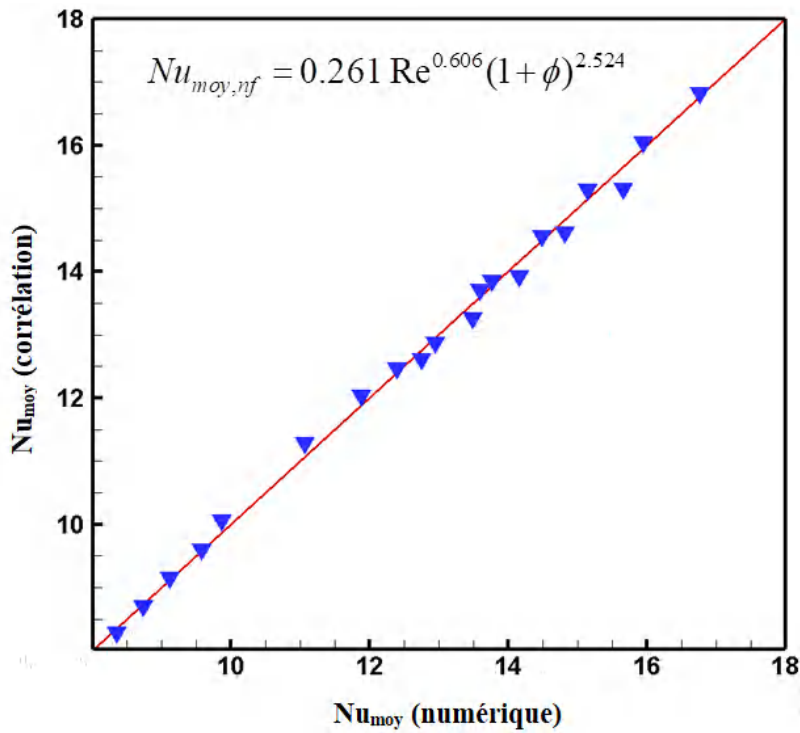


Figure (III.14) : Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.1) pour un nanofluide simple avec deux variables.

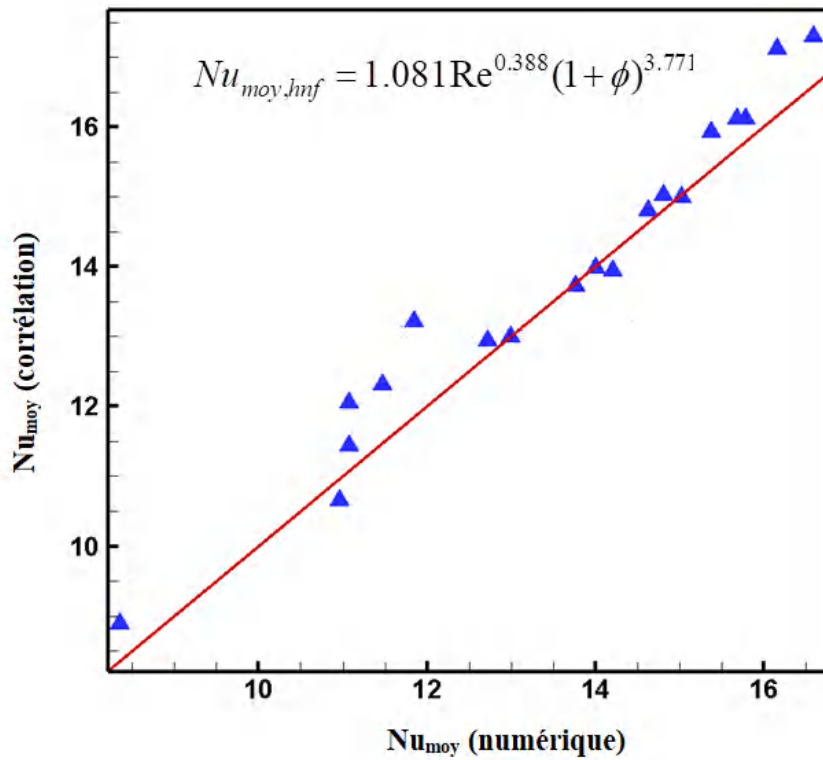


Figure (III.15) : Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.2) pour un nanofluide hybride avec deux variables.

III.A.6 CONCLUSION :

Une étude numérique de convection mixte laminaire dans une cavité ouverte à l'aide d'un nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu/eau}$) a été réalisée. Les effets de Re , ϕ , d_h et d_v sur le transfert de chaleur et la production d'entropie sont analysés. Les principaux résultats sont :

- L'écoulement et les champs thermiques sont affectés par le nombre de Reynolds et la fraction volumique.
- Les nanoparticules affectent le nombre de Nusselt et la production totale d'entropie.
- Du fait de la localisation de la source de chaleur dans la cavité, la structure de l'écoulement et des champs thermiques sont complexes.
- L'utilisation de nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu/eau}$) a un meilleur taux de transfert de chaleur que le nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-eau}$).
- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de Re et ϕ .
- Par rapport au nanofluide et à l'eau pure, le nanofluide hybride est le meilleur pour refroidir la source de chaleur.
- La position horizontale de la source de chaleur permet une amélioration du transfert de chaleur par rapport à la position verticale.
- Une diminution de la génération d'entropie dans le nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-eau}$) par rapport au nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu/eau}$).
- Détermination de deux corrélations pour prédire à la fois le transfert de chaleur des nanofluides et des nanofluides hybrides.

Application B

III.B.1 INTRODUCTION

Cette partie concerne le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité cubique avec un bloc de section carrée e de chaleur placé sur la paroi inférieure de la cavité remplie d'un nanofluide simple.

Cette section traite l'étude diaphasique de (Al_2O_3 /eau), pour analyse l'influence de certains paramètres comme le nombre de Reynolds, la fraction volumique des nanoparticules, sur l'écoulement des fluides (lignes de courant, contours de vitesse), le transfert de chaleur (isothermes, coefficient de transfert de chaleur h local et moyen) et la génération d'entropie (profils de S_h , S_f).

III.B.2 PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES ET PHYSIQUES

En référant à la Figure II.1, les effets étudiés pour les paramètres mentionnés sont les suivants : le nombre de Reynolds défini comme $Re = \frac{\rho_f U_0 L}{\mu_f}$ ($Re = 300, 400, 500, 600$), la fraction volumique ($\phi = 0 ; 0,02 ; 0,04 ; 0,06$). Les propriétés thermophysiques des substances (eau et Al_2O_3) sont illustrées dans le tableau II.1

III.B.3 ÉFFET DU MAILLAGE

Différents maillages sont pris en considération dans cette étude pour examiner l'indépendance du maillage, et pour assurer l'exactitude et la fiabilité de la solution numérique, nous avons considéré quatre maillages différents, 241756, 313873, 399046 et 510724 nœuds. Le (tableau III. 3) présente la variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) et la température moyenne, $Re=300$ et $\phi=0.02$.

En examinant le tableau III-2, on remarque que les valeurs du nombre de Nusselt moyen et la température moyenne sont proches les unes des autres. De ce fait, nous avons utilisé un maillage de **399046** nœuds pour tous les calculs de notre étude, pour avoir le meilleur compromis entre le temps de calcul et la précision.

CHAPITRE III : Résultats et discussion

Tableau (III- 2) : Variation du nombre de Nusselt moyen et température moyenne pour différents maillages à $Re=300$ et $\phi =0.02$.

Maillage	241756	313873	399046	510724
Nu_{moy}	6.877	6.639	6.4704	6.480
T_{moy}	301.83	301.77	301.733	301.740

III.B.4 RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

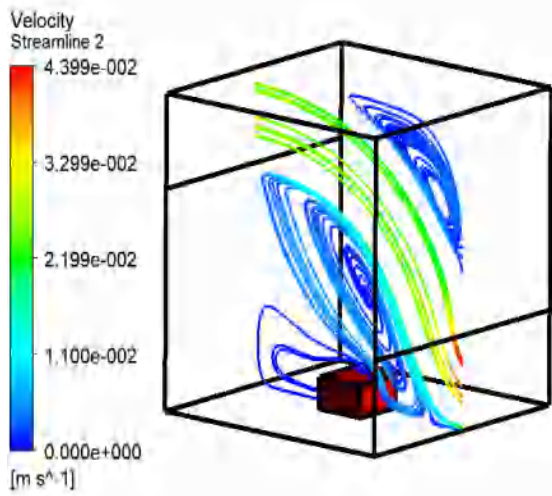
III.B.4.1 Effet du nombre de Reynolds (Re) et de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) sur le champ dynamique

L'influence du nombre de Reynolds ($Re =300, 400, 500,600$) sur les lignes de courant dans le plan ($x-y$), à $z=0.025m$ au milieu de la cavité cubique d'un nanofluide (Al_2O_3/eau) pour le modèle de mélange est présentée dans la figure III-16. Pour $Re=300$, le fluide entre à une vitesse uniforme U_0 , et les lignes de courant à la sortie sont perpendiculaires, où tous les gradients de vitesse sont nuls. Les particules de fluide provenant de l'entrée de la cavité dévient vers la sortie. Nous pouvons également observer la création de zones de recirculation de tailles différentes et de directions opposées. L'intensité de ces zones de recirculation augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

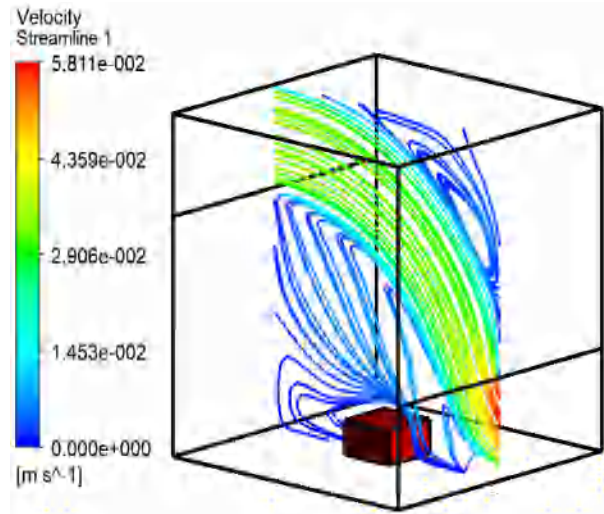
La figure III-17 montre le profil de la composante horizontale de la vitesse pour différentes valeurs de Reynolds ($Re =300,400,500$) à $\phi = 0,06$ pour un nanofluide de (Al_2O_3/eau) pour le modèle de mélange. Nous pouvons voir que la composante de vitesse augmente avec l'augmentation du nombre Re , l'effet de la convection forcée devient de plus en plus important, où les forces de flottabilité diminuent, et donc une accélération et une augmentation de la vitesse maximale du fluide.

La variation locale du coefficient du frottement pour différentes valeurs de Re d'un nanofluide (Al_2O_3/eau) et $\phi = 0.06$ est illustrée sur la figure III-18 .On voit clairement que les valeurs du coefficient de frottement sont maximales là où les gradients de vitesse sont maximaux, on peut remarquer aussi que le coefficient de frottement décroît pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds et qu'il augmente pour les faibles régimes d'écoulement.

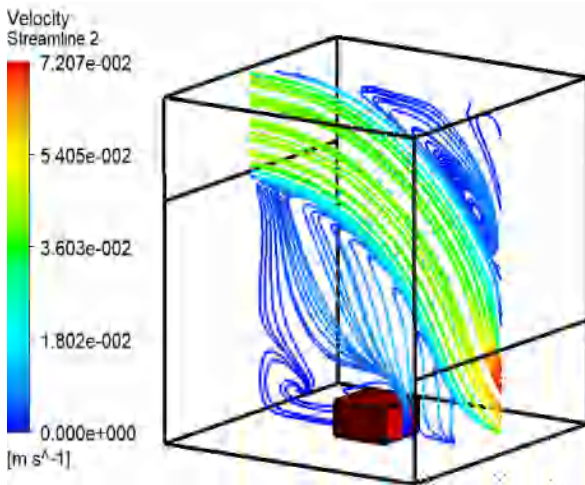
Re = 300



Re = 400



Re = 500



Re = 600

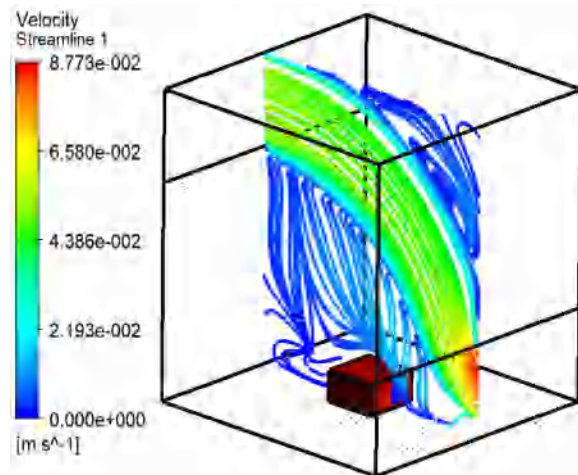


Figure (III-16) : L'influence du nombre de Reynolds sur les lignes de courant ($\phi=0.06$).

à $z=0.025m$

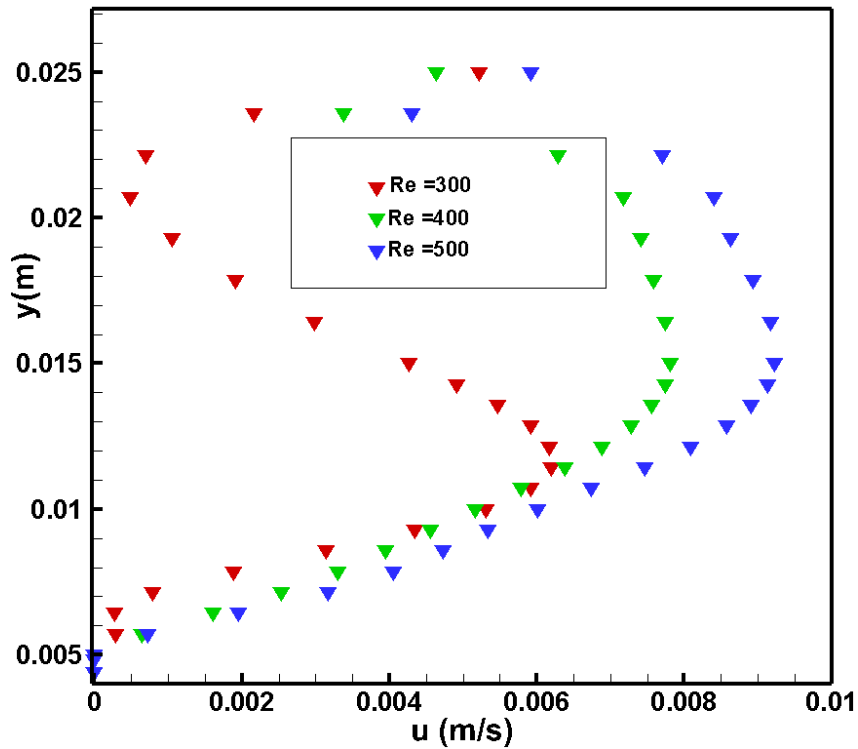


Figure (III-17) : Variation de la composante horizontale de la vitesse pour différentes valeurs de Reynolds à $\phi = 0.06$.

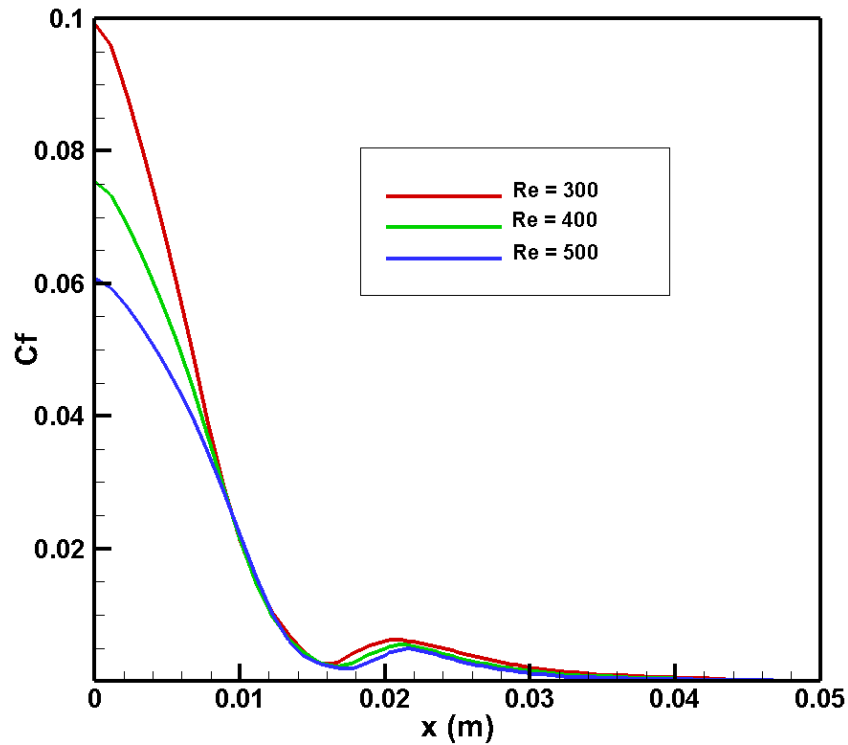
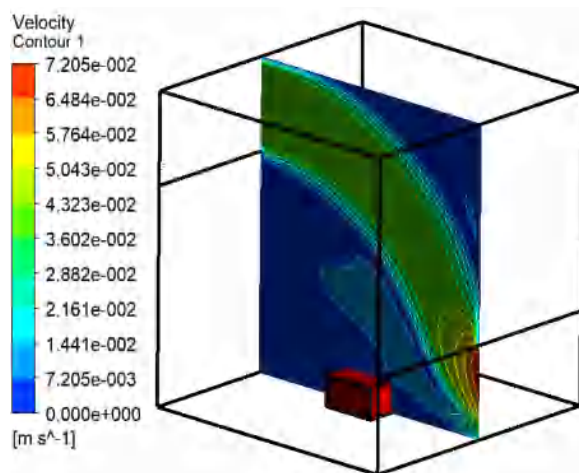


Figure (III-18) : Variation locale du coefficient de frottement pour différentes valeurs de Reynolds à $\phi = 0.06$.

