

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA



FACULTE DES SCIENCE

DEPARTEMENT PHYSIQUE

Numéro de série : ...

Numéro d'inscription : D.PHE/3C/01/20

DOMAINE : Sciences de la matière

FILIERE : Physique

OPTION : Physique Énergétique et
Energie renouvelable

Thèse

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

Doctorat de 3^{ème} cycle

Intitulé

*Etude numérique de la convection mixte dans une
cavité à l'aide d'un nanofluide hybride soumise à
l'action d'un champ MHD*

Réalisé Par :

Brahimi Meryem

Soutenu le

Devant le jury composé de :

Mohamed SALMI	Président	Professeur	Université de M'sila
Razik BENDERRADJI	Rapporteur	MCA	Université de M'sila
Hamza GOUIDMI	Co-Encadreur	MCA	Université de BBA
Yahia LASBET	Examineur	Professeur	Université de Djelfa
Abdelkrim BOURAS	Examineur	MCA	Université de M'sila
Yassine SAHNOUNE	Examineur	MCA	Université de BBA

Année universitaire : 2024 /2025

Abstract

This study presents a numerical investigation of mixed convection flow within a ventilated cavity, analyzed in two configurations (2D and 3D), and with a cold cylinder placed at the center. The cavity is filled with nanofluid (either simple or hybrid) and exposed to an external magnetic field. The equations governing this phenomenon were solved numerically using the finite volume method with the software "Ansys Fluent 14.0". The first part of the thesis outlines a methodology that combines numerical simulation and statistical analysis using the Response Surface Method (RSM) to estimate the average Nusselt number associated with two-dimensional mixed convection in a ventilated cavity containing a central circular cylinder. This section is split into two applications. The first analyzes the influence of the Richardson number and the types of nanoparticles (simple, binary hybrid, and ternary) dispersed in a base fluid (water), as well as the impact of volume fraction, without the MHD effect. The second application examines the effect of an external and uniform magnetic field on nanofluids (Cu, Al₂O₃). The results showed that the average Nusselt number increases significantly with the Richardson number and volume fraction. The Ag nanoparticle generates higher Nu values compared to other materials such as Cu, Al₂O₃, and TiO₂. Additionally, ternary nanofluids exhibit a higher Nusselt number than simple and hybrid nanofluids. Combining RSM with the desirability function (DF) allows for reaching an optimal average Nusselt number with a very low relative error (< 0.13%). The results from the second application indicate that nanofluid flow is strongly influenced by the application of the magnetic field, and increasing the Hartmann number improves the thermal properties of the cavity. The addition of nanoparticles enhances heat transfer, but this benefit becomes less significant with an increase in the Hartmann number. The second part of the study focuses on the effect of the magnetic field and volume fraction of ternary hybrid nanofluid on three-dimensional convective flow. The results show that heat transfer rates increase with the increase in the Hartmann number and volume fraction, with the Hartmann number particularly influencing the flow structure. Finally, the improvement in the Nusselt number induced by the addition of nanoparticles is more pronounced in the presence of the magnetic field.

Keywords: Hybrid nanofluid, Ternary hybrid nanofluid, Finite volumes, Mixed convection, MHD, cavity.

Résumé

Dans ce travail, une étude numérique de l'écoulement de convection mixte à l'intérieur d'une cavité ventilée a été menée, dans deux configurations (2D et 3D), avec un cylindre froid placé au centre. Cette enceinte est remplie de nanofluide (simple ou hybride) et exposée à un champ magnétique externe. Les équations régissant ce phénomène ont été résolues numériquement à l'aide de la méthode des volumes finis, en utilisant le logiciel "Ansys Fluent 14.0". La première partie de la thèse présente une méthodologie basée sur une simulation numérique et une analyse statistique, utilisant la méthode de surface de réponse (RSM) pour estimer le nombre de Nusselt moyen associé à la convection mixte bidimensionnelle dans une cavité ventilée avec un cylindre central de forme circulaire. Cette section se divise en deux applications. La première analyse l'influence des nombres de Richardson et des types de nanoparticules (simples, hybrides binaires et ternaires) dispersées dans un fluide de base (l'eau), ainsi que l'impact de la fraction volumique, sans effet MHD. La deuxième examine l'effet d'un champ magnétique externe et uniforme sur les nanofluides (Cu, Al₂O₃). Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt moyen augmente significativement avec le nombre de Richardson et la fraction volumique. L'agent Ag génère des valeurs de Nu plus élevées par rapport à d'autres matériaux comme Cu, Al₂O₃ et TiO₂. Les nanofluides ternaires montrent également un nombre de Nusselt plus élevé que les nanofluides simples et hybrides. La méthode RSM combinée à la fonction de désirabilité (FD) permet d'atteindre un nombre de Nusselt moyen optimal avec une erreur relative faible (< 0,13 %). Les résultats de la deuxième application indiquent que l'écoulement des nanofluides est fortement influencé par l'application du champ magnétique, et l'augmentation du nombre de Hartmann améliore les propriétés thermiques de la cavité. L'ajout de nanoparticules améliore le transfert de chaleur, mais cet effet devient moins significatif avec l'augmentation du nombre de Hartmann. La seconde partie de l'étude porte sur l'effet du champ magnétique et de la fraction volumique de nanofluide hybride ternaire en écoulement convectif tridimensionnel. Les résultats indiquent que les taux de transfert de chaleur augmentent avec l'augmentation du nombre de Hartmann et de la fraction volumique, et l'impact du nombre de Hartmann est particulièrement marqué sur la structure de l'écoulement. Enfin, l'amélioration du nombre de Nusselt induite par l'ajout de nanoparticules est plus prononcée en présence du champ magnétique.

Mots clé : Nanofluide hybride, Nanofluide hybride ternaire, Volumes finis, Convection mixte, MHD, cavité.

ملخص

في هذا العمل، أجرينا دراسة عددية للتدفق الحراري المختلط داخل تجويف مهوى، في تكوينين (ثنائي الأبعاد و ثلاثي الأبعاد)، يحتوي على أسطوانة باردة موضوعة في المركز. يتم ملء التجويف بالسائل النانوي وتعرضه لحقل مغناطيسي خارجي. تم حل المعادلات التي تحكم هذه الظاهرة عددياً باستخدام طريقة الحجم المحدود وباستخدام برنامج "Ansys Fluent 14.0".

يقدم الجزء الأول من الأطروحة، منهجية تعتمد على المحاكاة العددية والتحليل الإحصائي باستخدام طريقة سطح الاستجابة (RSM) لتقدير قيمة متوسط نوسلت المرتبط بالحمل الحراري المختلط ثنائي الأبعاد في تجويف مهوى يحتوي على أسطوانة مركزية ذات شكل دائري. ينقسم هذا القسم إلى تطبيقين. الدراسة الأولى تتناول تأثير قيم ريتشاردسون وأنواع الجسيمات النانوية البسيطة (Ag ، Cu ، Al_2O_3 و TiO_2)، والهجينة الثنائية ($Ag-Cu$ و $Ag-TiO_2$) والثلاثية ($Ag-TiO_2-Al_2O_3$)، المنتشرة في سائل أساسي (الماء)، بالإضافة إلى تأثير الكسر الحجمي، في غياب تأثير MHD. التطبيق الثاني يدرس تأثير المجال المغناطيسي الخارجي الموحد والسوائل النانوية (القائمة على الماء Al_2O_3 ، Cu). يشير فحص النتائج إلى أن قيمة متوسط نوسلت يزداد بشكل كبير مع قيمة ريتشاردسون وكسر الحجم. بالإضافة إلى ذلك، لوحظ أن العامل (Ag) يولد قيم أعلى مقارنة بمواد أخرى مثل النحاس (Cu)، Al_2O_3 و TiO_2 . علاوة على ذلك، أظهرت النتائج أن السائل النانوي الثلاثي يظهر قيمة نوسلت أعلى من السوائل النانوية البسيطة والهجينة. إن الجمع بين طريقة RSM ودالة الرغبة (DF) يسمح بتحقيق قيم متوسط نوسلت الأمثل. يظهر التحقق من صحة القيم المقترحة بواسطة DF وتلك التي تم الحصول عليها عن طريق المحاكاة خطأً نسبياً منخفضاً جداً، أقل من 0.13%. وتشير النتائج التي تم الحصول عليها في التطبيق الثاني إلى أن تدفق السوائل النانوي يتأثر بشدة بتطبيق المجال المغناطيسي. بالإضافة إلى ذلك، فإن زيادة قيم هارتمان يحسن الخصائص الحرارية للتجويف. وبشكل عام، فإن إضافة الجسيمات النانوية تعمل على تحسين نقل الحرارة؛ ومع ذلك، فإن ميزة الجسيمات النانوية في تعزيز نقل الحرارة تصبح أقل أهمية مع زيادة قيم هارتمان.

ويتكون الجزء الثاني من دراسة تأثير المجال المغناطيسي ونسبة الحجم للسائل النانوي الهجين الثلاثي على التدفق الحلمي ثلاثي الأبعاد. تشير النتائج إلى أن معدلات انتقال الحرارة تزداد مع زيادة قيم هارتمان وكسر الحجم. علاوة على ذلك، فإن تأثير قيم هارتمان ملحوظ بشكل خاص على بنية التدفق. وأخيراً، فإن تحسن قيم نوسلت الناتج عن إضافة الجسيمات النانوية يكون أكثر وضوحاً في وجود المجال المغناطيسي.

الكلمات المفتاحية: مائع نانوي هجين، مائع نانوي هجين ثلاثي، أحجام محدودة، الحمل الحراري المختلط، MHD، تجويف.

Remerciement

Je rends d'abord grâce à Dieu Tout-Puissant, qui m'a comblé de ses bienfaits et m'a donné la force nécessaire pour mener à bien ce travail et terminer cette formation.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à tous ceux qui, par leur soutien précieux, ont contribué à la réalisation de ce travail :

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, **Dr. Razik BENDERRADJI** professeur à l'université de M'sila, pour sa guidance précieuse, ses conseils judicieux et son soutien inébranlable tout au long de cette aventure scientifique. Son expertise, sa patience et sa bienveillance ont été des éléments déterminants dans l'accomplissement de ce travail. Il m'a permis de surmonter les défis et de progresser dans ma réflexion et ma recherche. Je lui prie de bien vouloir accepter ici l'expression de ma profonde gratitude.

Je remercie également **Dr. Hamza GOUIDMI** professeur à l'université de BBA, mon co-encadrant, pour ses conseils constructifs, son aide précieuse, ainsi que pour le temps et les efforts qu'il a investis dans ce travail.

Je souhaite exprimer mes sincères remerciements aux membres du jury, **Pr. Mohamed SALMI** professeur à l'université de M'sila, pour avoir accepté de présider le jury, ainsi que **Pr. Yahia LASBET** professeur à l'université de Djelfa, **Dr. Abdelkrim BOURAS** Professeur à l'université de M'sila, **Dr. Yassine SAHNOUNE** professeur à l'université de BBA, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de participer à la soutenance.

Mes vifs remerciements vont également à **Dr. Fares KHALFALLAH** professeur à l'université de M'sila, qui m'a apporté une aide précieuse, notamment dans la compréhension de certains concepts complexes.

Enfin, j'adresse mes remerciements à toutes les personnes ayant, de manière directe ou indirecte, apporté leur soutien à l'aboutissement de ce travail de thèse.

Dédicace :

Je dédie ce modeste travail à :

À mes parents, pour leur amour inconditionnel, la sagesse et le soutien indéfectible et leur confiance en moi tout au long de mon parcours. Sans eux, rien de tout cela n'aurait été possible.

À mes sœurs et mes frères, pour leur encouragement, toujours prêts à me soutenir dans les moments les plus difficiles.

Ma très chère grand-mère (رحمها الله), Mon très cher grand père, pour leur bienveillance et leur amour et l'exemple de persévérance qu'ils m'ont transmis.

Toute ma famille, pour leur soutien et leur amour continus.

À mes amis : Marwa, Khadîdja et Aïcha pour leur amitié sincère et leur soutien moral, et leur présence réconfortante pendant ces années de travail intense.

Tous mes professeurs durant tous mes études.

À toutes les personnes qui me sont précieuses.

Table des matières :

<i>Abstract</i>	i
<i>Résumé</i>	ii
<i>ملخص</i>	iii
<i>Remerciement</i>	iv
<i>Dédicace :</i>	V
<i>Table des matières</i>	VI
<i>Liste des figures</i>	IX
<i>Liste des Tableaux</i>	xvi
<i>Nomenclature</i>	xvii
<i>Introduction générale</i>	1
 <i>Chapitre I : Généralités sur la convection et les nanofluides</i>	
I.1 Introduction	5
I.2 Généralité sur la convection	6
I.2.1 Convection naturelle (ou dite libre)	6
I.2.2 Convection forcée	6
I.2.3 Convection mixte	7
I.3 Généralités sur les nanofluides et les nanofluides hybrides	7
I.3.1 Nanofluide simple	9
I.3.1.1 Définition de nanofluides simples	9
I.3.1.2 Propriétés thermophysiques de nanofluide simple	10
I.3.2 Nanofluides hybrides	14
I.3.2.1 Définition de nanofluides hybrides	14
I.3.2.2 Propriétés thermophysiques de nanofluides hybrides	15
1) Propriétés thermophysiques de nanofluides hybrides binaires	15
2).Propriétés thermophysiques de nanofluides hybrides ternaires	16

I.4 Généralités sur la magnétohydrodynamique	17
<i>Chapitre II : Synthèse bibliographiques</i>	
II.1 Introduction	20
II.2 Recherche bibliographique.....	21
II.2.1 Travaux expérimentaux	21
II.2.2 Travaux numériques	29
<i>Chapitre III : Géométries et modélisations mathématiques</i>	
III.1 Introduction	73
III.2 Élément mathématique de base.....	73
III.2.1 Équation de continuité	73
III.2.2 Équation de quantité de mouvement	73
III.2.3 Équation de l'énergie.....	74
III.3 Hypothèses simplificatrices.....	74
III.4 Configuration 2D	75
III.4.1 Premier problème (l'étude de cas)	75
III.4.2 Présentation du code de calcul	79
III.4.2.1 Schémas numériques	80
III.4.2.2 Maillage	81
III.4.6 Conclusion (l'étude de cas)	92
III.4.7 Deuxième problème	93
III.4.7.1 Schémas numériques	94
III.4.7.2 Résolution numérique	95
III.4.8 Analyse statistique	97
III.5 Configuration 3D	98
III.5.2 Conditions aux limites :.....	100
III.5.3 Résolution numérique	101
III.5.4 Validation.....	102
<i>Chapitre IV : Résultats et discussion : Configuration 2D</i>	

IV.1 Introduction	105
IV.2 Paramètres géométriques et physiques	105
IV.3 Résultats et discussion	105
IV.3.1 Application 01 : (Sans MHD)	105
IV.3.1.1 Effet du nombre de Richardson (Ri) et la fraction volumique (φ)	106
IV.3.1.2 Effet du type de nanofluides	114
IV.3.1.3 Modélisation méthodologique de la surface de réponse	120
IV.3.2 Application 02 : (Avec MHD)	132
IV.3.2.1 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur les lignes de courant et les profils de vitesse ..	132
IV.3.2.2 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur les isothermes et les profils de température ..	134
IV.3.2.3 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur le nombre de Nusselt	136
IV.3.2.4 Modélisation méthodologique de la surface de réponse	140
IV.3.3 Conclusion	147
 <i>Chapitre V : Résultats et discussion : Configuration 3D</i>	
V.1 Introduction	150
V.2 Paramètres géométriques et physiques	150
V.3 Résultats et discussion	150
V.3. 1 l'effet du nombre de Hartmann	150
V.3. 1. 1 Le champ dynamique	151
V.3. 1. 2 Le champ thermique	156
V.3. 2 l'effet de la fraction volumique	161
V.3. 2. 1 Le champ dynamique	162
V.3. 2. 2 Le champ thermique	164
V.3. 3 l'effet du nombre de Hartmann (Ha) et fraction volumique sur le Nombre de Nusselt ...	166
<i>V. 4 Conclusion</i>	167
<i>Conclusion générale</i>	169
<i>Liste des Références</i>	172

Liste des figures :

Chapitre I :

Figure I. 1: Illustration de la production de nanofluide. [9].....	7
Figure I. 2: Image TEM des nanoparticules de (a) Al_2O_3 , (b) TiO_2 [10] ,(c) MWCNT [11]....	8
Figure I. 3: Images et photos SEM de différents types de nanofluides [12]	8
Figure I. 4 : Formes de nanoparticules.	10
Figure I. 5 : Images SEM de GO- TiO_2 -Ag avec des grossissements. (a) 30000 x,(b) 60000 x [27].	14
Figure I.6 : Diagramme relatif aux nanofluides hybrides.	15
Figure I.7: Principe d'un générateur MHD [33].	18

Chapitre II :