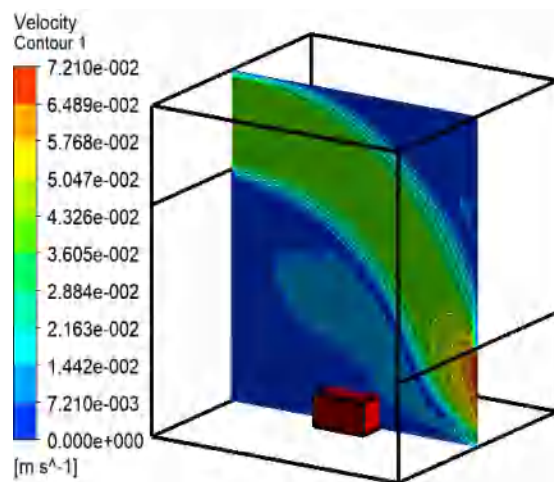
CHAPITRE III : Résultats et discussion

Les contours de vitesse dans le plan (x-y) au milieu de la cavité à $z = 0.025\text{cm}$ pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules ($\phi = 0.02, 0.04, 0.06, 0.08$) sont présentés sur la figure III-19. L'intensité du champ de vitesse dépend de la fraction volumique des nanoparticules solides, qui varia de $7,205 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$ à $\phi = 0.02$ à $8,733 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$ (valeur maximale) à $\phi = 0.08$. Cette valeur maximale est obtenue à la sortie de la cavité, où le fluide est accéléré.

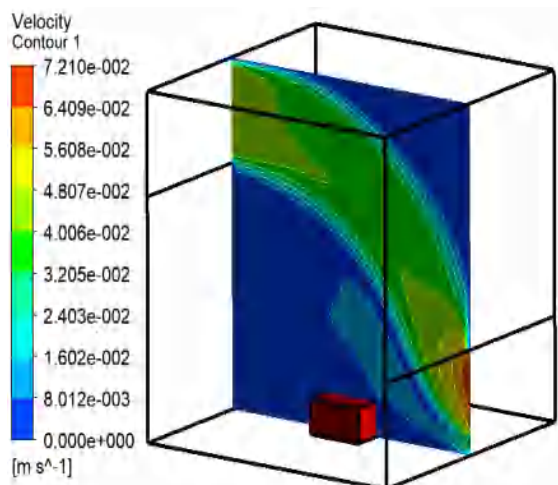
$\phi = 0.02$



$\phi = 0.04$



$\phi = 0.06$



$\phi = 0.08$

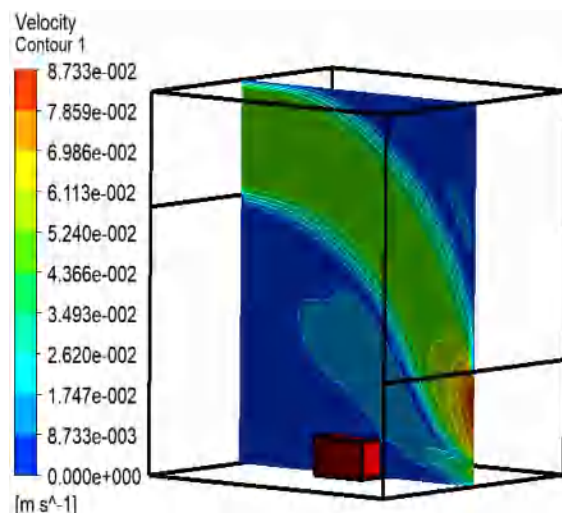


Figure (III- 19): Les contours de vitesses dans le plan x-y ($z=\text{const.}$ au milieu de la cavité) pour différentes valeurs de fraction volumique à $Re = 500$.

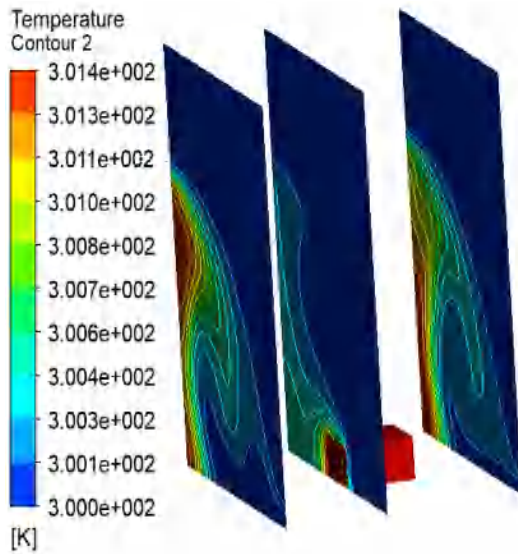
III.B.4.2 Effet du nombre de Reynolds (Re) et de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) sur le champ thermique et la génération d'entropie

La figure III-20 visualise l'effet du nombre de Reynolds sur la distribution de la température dans une cavité remplie de nanofluide. D'après les contours des isothermes pour différents plans de $z=0.01$, $z=0.03$ et $z=0.045$, nous observons un réchauffement considérable du fluide au niveau de la source de chaleur et que pour des nombres de Reynolds élevés, l'effet de la convection devient de plus en plus important. D'après ces figures, nous pouvons voir que pour un faible nombre de Reynolds ($Re=300$), un gradient de température significatif est enregistré ; ensuite et avec l'augmentation du nombre de Re, la variation de la température devient plus faible.

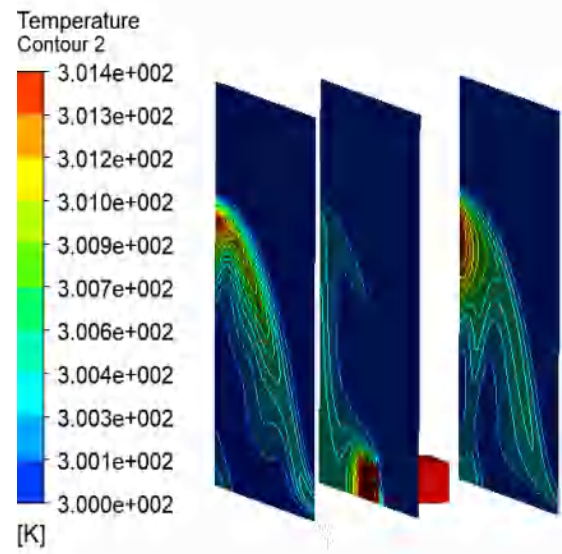
La figure III-21 montre les champs thermiques dans toute la cavité pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules ($\phi=0,02, 0,04, 0,06, 0,08$) à $Re=500$. Pour $\phi=0,02$, le fluide pénètre à une température ambiante de 300K. À proximité de la source de chaleur, la température augmente. A la sortie, la température diminue progressivement. Nous pouvons voir également la création de couches limites thermiques. La chaleur diffuse de l'entrée vers la source de chaleur ou la génération volumétrique $q_v=10^6 \text{ W/m}^3$; ceci est dû à l'importance des gradients de température. Nous pouvons conclure que l'augmentation de la fraction volumique ϕ contribue à l'amélioration du transfert de chaleur en raison de l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide.

L'évolution de la température est présentée dans la Figure III -22 à $y=0.005$ pour le nanofluide à différents nombres de Reynolds ($Re=300, 500, 600$). Il est observé que la température augmente avec la diminution du nombre de Reynolds. L'efficacité du refroidissement mesurée en termes de réduction de température est notable dans la mesure où l'influence de la convection forcée tend à réduire la température tout en augmentant le nombre de Reynolds.

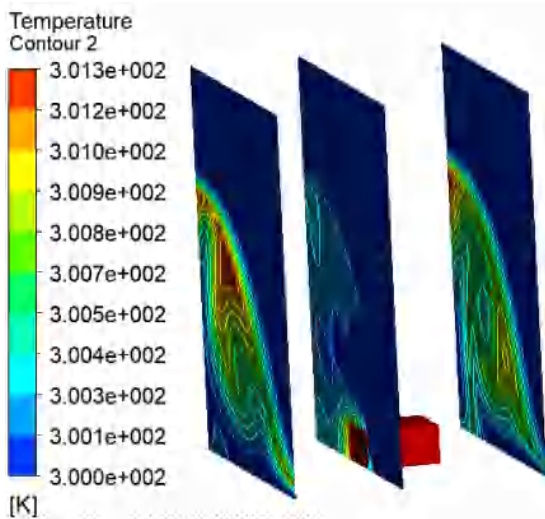
Re = 300



Re = 400



Re = 500



Re = 600

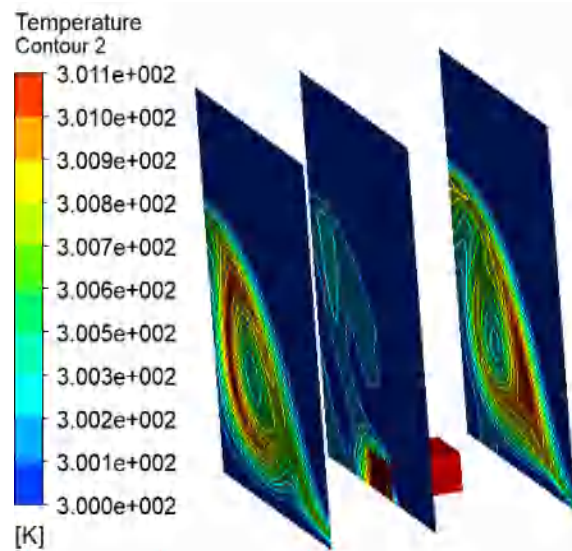
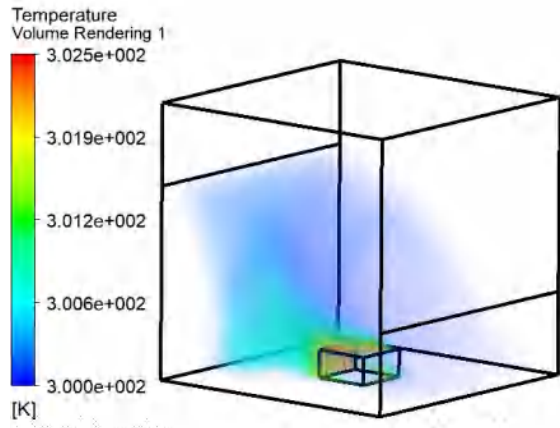
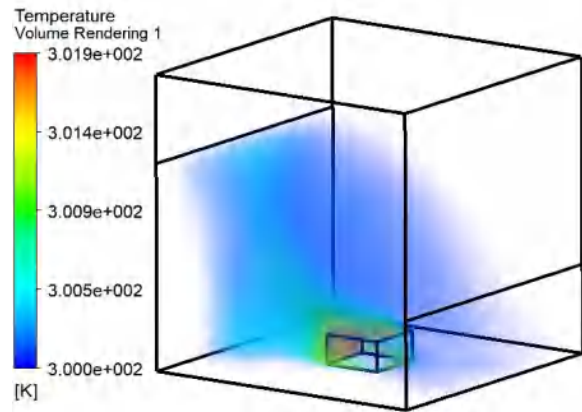


Figure (III-20) : Contours des isothermes dans une cavité cubique (plan x-y, à $z_1=0.01\text{cm}$, $z_2=0.03\text{cm}$ et $z_3=0.045\text{cm}$) remplie d'un nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) pour différentes valeurs des nombres de Re.

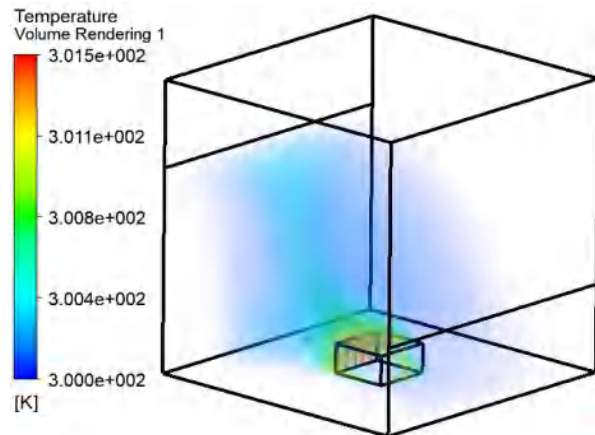
$\phi=0.02$



$\phi=0.04$



$\phi=0.06$



$\phi=0.08$

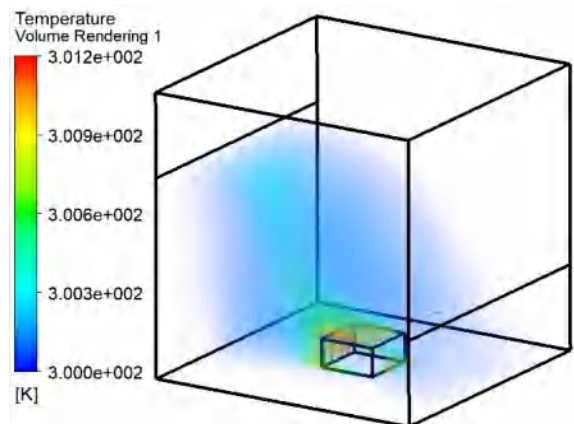


Figure (III-21) : Les isothermes dans toute la cavité pour différentes valeurs de fraction volumique à $Re=500$.

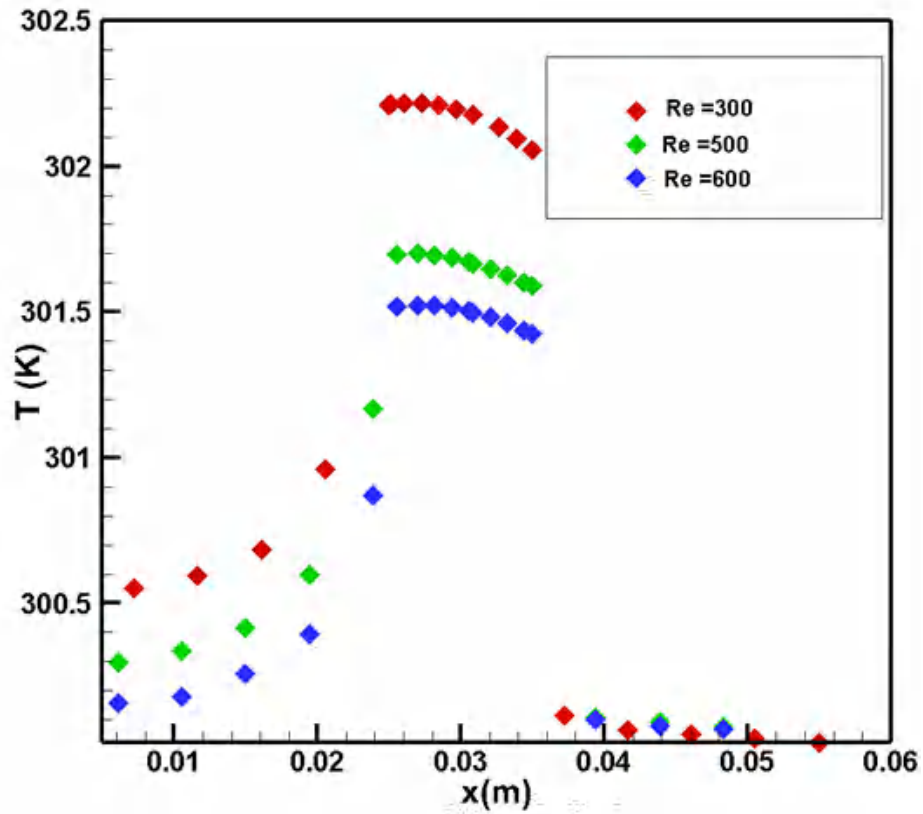


Figure (III-22) : L'évolution de la température à différentes valeurs de Re .

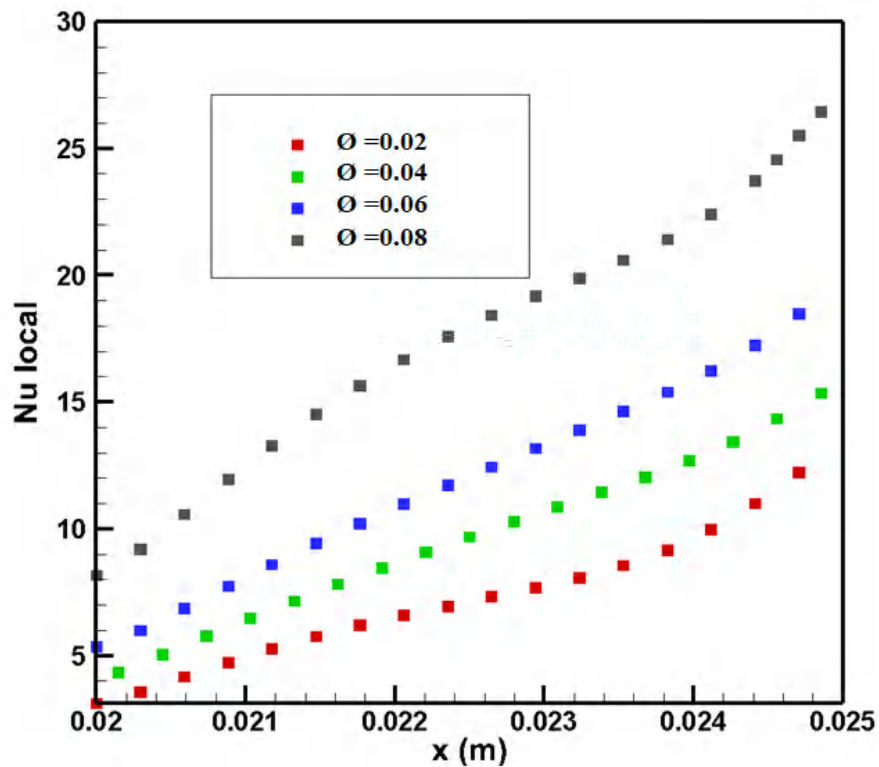


Figure (III-23) : Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la fraction volumique à $Re = 500$

CHAPITRE III : Résultats et discussion

Le nombre de Nusselt local est illustré dans la figure III-23 pour différentes valeurs de fraction volumique des nanoparticules à $Re=500$ et $x=0.02$. Cette figure montre que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique du nanofluide. Ainsi, nous pouvons dire que l'ajout des particules nanométriques participe à l'amélioration du transfert de chaleur.

La figure III -24 représente le coefficient de transfert thermique à $x=0,02m$, pour les deux cas (monophasique et diphasique) pour $Re=500$ à différentes concentrations volumiques de nanoparticules ($\phi = 0, 02, 0, 04, 0,08$). On observe clairement que le coefficient de transfert thermique augmente avec l'augmentation de ϕ pour les deux cas. Ceci est dû à l'amélioration des propriétés thermophysiques du mélange due à l'introduction des nanoparticules solides nanométriques.

La figure III-25 représente le coefficient de transfert thermique moyen du nanofluide pour les deux cas (monophasé et diphasique). D'après cette figure, on peut remarquer que h_{moyq} augmente linéairement avec la concentration volumique des nanoparticules pour les deux cas.

La figure III-26 montre la variation de la génération d'entropie due au transfert de chaleur (Sh) en fonction du nombre de Reynolds pour deux fractions volumiques ($\phi = 0,04$ et $\phi=0,06$) pour le nanofluide dans le cas diphasique. Les résultats indiquent que l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique conduit à une diminution de l'entropie thermique. Ceci est identique aux résultats d'**Uysal et Korekmaz (2019)**, qui ont confirmé que l'irréversibilité due au transfert de chaleur diminue lorsque Re augmente.

La figure III-27 examine la variation de la génération d'entropie due à la friction du fluide pour le nanofluide en fonction du nombre de Reynolds pour deux fractions volumiques ($\phi = 0,04$ et $\phi=0,06$).

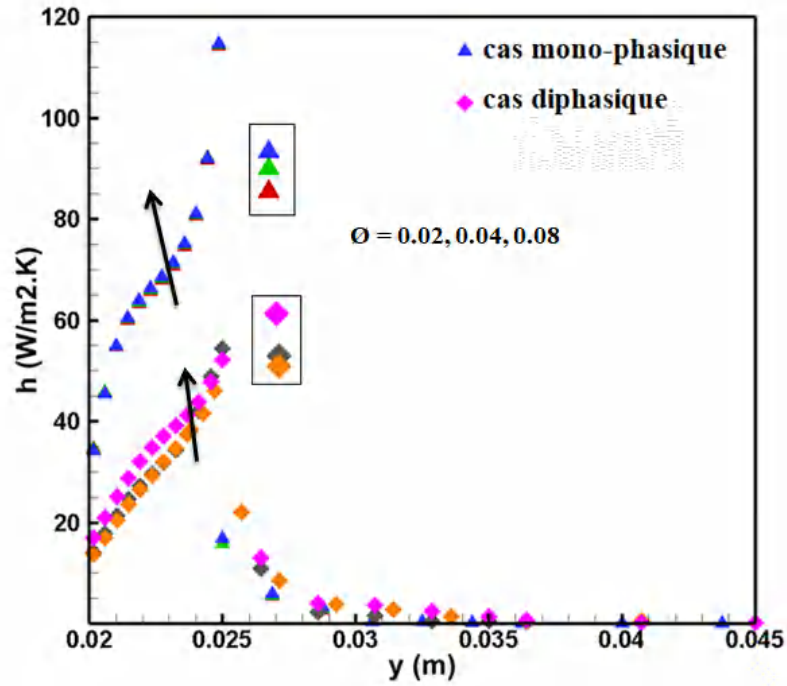


Figure (III-24) : Variation du coefficient de transfert de chaleur à $x=0.02m$, pour les deux cas (monophasique et diphasique) pour $Re=500$ à différentes concentrations volumiques des nanoparticules.

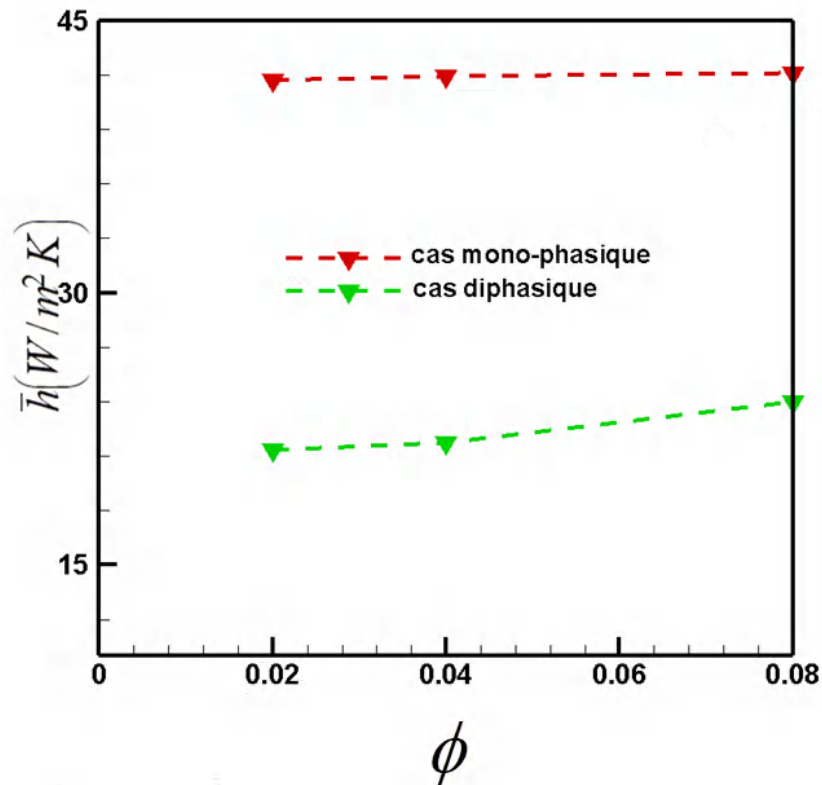


Figure (III-25) : Variation du coefficient de transfert de chaleur moyen pour nanofluide pour les deux cas (monophasique et diphasique).

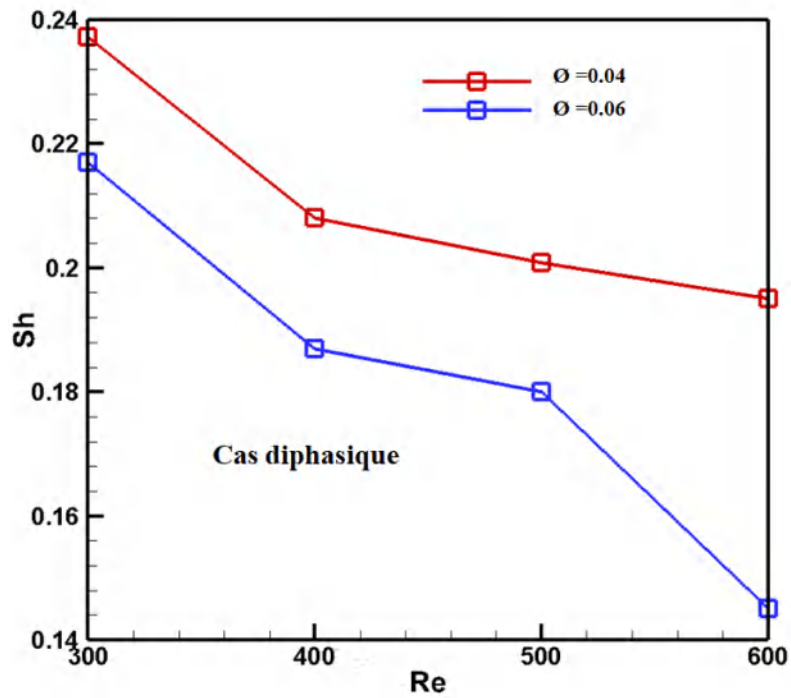


Figure (III-26) : Variation de la génération d'entropie due au transfert de chaleur (S_h) en fonction du nombre de Reynolds

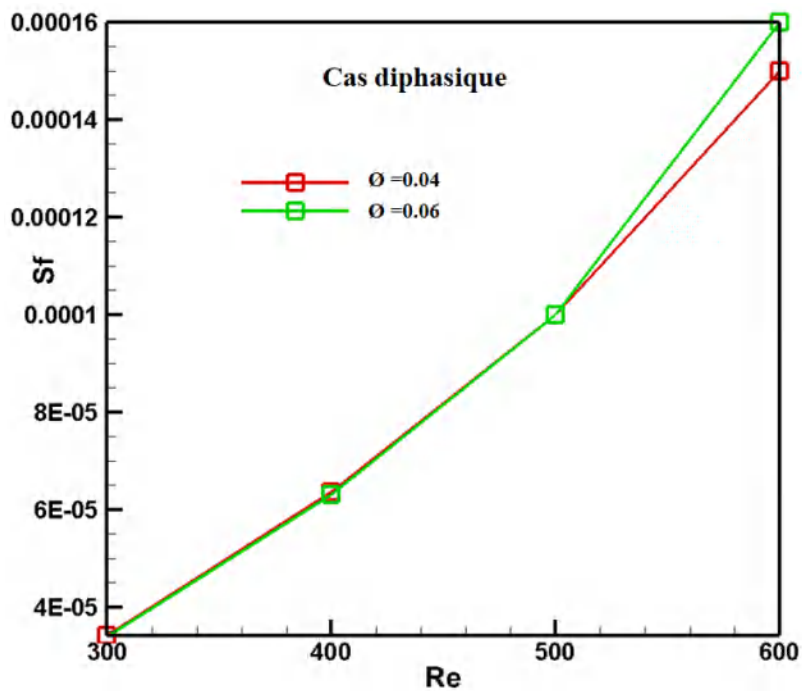


Figure (III-27) : Variation de la génération d'entropie due au frottement fluide pour nanofluide en fonction du nombre de Reynolds

III.B.5 CONCLUSION

Le transfert de chaleur par convection mixte laminaire et la génération d'entropie de nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ dans une cavité cubique avec source de chaleur en utilisant l'approche du modèle de mélange ont été étudiés numériquement, les effets de Reynolds et la concentration volumique ont été étudiés numériquement, les résultats les plus significatifs sont :

- Lorsque les nanoparticules sont ajoutées à un fluide, elles peuvent augmenter la capacité de transfert de chaleur du fluide de base. Si la fraction volumique augmente, l'effet devient plus important.
- Le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de ϕ pour les deux cas (monophasique et diaphasique).
- Le coefficient de frottement décroît pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds et qu'il augmente pour les faibles régimes d'écoulement.
- L'irréversibilité due au frottement du fluide domine sur l'irréversibilité due au transfert de chaleur à des nombres de Re élevés, et l'inverse est valable.

CHAPITRE IV : RÉSULTATS ET DISCUSSION DIPHASIQUE (Application C)

Sommaire

IV.1 INTRODUCTION	105
IV.2 PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES ET PHYSIQUES	105
IV.3 EFFET DU MAILLAGE	106
IV.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	107
IV.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	108
IV.5.1 Effet du nombre de Reynolds (Re).....	108
IV.5.2 Effet de la fraction volumique des nanoparticules ϕ	113
IV.5.3 Effet du nombre de Darcy (Da).....	116
IV.5.4 Effet de la porosité du milieu poreux (ϵ).....	120
IV.6 CONCLUSION	125
CONCLUSIONS GÉNÉRALE ET PERSPECTIVE	126
RÉFÉRENCES	128

Application C

IV.C.1 INTRODUCTION

Nous nous intéressons à présenter les résultats numériques obtenus à partir d'une étude de l'influence de certains paramètres sur la génération d'entropie et l'évolution du transfert de chaleur en convection mixte laminaire en régime permanent à l'intérieur d'un cylindre vertical poreux rempli de nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$). La paroi inférieure du cylindre est considérée comme chaude, tandis que la paroi latérale est adiabatique, sauf la paroi supérieure qui est considérée comme froide et tourne à une vitesse angulaire ($w=\Omega R$).

Nous avons exploité, notamment au niveau de cette simulation numérique, le code de calcul Fortran (code maison) pour résoudre le système d'équations (II-59- II- 64) avec les conditions aux limites appropriées.

Nous exposons, dans cette partie, l'effet du maillage sur la solution numérique, puis nous passerons à la validation du code de calcul et vérifierons que les résultats numériques obtenus sont en bon accord avec d'autres résultats obtenus dans la littérature.

Les champs thermiques et hydrodynamiques montrent les résultats de nos simulations numériques. Ils sont visualisés en fonction du nombre de Reynolds, du nombre de Richardson, de la fraction volumique des nanoparticules, du nombre de Darcy et de la porosité du milieu.

IV.C.2 PARAMETRES GÉOMÉTRIQUE ET PHYSIQUE

En se référant à la figure (II-7), des simulations numériques ont été réalisées pour une large gamme de nombres de Reynolds ($Re : 100, 500, 1000, 1500$), de fraction volumique de nanoparticules de la composition (50 :50) ($\phi : 0 \text{ à } 0,08$), de nombre de Darcy ($Da : 10^{-4} \text{ à } 10^{-1}$), de valeurs de porosité ($\varepsilon : 0,02 \text{ à } 0,099$), de nombre de Richardson ($Ri : 0,5, 1,5, 8$) et de nombre de Prandtl ($Pr : 6,2$). Les propriétés thermophysiques de l'eau pure et des nanoparticules (Al_2O_3 et CuO) sont indiquées dans le tableau (II.1) à une température de référence de $T=25^\circ\text{C}$.

IV.C.3 EFFET DU MAILLAGE

CHAPITRE IV : Résultats et discussion

Pour examiner l'effet du maillage sur la solution numérique et réduire les erreurs numériques, quatre maillages (72×72) , (142×142) , (202×72) et (282×282) pour $\phi=0,04$, $Re=1000$ et $Ri=0,5$ ont été étudiés. D'après le tableau (IV.1) et la figure IV.1, nous constatons que la vitesse, le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie totale et la génération d'entropie totale du milieu poreux deviennent insensibles aux nombres de nœuds. Pour économiser du temps, la taille du maillage (202×72) a été choisie pour minimiser les erreurs.

Tableau IV.1 : Test du maillage pour $\phi=0.04$, $Re=1000$ et $Ri=0.5$.