Figure II. 1: Illustration de La méthode de préparation des nanofluides en deux étapes.[39].	21
Figure II. 2: Variation des nombres de Nusselt moyens des nanofluides à base d'eau en fonction des différents nombres de Rayleigh dans une cavité carrée. [9].	23
Figure II. 3: (a)Conductivité thermique et (b) capacité thermique massique du nanofluide hybride SiO_2 -CuO/C pour différentes fraction volumique. [41]	24
Figure II. 4: Nombre d'articles publiés dans les rapports de Scopus de 2006 à 2016 récupérés par le mot clé nanofluide et nanofluide hybride [6].	25
Figure II. 5: Schéma de synthèse d' Al_2O_3 -Cu par la procédure thermochimique [42]......	25
Figure II. 6: Photographie de nanoparticules et nanofluide [43].	26
Figure II. 7: Images SEM de GO- TiO_2 -Ag avec des grossissements. (a) 30000 x, (b) 60000 x. [44].	27
Figure II. 8: Images SEM de rGO- TiO_2 -Ag avec des grossissements. (a) 1000x, (b) 30000x. [44].	27
Figure II. 9: Capacité thermique spécifique en fonction de la température (rapport de mélange 1:2:1 Fe_3O_4 - Al_2O_3 -ZnO TNF) [45]......	28

Figure II. 10: Les nanofluides obtenus à différentes concentrations de nanoparticules [46].	29
Figure II. 11 : Les nanoparticules les plus fréquentes [47].	30
Figure II. 12: Schéma représentant la géométrie étudiées et les conditions aux limites [35].	31
Figure II. 13: Géométrie du problème, configuration 2D [48].	32
Figure II. 14: Diagramme d'une série d'ailettes et du domaine de calcul. [48].	32
Figure II. 15: Vue latérale d'un tube circulaire chauffé uniformément [49].	33
Figure II. 16: Schéma du domaine problématique et système de coordonnées [25].	33
Figure II. 17: Configuration physique d'un canal vertical [50].	34
Figure II. 18: Géométrie d'un cylindre vertical creux [50].	35
Figure II. 19: Géométrie d'un cylindre vertical creux d'un cylindre horizontal [50].	35
Figure II. 20: Schéma de principe de la cavité irrégulière étudiée [51].	36
Figure II. 21: Le schéma du modèle physique [52].	37
Figure II. 22: Configuration physique [37].	38
Figure II. 23: (a) Deux cylindres horizontaux concentriques montrant la région de l'anneau. (b) Géométrie et conditions aux limites du système simulé [53].	38
Figure II. 24: géométrie schématique du problème considéré [32].	39
Figure II. 25: Géométrie et dimensions physiques [54].	40
Figure II. 26 : schéma physique du problème considéré et les conditions aux limites [29].	41
Figure II. 27: Configuration Géométrique de la cavité et la forme géométrique de la paroi froide de la cavité [55].	42
Figure II. 28: Cavité considérée et conditions aux limites adimensionnelles [56].	42
Figure II. 29: La géométrie schématique du problème considéré [57].	43
Figure II. 30: Le schéma physique du problème considéré [58].	44
Figure II. 31: Le schéma physique du problème considéré [59].	45
Figure II. 32: Schéma du modèle physique et les conditions aux limites [30].	45
Figure II. 33: Le schéma du modèle physique [60].	46

Figure II. 34: Différentes configurations et les conditions aux limites associées [61].	47
Figure II. 35: schéma du modèle physique [62].	48
Figure II. 36: Description schématique du système physique [34].	49
Figure II. 37: Géométrie et système de coordonnées [63].	50
Figure II. 38: La géométrie schématique du problème considéré, (a) mode injection, (b) mode aspiration [64].	50
Figure II. 39: Représentation schématique de la cavité ventilée [65].	51
Figure II. 40: Description schématique du système physique [66].	52
Figure II. 41: Schéma d'une cavité ventilée avec chicane parallèles [67].	53
Figure II. 42: Schéma de la cavité ondulée ventilée avec corps circulaire et conditions aux limites [68].	53
Figure II. 43: Géométrie et conditions aux limites [69].	54
Figure II. 44: Schéma de la cavité ventilée présentant différentes formes d'obstacle froid central et conditions aux limites [70].	55
Figure II. 45: Schéma de la cavité ventilée avec corps circulaire et conditions aux limites [71].	55
Figure II. 46: Schéma du problème [72].	56
Figure II. 47: Différentes configurations étudiée : 2D et 3D [73].	58
Figure II. 48: Modèle physique avec conditions aux limites [74].	58
Figure II. 49: Configuration étudiée : (a) : géométrie 3D et (b) : plan $z = 0.5$ [75].	59
Figure II. 50: Schéma du domaine de calcul [76].	60
Figure II. 51: Configuration géométrique dans le cas de condition du flux uniforme et constant (a) et le cas de condition de température uniforme et constante (b) [77].	61
Figure II. 52: La géométrie schématique du problème considéré [78].	62
Figure II. 53: Schéma du problème [79].	63
Figure II. 54: Schéma de la convection naturelle dans la cavité cubique chauffée différemment (a) sans l'ailette, et (b) avec deux/trois ailettes verticales [80].	63

Figure II. 55: Schéma du problème étudié [81].	64
Figure II. 56: (a) Géométrie du problème physique. (b) Bidimensionnel observé dans le plan X–Y de toutes les configurations selon les deuxièmes positions de sortie S [82].	66
Figure II. 57: Configurations et coordonnées étudiées [83].	67
Figure II. 58: Les configurations des cavités [84].	68
Figure II. 59: Domaine physique du problème considéré [85].	69
Figure II. 60: Les configurations de cavité [86].	70
Figure II. 61: Schéma d'une configuration de testeur expérimental de convection naturelle [87].	71

Chapitre III :

Figure III. 1: Schéma physique du problème avec les conditions aux limites.	75
Figure III. 2: Maillage de l'une des cavités étudiées.	82
Figure III. 3: Analyse comparative des résultats de Boulahia et al. (2017) [56] et de la vérification numérique ($Ra = 10^4$, $\varphi = 5\%$).	85
Figure III. 4: Variation du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude. Comparaison de la présente étude numérique avec les données traitées par [56].	86
Figure III. 5: Variation du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude. Comparaison de la présente étude numérique avec les données traitées par [71].	87
Figure III. 6: Les lignes de courant de l'écoulement pour diverses configurations géométriques de l'obstacle froid (Ag- eau) avec $\varphi = 4\%$, $Re = 100$ et $Ri = 1$.	88
Figure III. 7: Les contours de vitesse pour diverses configurations géométriques de l'obstacle froid (Ag- eau) avec $\varphi = 8\%$, $Re = 100$ et $Ri = 1$.	89
Figure III. 8: Les lignes de courant de l'écoulement pour diverses configurations géométriques de l'obstacle froid (Ag- eau) avec $\varphi = 4\%$, $Re = 100$ et $Ri = 1$.	90
Figure III. 9: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes fractions volumiques (φ) et différentes formes géométriques de l'obstacle froid pour (Ag- eau).	91
Figure III. 10: Géométrie et dimensions physique du problème avec les conditions aux limites.	93

Figure III. 11: La méthode MHD utilisée par Ansys-Fluent.....	96
Figure III. 12: Modèle physique avec conditions aux limites.....	98
Figure III. 13: Maillage de la cavité cubique étudiée.	100
Figure III. 14: (a) Les isothermes $\varphi = 0$ (pointillé) et $\varphi = 5\%$ (solide) (b) les lignes de courant $\varphi = 5\%$ pour $Ri=1$, $L_h=0.7$, et $z=0.5$	102
Figure III. 15: Variation du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude pour $Ra=10^6$, $\varphi=0\%$, (B_x) [91].	103

Chapitre IV :

Figure IV. 1: Les contours des lignes de courant dans l'enceinte du (Ag-Eau), pour différents nombres de Richardson (Ri) et différents fraction volumiques (φ %).	108
Figure IV. 2: Profils des vitesses transversales et longitudinales pour différents nombres de Richardson (Ag-Eau, $\varphi = 2, 8$ %).	110
Figure IV. 3: Les isothermes dans l'enceinte du (Ag-Eau), pour différents nombres de Richardson (Ri) et différents fraction volumiques (φ %).	111
Figure IV. 4: Profils de température le long de la section médiane de l'enceinte pour différents nombres de Richardson (Ag-Eau, $\varphi = 2, 8\%$).	112
Figure IV. 5: Variation du nombre de Nusselt moyen avec les nombres de Richardson et φ (Cu-Eau).....	113
Figure IV. 6: Variation du nombre de Nusselt moyen avec les nombres de Richardson, pour différentes types de nanoparticules et φ (6 et 8%).	115
Figure IV. 7: Variation du nombre de Nusselt moyen avec les nombres de Richardson, de (Ag – eau) et (Ag - TiO_2 – eau) pour φ (2 et 6%).....	118
Figure IV. 8: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents types de nanofluides (nanofluides simples, nanofluides hybrides et nanofluide hybride ternaire) lorsque $Ri=0.1$	119
Figure IV. 9: Graphique de perturbation pour le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}	125
Figure IV. 10: (a) Graphique normal pour le résidu et (b) Graphique prévu par rapport au réel pour le modèle \overline{Nu} du nombre Nusselt moyen.	126
Figure IV. 11: Diagramme de surface de réponse 3D pour le nombre de Nusselt moyen. ...	127

Figure IV. 12: Variation de la désirabilité et de \overline{Nu} en fonction de Ri pour les trois nanoparticules testées.	130
Figure IV. 13: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Cu - Eau), pour différents nombres de Hartmann. Ri = 1 et ($\varphi = 8\%$).....	133
Figure IV. 14: Profils de vitesse transversale et longitudinale pour différents nombres de Hartmann, Re =100, Ri =0.1 et $\varphi = 4\%$	134
Figure IV. 15: Les isothermes dans une cavité du (Cu-Eau), pour différents nombres de Hartmann. Ri = 1 et ($\varphi = 8\%$).....	135
Figure IV. 16: Profils de température pour différents nombres de Hartmann Re =100, Ri = 0.1 et $\varphi = 4\%$	136
Figure IV. 17: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Hartmann et différent fraction pour, Re =100, Ri =0.1 et $\varphi = 4\%$	137
Figure IV. 18: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Richardson pour différents nombres de Hartmann pour, Re =100 et $\varphi = 6\%$	138
Figure IV. 19: Le nombre de Nusselt moyen varie en fonction du nombre de Richardson Ri (Ha = 25, $\varphi = 6\%$, Cu- Eau, Al ₂ O ₃ - Eau).	139
Figure IV. 20: Diagramme de perturbation pour le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}	142
Figure IV. 21: (a) Graphique normal pour le résidu et (b) Graphique prévu par rapport au réel pour le modèle \overline{Nu} du nombre Nusselt moyen.	143
Figure IV. 22: Diagrammes d'analyse RSM pour représenter le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}	144
Figure IV. 23: Rampes de solution d'optimisation avec une désirabilité de 0.958 et une solution de 1 sur 85.	146

Chapitre V :

Figure V. 1: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OYZ), pour $\varphi = 6\%$, Ri=1.	152
Figure V. 2: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXZ), pour $\varphi = 6\%$, Ri=1.	153

Figure V. 3: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXY), pour $\varphi = 6\%$, Ri=1.	154
Figure V. 4: Profils de vitesse transversale et longitudinale, pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXZ), à $\varphi = 6\%$, Ri=1.....	155
Figure V. 5: Les isothermes dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OYZ), pour $\varphi = 6\%$, Ri=1.	157
Figure V. 6: Les isothermes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXZ), pour $\varphi = 6\%$, Ri=1.	158
Figure V. 7: Les isothermes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXY), pour $\varphi = 6\%$, Ri =1.....	159
Figure V. 8: Variation les profils de température, pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OYZ), à $\varphi = 6\%$, Ri=1.....	160
Figure V. 9: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents fractions volumiques sur le plan (oxy), pour Ri = 01 et Ha = 25.....	163
Figure V.10 : Profils de vitesse transversale et longitudinale pour différentes fractions volumiques, avec Re = 100, Ri = 1 et Ha = 25.....	164
Figure V. 11 : Les isothermes dans l'enceinte du (Ag- TiO ₂ - Al ₂ O ₃ - Eau), pour différents fractions volumiques sur le plan (oxy), pour Ri = 01 et Ha = 25.....	165
Figure IV. 12 : Les profils de température pour différentes fractions volumiques, avec Re = 100, Ri = 1 et Ha = 25.	166
Figure V. 13 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de la densité volumique, pour différents nombres de Hartmann (Ha) et différentes fractions volumiques à Ri = 1.....	167

Liste des Tableaux :

Chapitre I

Tableau. I. 1: Propriétés thermophysiques des nanoparticules et de l'eau avec $T = 300^\circ\text{K}$. [13, 14].....	9
--	---

Chapitre III

Tableau. III. 1 : Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques. (III.32)	78
Tableau. III. 2: Les schémas numériques utilisés.	81
Tableau. III. 3 : Paramètres de relaxation pour notre étude.	83
Tableau. III. 4: Propriétés de l'écoulement pour différents maillages ((Cu - eau), $\varphi = 5\%$, $Re = 100$, $Ri = 0.1$).....	84
Tableau. III. 5: Les schémas numériques utilisés.	95
Tableau. III. 6: Paramètres de relaxation pour notre étude.....	96
Tableau. III. 7: Conditions aux limites pour le cas de cavité cubique (III.61)	101
Tableau. III. 8: Paramètres de relaxation pour notre étude.....	102

Chapitre IV

Tableau. IV. 1: Analyse de la variance (ANOVA) du nombre moyen de Nusselt Nu	124
Tableau. IV. 2: Conditions d'optimisation.	128
Tableau. IV. 3: Résultats d'optimisation par FD.....	129
Tableau. IV. 4: Résultats des tests de validation.	131
Tableau. IV. 5: Analyse de la variance (ANOVA) du nombre moyen de Nusselt (Nu)	141
Tableau. IV. 6: Critères d'optimisation et solutions.....	145

Nomenclature

Lettres latins :

ANOVA	Analyse de variance.
B	Vecteur du champ magnétique [T].
C_p	Chaleurs spécifique du fluide de base [$J.Kg^{-1}.K^{-1}$].
D	Diamètre sans dimension du refroidisseur circulaire.
E	Vecteur du champ électrique [$V.m^{-1}$].
F	Force de Lorentz [$N.m^{-3}$].
Gr	Nombre de Grashof
g	Accélération de pesanteur [m/s^2].
H	Longueur de la cavité [m].
Ha	Nombre de Hartmann
h	Large de l'orifice d'entrée et sortie [m].
J	Vecteur de densité de courant électrique [$A.m^{-2}$].
k	Conductivité thermique [$W/m.K$].
Nu	Nombre de Nusselt local
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt moyen
n	Facteur de forme empirique
p	Pression [Pa].
P	Pression non-dimensionnelle
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Quantité de chaleur générée par la source interne.
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Ri	Nombre de Richardson
RSM	Méthodologie de surface de repense.
T	Température [K].
T_0	Température de référence [K].
t	Temps [s].
u, v	Composantes de vitesse [$m.s^{-1}$].

U, V	Composantes de vitesses non-dimensionnels
U_0	Composante de vitesse de référence [$m \cdot s^{-1}$].
x, y	Coordonnées cartésiennes [m].
X, Y	Coordonnées non-dimensionnels

Lettres grecs :

α	Diffusivité thermique [m^2/s].
β	Coefficient d'expansion thermique [K^{-1}].
θ	Température non-dimensionnelle
μ	Viscosité dynamique [$Kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$].
ν	Viscosité cinématique [m^2/s].
ρ	Masse volumique [Kg/m^3]
φ	Fraction volumique des nanoparticules

Indice :

<i>c</i>	Chaude
<i>e</i>	Entrée
<i>f</i>	Froide
<i>f</i>	Fluide
<i>hnf</i>	Nanofluide Hybride binaire
<i>nf</i>	Nanofluide.
<i>s</i>	Nanoparticule solide
<i>thnf</i>	Nanofluide Hybride ternaire

Introduction générale

Les nanofluides, un type avancé de fluides qui intègrent des nanoparticules (généralement de l'ordre du nanomètre), ont récemment suscité un vif intérêt chez les chercheurs et ingénieurs en raison de leurs propriétés thermophysiques exceptionnelles, qui améliorent significativement le transfert de chaleur par rapport aux fluides traditionnels. Ces fluides sont généralement constitués de particules métalliques ou céramiques dispersées dans un fluide de base comme l'eau ou l'huile. L'un des domaines d'application les plus prometteurs des nanofluides est le refroidissement thermique dans les systèmes de transfert de chaleur. En effet, grâce à leur grande conductivité thermique, les nanofluides offrent des solutions efficaces pour améliorer la gestion thermique dans diverses applications industrielles et énergétiques [1]. Cependant, l'optimisation des systèmes de transfert thermique à l'aide de ces fluides reste un sujet de recherche intense.

Le phénomène de convection mixte, qui combine à la fois la convection naturelle et forcée, constitue un domaine particulièrement pertinent pour l'étude des nanofluides. La convection naturelle résulte de la différence de température entre une surface chaude et un fluide adjacent, générant ainsi des courants de fluide qui favorisent le transfert de chaleur. En revanche, la convection forcée se produit lorsque des forces extérieures, comme un ventilateur ou une pompe, induisent un écoulement de fluide qui augmente encore le transfert de chaleur. Dans le cas des cavités ventilées, la convection mixte est un phénomène complexe, influencé par plusieurs facteurs, dont la géométrie de la cavité, les conditions aux limites et les propriétés thermophysiques du fluide [2]. L'utilisation de nanofluides dans ce type de systèmes améliore non seulement le rendement thermique, mais permet également de mieux contrôler le comportement thermique dans des configurations géométriques complexes, telles que les cavités à parois corrigées.