Maillage	M_1 (72×72)	M_2 (142×142)	M_3 (202×72)	M_4 (282×282)
Nu_{moy}	44.292	42.591	42.948	42.956
S_h	21.135	20.919	20.949	20.953
$S_{pT} \times 10^{-5}$	7.237	7.343	7.359	7.360

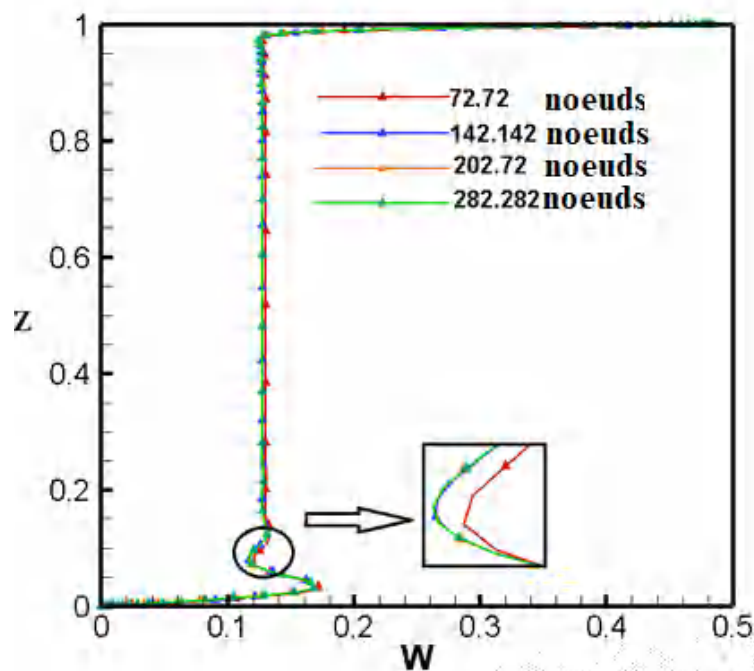


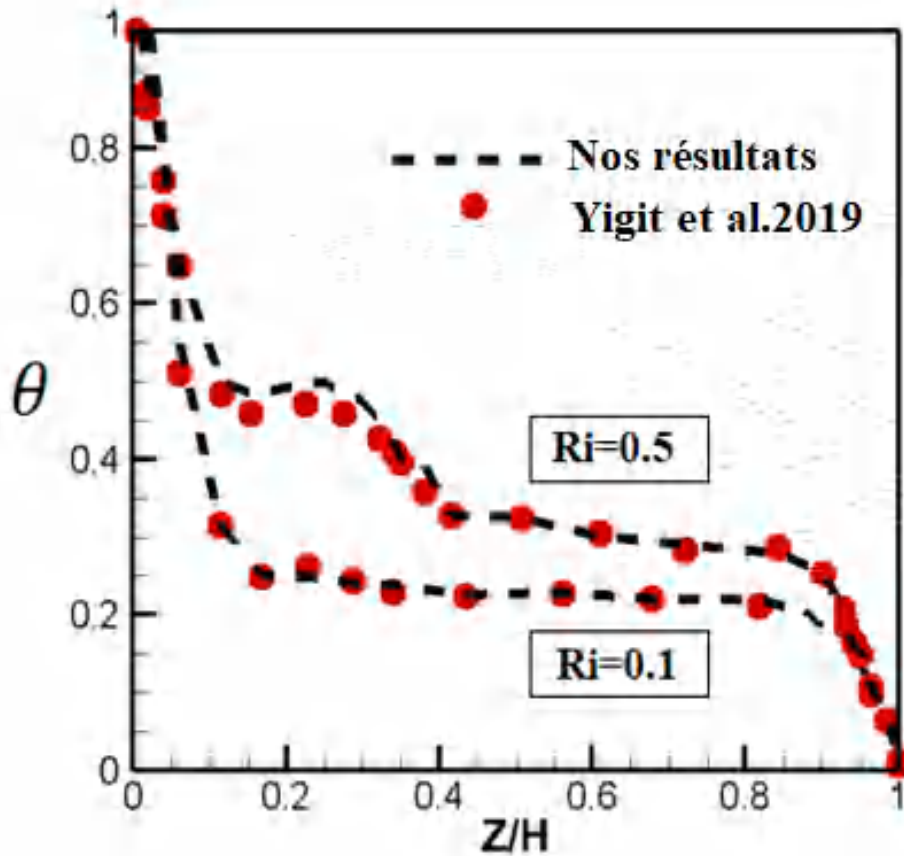
Figure IV.1 : Variation de la vitesse W pour différents maillages.

IV.C.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Pour confirmer davantage les résultats de nos simulations numériques, deux comparaisons sont faites avec d'autres investigations numériques présentées dans la littérature.

Tout d'abord la comparaison est faite avec les résultats de **Yigit et al. (2019)** pour la distribution de température sans dimension (Figure IV -2-a) dans un cylindre de disque supérieur qui tourne à une vitesse angulaire pour le nanofluide (Al₂O₃/Eau) à Re=2000. Figure (IV -2-b) une autre comparaison est faite avec les résultats de **Balla et al. (2013)** pour le nanofluide hybride (CuO-Cu/Eau) dans un tube pour le coefficient de transfert de chaleur à Re=1100. Nous pouvons constater que nos résultats numériques sont en accord avec les résultats de la littérature.

(a)



(b)

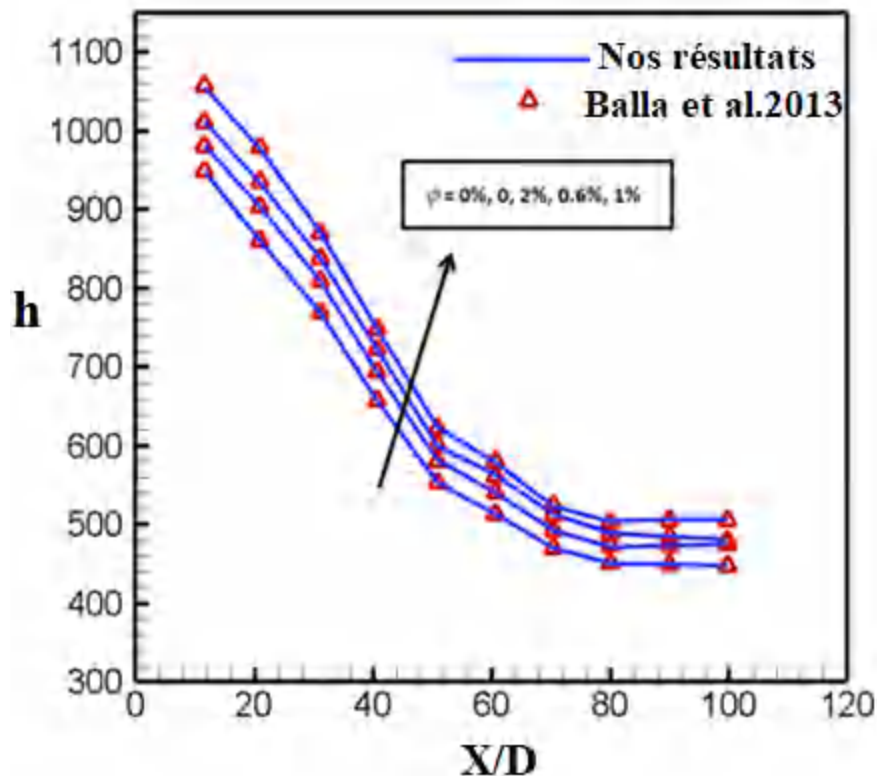


Figure IV.2 : Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Yigit et al.(2019) (a), Balla et al(2013) (b) .

IV.C.5 RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

Le transfert de chaleur par convection mixte et la génération d'entropie dans un cylindre vertical poreux rempli de nanofluide hybride (Al_2O_3-CuO/eau) sont étudiés numériquement pour une large gamme de nombres de Reynolds ($Re : 100$ à 1500), la fraction volumique de nanoparticules de composition (50 :50) ($\phi : 0$ à 0.08), le nombre de Darcy ($Da : 10^{-4}$ à 10^{-1}), les valeurs de porosité ($\varepsilon : 0.02$ à 0.099) pour deux nombres de Richardson ($Ri : 0.5$ et 1) et un nombre de Prandtl ($Pr : 6.2$).

IV.C.5 .1 Effet du nombre de Reynolds (Re)

Le courant (à gauche) et les isothermes (à droite) pour le nanofluide hybride (Al_2O_3-CuO/eau), à $\phi=0,06$, sont présentés sur la figure IV.3 pour différents nombres de Reynolds ($Re : 100, 500, 1000, 1500$) avec $Ri=5$, $Da= 0,1$ et $\varepsilon=0,2$.

CHAPITRE IV : Résultats et discussion

La figure IV -3-a montre clairement les zones de recirculation se produisant à l'intérieur du cylindre pour différents nombres de Reynolds ($Re : 100, 500, 1000, 1500$) . Une augmentation de l'intensification de la circulation du nanofluide hybride (Al_2O_3-CuO/eau) peut également être remarquée.

Sur la figure IV -3-b, on peut voir un gradient de température relativement important au voisinage de la paroi chaude. Une présentation des isothermes est apparue, qui devient plus importante lorsque le nombre de Reynolds augmente.

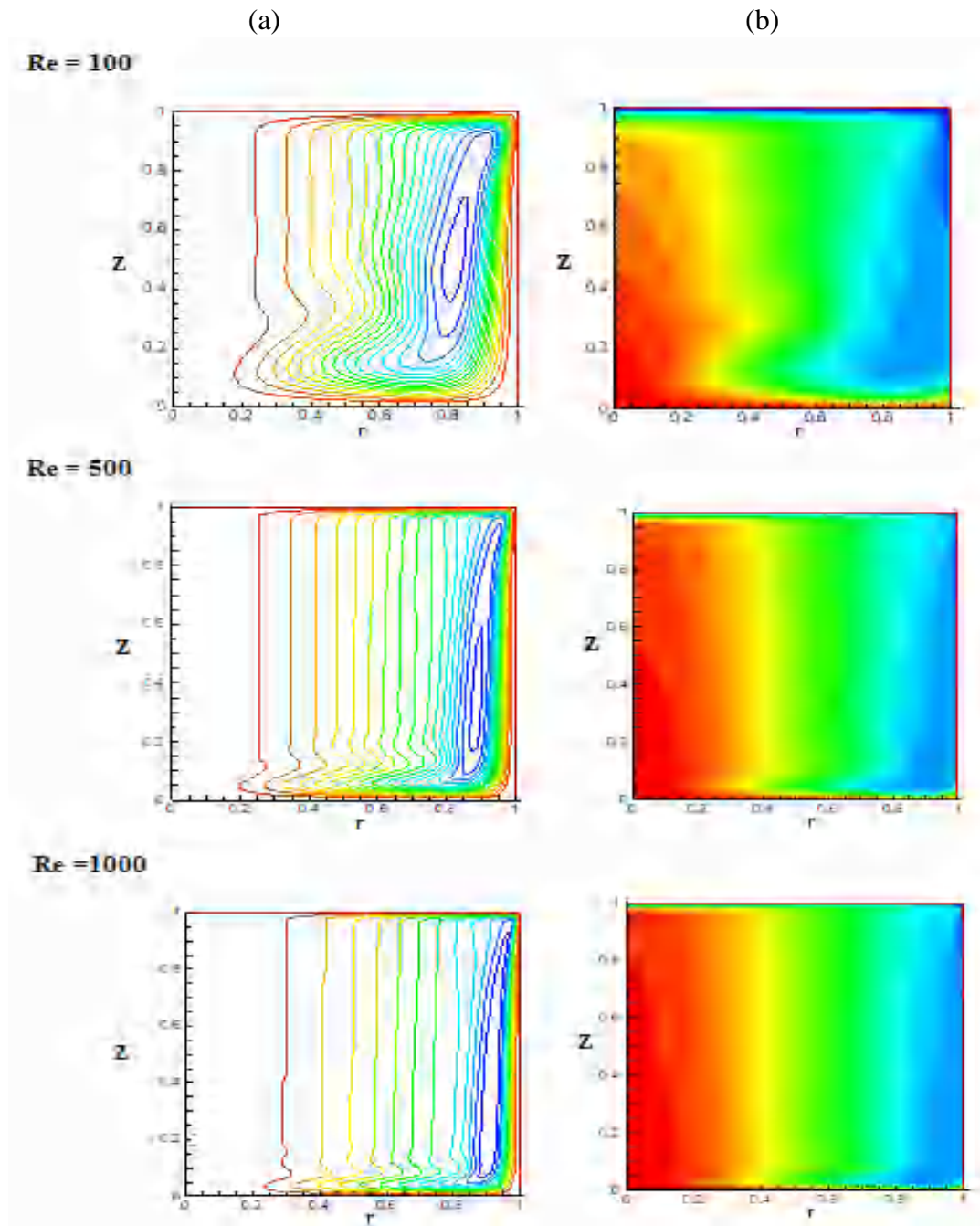


Figure IV-3: Lignes du courant (à gauche) (a) , les isothermes (à droite) (b) dans le cylindre pour différentes valeurs de Reynolds ($\phi = 0.06, Ri = 5, Da = 10^{-1}, \varepsilon = 0.2$).

La distribution de la composante de vitesse sans dimension ($W = \Omega R$) est présentée sur la figure IV-4 -a pour $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$ à $\phi = 0,06$ dans un cylindre poreux à différents nombres de Reynolds et deux valeurs de Richardson Ri (0,5 et 5). Sur cette figure, on peut remarquer que la vitesse augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. De plus, le profil de vitesse W pour $Ri=5$ est plus élevé que celui de $Ri=0,5$, donc l'augmentation du nombre de Richardson provoque une augmentation de l'intensité de la force de flottabilité et accélère le nanofluide hybride. **Yigit et al. (2019)** ont obtenu les mêmes résultats.

La figure IV- 4-b montre la distribution du profil de température sans dimension pour le nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) à $\phi = 0,06$ à différentes valeurs de Reynolds, et pour Ri (0,5 et 5), on peut voir que la température augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de Richardson, ceci est dû à l'augmentation des gradients de température entre le fluide et la paroi. Les mêmes résultats sont obtenus par **Yigit et al. (2019)**.

La figure IV-5 montre la variation du nombre de Nusselt local pour différents nombres de Reynolds à $\phi = 0,06$ et $Ri = 0,5$. On remarque que l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation du nombre de Nusselt local en raison de la forte convection à des vitesses d'écoulement plus élevées et du mouvement du fluide induit par la rotation du disque supérieur.

La figure IV-6 montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour $\phi = 0,06$ et $Ri = 0,5$. On peut constater que pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds, le Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. De plus, nous pouvons également présenter dans cette figure les contours de température du nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) pour $Re=100$ et $Re=1500$. Nous pouvons voir une augmentation du transport convectif de chaleur avec l'augmentation du nombre de Reynolds, ce qui conduit à une augmentation du taux de transfert de chaleur dans le cylindre ; ceci peut également être expliqué par le transport convectif de chaleur à travers l'épaisseur de la couche limite.

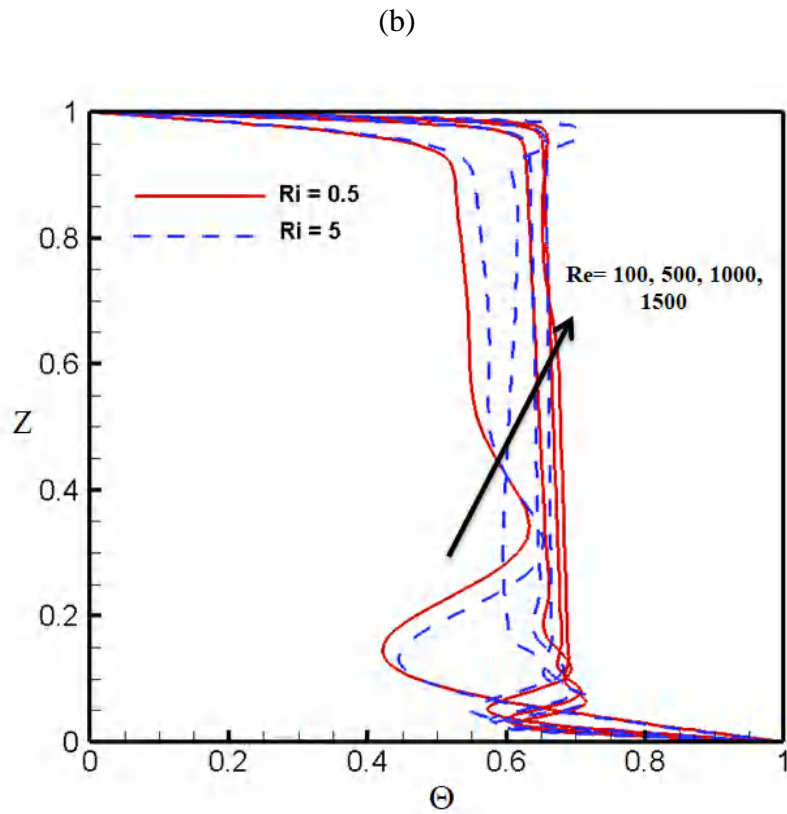
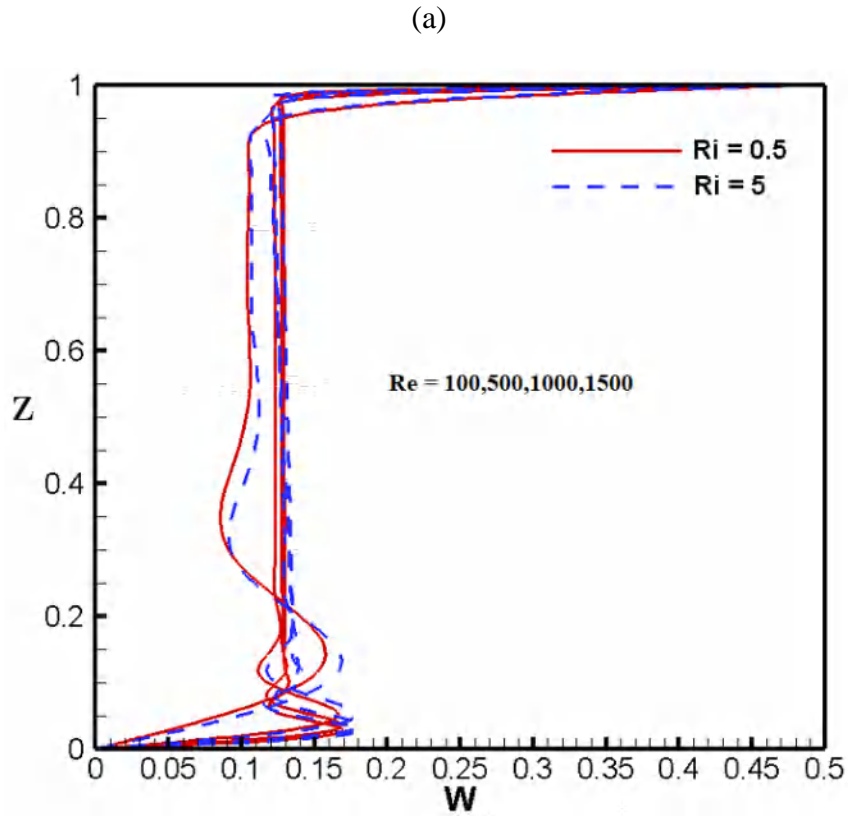


Figure IV- 4 : Variation des profils de la vitesse (a) et de la température (b) pour différents nombres du Reynolds , $Ri=0.5$ et $Ri=5$ à $\phi = 0.06$.

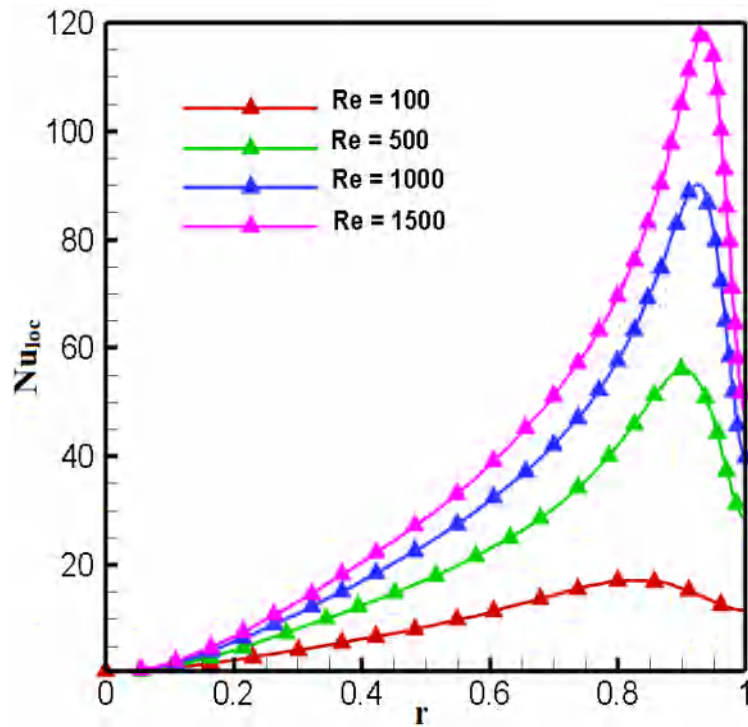


Figure IV -5 : Variation du nombre de Nusselt local à $Ri=0.5$ et différents nombres de Reynolds pour nanofluide hybride (Al_2O_3-CuO/eau) à $\phi = 0.06$

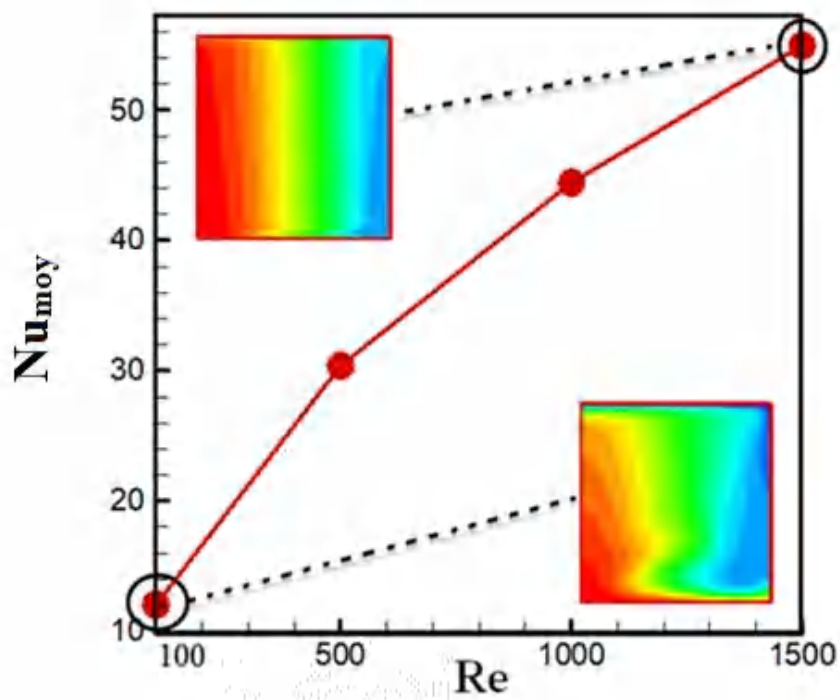


Figure IV- 6 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Reynolds à $Ri=0.5$ et $\phi = 0.06$ avec représentation des contours de température.

IV.C.4 .2 Effets de la fraction volumique des nanoparticules

La figure IV- 7-a représente la variation du profil de vitesse adimensionnelle pour le nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) à différentes fractions volumiques de nanoparticules, $\text{Re}=1000$ et $\text{Ri}=0,5$. On peut observer que la fraction volumique des nanoparticules n'a pas beaucoup d'effet sur le profil de vitesse ; on peut également remarquer qu'une valeur maximale de la vitesse correspond au cas de $\phi = 0$ (eau pure), tandis que la valeur minimale se produit à $\phi = 0,08$.

La figure IV -7-b montre la distribution de température sans dimension de l'eau pure et du nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) pour différentes fractions volumiques de nanoparticules, $\text{Re}=1000$ et $\text{Ri}=0,5$. L'augmentation de la fraction volumique de nanoparticules augmente la température d'écoulement, car l'ajout de nanoparticules au sein du fluide améliore la conductivité thermique effective.

La figure IV-8 montre la variation du nombre de Nusselt local en fonction de la fraction volumique de nanoparticules à $\text{Re}=1000$ et $\text{Ri}=0.5$. Il a été constaté qu'il existe une relation proportionnelle entre le taux de transfert de chaleur et les valeurs croissantes de la fraction volumique des nanoparticules. **Uysal et al. (2019)** ont conclu que le nombre de Nusselt augmente linéairement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

L'effet de la fraction volumique solide sur le profil du nombre de Nusselt moyen à différents nombres de Richardson est présenté sur la figure IV -9. On a remarqué une courbe linéaire croissante qui augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules dans le nanofluide hybride. Par conséquent, la collision entre les nanoparticules augmente. Elle accélère le mouvement brownien des nanoparticules à l'intérieur du cylindre. Nous remarquons également qu'une variation significative du nombre de Richardson sur le profil de Numoy conduit à une accélération du nanofluide hybride, qui s'accompagne d'une amélioration du transfert de chaleur. **Ahmed et al. (2019)** ont obtenu les mêmes résultats.

La figure IV- 10 montre l'évolution de la production totale d'entropie en fonction de la fraction volumique et pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, on remarque que la concentration volumique du nanofluide hybride a un effet positif sur la production d'entropie. De plus, lorsque les valeurs du nombre de Reynolds augmentent, la forme de la courbe S_{gen} augmente. S_{gen} est concentré au voisinage de la paroi active en raison du grand gradient de température. Les mêmes résultats ont été obtenus par **Uysal et al. (2019)**.

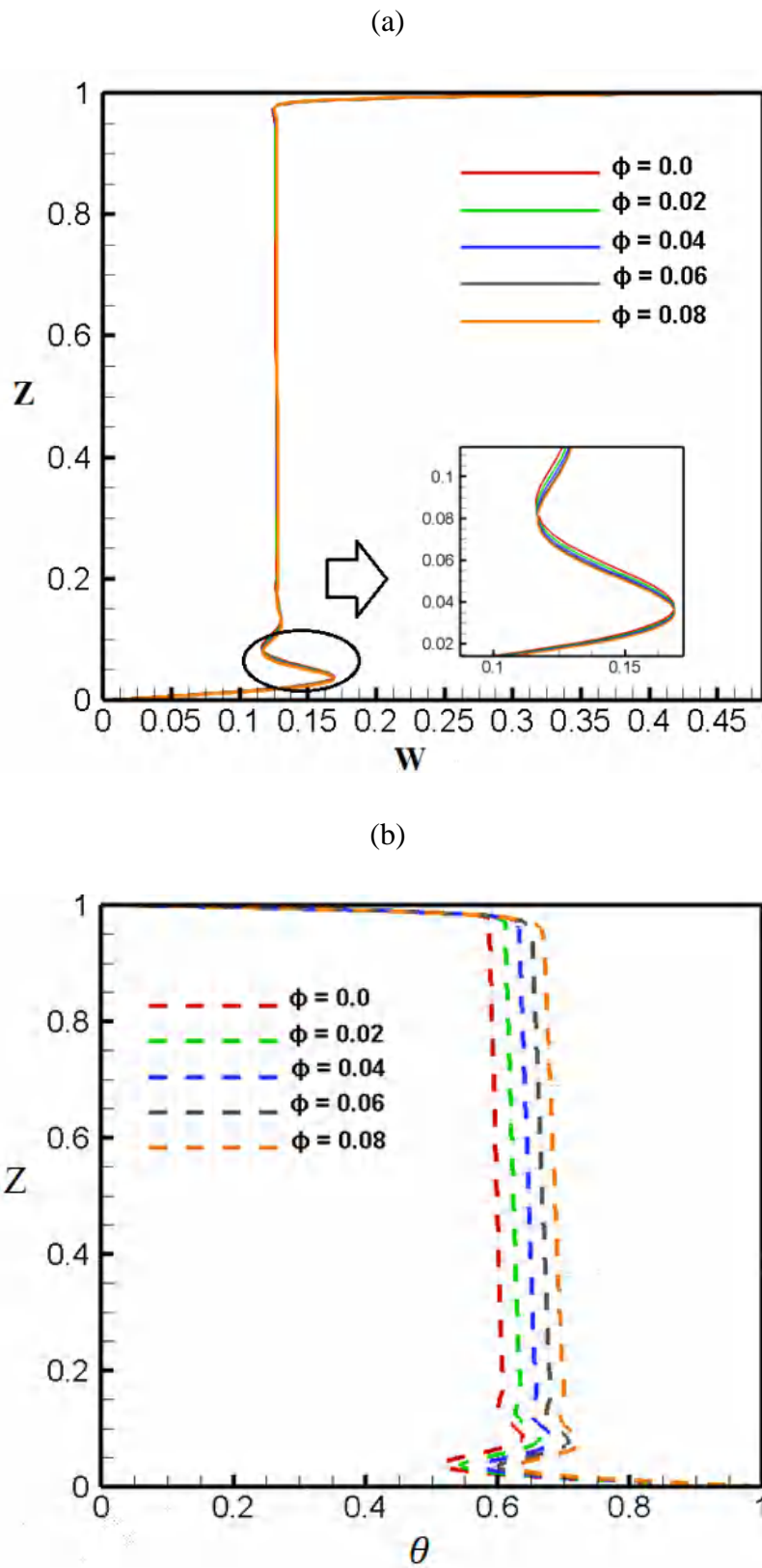


Figure IV -7 : Variation de la vitesse (a) et de la température(b) pour nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) à différentes fractions volumiques des nanoparticules ϕ , $\text{Re}=1000$ et $\text{Ri}=0.5$.

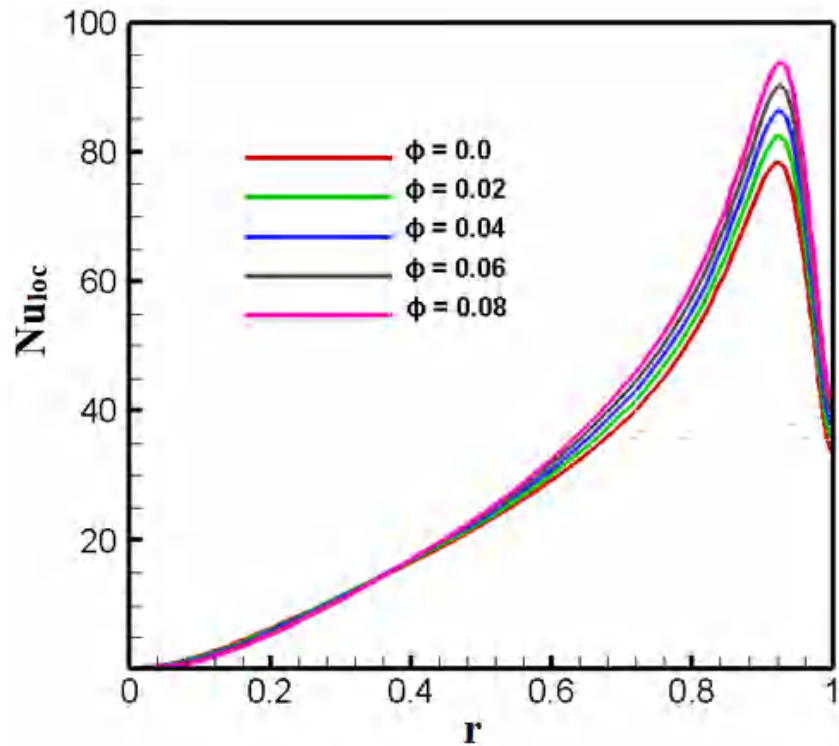


Figure IV- 8 : Variation du nombre de Nusselt local pour nanofluid hybride($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) à différentes fractions volumiques des nanoparticules ϕ , $\text{Re}=1000$ et $\text{Ri}=0.5$

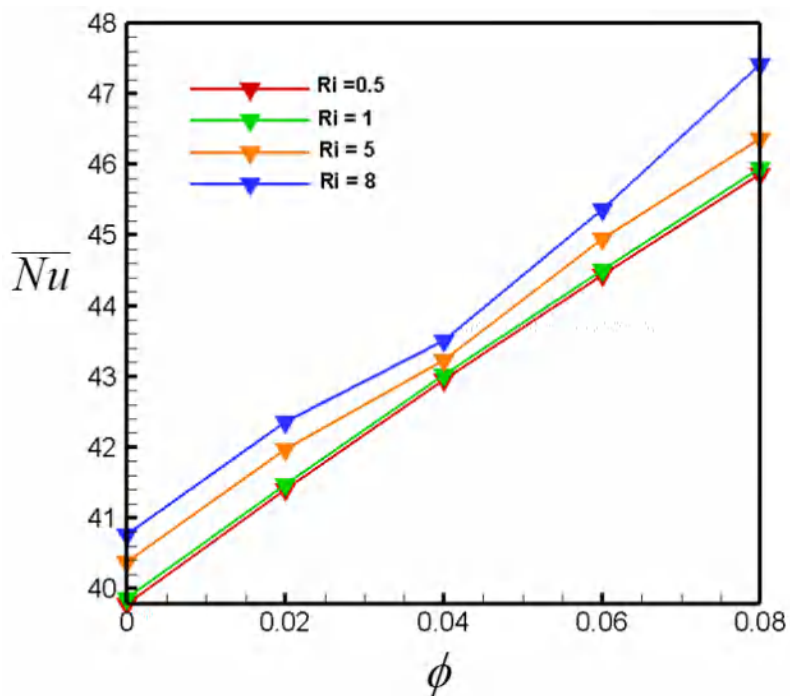


Figure IV -9 : Variation de Nu_{moy} avec ϕ pour $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$ à, $\text{Re}=1000$, $\text{Ri}=0.5, 1, 5$, et 8