Les applications industrielles actuelles, telles que les systèmes de refroidissement électronique et les échangeurs thermiques, bénéficient de la capacité des nanofluides à offrir des performances accrues en matière de transfert thermique. Cependant, lorsque ces fluides sont soumis à un champ magnétique externe (MHD), le comportement de la convection mixte devient encore plus complexe. En effet, un champ magnétique appliqué à un fluide conducteur modifie le mouvement du fluide et la répartition de la température en raison de l'effet Lorentz,

qui est une force générée par l'interaction entre le champ magnétique et les charges mobiles du fluide. Ce phénomène peut soit augmenter, soit diminuer le rendement thermique en fonction de la direction et de l'intensité du champ magnétique, ainsi que des caractéristiques spécifiques du fluide. Par conséquent, l'étude du comportement des nanofluides hybrides (qui contiennent deux ou trois types différents de nanoparticules) dans des configurations MHD est cruciale pour le développement de nouveaux systèmes de refroidissement plus performants et plus efficaces.

Problématique de l'étude

La problématique principale de cette thèse réside dans la compréhension approfondie des phénomènes de convection mixte dans une cavité ventilée, lorsqu'un nanofluide hybride est utilisé en présence d'un champ magnétique. Bien que les propriétés thermophysiques des nanofluides aient été largement étudiées dans des configurations classiques de [1], les effets combinés de l'hybridation des nanoparticules et de l'application d'un champ magnétique n'ont pas été suffisamment explorés, en particulier dans des cavités ventilées complexes. L'interaction entre les différentes nanoparticules, le fluide de base et les effets du champ magnétique pourrait non seulement moduler le comportement thermique, mais aussi influencer les profils de vitesse et de température au sein de la cavité. Cette étude vise donc à modéliser et analyser ces phénomènes afin d'optimiser l'efficacité thermique des systèmes en utilisant des nanofluides hybrides sous l'effet d'un champ MHD.

L'objectif est de développer un cadre théorique et numérique permettant de mieux comprendre l'impact de l'addition de nanoparticules hybrides et de la présence d'un champ magnétique dans des configurations de convection mixte. Cela inclut l'étude des paramètres influençant la performance thermique, tels que la concentration en nanoparticules, la géométrie de la cavité, la direction et l'intensité du champ magnétique, ainsi que les propriétés physiques des matériaux utilisés. Cette recherche s'inscrit dans une démarche innovante, visant à fournir de nouvelles approches pour le contrôle et l'optimisation des systèmes thermiques dans des applications industrielles avancées.

État de l'art

L'étude de la convection dans des cavités ventilées a fait l'objet de nombreuses recherches ces dernières décennies. Des travaux antérieurs ont montré que l'ajout de nanoparticules dans un fluide de base améliore de manière significative le transfert de chaleur,

notamment dans des systèmes à convection forcée et naturelle [3]. La majorité des recherches existantes se sont concentrées sur l'impact des nanofluides dans des configurations classiques, sans tenir compte des effets des champs magnétiques.

D'un autre côté, les champs MHD appliqués aux fluides de travail ont également été largement étudiés, en particulier dans les applications de refroidissement des dispositifs électroniques et des moteurs [4]. Les études sur les effets MHD révèlent que les champs magnétiques peuvent soit augmenter la dissipation thermique, soit perturber les mouvements de convection en fonction de la configuration géométrique et des propriétés du fluide [5]. Cependant, les travaux sur l'utilisation combinée des nanofluides hybrides et des champs MHD restent relativement rares, surtout dans des géométries complexes telles que celles des cavités ventilées. Des études récentes ont tenté d'étudier l'impact de l'hybridation des nanoparticules sur les propriétés thermophysiques des fluides et l'amélioration du transfert thermique, mais ces études ne prennent souvent pas en compte les effets des champs magnétiques dans un cadre intégré.

En conclusion, bien que des travaux aient été réalisés sur la convection avec nanofluides et sur les effets MHD séparément, l'interaction combinée de ces deux phénomènes dans des cavités ventilées reste un sujet d'investigation relativement peu exploré, et c'est dans ce cadre que s'inscrit cette thèse.

Contenu du manuscrit

La thèse est structurée en cinq chapitres, accompagnés d'une introduction, d'une conclusion, d'une bibliographie et d'annexes contenant les listes des figures, des tableaux et des abréviations.

- **Le premier chapitre** aborde les principes de base de la **convection** et des **nanofluides**, en expliquant leurs propriétés thermophysiques et leur rôle dans le transfert de chaleur. Il détaille les différents types de convection (naturelle, forcée et mixte) et souligne l'importance des nanofluides dans les applications thermiques.
- **Le deuxième chapitre** présente une **revue bibliographique** qui résume les recherches sur la convection dans les cavités ventilées, l'utilisation des **nanofluides hybrides** et l'impact des **champs MHD** sur les performances thermiques, identifiant les lacunes de la littérature pour justifier cette étude.

- **Le troisième chapitre** détaille les **géométries et modélisations mathématiques** utilisées pour décrire le comportement des nanofluides dans des cavités ventilées sous l'effet d'un champ magnétique. Il explique les équations fondamentales et les **méthodes numériques** employées pour résoudre ces équations.
- **Le quatrième chapitre** analyse les **résultats en configuration bidimensionnelle**, en étudiant l'effet de paramètres comme la **fraction volumique des nanoparticules** et les **nombres de Richardson et de Hartmann** sur les performances thermiques et hydrodynamiques du système.
- **Le cinquième chapitre** explore les **résultats en configuration tridimensionnelle**, en comparant les comportements observés en 2D et 3D. Il montre comment la géométrie 3D influence la **convection mixte** et le **transfert thermique**, apportant une compréhension plus réaliste des systèmes industriels complexes.

CHAPITRE I :

Généralités sur la convection et les nanofluides

Sommaire :

I. Introduction

I.2 Généralités sur la convection

I.2.1 Convection naturelle

I.2.2 Convection forcée

I.2.2 Convection mixte

I.3 Généralités sur les nanofluides et les nanofluides hybrides

I.3.1 Nanofluide simple

I.3.1.1 Définition de nanofluides simples

I.3.1.2 Propriétés thermophysiques de nanofluide simples

I.3.2 Nanofluides hybrides

I.3.2.1 Définition de nanofluides hybrides

I.3.2.2 Propriétés thermophysiques de nanofluide hybride

1) Propriétés thermophysiques de nanofluide hybride binaires

2) Propriétés thermophysiques de nanofluide hybride ternaires

I.4 Généralités sur la magnétohydrodynamique

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur par convection dans les enceintes suscite un intérêt important dans de nombreuses applications industrielles tels que : les radiateurs, le refroidissement des processus, les échangeurs de chaleurs et des composants électroniques, etc.

Ces dernières années, diverses méthodes ont été mises en œuvre pour améliorer le taux de transfert de chaleur. L'un de ces techniques était l'amélioration de la conductivité thermique du fluide de travail, qui présente l'ajoute des suspensions colloïdales de particules solides nanométriques (particules métalliques ou non métalliques) dans un fluide de base (tel que : l'eau, l'huile, ou l'éthylène glycol) sous le nom de nanofluides. Après l'apparition de cette technique, l'attention des chercheurs s'est portée sur le nanofluide hybride composé de deux types différents de nanoparticules dispersées dans un fluide de base. De plus, l'influence du champ magnétique sur le transfert de chaleur par convection représente une autre approche innovante pour améliorer le taux de transfert thermique.

Ce chapitre s'articulera autour de trois principales parties centrées essentiellement sur les écoulements de la convection dans une enceinte. Dans la première partie, seront abordées les connaissances relatives de la convection, et leurs types. Deuxième partie, expose une généralité sur les nanofluides et les nanofluides hybrides, leurs propriétés thermophysiques et leurs applications. La généralité sur le champ magnétique sera discutée dans la troisième partie.

I.2 Généralité sur la convection

La convection est le mécanisme de transport de l'énergie thermique entre une surface et un fluide (liquide ou gazeux) qui est à une température différente. Ce mode se distingue par l'interaction simultanée de la conduction, de l'accumulation d'énergie et du mouvement macroscopique à l'intérieur du fluide. Trois types de ce mécanisme sont identifiés :

I.2.1 Convection naturelle (ou dite libre)

Ce type désigne l'ensemble des mouvements des molécules d'un fluide, induits par un gradient de température, entraînant une variation de la masse volumique du fluide. Cette variation génère alors un mouvement convectif sous l'effet de la poussée d'Archimède et de la force de gravité.

I.2.2 Convection forcée

Dans ce cas, le mouvement du fluide est généré par une différence de pression appliquée au fluide par des moyens mécaniques (tels que des pompes, des ventilateurs, etc.), et indépendant des phénomènes thermiques. Ainsi, l'intensité du transfert thermique par convection forcée dépendra directement du régime de mouvement du fluide.

I.2.3 Convection mixte

Il s'agit de la combinaison des deux types de convection : la convection naturelle et la convection forcée. Dans ce cas, une source externe et un gradient de température agissent simultanément.

I.3 Généralités sur les nanofluides et les nanofluides hybrides

La nouvelle stratégie pour optimiser la conductivité thermique ou le transfert de chaleur, est proposée la première fois par **Maxwell** [6], qui consiste à suspendre des particules solides à haute conductivité thermique dans des fluides conventionnels qui sont intrinsèquement faibles conducteurs thermiques. Cela permet d'augmenter la conductivité thermique du fluide de travail et fournit une base théorique appropriée pour estimer la conductivité thermique effective. Dans la continuité, **Hamilton Crosser** [7], a réalisé une recherche remarquable sur les particules fluides en suspension et a modifié la corrélation de **Maxwell** [6] afin d'estimer plus précisément différentes propriétés thermophysiques. Mais les deux [6, 7], ont dispersé des particules solides de taille micro dans les fluides de base. Leurs études sont donc restreintes par certains défauts tels que le dépôt rapide des particules solides, une puissance de pompage accrue, l'érosion des parois et le colmatage du passage d'écoulement dans le champ d'écoulement. En raison de ces désavantages, une nouvelle génération de fluides basée sur la même stratégie est apparue par **Choi en 1995** [8]. Cette génération consiste à préparer un fluide dans lequel des particules solides de taille nanométrique, appelées "nanoparticules", sont dispersées dans un fluide de base.

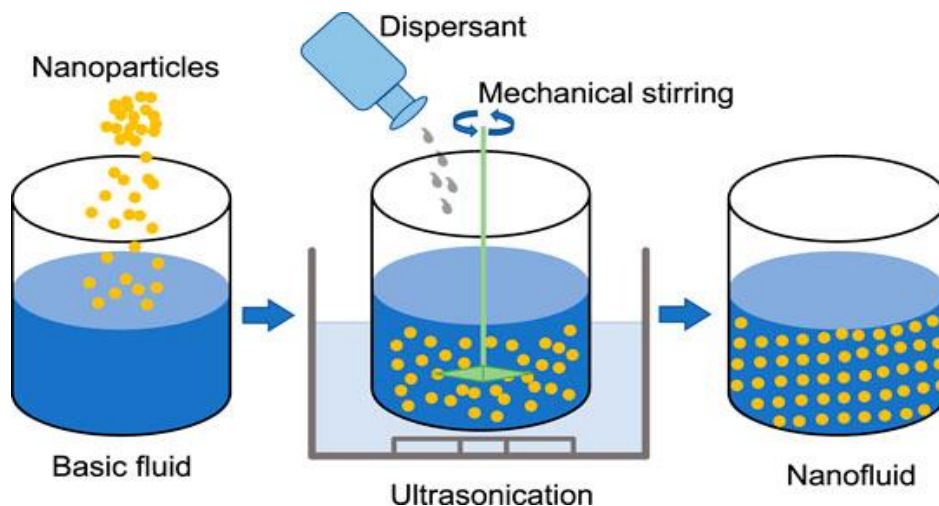


Figure I. 1: Illustration de la production de nanofluide. [9]

Les nanoparticules peuvent être répartir selon leur forme en deux grandes types :

- a) Les nanoparticules peuvent être de base :
 - Métaux : exemple : cuivre (Cu), Aluminium (Al), Argent (Ag)...
 - Oxydes métallique : exemple : oxyde d'aluminium (Al_2O_3), oxyde Titanium (TiO_2), oxyde cuivre (CuO)...
- b) Les nanotubes (non métalliques) : comme les nanotubes de carbones (CNT), les nanotubes de silicium...

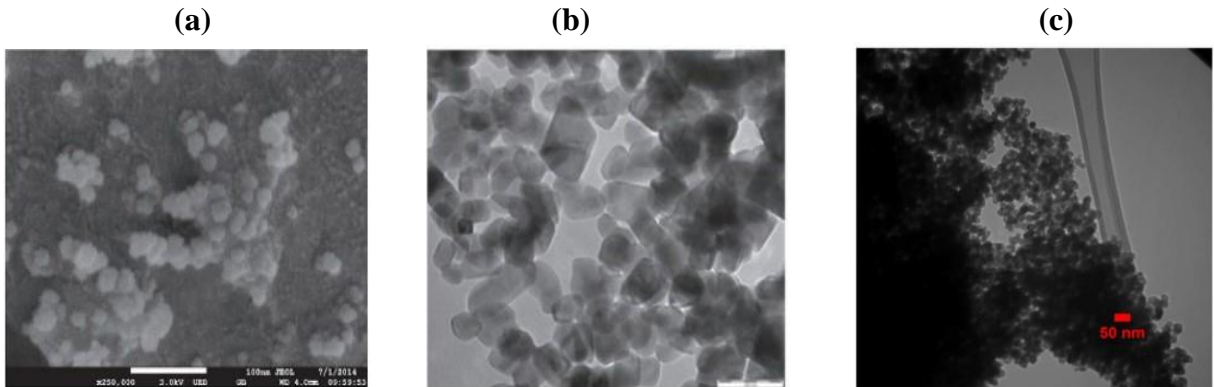


Figure I. 2: Image TEM des nanoparticules de (a) Al_2O_3 , (b) TiO_2 [10], (c) MWCNT [11].

Ces dernières années, les nanofluides sont appliqués dans différents domaines comme : Refroidissement (Réfrigération, Refroidissement électronique, Refroidissement des cellules solaires, Refroidissement du système nucléaire...). Chauffage (L'échangeur de chaleur, Chauffe-eau solaire, Stockage thermique...) Biomédecine biomédicale, Médecine et Biologie, Lubrification... etc.

On peut généralement classer les nanofluides en deux grandes catégories : Nanofluides simples et hybrides (binaires et ternaires).

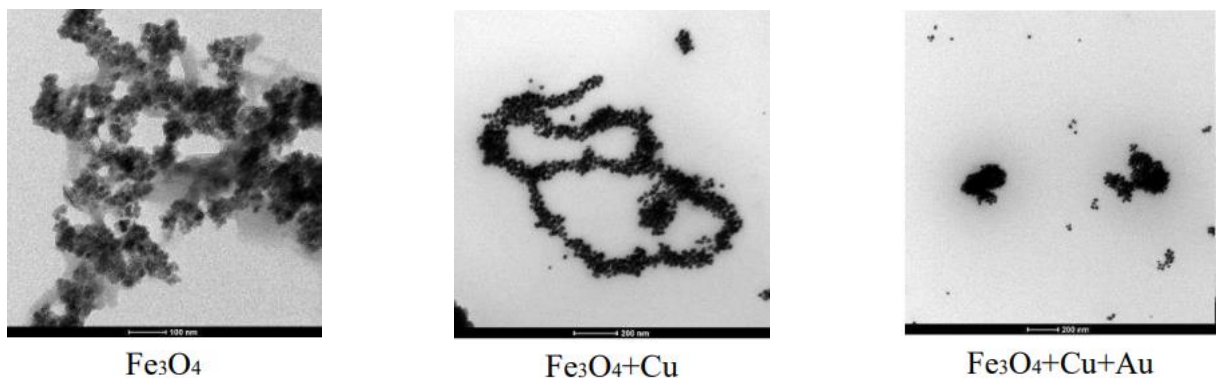


Figure I. 3: Images et photos SEM de différents types de nanofluides [12]

Tableau. I. 1: Propriétés thermophysiques des nanoparticules et de l'eau avec $T = 300^{\circ}\text{K}$. [13, 14]

Propriétés	Eau pure (H_2O)	Cuivre (Cu)	Argent (Ag)	Alumine (Al_2O_3)	Oxyde de titane (TiO_2)
$\rho(\text{Kg}/\text{m}^3)$	997.1	8933	10500	3970	4250
$C_p(\text{j}/\text{Kg}.\text{K})$	4179	385	235	765	686.2
$k(\text{W}/\text{Kg}.\text{K})$	0.613	401	429	40	8.9538
$\beta(\text{K}^{-1})$	21×10^{-5}	1.67×10^{-5}	1.89×10^{-5}	0.85×10^{-5}	0.9×10^{-5}
$\mu(\text{Kg}/\text{m}.\text{s})$	0.001	–	–	–	–

I.3.1 Nanofluide simple

I.3.1.1 Définition de nanofluides simples

Les nanofluides simples ou les nanofluides monotypes, ce sont des solutions colloïdales d'une seule particule solide de taille nanométrique (≤ 100 nm de diamètre) [15], de nombreux formes (sphérique, cylindrique, brique, plaque...etc.), en suspension dans les fluides de base (tel que : l'eau, les huiles, l'éthylène glycol...). Ces nanofluides sont des nouveaux fluides qui ont été identifiés comme candidats idéaux pour l'optimisation des processus de transfert thermique à cause de leurs caractéristiques thermophysiques plus élevées, même à des concentrations plus faibles.