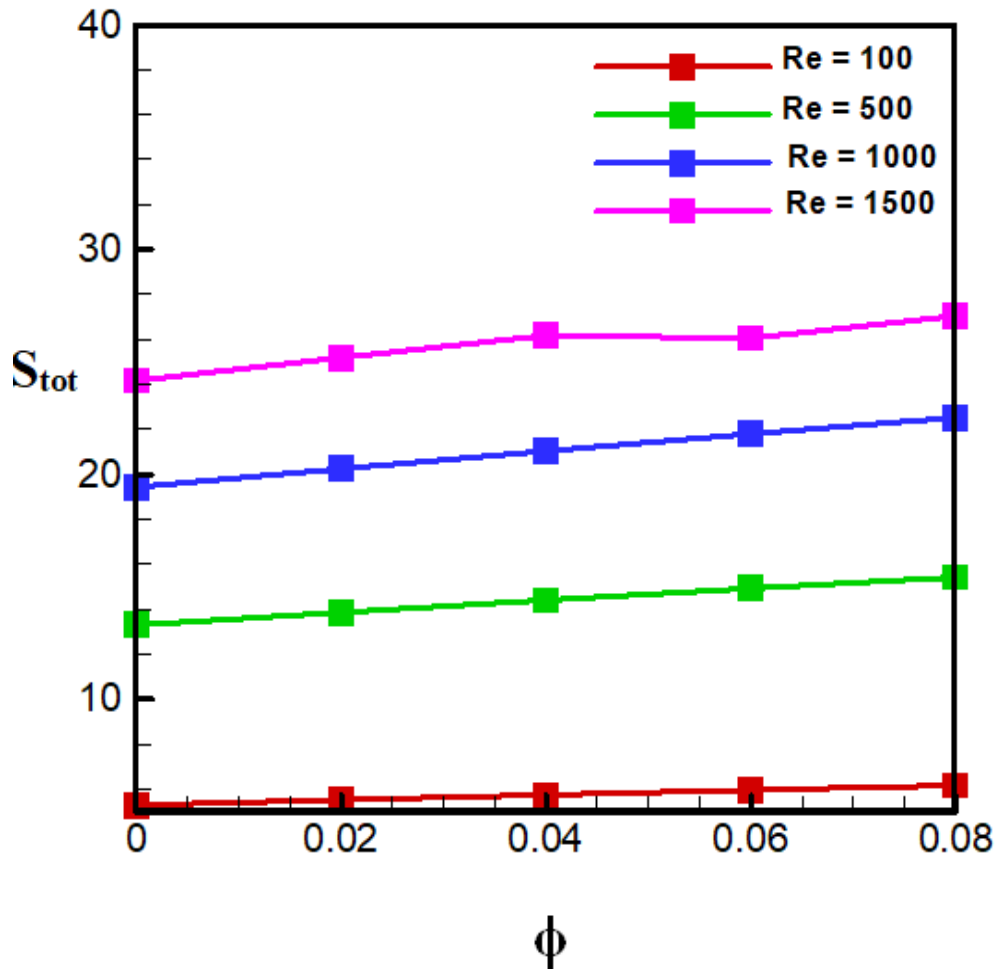


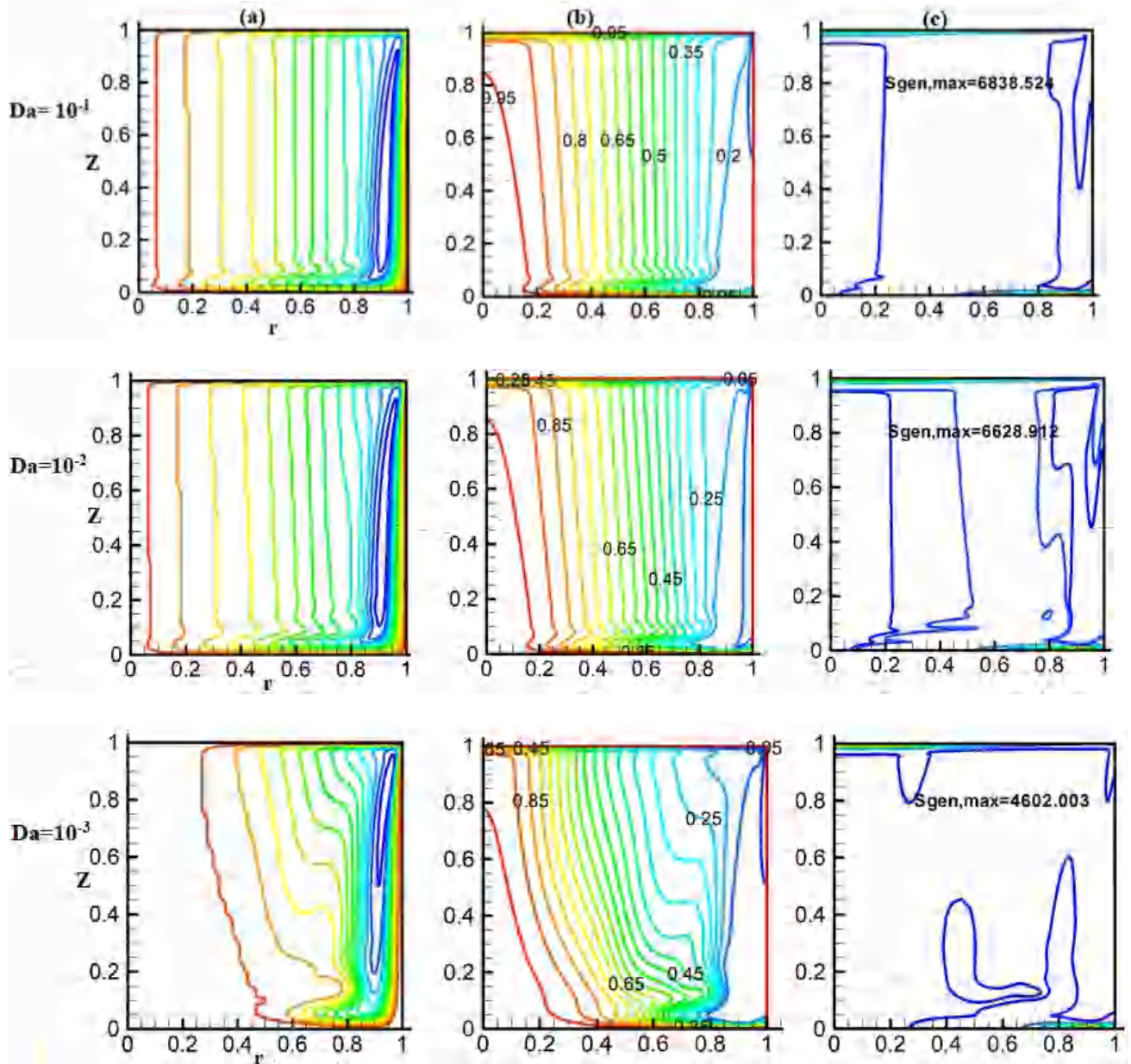
Figure IV- 10 : Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur la génération d'entropie totale(S_{tot}) pour différents nombres de Reynolds à $Ri=0.5$.

IV.C.4 .2 Effet du nombre de Darcy

Les simulations numériques sont présentées sur la Figure IV-11 pour obtenir le comportement des lignes de courant (a), des isothermes(b) et des contours de génération d'entropie (c) pour quatre valeurs de Darcy à l'intérieur d'un cylindre poreux à $\phi=0.06$, $Re=1000, Ri=0.5$ et $\epsilon =0.2$. Nous pouvons voir la formation de grandes zones de recirculation pour des nombres de Darcy plus élevés ($Da=10^{-1}$ et $Da=10^{-2}$) en raison de l'augmentation de la perméabilité de la matrice poreuse. Lorsque le nombre de Darcy est faible ($Da=10^{-3}$ et $Da=10^{-4}$), la taille de ces zones diminue. Ceci est dû à la production de résistance du milieu poreux. De plus, un comportement similaire est observé pour les isothermes. La distribution de température est moins développée pour des nombres de Darcy plus faibles ; lorsque Darcy diminue de (10^{-3} à 10^{-4}), l'épaisseur de la couche limite thermique est réduite, révélant une

CHAPITRE IV : Résultats et discussion

réduction du transfert de chaleur par convection. Alors que les contours de génération d'entropie locale d'un nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) indiquent que la présence des nanoparticules dans un milieu poreux à nombre de Darcy élevé produit des valeurs de génération d'entropie importantes ($\text{Da}=10^{-1}$, $S_{\text{gen,max}}= 6838$, et $\text{Da}=10^{-2}$, $S_{\text{gen,max}}=6628.912$) le long de la paroi mobile par rapport aux valeurs de Darcy faible ($\text{Da}=10^{-3}$, $S_{\text{gen,max}}=4602.003$ et $\text{Da}=10^{-4}$, $S_{\text{gen,max}}=2539.743$). Mansour et al (2018) ont trouvé les mêmes résultats.



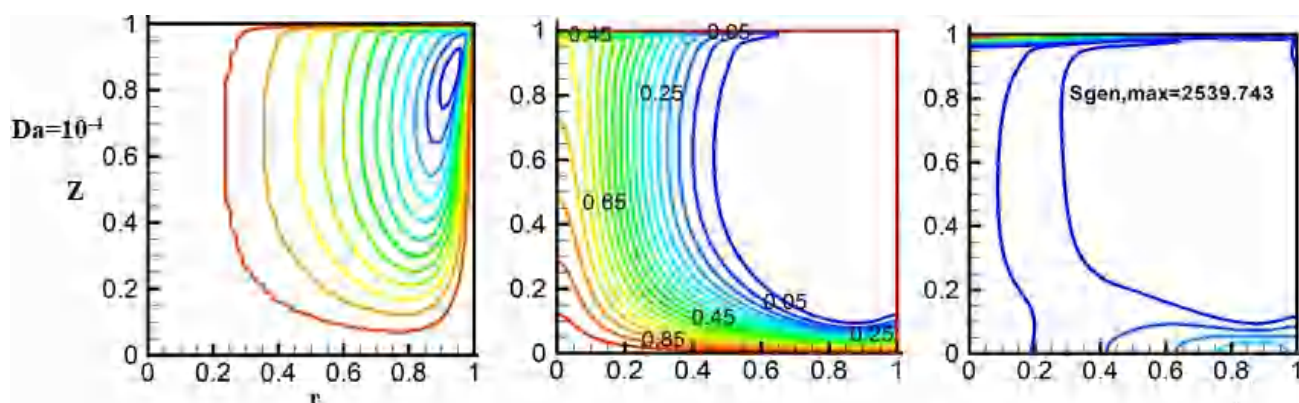


Figure IV -11 : Ligne de courant (a), les isothermes (b), la génération d'entropie totale (c) pour le nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO/eau}$) à différentes valeurs de Darcy, $\phi=0.06$, $\text{Re}=1000$, $\text{Ri}=0.5$ et $\varepsilon=0.2$.

La figure IV-12 illustre la distribution de la vitesse adimensionnelle pour différents nombres de Darcy. Nous remarquons que la vitesse dans le cas où $\text{Da}=10^{-1}$ et $\text{Da}=10^{-2}$ sont presque identiques, alors que pour de faibles valeurs de Darcy $\text{Da}=10^{-3}$ et $\text{Da}=10^{-4}$, le profil change de forme ; nous pouvons conclure que les milieux poreux homogénéisent le profil de vitesse. La couche limite devient plus mince lorsque la perméabilité du milieu poreux devient plus faible.

La figure IV 13-a montre la variation du nombre de Nusselt local pour différentes valeurs de Darcy ; d'après cette figure, lorsque le nombre de Darcy est grand ($\text{Da}=10^{-1}$ et $\text{Da}=10^{-2}$), la perméabilité du milieu poreux augmente, ce qui entraîne une augmentation de l'épaisseur de la couche limite thermique et une augmentation de la chaleur convective ; le nombre de Nusselt local augmente ainsi. La couche limite thermique est plus épaisse lorsque le nombre de Darcy passe de 10^{-3} à 10^{-4} . Le milieu poreux se comporte comme une couche solide.

La figure IV 13-b représente l'effet du nombre de Darcy sur le nombre de Bejan (Be) pour différents nombres de Reynolds à $\text{Ri}=0,5$ et $\phi=0,06$; nous pouvons noter que les valeurs du nombre de Bejan sont approximativement égales à 1 pour toutes les valeurs de Darcy (10^{-4} à 10^{-1}), nous constatons également que le nombre de Bejan augmente avec l'augmentation de Darcy, ce qui indique la dominance de l'irréversibilité due aux effets thermiques.

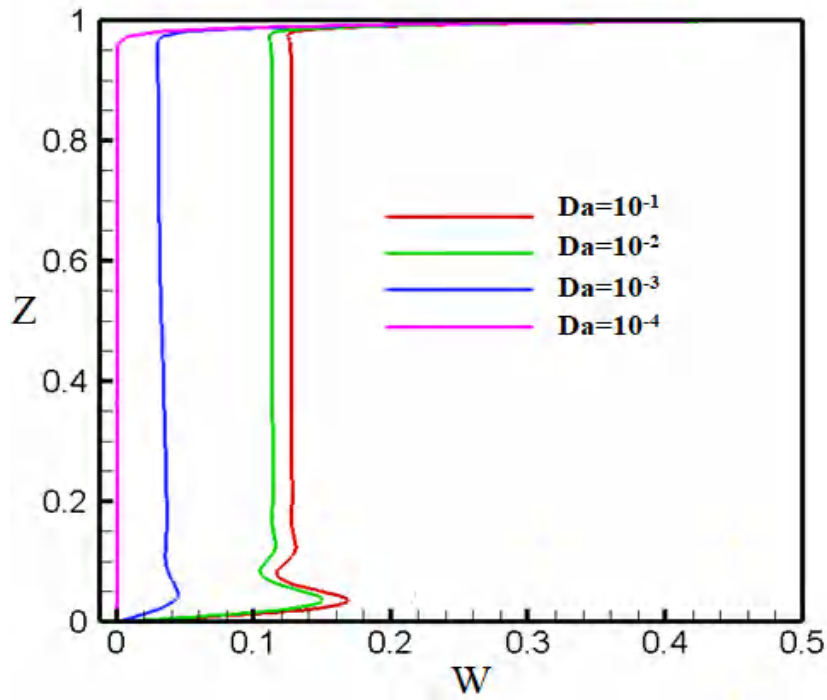
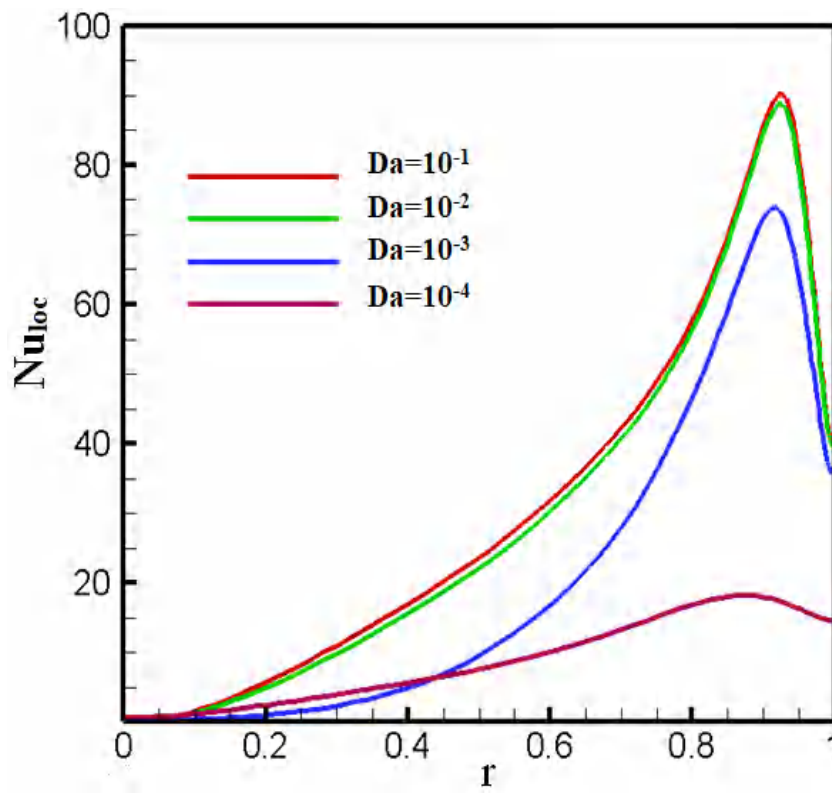


Figure IV -12 : Les profils de vitesse adimensionnelle pour différentes valeurs de Darcy à , $\phi=0.06, Re=1000, Ri=0.5$ et $\varepsilon=0.2$.

(a)



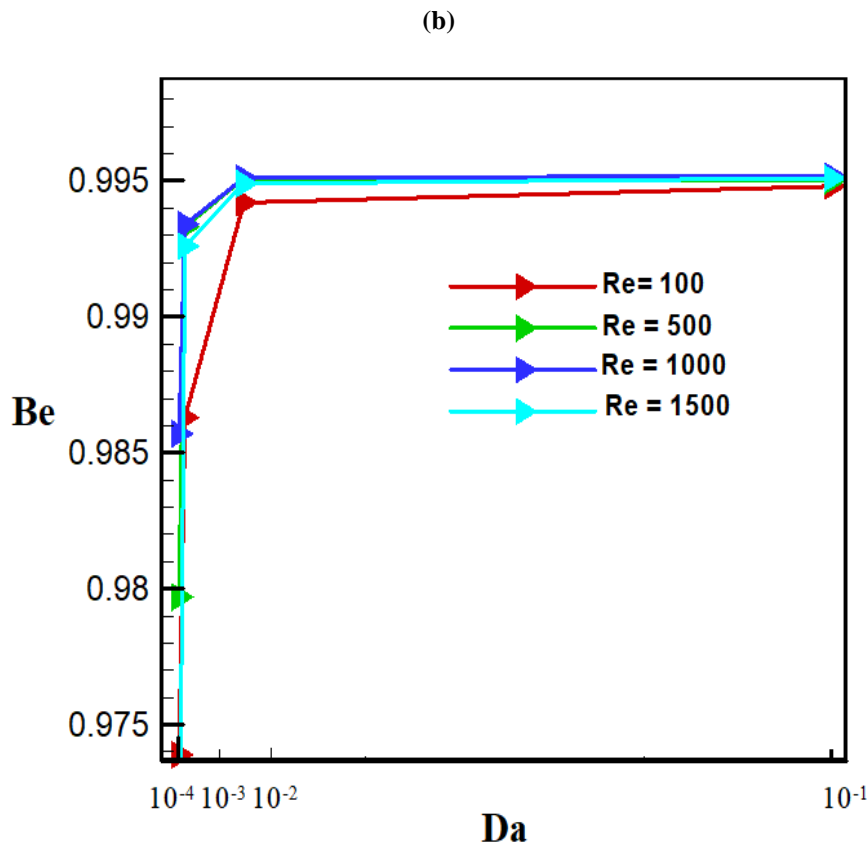


Figure IV -13 : Nusselt local (a), nombre de Bejan (b) pour nanofluides hybrides à différentes valeurs de Darcy , $\phi=0.06$, $Re=1000$, $Ri=0.5$ et $\varepsilon =0.2$

IV.C.4 .2 Effet de la porosité du milieu poreux

D'après la figure IV -14 pour $Re=1000$, $Da=10^{-1}$, $\phi=0.06$, $Ri=0.5, 1, 5, 8$. On observe que la diminution de la porosité améliore le transfert de chaleur entre la paroi et le fluide. L'intensité du mouvement convectif augmente lorsque le Ri augmente.