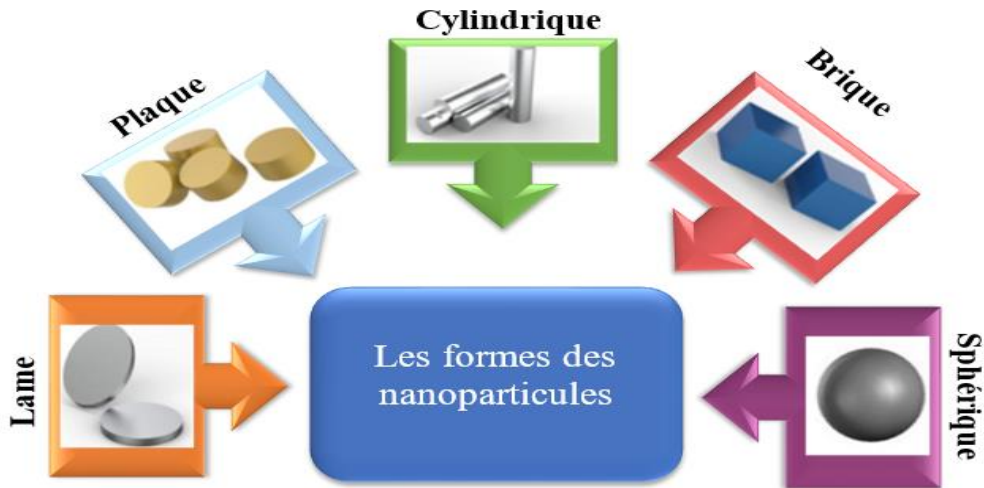


Figure I. 4 : Formes de nanoparticules.

I.3.1.2 Propriétés thermophysiques de nanofluid simple

L'ajoute des nanoparticules dans les fluides caloporteurs peut avoir une modification sur les propriétés thermophysiques de nanofluid obtenus. Certains paramètres caractérisent ces nanoparticules affectent sur les valeurs des paramètres thermophysiques de cette solution colloïdale qui sont : la fraction volumique, la nature des nanoparticules, leur taille, la température de milieu...etc.

- La fraction volumique de nanoparticule (φ) est le paramètre le plus important pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides. Elle représente le rapport entre le volume des nanoparticules et le volume total (fluide + solide) :

$$\varphi = \frac{\text{volume de la nanoparticule}}{\text{volume total du nanofluid}} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{I.1})$$

Où :

φ : La fraction volumique de nanoparticule.

V_f : Volume du fluide de base [m^3].

V_s : Volume des nanoparticules solide [m^3].

a) La masse volumique

La masse volumique du nanofluide est exprimée par la formule suivante :

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

En substituant l'expression de la fraction volumique (φ) (I.1) dans l'équation au-dessus devient :

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

Avec :

ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide [Kg .m⁻³].

ρ_f : La masse volumique du fluide de base [Kg .m⁻³].

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solides [Kg .m⁻³].

Cette expression a été largement utilisée dans de nombreux travaux théoriques [13, 16].

b) Coefficient d'expansion thermique

Ce coefficient pour les nanofluides est plus souvent exprimé par de nombreux auteurs en utilisant une relation analogue à la formule (I.2) [13]:

$$\beta_{nf} = (1 - \varphi)\beta_f + \varphi\beta_s \quad (I.3)$$

Avec :

β_{nf} : Coefficient d'expansion thermique du nanofluide [K⁻¹].

β_f : Coefficient d'expansion thermique du fluide de base [K⁻¹].

β_s : Coefficient d'expansion thermique des nanoparticules solides [K⁻¹].

c) Chaleur spécifique

cette capacité calorifique du nanofluide est donnée par la formule de Xuan and Roetzel [17], qui est la plus utilisée pour des nombreux travaux :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \quad (I.4)$$

Où :

$(C_p)_{nf}$: Chaleurs spécifique du nanofluide [j.Kg⁻¹.K⁻¹].

$(C_p)_f$: Chaleurs spécifique du fluide de base [J.Kg⁻¹.K⁻¹].

$(C_p)_s$: Chaleurs spécifique des nanoparticules solides [J.Kg⁻¹.K⁻¹].

d) La conductivité thermique

Divers modèles ont été développés pour déterminer la conductivité thermique du nanofluide, un paramètre important dans les propriétés thermophysiques des nanofluide, car il permet d'évaluer l'efficacité du transfert de chaleur. Parmi les modèles les plus couramment utilisés pour les nanofluides, on peut citer :

Maxwell [18], a été le premier qui proposé le modèle d'estimation de la conductivité thermique des suspensions des particules solides de formes sphérique, séparées d'une distance suffisante, pas d'interaction entre ces particules, et de faible concentration volumique.

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \varphi(k_f - k_s)} \tag{I.5}$$

Avec :

k_{nf} : La conductivité thermique du nanofluide [W.m⁻¹.K⁻¹].

k_f : La conductivité thermique du fluide de base [W.m⁻¹.K⁻¹].

k_p : La conductivité thermique des nanoparticules solides [W.m⁻¹.K⁻¹].

Le modèle de Hamilton-Crosser [7], est une extension du modèle de Maxwell, il intègre un facteur géométrique appelé sphéricité (ψ). Pour cela ce modèle est valable de calculer la conductivité thermique des particules de forme quelconque, il définit comme suit :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + (n-1)k_f - (n-1)(k_f - k_s)\varphi}{k_s + (n-1)k_f + (k_f - k_s)\varphi} \tag{I.6}$$

Où :

$n = \frac{3}{\psi}$: Facteur de forme empirique (donne : n = 3 pour les particules sphériques et n = 6 pour les particules cylindriques).

Par ailleurs, Yu et Choi [19], ont proposé un autre modèle pour calculer la conductivité thermique des nanofluides. Ils ont suggéré de modéliser les nanofluides comme un liquide de base et des particules solides, séparées par une couche nanométrique, laquelle joue le rôle de pont thermique entre le fluide et les nanoparticules.

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p + 2k_f - 2(1+\delta)^3(k_f - k_p)\varphi}{k_p + 2k_f + (1+\delta)^3(k_f - k_p)\varphi} \quad (I.7)$$

Avec :

δ : Rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

e) La viscosité dynamique

Le calcul de la viscosité dynamique du nanofluide peut affecter par la viscosité dynamique du fluide de base et de la fraction volumique de nanofluide. Dévers modèles ont été développé pour calculer ce paramètre comme :

Le modèle d'Einstein [20], est valable pour un mélange contenant des suspensions très diluées de particules sphériques et rigides :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 - 2.5\varphi) \quad (I.8)$$

Avec :

μ_{nf} : La viscosité dynamique du nanofluide [Kg.m⁻¹.s⁻¹].

μ_f : La viscosité dynamique du fluide de base [Kg.m⁻¹.s⁻¹].

La formule de Brinkman [21] est une extension du modèle d'Einstein. Il a généralisé cette formule pour une fraction volumique allant jusqu'à 4 %:

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 - \varphi)^{-2.5} \quad (I.9)$$

Par contre, le modèle de Batchelor [22], est une expression non linéaire en fonction de la concentration volumique (φ), correspondant au mouvement brownien pour une suspension des particules rédiges et sphériques.

$$\mu_{nf} = \mu_f(6.5\varphi^2 + 2.5\varphi + 1) \quad (I.10)$$

De plus, plusieurs modèles ont été cités dans la littérature et plus utilisés comme le modèle de Maiga et al [23]:

$$\mu_{nf} = \mu_f(123 \varphi^2 + 7.3 \varphi + 1) \quad (I.11)$$

La corrélation de Pack et Cho [24], pour les nanoparticules Al_2O_3 dispersés dans l'eau :

$$\mu_{nf} = \mu_f(533\varphi^2 + 39.11\varphi + 1) \quad (\text{I.12})$$

I.3.2 Nanofluides hybrides

I.3.2.1 Définition de nanofluides hybrides

Le nanofluide hybride est une nouvelle classe de la nanotechnologie, il peut être défini comme est une combinaison de deux ou plusieurs types différents de nanoparticules avec de nouvelles liaisons physiques et chimiques. (Par exemple : $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu}$, $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Ag}$, $\text{TiO}_2\text{-Cu}$, $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2$ ), dispersées dans un seul fluide de base [25-27].

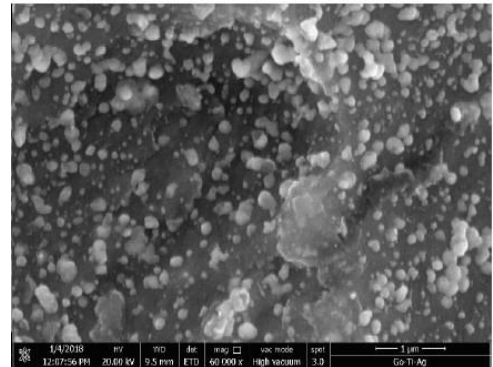
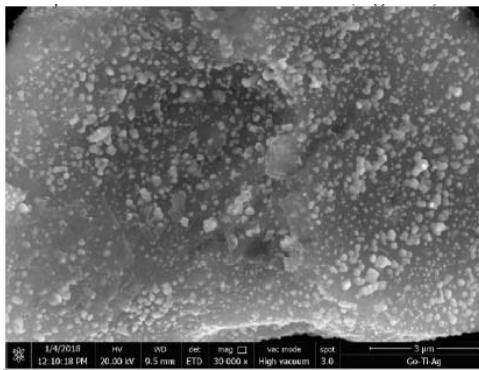


Figure I. 5 : Images SEM de $\text{GO-TiO}_2\text{-Ag}$ avec des grossissements. (a) 30000 x, (b) 60000 x [27].

Les nanofluides hybrides possèdent une meilleure performance de transfert de chaleur, à cause de leurs caractéristiques thermophysiques supérieures à celles des nanofluides contenant un seul type de nanoparticule [28]. Cela peut être réalisé lorsque les nanoparticules de ce nanofluide hybride sont choisies correctement, car elles peuvent améliorer les avantages de chacune et compenser les inconvénients d'une seule nanoparticule [26]. Par conséquent, nombreux chercheurs à explorer les applications des nanofluides hybrides dans divers domaines d'application (tels que : système de climatisation, échangeurs de chaleur...) [29].

Dans notre thèse, on étudie les nanofluides binaires et ternaires, qui sont des nanofluides de deux ou trois classes respectivement, de nanoparticules avec des liaisons physiques et chimiques différentes sont en suspension.

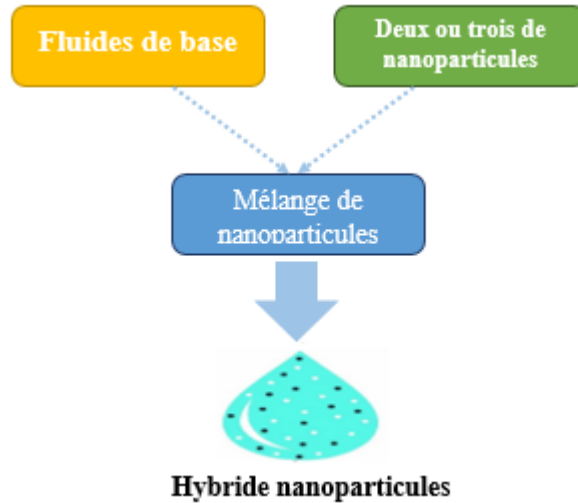


Figure I.6 : Diagramme relatif aux nanofluides hybrides.

I.3.2.2 Propriétés thermophysiques de nanofluides hybrides

1) Propriétés thermophysiques de nanofluides hybrides binaires

De nombreuses relations ont été proposées dans la littérature pour déterminer les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides. Dans ce qui suit, on a dressé les relations les plus courantes.

- La fraction volumique de nanofluide hybride binaire (φ_{hnp}), est défini comme :

$$\varphi_{hnp} = \varphi_1 + \varphi_2 \quad (\text{I.13})$$

Avec :

φ_{hnp} : La fraction volumique de nanofluide hybride.

φ_1 : La fraction volumique de la première nanoparticule.

φ_2 : La fraction volumique de la seconde nanoparticule.

a) La masse volumique [30, 31]

$$\rho_{hnf} = (1 - \varphi_{hnp})\rho_f + \varphi_1\rho_1 + \varphi_2\rho_2 \quad (\text{I.14})$$

ρ_{hnf} : Masse volumique du nanofluide hybride [$\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

b) Coefficient d'expansion thermique [30]

$$(\rho\beta)_{hnf} = (1 - \varphi_{hnp})(\rho\beta)_f + \varphi_1(\rho\beta)_1 + \varphi_2(\rho\beta)_2 \quad (\text{I.15})$$

β_{hnf} : Coefficient de dilatabilité du nanofluide hybride [K^{-1}].

c) Chaleur spécifique [30, 31]

$$(\rho C_p)_{hnf} = (1 - \varphi_{hnp})(\rho C_p)_f + \varphi_1(\rho C_p)_1 + \varphi_2(\rho C_p)_2 \quad (I.16)$$

$(C_p)_{hnf}$: Chaleurs spécifique du nanofluide hybride [$J.Kg^{-1}.K^{-1}$].

d) Conductivité thermique [31]

$$\frac{k_{hnf}}{k_f} = \left\{ \frac{k_1\varphi_1 + k_2\varphi_2}{\varphi_1 + \varphi_2} + 2k_f + 2(k_1\varphi_1 + k_2\varphi_2) - 2(\varphi_1 + \varphi_2)k_f \right\} \times \left\{ \frac{k_1\varphi_1 + k_2\varphi_2}{\varphi_1 + \varphi_2} + 2k_f - 2(k_1\varphi_1 + k_2\varphi_2) + (\varphi_1 + \varphi_2)k_f \right\}^{-1} \quad (I.17)$$

k_{hnf} : La conductivité thermique du nanofluide hybride [$W.m^{-1}.K^{-1}$].

e) Viscosité dynamique [31]

$$\mu_{hnf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi_1)^{2.5}(1 - \varphi_2)^{2.5}} \quad (I.18)$$

μ_{hnf} : La viscosité dynamique du nanofluide hybride [$Kg.m^{-1}.s^{-1}$].

2) Propriétés thermophysiques de nanofluides hybrides ternaires [32]

- La fraction volumique de nanofluide hybride ternaires (φ_{hnp}), est défini comme :

$$\varphi_{hnp} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 \quad (I.19)$$

Avec :

φ_{hnp} : La fraction volumique de nanofluide hybride ternaire.

φ_1 : La fraction volumique de la première nanoparticule.

φ_2 : La fraction volumique de la seconde nanoparticule.

φ_3 : La fraction volumique de la troisième nanoparticule.

a) La masse volumique

$$\rho_{thnf} = (1 - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3)\rho_f + \varphi_1\rho_{s1} + \varphi_2\rho_2 + \varphi_3\rho_3 \quad (I.20)$$

ρ_{thnf} : Masse volumique du nanofluide hybride ternaire [$Kg .m^{-3}$].

b) Coefficient d'expansion thermique

$$\beta_{thnf} = (1 - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3)\beta_f + \varphi_1\beta_1 + \varphi_2\beta_2 + \varphi_3\beta_3 \quad (I.21)$$

β_{thnf} : Coefficient de dilatabilité du nanofluide hybride ternaire [K⁻¹].

c) Chaleur spécifique

$$(\rho C_p)_{thnf} = (1 - \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3)(\rho C_p)_f + \varphi_1(\rho C_p)_1 + \varphi_2(\rho C_p)_2 + \varphi_3(\rho C_p)_3 \quad (I.22)$$

$(C_p)_{thnf}$: Chaleurs spécifique du nanofluide hybride ternaire [j.Kg⁻¹.K⁻¹].

d) Conductivité thermique

$$k_{thnf} = \frac{(\varphi_1 k_{nf1} + \varphi_2 k_{nf2} + \varphi_3 k_{nf3})}{\varphi} \quad (I.23)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f - 2\varphi_s(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \varphi_s(k_f - k_s)}$$

k_{thnf} : La conductivité thermique du nanofluide hybride ternaire [W.m⁻¹.K⁻¹].

e) Viscosité dynamique

$$\mu_{thnf} = \frac{(\varphi_1 \mu_{nf1} + \varphi_2 \mu_{nf2} + \varphi_3 \mu_{nf3})}{\varphi} \quad (I.24)$$

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 - \varphi)^{-2.5}$$

μ_{thnf} : La viscosité dynamique du nanofluide hybride ternaire [Kg.m⁻¹.s⁻¹].

I.4 Généralités sur la magnétohydrodynamique

La magnétohydrodynamique (MHD) est une branche spécifique de la mécanique des fluides qui analyse les écoulements de fluides conducteurs d'électricité (tels que les métaux liquides, les gaz faiblement ionisés et le plasma) sous l'influence d'un champ magnétique.

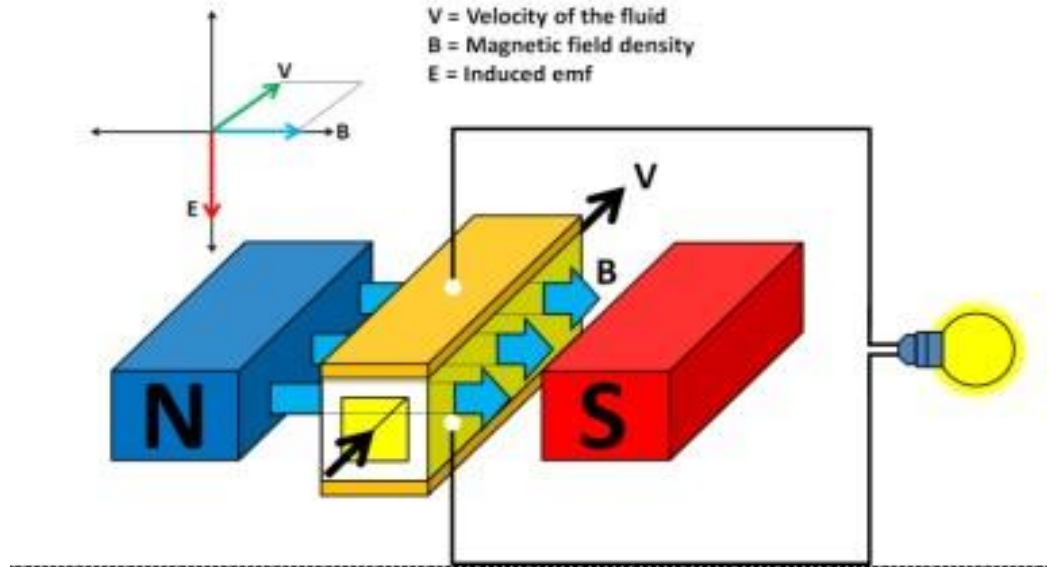


Figure I.7: Principe d'un générateur MHD [33].

L'effet du champ magnétique sur le transfert de chaleur par un fluide électriquement conducteur, peut être rencontré dans de nombreuses applications d'ingénieries telles que : les refroidisseurs de nucléaire, réacteurs, purifications de métaux en fusion et de nombreux autres systèmes [34].

De plus, il bien connu que lors de l'application d'un champ magnétique sur un écoulement d'un fluide conducteur améliore le transfert de chaleur, en raison de l'interaction entre les forces de convection et la force de Lorentz générée par ce champ, et que l'on peut exprimer par cette équation : [35].

$$F = J \times B \quad (\text{I.25})$$

Avec :

F : la force de Lorentz [N.m^{-3}].

J : Vecteur densité de courant électrique [A. m^{-2}].

B : Vecteur du champ magnétique [T].

D'après la loi d'Ohm, on trouve l'équation du courant électrique :

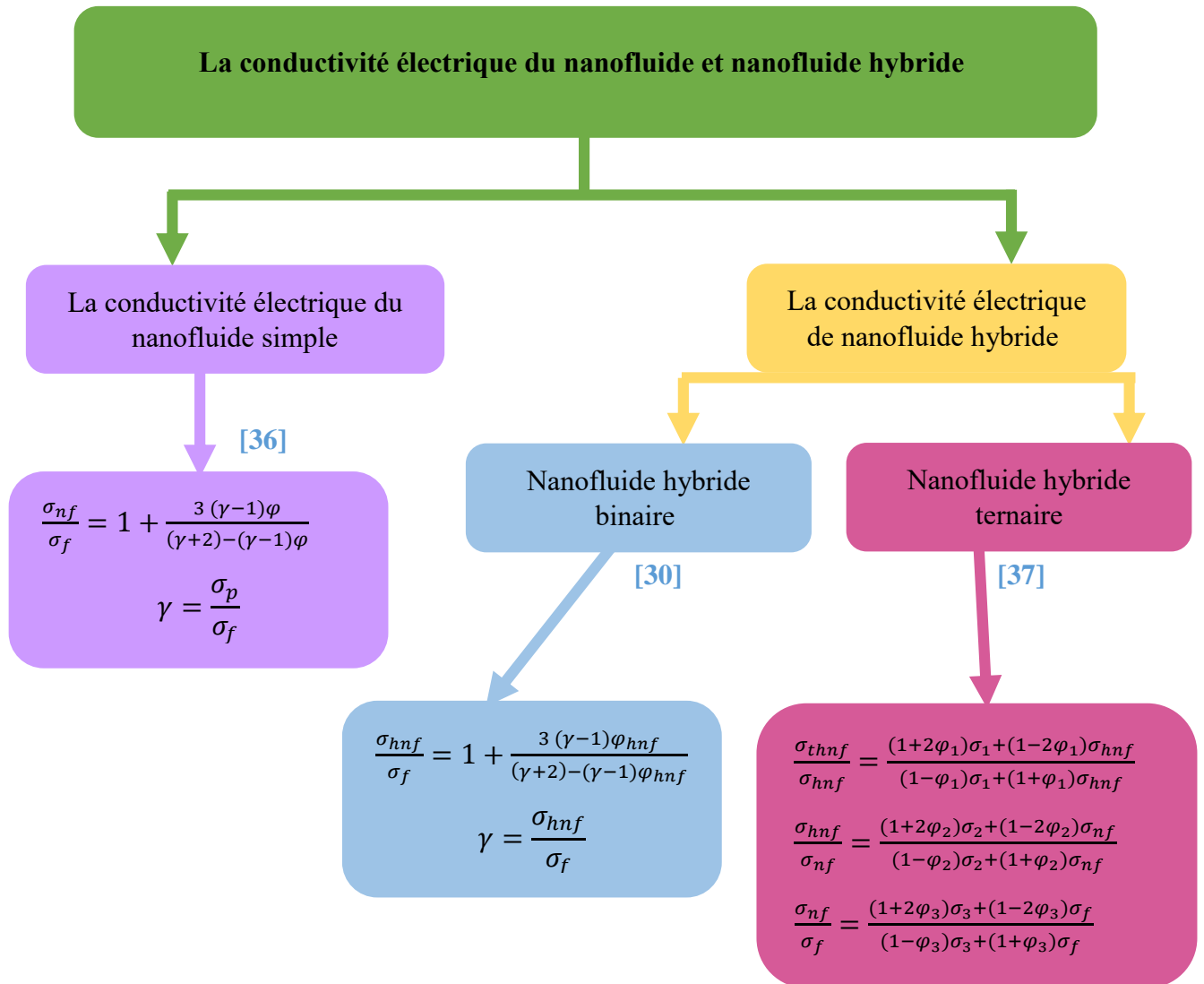
$$J = \sigma(E + V \times B) \quad (\text{I.26})$$

Où :

σ : La conductivité électrique du fluide [S.m^{-1}].

V : Vecteur de vitesse [$m \cdot s^{-1}$].

E : Vecteur du champ électrique [$V \cdot m^{-1}$].



CHAPITRE II :

Synthèse bibliographiques

Sommaire :

II.I Introduction

II.I Recherche bibliographique

II.2.I Travaux expérimentaux

II.2.I Travaux numériques

II.1 Introduction

Le transfert de chaleur par la convection mixte a attiré l'intérêt considérable des chercheurs en raison de son rôle crucial dans de nombreuses applications industrielles, et l'effet sur le phénomène naturels. Plusieurs études théoriques, numérique et expérimentaux sont consacrés à ce problème, que ses principaux objectifs sont de réduire les pertes de chaleur et améliorer le taux des échanges thermique.

L'un des meilleurs moyens innovants pour promouvoir ces objectifs, c'est la nouvelle technologie dans le domaine de fluides caloporteurs, qui sont les nanofluides. Il y a dizaine d'année, cette technologie a attiré l'attention de plusieurs recherches, concerne l'analyse, la préparation et la caractérisation de divers types de nanofluides pour différentes applications de transfert de chaleur. Récemment, l'autre moyen est l'application d'un champ magnétique externe sur les fluides électriquement conducteur, qui il est bien connu que cette application contrôle les caractéristiques de transfert et l'écoulement des fluides.

Dans ce chapitre, on a présenté la revue de littérature effectuée par le passer, et consacrée l'un des trois aspects : les trois modes de la convection (naturelle, forcée et mixte) dans de nombreux configurations et différentes conditions aux limites, les différentes types des nanofluides et l'application de champ magnétique MHD.

II.2 Recherche bibliographique

II.2.1 Travaux expérimentaux

Les nanofluides sont des suspensions colloïdales de nanoparticules dispersées dans un fluide de base, qui offrent une excellente amélioration des performances d'échange de chaleur dans différentes applications. Cependant, la préparation et la stabilisation des nanofluides sont effectivement un sujet de préoccupation puisque Les caractéristiques des nanofluides sont influencées par la stabilité des suspensions. De nombreuses études de recherche et développement ont été menées au cours de la dernière décennie sur la préparation et la stabilité de ces matériaux. **Fuskele et Sarviya (2017)** [38], ont été présentées une brève revue sur synthèse de différents types de nanoparticules et la préparation de nanofluides stationnaires avec différents fluides de base.

L'étude de **Ali et Salam (2020)** [39] expose les recherches précédentes et les avancées récentes dans l'amélioration du transfert de chaleur à l'aide des nanofluides. Ils ont examiné les développements récents en matière de préparation et de renforcement de la stabilité, ainsi que les propriétés thermophysiques et de transfert thermique des nanofluides. Ils ont également étudié l'impact de divers facteurs tels que la taille des particules, la forme, la surface, la température, etc., sur la conductivité thermique. De plus, cette étude met en évidence les applications potentielles des nanofluides dans des domaines tels que les échangeurs de chaleur, le refroidissement des transports, la réfrigération, le refroidissement des équipements électroniques, l'huile de transformateur, le refroidissement industriel, les systèmes nucléaires, les opérations d'usinage, l'énergie solaire, le dessalement et la défense. Quelques obstacles et défis ont également été abordés. Enfin, les défis ainsi que les opportunités de recherche supplémentaires ont été présentés.

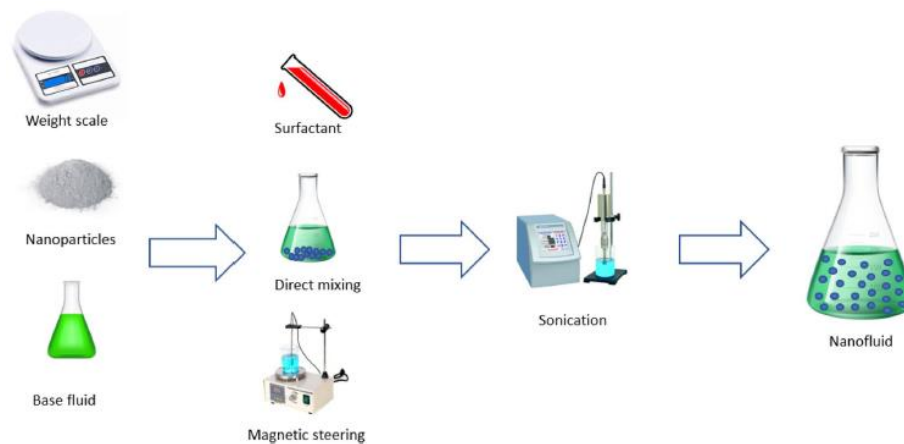


Figure II. 1: Illustration de La méthode de préparation des nanofluides en deux étapes.[39].

Yang et al. (2022). [9] présentent dans leur revue la méthode et le processus de préparation des nanofluides, ainsi qu'une discussion approfondie de leurs propriétés thermiques, des modèles théoriques de conductivité thermique et de viscosité des nanofluides. Ils proposent également une synthèse bibliographique complète sur les applications et les limites de ces fluides caloporteurs. En outre, ce travail examine Les propriétés du transfert de chaleur des nanofluides en convection naturelle et forcée, avec et sans champs magnétiques. La discussion sur le transfert de chaleur par convection naturelle se concentre sur les performances de transfert de chaleur des enceintes non conventionnelles et des radiateurs électriques. Les effets des variations des parois chauffées sur le transfert de chaleur sont également étudiés. Des applications spécifiques des nanofluides, comme dans un tube à nervures trapézoïdales, des échangeurs de chaleur à double tube et des échangeurs de chaleur à plaques, sont abordées dans le cadre du transfert de chaleur par convection forcée. Les résultats montrent que la température d'entrée des nanofluides a un impact considérable sur les performances de transfert de chaleur des échangeurs de chaleur à double tube, tandis qu'un nanofluide constitué de nanotubes de carbone à parois multiples dans de l'eau présente des avantages notables dans les échangeurs de chaleur à plaques. Enfin, cet article étudie le transfert de chaleur par convection naturelle de fluides magnétiques dans une cavité carrée et le transfert de chaleur par convection forcée dans un tube droit et une structure ondulée sous l'effet de champs magnétiques. Il est constaté que les performances de transfert de chaleur d'un nanofluide eau- Fe_3O_4 sont améliorées lorsqu'un champ magnétique est appliqué aux échangeurs de chaleur à plaques ondulées, la chute de pression étant réduite d'environ 10 %. Il est recommandé d'étudier expérimentalement la convection naturelle des fluides magnétiques dans une cavité réelle et un canal ondulé sous l'influence d'un champ magnétique. De plus, des études sur le champ magnétique alternatif sont suggérées pour évaluer toute amélioration des performances thermiques des fluides magnétiques dans les dispositifs d'échange de chaleur. Cette revue propose une solution efficace pour améliorer les performances thermiques des équipements de transfert de chaleur et sert de référence pour les applications des nanofluides dans les domaines du transfert de chaleur.

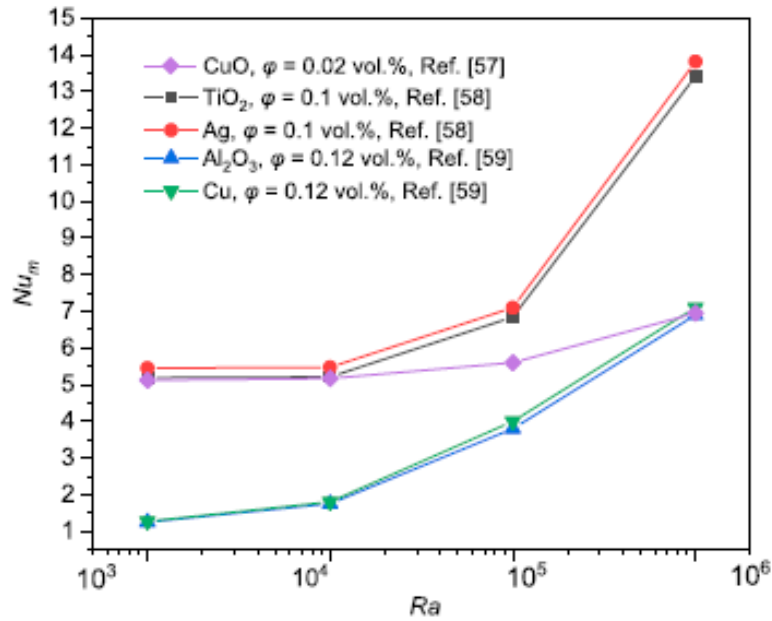


Figure II. 2: Variation des nombres de Nusselt moyens des nanofluides à base d'eau en fonction des différents nombres de Rayleigh dans une cavité carrée. [9].

La demande de liquides de refroidissement avec des performances idéales et des propriétés rhéologiques supérieures à celles des fluides de base et des mono-nanofluides augmente. Les chercheurs ont développé un fluide de refroidissement avancé appelé nanofluide hybride, obtenu en mélangeant au moins deux types différents de particules de taille nanométrique avec un fluide conventionnel. La revue de **Sundar et al. (2017)** [8] présente une synthèse des nanoparticules hybrides, de la préparation des nanofluides hybrides, ainsi que de leurs propriétés thermiques, du transfert de chaleur, du facteur de friction et des corrélations existantes entre le nombre de Nusselt et le facteur de friction. L'examen met également en évidence que les nanofluides hybrides sont des fluides de transfert de chaleur plus performants que ceux à base de nanoparticules simples ou les fluides conventionnels. Néanmoins, une compréhension complète des mécanismes associés à l'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides hybrides fait encore défaut et, par conséquent, des efforts de recherche considérables sont nécessaires dans ce domaine.

Sidik et al. (2017) [40] ont synthétisé les avancées récentes concernant les techniques de préparation des nanofluides hybrides, les facteurs influençant leur stabilité, les méthodes d'amélioration de leurs propriétés thermiques ainsi que leurs applications actuelles. Ils abordent également les défis complexes à surmonter pour les recherches à venir. Dans le même contexte, **Xian et al. (2018)** [41] ont présenté une revue sur la méthode de préparation, les méthodes

d'évaluation de la stabilité, les propriétés thermophysiques et les performances de transfert thermique des nanofluides hybrides dans diverses applications de transfert thermique. En outre, cette revue décrit les défis associés aux nanofluides hybrides et propose quelques suggestions pour améliorer les recherches futures dans ce domaine.