Dans la figure IV -14-a, l'amélioration du transfert de chaleur est présentée en différentes valeurs de porosité, $Re=1000$, $Da=10^{-1}$, $\phi=0.06$ et $Ri=0.5, 1, 5, 8$. On peut voir que la diminution de la porosité conduit à une augmentation de Nu_{loc} . Ceci est dû à l'augmentation du gradient de température.

Le comportement de Nu_{moy} illustré sur la figure IV -14-b pour le nanofluides hybrides avec différentes porosités, $Re=1000$, $Da=10^{-1}$, $\phi=0.06$ et $Ri=1, 8$. La diminution des valeurs de porosité entraîne une augmentation du Nu_{moy} . Sankar et al. [26] en déduisent les mêmes résultats.

CHAPITRE IV : Résultats et discussion

La variation de Be pour différentes valeurs de porosité $Re = 1000$, $Da = 10^{-1}$, $\phi = 0,06$ est représentée sur la figure IV-15. Il a été montré que le nombre de Bejan augmente avec l'augmentation de la porosité.

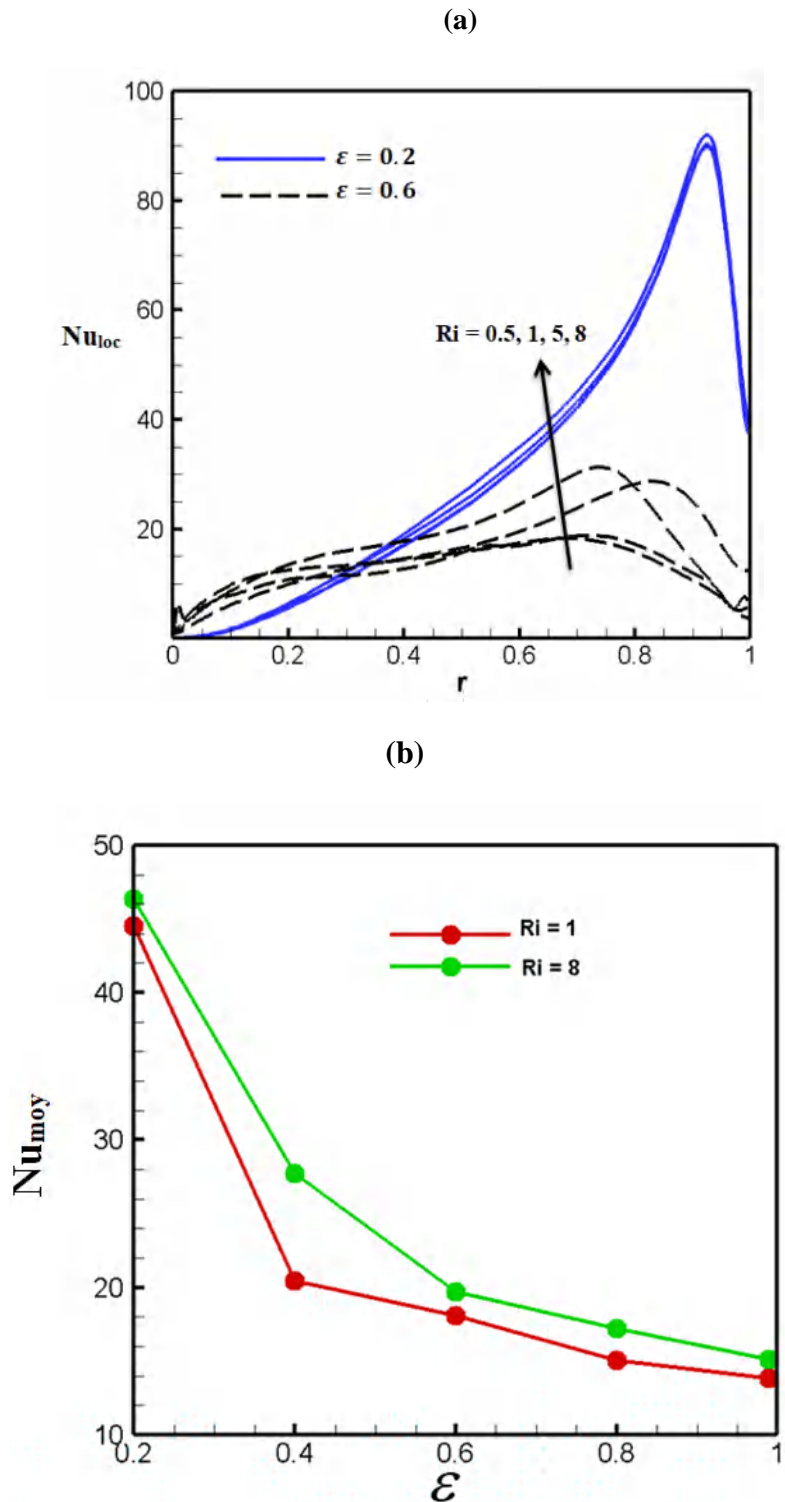


Figure IV -14 :Variation du nombre de Nu_{loc} et Nu_{moy} pour un nanofluide hybride (Al_2O_3 - CuO /eau) à différentes valeurs de porosité, $\phi=0,06$, $Re=1000$, $Ri=0,5$ et $Da = 10^{-1}$

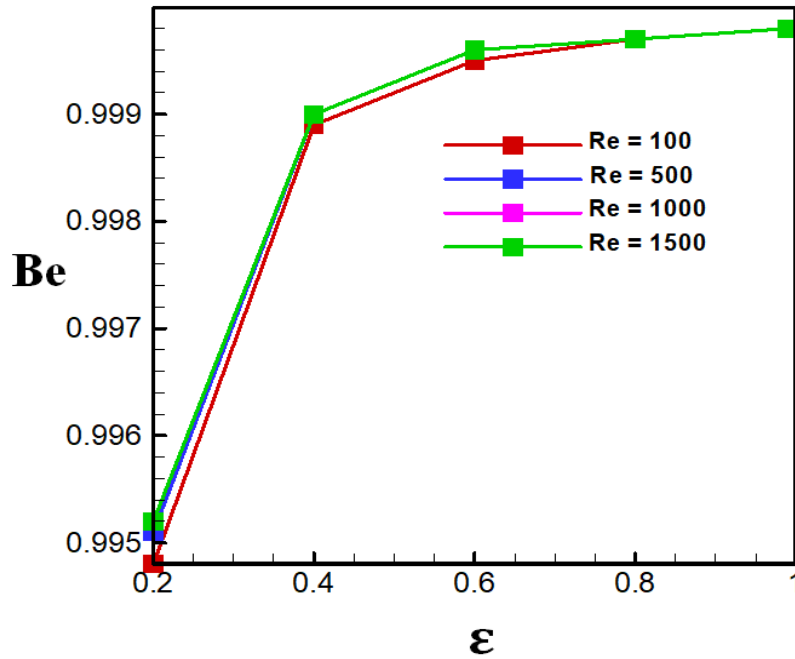


Figure IV -15 : Variation du nombre de Bejan en fonction de la porosité à différentes valeurs de Reynolds, $\phi=0,06$, $Ri=0,5$ et $Da = 10^{-1}$

Les résultats numériques ont été utilisés pour développer quatre corrélations pour le nombre moyen de Nusselt et Stot dans le cas laminaire d'un cylindre poreux de nanofluides hybride. Les corrélations sont valides avec : $100 \leq Re \leq 1500$, $0 \leq \phi \leq 0,08$, $10^{-4} \leq Da \leq 10^{-1}$, $0,2 \leq \varepsilon \leq 0,99$ et quatre valeurs de $Ri=0,5, 1,5, 8$. À partir des figures (16(a-d)). Bon accord avec nos simulations numériques et les corrélations développées (Figs. IV- 16a-d).

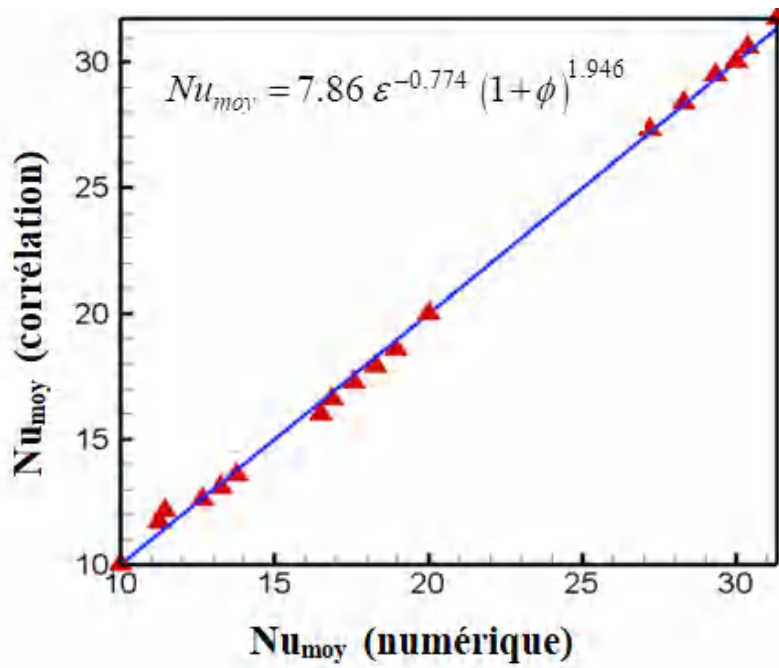
$$Nu_{moy} = 7.86 \varepsilon^{-0.774} (1 + \phi)^{1.946} \quad (IV-1)$$

$$Nu_{moy} = 0.717 Re^{0.389} \varepsilon^{-0.768} (1 + \phi)^{0.768} \quad (IV-2)$$

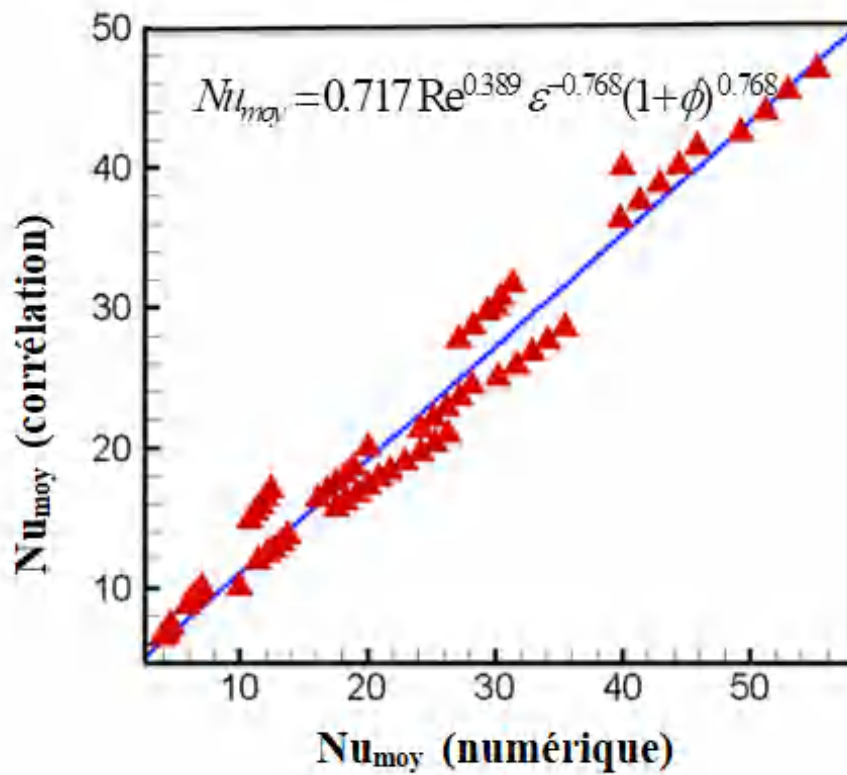
$$Nu_{moy} = 18.85 Ri^{0.706} \varepsilon^{-0.745} (1 + \phi)^{1.841} \quad (IV-3)$$

$$S_{tot} = 0.105 Re^{0.585} \varepsilon^{-0.738} (1 + \phi)^{1.820} \quad (IV-4)$$

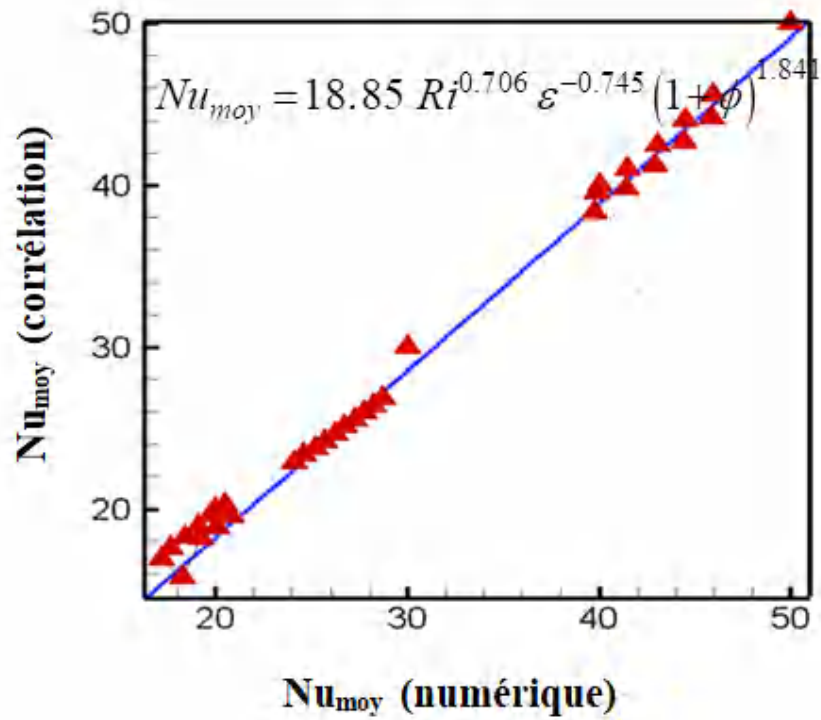
(a)



(b)



(c)



(d)

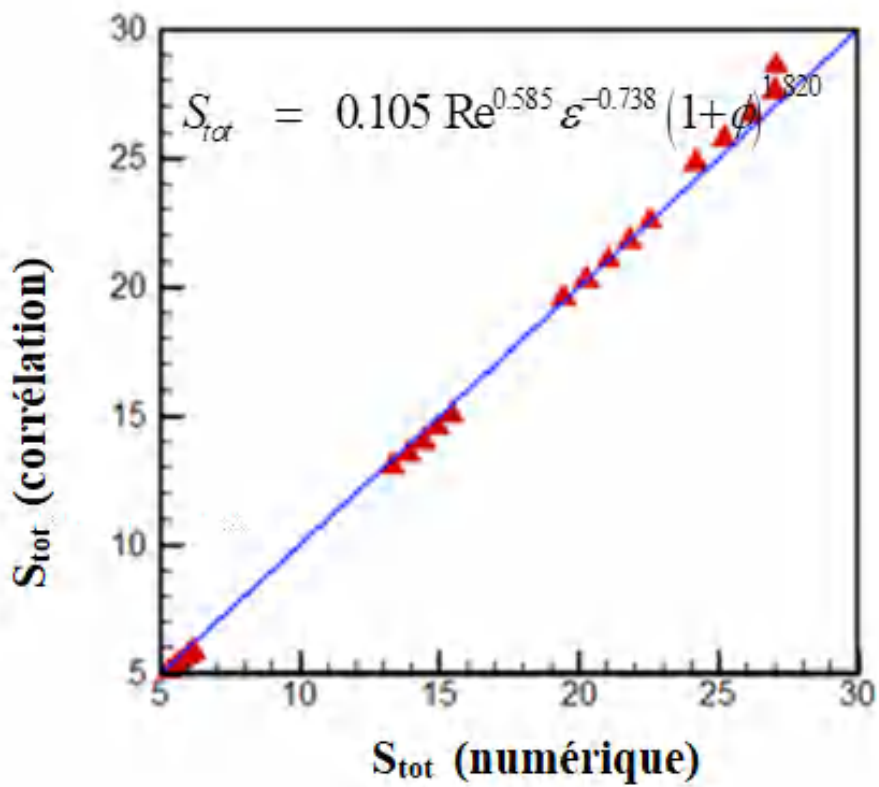


Figure IV -16 : Comparaison de Nu_{moy} et St_{tot} (numérique) avec les corrélations proposées de nanofluides hybrides

IV.C.6 CONCLUSION

La présente étude a permis d'analyser numériquement les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Richardson, du nombre de Darcy, de la porosité et du nanoparticule sur le transfert de chaleur et la génération d'entropie dans un cylindre à disque supérieur en rotation.