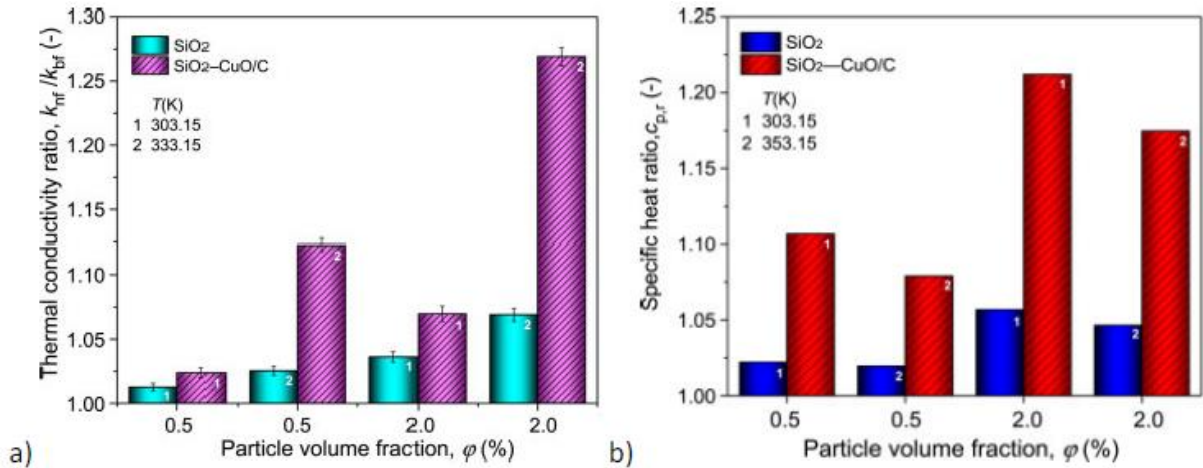


Figure II. 3: (a) Conductivité thermique et (b) capacité thermique massique du nanofluides hybride SiO₂-CuO/C pour différentes fraction volumique. [41]

Babu et al. (2017) [6], ont résumé les recherches contemporaines sur la synthèse, les propriétés thermophysiques, les caractéristiques de transfert de chaleur, le comportement hydrodynamique et les caractéristiques d'écoulement des fluides rapportées par les chercheurs pour différents nanofluides hybrides. Cette revue décrit également les applications et les défis associés aux nanofluides hybrides et propose quelques suggestions pour les futures orientations de la recherche dans ce domaine.

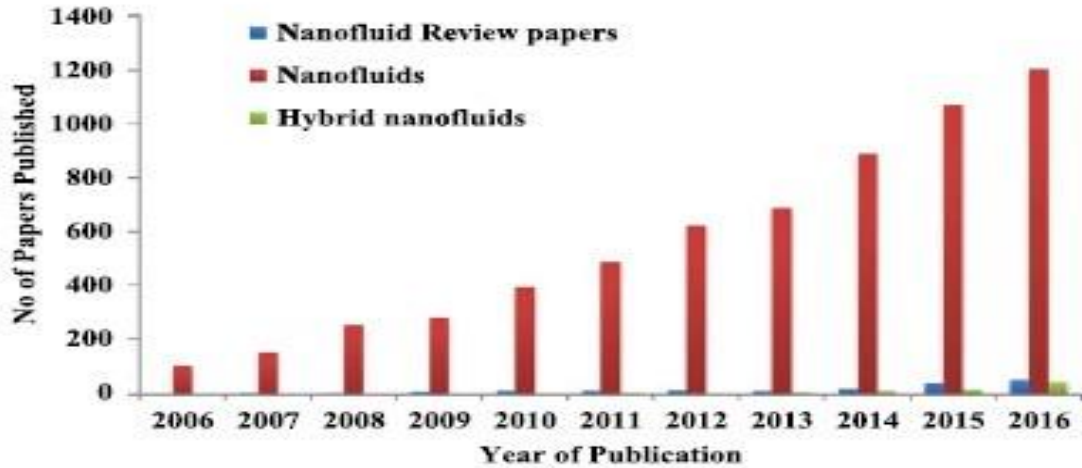


Figure II. 4: Nombre d'articles publiés dans les rapports de Scopus de 2006 à 2016 récupérés par le mot clé nanofluide et nanofluide hybride [6].

L'article de **Hussien et al. (2019)** [42] vise principalement à couvrir les publications récentes sur les nanofluides hybrides sous différents aspects, tels que la préparation, les propriétés thermophysiques et l'amélioration du transfert thermique. En général, la combinaison des différentes propriétés des nanoparticules aboutit à une excellente conductivité thermique : l'amélioration du coefficient de transfert thermique atteint 148 % par rapport au fluide de base. De plus, une augmentation modérée de la chute de pression a été observée en raison de la présence de nanoparticules composites. Dans tous les cas, les résultats attendus pour les valeurs de conductivité thermique et de viscosité, obtenus à partir des relations conventionnelles, diffèrent des résultats expérimentaux.

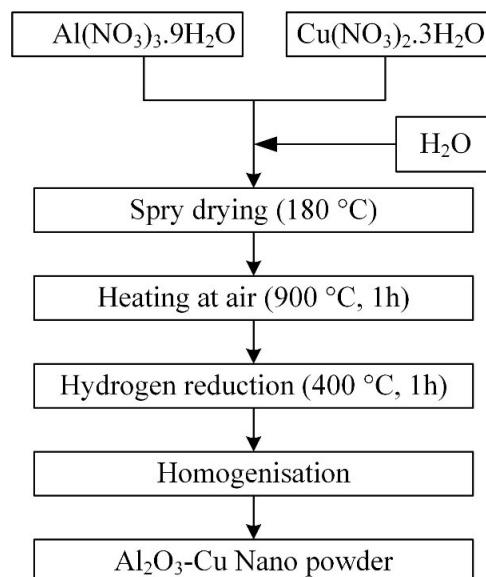


Figure II. 5: Schéma de synthèse d'Al₂O₃ -Cu par la procédure thermochimique [42].

Le travail de **Toghraie et al. (2016)** [43] présente une analyse expérimentale des effets de la température et de la concentration en nanoparticules sur la conductivité thermique des nanofluides hybrides $ZnO-TiO_2/EG$. Les expériences ont été menées à des températures comprises entre 25 et 50°C, et avec une fraction volumique solide allant de 0 à 3,5 %. Les résultats montrent que la conductivité thermique augmente avec la fraction volumique solide et la température. Il a été observé que l'amélioration de la conductivité thermique des nanofluides est plus marquée à des températures élevées qu'à des températures plus basses. De plus, l'augmentation de la conductivité thermique en fonction de la température est plus importante à des fractions volumiques solides élevées qu'à des fractions plus faibles. Enfin, sur la base des résultats expérimentaux, une corrélation a été proposée pour prédire le rapport de conductivité thermique des nanofluides hybrides $ZnO-TiO_2/EG$. Une analyse de la déviation par rapport à cette corrélation a également été réalisée, et la comparaison entre les données expérimentales et les résultats de la corrélation a montré que celle-ci présente une bonne précision.



Figure II. 6: Photographie de nanoparticules et nanofluide [43].

À ce jour, très peu d'études ont été réalisées sur le comportement rhéologique des nanoparticules hybrides tri-hybrides/ternaires, qui sont considérées comme une nouvelle classe de nanofluides hybrides et qui peuvent atteindre une amélioration de la conductivité thermique plus élevée que les nanofluides hybrides binaires. Les performances de l'eau en tant que fluide caloporteur dans de nombreuses applications sont limitées par sa conductivité thermique effective. Afin d'améliorer la conductivité thermique de l'eau, **Zayan et al. (2023)** [44] rapportent dans leur étude le développement et la caractérisation thermophysique de nouvelles nanoparticules hybrides ternaires à base d'oxyde métallique-carbone (THN_p), $GO-TiO_2-Ag$ et $rGO-TiO_2-Ag$. Les résultats indiquent que l'oxyde de graphène et les nanoparticules hybrides ternaires à base

d'oxyde de graphène réduites dispersées dans l'eau améliorent sa conductivité thermique de 66 % et 83 %, respectivement, même à de très faibles concentrations. Les mécanismes contribuant à cette amélioration significative sont également discutés. La conductivité thermique expérimentale est comparée aux corrélations empiriques de conductivité thermique hybride existantes. Ils ont constaté que ces corrélations ne conviennent pas aux combinaisons métal-oxyde métallique-carbone, ce qui nécessite le développement de nouveaux modèles de conductivité thermique. Les mesures rhéologiques des nanofluides montrent un comportement non newtonien, et la viscosité diminue avec l'augmentation de la température. Un tel comportement est probablement dû aux formes non uniformes des nanoparticules hybrides ternaires.

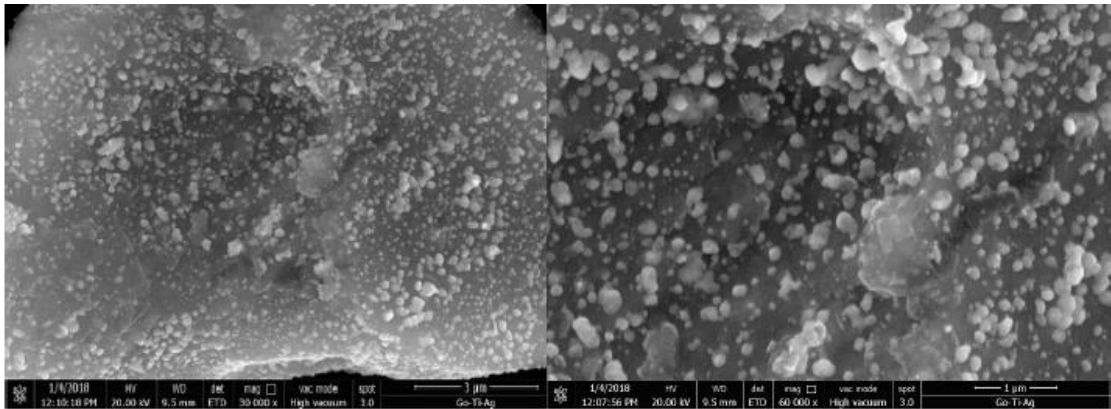


Figure II. 7: Images SEM de $GO-TiO_2-Ag$ avec des grossissements. (a) 30000 x, (b) 60000 x. [44].

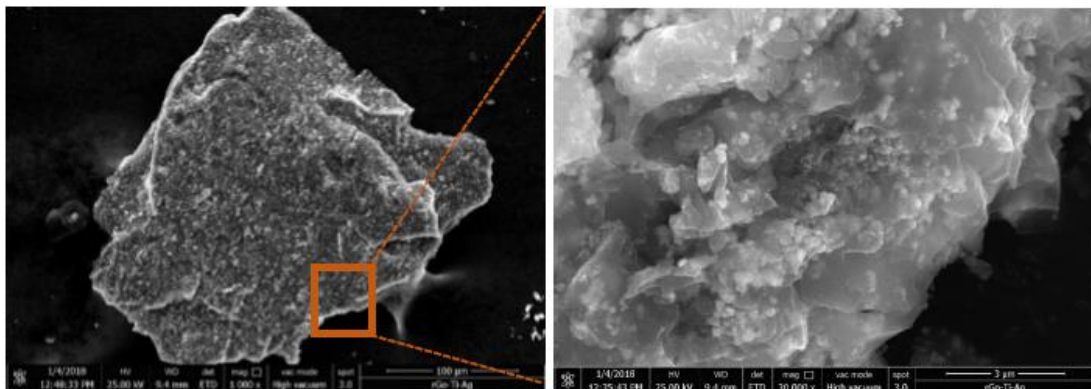


Figure II. 8: Images SEM de $rGO-TiO_2-Ag$ avec des grossissements. (a) 1000x, (b) 30000x. [44].

Dans l'étude expérimentale d'Adun et al. (2021) [45], la capacité thermique spécifique du nanofluide hybride $Fe_3O_4-Al_2O_3-ZnO$ à base d'eau a été étudiée, avec trois rapports de mélange

1:1:1 (33.33% Fe_3O_4 , 33.33% Al_2O_3 , 33.33% ZnO), 1:2:1 (25% Fe_3O_4 , 50% Al_2O_3 , 25% ZnO) et 1:1 : 2 (25 % Fe_3O_4 , 25 % Al_2O_3 , 50 % ZnO) Ces nanofluides ont été synthétisés à des fractions volumiques de 0.5 %, 0.75 %, 1 % et 1.25 %. Toutes les expériences ont été réalisées dans une plage de températures de 25 °C à 65 °C. Un test de potentiel zêta et un analyseur de taille de particules ont été utilisés pour examiner respectivement la stabilité de dispersion des nanofluides et la taille des nanoparticules. De plus, un microscope électronique à balayage à haute résolution a été utilisé pour observer la structure morphologique des nanocomposite. Les résultats de l'étude ont montré qu'il existe un effet linéaire de la température sur la capacité thermique spécifique du nanofluide hybride ternaire. En outre, lorsque la concentration volumique augmente, la capacité thermique spécifique diminue. Pour les rapports de mélange 1:1:1 (Fe_3O_4 - Al_2O_3 -ZnO), 1:2:1 (Fe_3O_4 - Al_2O_3 -ZnO) et 1:1:2 (Fe_3O_4 - Al_2O_3 -ZnO), l'incrément maximal de la capacité thermique spécifique a été respectivement de 11,9399 %, 14.6491 % et 13.5572 % à une concentration volumique de 1.25 % et à une température de 25 °C, par rapport au fluide de base. Les résultats expérimentaux ont également révélé un « effet de pointe » dans la capacité thermique spécifique, observé pour le rapport de mélange 1:1:1. Les valeurs de capacité thermique spécifique les plus faibles ont été enregistrées pour le rapport de mélange 1:2:1. Des modèles de corrélation et d'apprentissage automatique ont été développés dans cette étude, et les résultats ont montré que la prédiction la plus précise des données expérimentales a été obtenue à l'aide du modèle de régression vectorielle de support. Lors de la comparaison des modèles de régression vectorielle et de corrélation de support avec les résultats expérimentaux, l'écart maximal enregistré était respectivement de 0.2 % et 12.467 %.

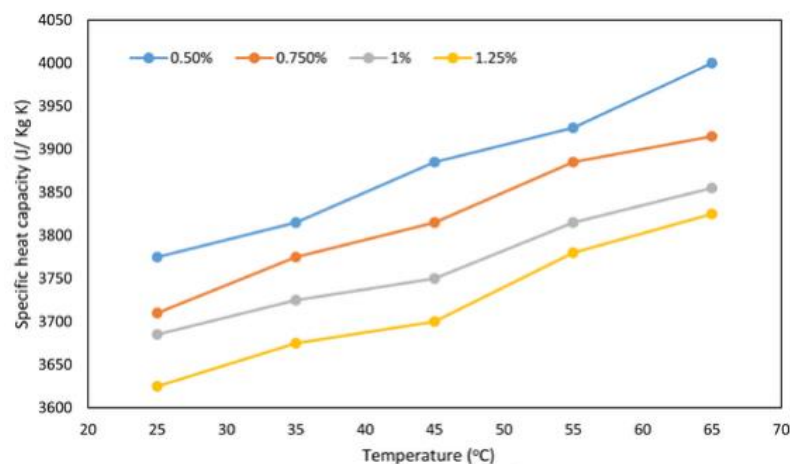


Figure II. 9: Capacité thermique spécifique en fonction de la température (rapport de mélange 1:2:1 Fe_3O_4 - Al_2O_3 -ZnO TNF) [45].

Rahimi et al. (2018) [46]. Dans la présente étude, la simulation de Boltzmann sur réseau de la convection naturelle dans une cavité en forme de H remplie de nanofluide a été réalisée. L'analyse de la génération d'entropie et la visualisation des lignes de chaleur ont été utilisées pour analyser de manière exhaustive le problème étudié. Le nanofluide utilisé est un nanofluide hybride SiO_2-TiO_2 /Eau-EG (60:40), et la conductivité thermique ainsi que la viscosité dynamique du nanofluide ont été mesurées expérimentalement. Pour utiliser les données expérimentales de conductivité thermique et de viscosité dynamique, deux ensembles de corrélations basées sur la température pour six fractions volumiques solides différentes (de 0.5 %, 1 %, 1.5 %, 2 %, 2.5 % et 3 % en volume) ont été dérivés. Les influences de différents paramètres directeurs tels que les rapports d'aspect, les fractions volumiques solides du nanofluide et les nombres de Rayleigh sur l'écoulement du fluide, le champ de température, le nombre de Nusselt moyen/local, la génération d'entropie totale/locale et les lignes de chaleur ont été présentées. Les résultats montrent également que le nombre de Nusselt moyen est directement lié au nombre de Rayleigh et à la fraction volumique solide. Par ailleurs, la production d'entropie totale est proportionnelle au nombre de Rayleigh et inversement proportionnelle à la fraction volumique solide du nanofluide. Enfin, la méthode numérique de Boltzmann sur réseau fournit des résultats plus précis que les méthodes conventionnelles.