Les principaux résultats sont les suivants :

- Le taux de transfert de chaleur s'améliore avec l'augmentation des nombres de Reynolds, Richardson et Darcy.
- L'augmentation du nombre Ri augmente la convection mixte en raison de l'augmentation de la force de flottabilité.
- L'augmentation du NP conduit à un meilleur transfert de chaleur du nanofluide hybride lorsque les gradients de température augmentent dans le cylindre.
- L'entropie est générée principalement le long des parois mobiles.
- La génération d'entropie est principalement due à la conduction.
- La conduction augmente avec l'augmentation de Da, ce qui correspond au régime de Darcian.
- Une couche poreuse de faible perméabilité conduit à une chute très importante du transfert de chaleur.
- L'effet de la matrice solide est dominant par rapport à la matrice poreuse pour de faibles valeurs de Darcy.
- Numoy augmente significativement avec la diminution de la porosité du milieu poreux.
- Quatre corrélations de différentes variables pour Numoy et Stot ont été proposées pour différents Re, Ri, Da, ϕ et ε .
- De plus, les résultats mettent en évidence que bien que l'ajout de nanoparticules au fluide de base a un effet plus significatif sur la génération d'entropie à un nombre de Darcy plus élevé ($Da=10^{-1}$, $S_{gen,max}= 6838$, et $Da=10^{-2}$, $S_{gen,max} =6628.912$).
- Le nombre de Bejan augmente avec l'augmentation de Re, Da, et ε .

CONCLUSION GÉNÉRALE

Les travaux présentés dans cette thèse ont permis d'étudier numériquement le transfert de chaleur par convection mixte et la génération d'entropie du fluide en présence de nanoparticules qui ont la particularité d'améliorer les caractéristiques thermiques des fluides.

Dans la première partie (application A), les conclusions retenues sont résumées comme suit :

- ❖ Les nanoparticules affectent le nombre de Nusselt et la production totale d'entropie.
- ❖ En raison de l'emplacement de la source de chaleur dans la cavité, la structure de l'écoulement et des champs thermiques est complexe.
- ❖ L'utilisation d'un nanofluide hybride (Al_2O_3 - Cu/eau) présente un meilleur taux de transfert de chaleur que le nanofluide (Al_2O_3 /eau).
- ❖ Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de Re et ϕ .
- ❖ Comparé au nanofluide et à l'eau pure, le nanofluide hybride est le meilleur pour refroidir la source de chaleur.
- ❖ La position horizontale de la source de chaleur permet une amélioration du transfert de chaleur par rapport à la position verticale.
- ❖ Il y a une diminution de la génération d'entropie dans le nanofluide (Al_2O_3 /eau) par rapport au nanofluide hybride (Al_2O_3 - Cu/eau).
- ❖ Détermination de deux corrélations pour prédire le transfert thermique du nanofluide et du nanofluide hybride.

Dans la deuxième partie (application B), les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- ❖ Lorsque des nanoparticules sont ajoutées à un fluide, elles peuvent augmenter la capacité de transfert de chaleur du fluide de base. Si la fraction volumique augmente, l'effet devient plus significatif.
- ❖ Le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de ϕ pour les deux cas (monophasé et biphasé).
- ❖ Le coefficient de friction diminue pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds et augmente pour les régimes d'écoulement faibles.

Dans la troisième partie (application C), les conclusions de cette partie sont mentionnées ci-dessous :

- ❖ Le taux de transfert de chaleur s'améliore avec l'augmentation des nombres de Reynolds, Richardson et Darcy.
- ❖ Une augmentation du nombre Ri augmente la convection mixte en raison de l'augmentation de la force de flottabilité.
- ❖ L'augmentation de la nanoparticule conduit à un meilleur transfert de chaleur du nanofluide hybride lorsque les gradients de température augmentent dans le cylindre.
- ❖ L'entropie est générée principalement le long des parois actives.
- ❖ La génération d'entropie est principalement due à la conduction.
- ❖ La conduction augmente avec l'augmentation de Da, ce qui correspond au régime de Darcian.
- ❖ Une couche poreuse de faible perméabilité conduit à une chute très importante du transfert de chaleur.
- ❖ L'effet de la matrice solide est dominant par rapport à la matrice poreuse pour de faibles valeurs de Darcy.
- ❖ Le Numoy augmente considérablement avec la diminution de la porosité du milieu poreux.
- ❖ Les résultats mettent en évidence que, bien que l'ajout de nanoparticules au fluide de base ait un effet plus significatif sur la génération d'entropie à un nombre de Darcy plus élevé.
- ❖ le nombre de Bejan augmente avec l'augmentation de Re, Da et ε .
- ❖ Quatre corrélations de différentes variables pour Numoy et Stot ont été proposées pour différents Re, Ri, Da, ϕ et ε .

Perspectives

Notre étude ouvre la voie à d'autres études du phénomène de transfert de chaleur à l'aide de nanofluides hybrides dans lesquelles les effets suivants pourraient être considérés :

- ✓ Effet de la forme et de la taille des nanoparticules.
- ✓ Régime turbulent.
- ✓ Application de l'approche diphasique aux écoulements turbulents.
- ✓ Introduction d'un champ magnétique.

REFERENCES

A

Abeer A. (2020) ,Free Convection from A Corrugated Heated Cylinder with Nanofluids in A Porous Enclosure. *Advances in Mechanical Engineering*. 12(8):1-17.

Ahmed,A.,Mohd,Z.A.,Nadiahnor ,M, Y .,Wael, A .,Ebrahim ,M .,Mohammad ,M.(2019), Heat Transfer And Entropy Generation Abilities Of MWCNTs/GNPs Hybrid Nanofluids in Microtubes,*Entropy*,21(5) ,1-17.

Ahmed ,M.A., Shuaib,N.H., Yusoff ,M.Z.(2012), Numerical Investigations On The Heat Transfer Enhancement In A Wavy Channel Using Nanofluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer* ,55 , 5891–589.

Alipanah,M.,Ranjbar,A.A.,Famad,A.A.,Alipanah,F.,(2015),Entropy Generation Of Natural Convection Heat Transfer In A Square Cavity Using Al₂O₃–Water Nanofluid, *Heat Transfer—Asian Research* , 44(7), 614-656

Alizadeh, R., Karimi, N., Arjmandzadeh, R., and Mehdizadeh, A.(2018),Mixed Convection And Thermodynamic Irreversibilities In MHD Nanofluid Stagnation-Point Flows Over A Cylinder Embedded In Porous Media. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*,135,489-506.

Al-Rashed A.A.A.A., Kalidasan K. et Kolsi L. (2018), Mixed Convection And Entropy Generation In A Nanofluid Filled Cubical Open Cavity With A Central Isothermal Block. *International Journal of Mechanical Science*, 135: 362-375.

Alsabery,A.I.,Tayebi,T.,Chamkha, A.J.,Hashim,I.(2018), Effect Of Rotating Solid Cylinder on Entropy Generation And Convective Heat Transfer In A Wavy Porous Cavity Heated From Below,*International Communications in Heat and Mass Transfer*,95,197-209.

Aminossadati , S.M., Ghasemi ,B, (2009) ,Natural Convection Cooling of a Localised Heat Source at the Bottom of a Nanofluid-Filled Enclosure, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 28, 630–640.

B

Balla,H.H.,Abdullah,S.,Mohdfaizal,W.,Zulkifli,R.,Sopian,K., (2013) ,Numerical Study of the Enhancement of Heat Transfer for Hybrid CuO-Cu Nanofluids Flowing in a Circular Pipe ,*Journal of Oleo Science*,62(7),533-539.

Battira,M and Bessaih,R., (2016) ,Radial and Axial Magnetic Fields Effects on Natural Convection in a Nanofluid Filled Vertical Cylinder,*Journal of Applied Fluid Mechanics*,9, ,407-418.

Bejan A. (1996), Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-Size Devices and Finite-Time Processes, *Journal of Applied Physics*, 79: 1191-1218.

Bejan A. (2004), Convection Heat Transfer, *3rd Edition*, Wiley, New York.

Bianco,V.,Nardini,S.,Manca,O.(2011) ,Enhancement of Heat Transfer and Entropy Generation Analysis of Nanofluids Turbulent Convection Flow in Square Section Tubes ,*Nanoscale Research letters*,2011,1-12.

Bouchoucha, A.(2017), Génération d'entropie due au refroidissement par convection naturelle d'un nanofluide, *Thèse de Doctorat en Génie Mécanique*, Université des Frères Mentouri-Constantine 1.

Brinkman H C. (1952), The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions, *Journal of Chemical Physics*, 20, , 571–558.

C

Chamkha,A.J.,Mansour,M.A.,Rashad,A.M.,Kargarsharifabad,H.,Armaghani,T., (2020), Magneto-hydrodynamic Mixed Convection and Entropy Generation Analysis of Nanofluid in Gamma-Shaped porous Cavity,*Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2020,1-12.

Chesidik,N. A ., Adamu, I.M., Jamil,M. M.,Kefayati, G.H.R. Mamat,R. ,Najafi G. (2016),Recent progress on hybrid nanofluids in heat transfer applications:A comprehensive review, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 78, , 68–79.

Chesidika, N.A., Jamil, M. M. Japara W. M. A. A., Adamua, I. M. (2017), A Review on Preparation Methods, Stability and Applications of Hybrid Nanofluids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80, 1112–1122.

Choi, U.S., (1995), Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles. *ASME Fluids Eng. Div.*, 231, 1995, 99-105.

G

Gabriela, H. Angel, H., (2020), Entropy Generation of Nanofluid and Hybrid Nanofluid Flow in Thermal Systems: A Review, *Journal of Molecular Liquids*, 302.

Goodarzi, M., Safaei M.R., Vafai K., Ahmadi G., Dahari M., Kazi S.N., Jomhari N., (2014), Investigation of Nanofluid Mixed Convection in a Shallow Cavity using a Two-Phase Mixture Model, *International Journal of Thermal Sciences*, 75, 204-220

H

Hamzah, M. H., CheSidik, N.A., Ken, Mamat, R., Najafi, G., (2017), Factors Affecting the Performance of Hybrid Nanofluids: A Comprehensive Review, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 630–646

Hooman, G. H., Merrikh, A., A. (2007), Heat Transfer and Entropy Generation Optimization of Forced Convection in a Porous Saturated Duct of Rectangular Cross-Section, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 2051 – 2059.

Hoseinpour, B., Ashorynejad, H.R., Javaherdeh, K. (2017), Entropy Generation of Nanofluid in a Porous Cavity by Lattice Boltzmann Method, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 31, 20-27.

J

Jmai, R., Ben-Beya, B., Lili, T. (2013) ,Heat Transfer and Fluid Flow of Nanofluid-Filled Enclosure with Two Partially Heated Side Walls and Different Nanoparticules, *Superlattices and Microstructures*, 53, 130 – 154.

K

Kheram,M.A, (2011), Numerical Study on Convective Heat Transfer for Water-Based Alumina Nanofluids,*International Journal of Nano Dimension*,1(4),297-304.

Khorasanizadeh,H.,Nikfar,M.,Amani,K., (2013) ,Entropy Generation of Cu-water Nanofluid Mixed Convection in a Cavity ,*European Journal of Mechanics B/Fluids*,37,143-152.

Kumar,S.,Chakrabarti,S.,(2014), Areview :Enhancement of Heat Transfer with Nanofluids,*International Journal of Engineering Research &Technology (IJERT)*, 3.

L

Labib M. N., Nine M. J., Afrianto H., Chung H. et Jeong H. (2013), Numerical Investigation on Effect of Base _Uids And Hybrid Nano_Uid In Forced Convective Heat Transfer, *International Journal of Thermal Sciences*, 71: 163-171.

M

Mansour,M.A.,Siddiqa,S.,Gorla,R.S.R.,Rashad,A.M.(2018),Effects of Heat Source and Sink on Entropy Generation and MHD Natural Convection of Al₂O₃-Cu/water Hybrid Nanofluid Filled With Square Porous Cavity,*Thermal Science and Engineering progress*,6,57-71.

Mahian,O.,Kianifar,A.,Kleinstreuer,C.,Al-Nimr,M.,Pop,I.,Sahin,A.Z., (2013),Areview of Entropy Generation in Nanofluid Flow,*International Journal of Heat and Mass Transfer*,65,514-532.

Mayeli,P.,Hisani,H.,Moghaddam,M.H.D.F.,(2017), Numerical investigation the MHD Forced Convection and Entropy Generation in a Straight Duct with Sinusoidal Walls Containing wter- Al_2O_3 Nanofluid,*Numerical heat transfer,Part A*,1-15

Mouassi, A. (2012), Intensification des échanges de chaleur par l'utilisation des nanofluides, Thèse de Magister en Génie Mécanique, Mécanique des Fluides et Transfert de Chaleur, Université M'Hamed Bougara Boumerdes.

Mebarek-Oudina ,F and Bessaih,R. (2019), Numerical Simulation of Natural Convection Heat Transfer of Copper-water Nanofluid in a Vertical Cylindrical Annulus with Heat Sources,*Thermophysics and Aeromechanics*,26,325-334.

Moghadassi,A., Ghomi,E.,Parvizian,F.,(2015),A Numerical Study of Water Based Al_2O_3 and Al_2O_3 -Cu Hybrid Nanofluid Effect on Forced Convective Heat Transfer, *International Journal of Thermal Sciences*, 92 ,50-57.

Mahmoudi, A.H., Shahi, M., Talebi, F. (2010), Effect of Inlet and Outlet Location on The Mixed Convective Cooling Inside The Ventilated Cavity Subjected to an External Nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 1158 – 1173.

Maxwell, J. C.,(1881), A Treatise on Electricity and Magnetism.*Clarendon, Oxford, UK*,1881.

Mirmasoumi ,S .,Behzadmehr,A.(2008), Numerical Study of Laminar Mixed Convection of a Nanofluid in a Horizontal Tube using Two-Phase Mixture Model, *Applied Thermal Engineering* ,28 , 717–727.

Muhammad ,I .A., Tawfeeq ,A. A, Muhammad, Q .,Iskander ,T.,(2019), Entropy Generation in Cu- Al_2O_3 - H_2O Hybrid Nanofluid Flow over a Curved Surface with Thermal Dissipation, *Entropy*, 21, 941.-

Patankar, S.V., (1980), Numerical Heat Transfer and fluid Flow, McGraw-Hill, New York.

R

Rashad, A.M., Mansour, M.A., Armaghani, T., Chamkha, A.J. (2019), MHD Mixed Convection and Entropy Generation of Nanofluid in a Lid –Driven U-shaped Cavity With Internal Heat and Partial Slip, *Physics of fluids* ,1-17.

Reza, D., Mahmood, F., G., Amir, E., M., Mohamad, H., H., (2018), Heat Transfer and Entropy Generation of the Nanofluid Flow Inside Sinusoidal Wavy Channels, *Journal of Molecular Liquids*, 269, 229-240.

S

Saeed, Z. H., Seyyed H. N., Elham ,T., Javad, S., (2011), Numerical Investigation of Al₂O₃/water Nanofluid Laminar Convective Heat Transfer Through Triangular Ducts, *Nanoscale Research Letters*, 6, 17.

Sankar, M., Park, J., Kim, D., Do, Y., (2013) , Numerical Study of Natural Convection in a Vertical porous Annulus with Internal Heat Source: Effect of Discrete Heating, *Numerical Heat Transfer*, 63, 1-26.

Santra, A., K., Sen, S., Chakraborty, N. (2009), Study of Heat Transfer due to Laminar Flow of Copper-water Nanofluid Through Two Isothermally Heated Parallel Plates, *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 391 - 400.

Sheikholeslami, M., (2017), Influence of Magnetic Field on Nanofluid Free Convection in an Open Porous Cavity by Means of Lattice Boltzman method, *Journal of Molecular Liquids*, 234, 364-374.

Selimefendigil, F., Oztop, H., F. (2015), Natural Convection and Entropy Generation of Nanofluid filled Cavity Having different Shaped Obstacles Under the Influence of Magnetic Field and Internal Heat Generation, *Jouranal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 56, 42 – 56.

Soufi E. H. (2013), Application Des Nanofluides Pour Le Refroidissement : Etude D'un Cas D'une Géométrie Simple, *Thèse de Master en Génie Chimique*, Université Kasdi Merbah d'Ouargla.

Sourtiji,E.,Gorji-Bandpy,M.,Ganji,D.D.,Hosseinizadeh,S.F., (2014),Numerical Analysis of Mixed Convection Heat Transfer of Al₂O₃-water Nanofluid in a Ventilated Cavity Considering Different Positions of the Outlet Port, *Powder Technology*,81, 71–81.

Suresh ,S., Venkitaraj,K.P. , Selvakumar,P, Chandrasekar,M.,(2012),Effect of Al₂O₃–Cu/Water Hybrid Nanofluid in Heat Transfer, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 54-60.

Sundar, L. S., Sharma ,K.V., Singh ,M. K., Sousa ,A.C.M.,(2017),Hybrid Nanofluids Preparation, Thermal Properties, Heat Transfer and Friction Factor,A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 185–198.

T

Takabi, B., Gheitaghy,A. M., Tazraei,P., (2016),Hybrid Water-Based Suspension of Al₂O₃ and Cu Nanoparticles on Laminar Convection Effectiveness, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 30 (3), 523-532.

U

Uysal,C.,Korkmaz,M.E., (2018),Estimation of Entropy Generation for Ag-MgO/water Hybrid Nanofluid Flow through Rectangular Minichannel by Using Artificial Neural Network,Journal of Polytechnic.

Uysal C. et Korkmaz M. E. (2019), Estimation Of Entropy Generation For Ag-MgO/water Hybrid Nanofluid Flow Through Rectangular Minichannel By Using Artificial Neural Network, *Journal of Polytechnic*, 22: 41-51.

X

Xuan, Y. , Qiang, L.,(2000), Heat Transfer Enhancement of Nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21, 58-64.