Figure II. 10: Les nanofluides obtenus à différentes concentrations de nanoparticules [46].

II.2.2 Travaux numériques

De nombreuses études et recherches ont été publiées sur l'analyse du transfert de chaleur par les trois modes de convection (naturelle, forcée et mixte) dans diverses formes de cavités (notamment carrées, rectangulaires, triangulaires, trapézoïdales, semi-circulaires, hexagonales, etc.), avec ou sans la présence d'ailettes, d'obstacles ou de cylindres. Différents types de

conditions aux limites thermiques sont appliquées aux parois des cavités, ainsi que des conditions hydrauliques (fixes, mobiles et élastiques) qui affectent l'écoulement à l'intérieur des cavités. Certains auteurs ont également appliqué un champ magnétique pour améliorer le transfert de chaleur ou modifier les effets de flottabilité. Ces études se concentrent également sur différents types de fluides, tels que l'air, l'eau, les nanofluides et les nanofluides hybrides (binaires et ternaires) dans les cavités.

La revue d'**Izadi et al. (2019)** [47] vise à examiner toutes les études publiées sur la convection mixte de nanofluides dans des enceintes. Les articles sont classés en quatre catégories principales : les formes carrées (et rectangulaires), triangulaires, trapézoïdales et non conventionnelles. Les informations essentielles de ces études sont ensuite résumées dans un tableau. La plupart des études ont rapporté une amélioration notable du transfert de chaleur avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules, du nombre de Reynolds et du nombre de Richardson. Par ailleurs, la puissance de pompage requise augmente avec l'ajout de nanoparticules aux fluides de base.

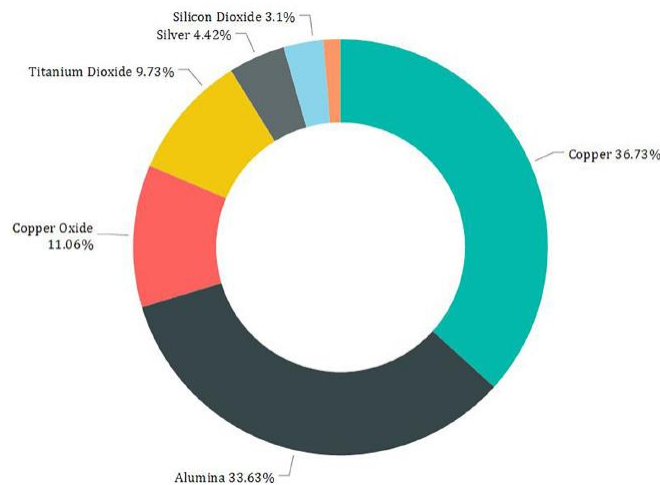


Figure II. 11 : Les nanoparticules les plus fréquentes [47].

Chamkha et Ismael (2016) [35] ont réalisé une étude sur la convection mixte dans une cavité trapézoïdale remplie de nanofluide Cu-eau, soumise à un champ magnétique constant. La convection mixte est obtenue par l'action de l'entraînement de la paroi latérale chaude inclinée de droite, dans la direction d'aide ou opposée. En revanche, la paroi latérale inclinée gauche est fixe et maintenue isotherme à basse température. Les parois horizontales supérieure et inférieure sont fixes et isolées thermiquement. Le champ magnétique est appliqué

horizontalement. Le problème est formulé à l'aide de la méthode de fonction de courant-verticité et résolu numériquement par une méthode efficace des différences finies en amont. Les paramètres étudiés sont : le nombre de Richardson $Ri = (0.01, 10)$, le nombre de Hartman $Ha = (0, 100)$, la fraction volumique des nanoparticules de Cu $\phi = (0, 0.05)$, et l'angle d'inclinaison des parois latérales $\phi = (66\text{deg}, 70\text{deg}, 80\text{deg})$. Les résultats ont montré que l'effet de suppression du champ magnétique pour le cas d'entraînement est plus important que celui du cas opposé. En outre, l'amélioration du nombre de Nusselt en raison de la présence des nanoparticules de Cu est plus marquée dans le cas d'entraînement opposé.

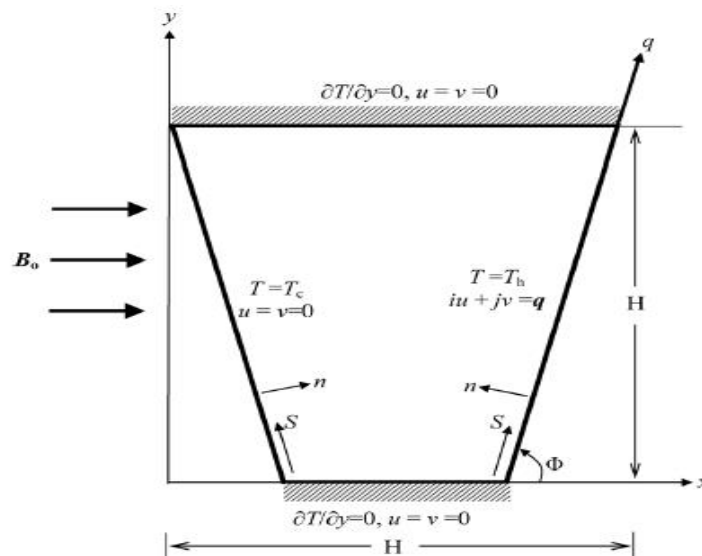


Figure II. 12: Schéma représentant la géométrie étudiées et les conditions aux limites [35].

Moussa (2016) [48] présente une étude numérique de la convection mixte laminaire à l'intérieur de deux configurations différentes : un canal horizontal 2D contenant trois ailettes avec différentes nanoparticules (Al_2O_3 , Cu, Ag et TiO_2) à base d'eau, et une autre configuration 3D contenant des ailettes remplies de nanofluide (Al_2O_3 -eau). La résolution du système d'équations gouvernant l'écoulement convectif a été effectuée à l'aide de deux codes de calcul (Fortran-Maison et FLUENT 6.3). Les résultats montrent que l'ajout de nanoparticules dans l'eau pure améliore les performances de refroidissement, notamment à faible nombre de Richardson. L'impact de la fraction volumique solide sur l'augmentation du transfert de chaleur est plus prononcé pour des valeurs plus élevées du nombre de Reynolds. Par ailleurs, il a été observé que le transfert de chaleur par convection mixte dépend de la hauteur et de l'espacement des ailettes dans la configuration 3D.

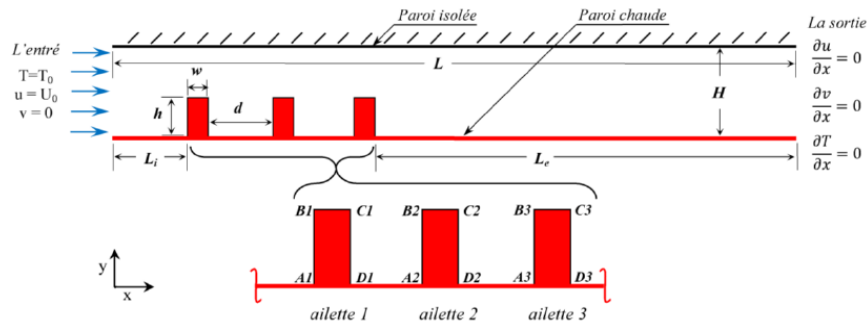


Figure II. 13: Géométrie du problème, configuration 2D [48].

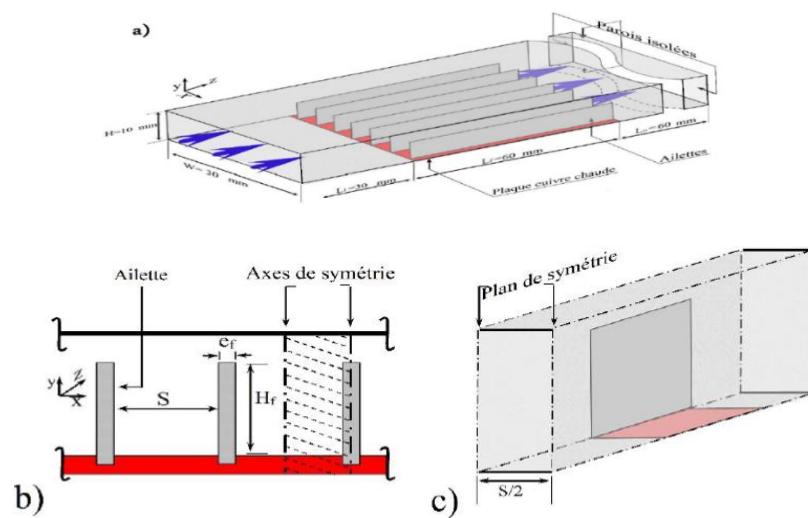


Figure II. 14: Diagramme d'une série d'ailettes et du domaine de calcul. [48].

Takabi et al. (2016) [49] traitent de l'analyse numérique de la convection forcée laminaire de différents fluides de travail, y compris de l'eau pure et de diverses concentrations volumiques d'un nanofluide hybride (nanoparticules d' Al_2O_3 dispersées dans l'eau) dans un tube circulaire chauffé uniformément. Cet article examine l'impact de l'utilisation d'une suspension hybride à base d'eau sur les propriétés thermiques et les performances hydrodynamique, est étudié dans une plage de nombres de Reynolds dans le régime laminaire. Une comparaison est ensuite effectuée entre le comportement thermique et hydrodynamique de la suspension hybride, celui du nanofluide (avec la même concentration), et celui de l'eau pure. Les auteurs ont constaté que, pour tous les nombres de Reynolds étudiés, l'utilisation de la suspension hybride permet d'améliorer le taux de transfert de chaleur par rapport à l'eau pure et aux nanofluides. Toutefois, cela révèle un effet néfaste sur la contrainte de cisaillement de paroi

et le facteur de frottement en raison de la présence de nanoparticules. Cependant, l'augmentation moyenne du nombre de Nusselt global (par rapport à l'eau pure) dans la suspension hybride est de 7.20 %, tandis que l'augmentation moyenne du facteur de friction est de 10.94 %.

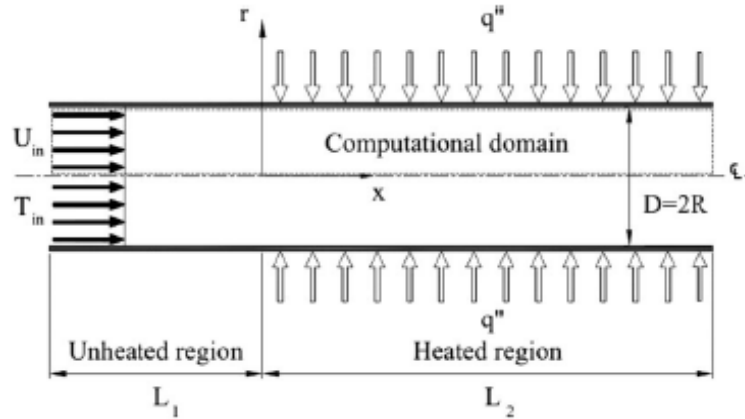


Figure II. 15: Vue latérale d'un tube circulaire chauffé uniformément [49].

Tayebi et Chamkha (2017) [25] ont étudié numériquement la convection naturelle de nanofluides hybrides (Cu- Al_2O_3 - eau) dans un anneau excentrique entre deux cylindres horizontaux. La paroi intérieure du cylindre est chauffée à une température uniforme, tandis que la paroi externe est maintenue à une température constante pour un refroidissement isotherme. Une analyse paramétrique numérique a été réalisée pour un anneau rempli d'eau pure, de nanofluide (Al_2O_3 - eau) et de nanofluide hybride (Cu- Al_2O_3 - eau), en tenant compte de différentes fractions volumiques de ces nanoparticules ($0 \leq \varphi \leq 0,12$) et de nombres de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$). Les résultats montrent que l'utilisation d'un nanofluide hybride (Cu- Al_2O_3 - eau) permet d'obtenir de meilleures performances thermiques et dynamiques par rapport au nanofluide Al_2O_3 - eau.

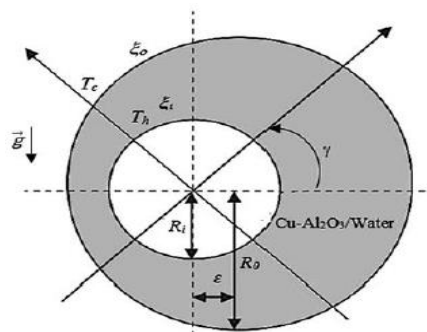


Figure II. 16: Schéma du domaine problématique et système de coordonnées [25].

Le travail de **Belahmadi (2018)** [50] est une étude numérique de l'écoulement convectif des nanofluides et de la génération d'entropie. Ce travail est divisé en trois parties. Les deux premières parties présentent un écoulement bidimensionnel de nanofluide : la première concerne un canal vertical à plaques parallèles traversé par un nanofluide Cu-eau. La seconde traite de l'écoulement axisymétrique d'un nanofluide Al_2O_3 -eau entre deux cylindres coaxiaux verticaux, tandis que la dernière partie concerne un conduit cylindrique horizontal 3D, rempli d'un nanofluide soumis à un flux thermique à la paroi. Les deux dernières configurations sont influencées par un champ magnétique. Les résultats montrent une amélioration du taux de transfert de chaleur et une diminution de la génération d'entropie dans le canal avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules ainsi que des nombres de Reynolds (Re) et de Grashof (Gr). D'autre part, les taux de transfert de chaleur et de génération d'entropie sont influencés par l'intensité et l'orientation du champ magnétique. De plus, le nombre de Nusselt moyen et la génération totale d'entropie augmentent avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules. Les résultats du conduit indiquent une augmentation du nombre de Nusselt et de la génération d'entropie avec l'augmentation du nombre de Richardson et de la fraction volumique des nanoparticules. Enfin, l'application d'un champ magnétique radial favorise un meilleur échange thermique convectif et minimise la génération d'entropie.

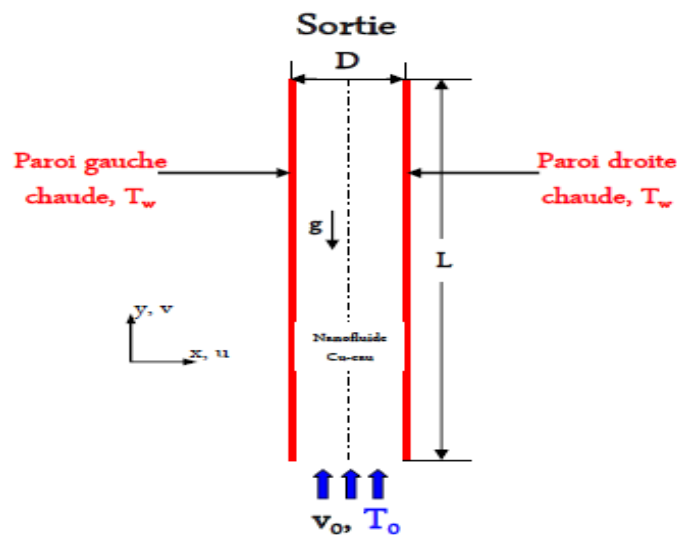


Figure II. 17: Configuration physique d'un canal vertical [50].

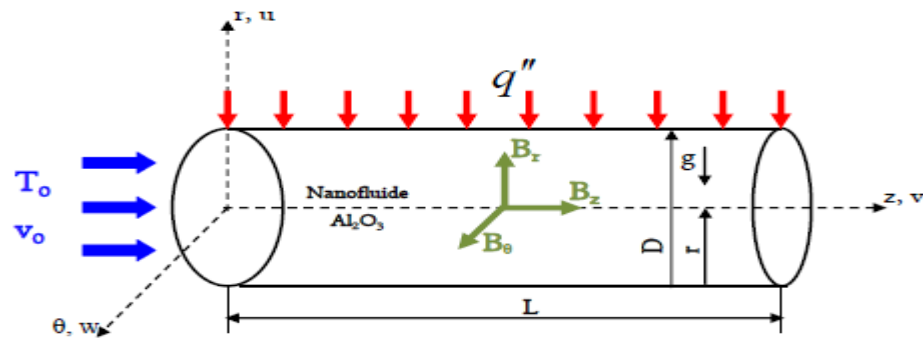


Figure II. 18: Géométrie d'un cylindre vertical creux [50].

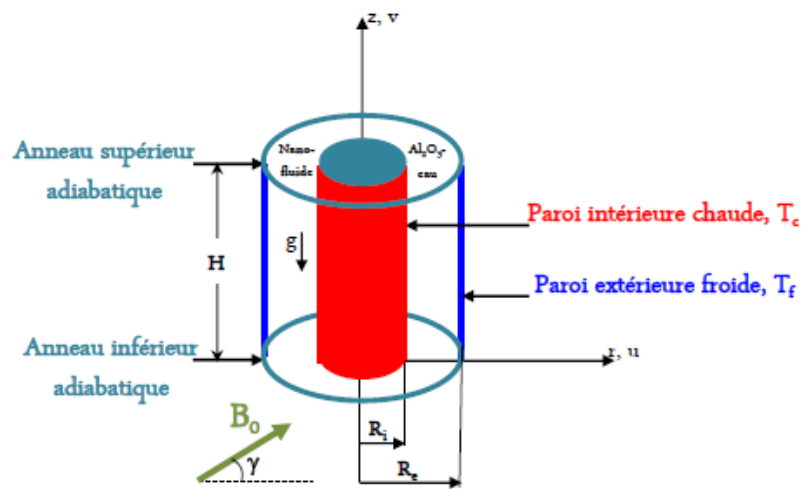


Figure II. 19: Géométrie d'un cylindre vertical creux d'un cylindre horizontal [50].

Le présent article de **Benzema et al. (2019)** [51], une étude numérique de l'effet d'un champ magnétique externe sur le transfert thermique et la génération d'entropie du flux de nanofluide hybride Ag- MgO (50:50 vol%) / eau dans une cavité ventilée irrégulière partiellement chauffée. Un code FORTRAN à volumes finis a été écrit pour résoudre les équations aux dérivées partielles gouvernantes. De nouvelles corrélations empiriques spécifiquement dédiées à prédire la conductivité thermique et la viscosité dynamique du nanofluide hybride considéré ont été utilisées. Après validation du modèle, l'analyse a été effectuée pour : le nombre de Reynolds ($10 \leq Re \leq 600$), de nombres de Hartmann ($0 \leq Ha \leq 80$) et de fractions volumiques totales de nanoparticules ($0 \leq \varphi \leq 0.02$). Les résultats révèlent que l'intensification du champ magnétique tend à atténuer la convection du transfert thermique et à réduire l'épaisseur de la couche limite thermique à proximité des parois actives.

Globalement, l'ajout de nanoparticules au fluide de base améliore le transfert de chaleur mais augmente la génération totale d'entropie.

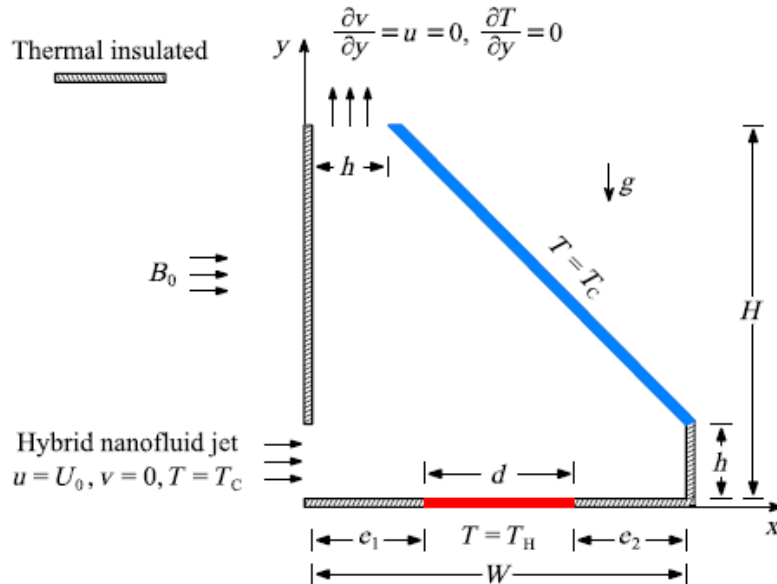


Figure II. 20: Schéma de principe de la cavité irrégulière étudiée [51].

Bouhezza, Kholai et Teggat (2019) [52]. Dans cet article, la convection mixte de nanofluides est étudiée numériquement dans un canal vertical chauffé asymétriquement. Deux nanofluides sont considérés : cuivre-eau et oxyde d'alumine-eau. Un modèle monophasé est utilisé, en considérant les approximations de Brinkman et de Maxwell-Garnetts pour la viscosité dynamique des nanofluides et la conductivité thermique effective, respectivement. Les effets de la fraction volumique des nanoparticules (0-10 %) sur les modèles d'écoulement et les caractéristiques de transfert de chaleur sont analysés et discutés. Les résultats ont montré que la fraction volumique des nanoparticules avec une force de poussée assistée (induite par une paroi de canal chauffée) a un effet important sur les vitesses des nanofluides et le nombre de Nusselt moyen. Le nanofluide Cu-eau a montré de meilleures performances thermiques que celui de l' Al_2O_3 .

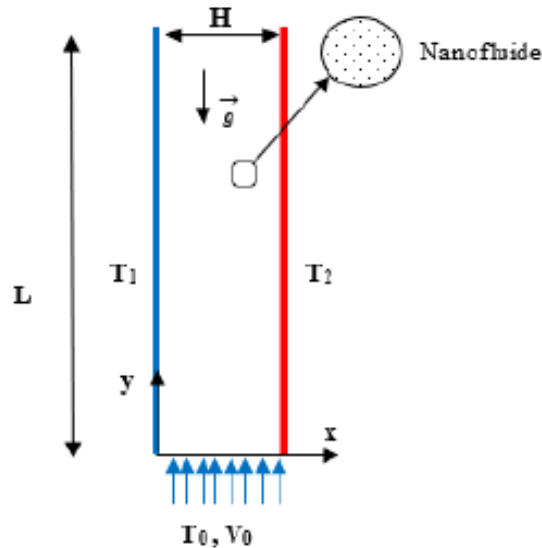


Figure II. 21: Le schéma du modèle physique [52].

Un nouveau modèle théorique de nanofluide tri-hybride pour améliorer le transfert de chaleur est présenté dans le travail de **Manjunatha et al. (2022)** [37]. Ce modèle explique la méthode permettant d'obtenir un meilleur conducteur de chaleur que le nanofluide hybride. Le nanofluide tri-hybride de cette étude est formé en suspendant trois types de nanoparticules TiO_2 , Al_2O_3 et SiO_2 avec différentes liaisons physiques et chimiques dans un fluide de base, l'eau, formant ainsi la combinaison $TiO_2 - Al_2O_3 - SiO_2 - H_2O$. Cette combinaison aide à décomposer les substances nocives, à purifier l'environnement et à refroidir d'autres appareils nécessitant un tel processus. Les propriétés du nanofluide tri-hybride, telles que la densité, la viscosité, la conductivité thermique, la conductivité électrique et la capacité thermique spécifique, sont définies mathématiquement dans cet article. Le système d'équations qui gouverne le flux et la température du fluide est converti en équations différentielles ordinaires et résolu à l'aide de la méthode RKF-45. Les résultats sont discutés à travers des graphiques, et il est observé que le nanofluide tri-hybride présente une meilleure conductivité thermique que le nanofluide hybride.

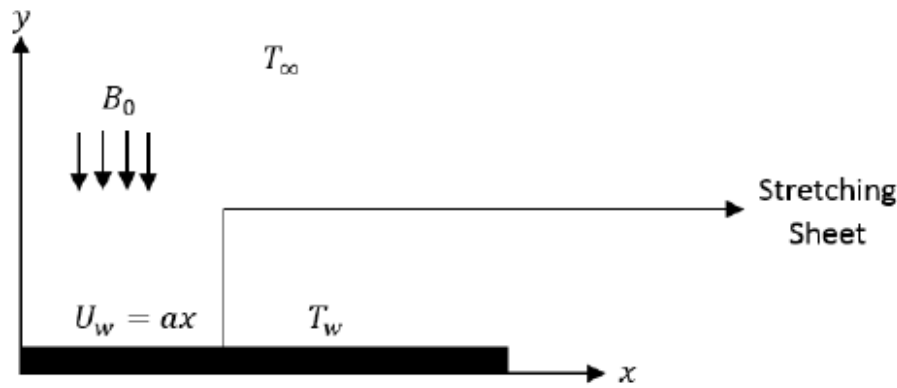


Figure II. 22: Configuration physique [37].

Aldossary, Sakout et El Hassan. (2022). [53]. Dans cette étude, la dynamique numérique des fluides (CFD) est utilisée pour étudier le transfert de chaleur par convection naturelle des flux laminaires, avec et sans mise en suspension de nanoparticules d'alumine synthétique (Al_2O_3) dans l'air (fluide de base). Les paramètres physiques étudiés dans ce travail sont les suivants : $0.01 \leq Kn \leq 0.1$, $10^3 \leq Ra \leq 10^5$ correspondant à $0.63 \leq Ram \leq 2$ et $0\% \leq \phi \leq 4\%$, couvrant une plage de nombres de Prandtl $0.01 \leq Pr \leq 0.97$ sur un espacement d'espace annulaire de $AR = 1$. Sur les plages de paramètres physiques considérées dans cette étude, les résultats montrent qu'une amélioration significative des taux de transfert thermique est obtenue en mettant en suspension 1 % de nanoparticules d'alumine. De plus, une augmentation négligeable du transfert de chaleur est obtenue pour $\phi > 4\%$ et pour $Ra > 10^4$ dans cette dernière fraction. Enfin, le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que le nombre de Knudsen (Kn) diminue, les valeurs d'AR, ϕ et Ram restant constantes.

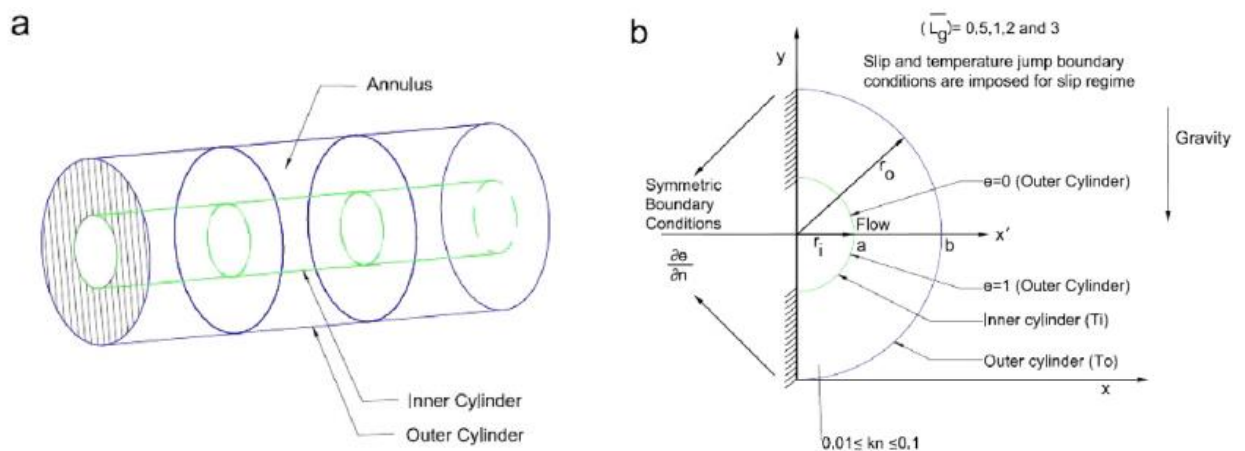


Figure II. 23: (a) Deux cylindres horizontaux concentriques montrant la région de l'anneau. (b) Géométrie et conditions aux limites du système simulé [53].

Le transfert de chaleur par convection naturelle d'un nanofluide hybride ternaire (nanotube de carbone (cylindrique) + Al_2O_3 (sphérique) + graphène (plaquettes)) avec l'eau comme fluide de base dans une enceinte prismatique poreuse, équipée de deux déflecteurs chauds mobiles, est étudié dans la recherche de **Shao et al. (2022)** [32]. La simulation est conçue pour une large gamme de nombres de Darcy, de nombres de Rayleigh et de longueurs adimensionnelles entre les déflecteurs chauds. Les résultats indiquent que l'augmentation du nombre de Darcy améliore les vitesses verticales et horizontales jusqu'à 88.51 % et 83.77 %, respectivement, et rationalise jusqu'à 88.12 % les nombres de Nusselt et les isothermes de manière efficace. L'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une intensification des isothermes, des vitesses verticales et horizontales, ainsi que des rationalisations, tout en présentant un effet inverse pour le nombre de Bejan moyen. De plus, l'augmentation de la longueur adimensionnelle entre les déflecteurs chauds de 0.4 à 0.6 entraîne une réduction des vitesses maximales de rationalisation, horizontales et verticales de 11.32 %, 8.6 % et 5.12 %, respectivement, et augmente le nombre moyen de Bejan de 24.17 %.

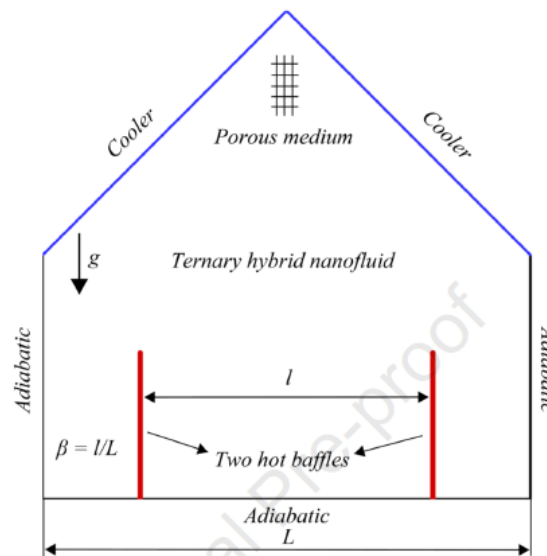


Figure II. 24: géométrie schématique du problème considéré [32].

L'article de **Nouraei et al.(2023)** [54] présente une simulation numérique d'un nanofluide (Cu-eau) circulant dans une cavité circulaire ouverte sous convection mixte, en considérant diverses zones de transfert de chaleur. Les zones chaudes, situées dans la partie courbe de la cavité ouverte, sont séparées dans différents cas pour déterminer la position optimale qui maximise le transfert de chaleur dans cette enceinte. Les résultats montrent qu'en raison de la faible vitesse du fluide dans la partie circulaire de la cavité, en particulier dans la zone des

parois chaudes, la majeure partie de l'échange de chaleur est due à la convection naturelle causée par la différence de densité, et les zones chaudes renforcent la circulation du fluide. L'échange de chaleur est également amélioré en augmentant le nombre de Reynolds (Re) ou le terme d'impulsion, et la répartition de la température (T) dans la cavité devient plus uniforme. En utilisant un Re plus élevé et en dominant l'impulsion du fluide par rapport à la force visqueuse, l'effet de la concentration des nanoparticules diminue. En général, le meilleur transfert de chaleur se produit avec une fraction volumique plus élevée de nanoparticules. Enfin, quel que soit le nombre de Reynolds, le transfert de chaleur augmente de 8 à 19 %.

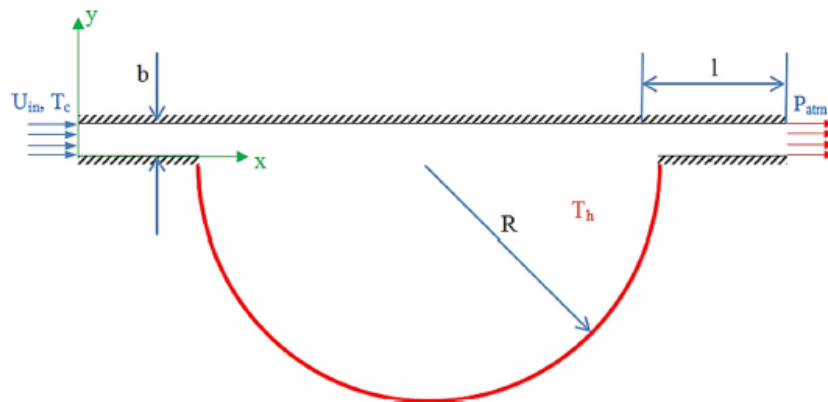


Figure II. 25: Géométrie et dimensions physiques [54].

L'effet combiné du champ magnétique et du transfert de chaleur à l'intérieur d'une cavité carrée contenant un nanofluide hybride ($Cu - Al_2O_3 - eau$) est étudié par **Revnic et al. (2020)** [29]. Les parois supérieure et inférieure de la cavité ont une forme ondulée. La température des parois verticales est plus basse, tandis que la troisième partie au milieu de la paroi inférieure est maintenue à une température constante plus élevée, et les parties restantes sont isolées thermiquement. Le champ magnétique est appliqué sous l'angle γ , dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. La technique utilisée pour la simulation numérique est celle des éléments finis. Les plages des caractéristiques sont les suivantes : le nombre de Hartmann ($0 \leq Ha \leq 100$), le nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$), la concentration hybride de nanoparticules ($\varphi_{Al_2O_3}, \varphi_{Cu} = 0, 0.025, 0.05$), l'orientation du champ magnétique ($0 \leq \gamma \leq 2\pi$) le nombre de Prandtl (Pr), l'amplitude de la cavité ondulatoire (A) et le nombre d'ondulations (n) sont fixés respectivement à $Pr = 7, A = 0,1$ et $n = 3$. Les résultats montrent que l'augmentation de l'influence magnétique entraîne une diminution du transfert d'énergie, car le mouvement de conduction domine celui du fluide. Lorsque le nombre de Rayleigh est augmenté, le nombre de Nusselt augmente également. Pour des nombres de Rayleigh modérés, le rapport maximal de

transfert de chaleur se produit pour le nanofluide hybride, puis pour le nanofluide Cu, suivi du nanofluide Al_2O_3 . La nature des paramètres de mouvement et de transport d'énergie a été étudiée.

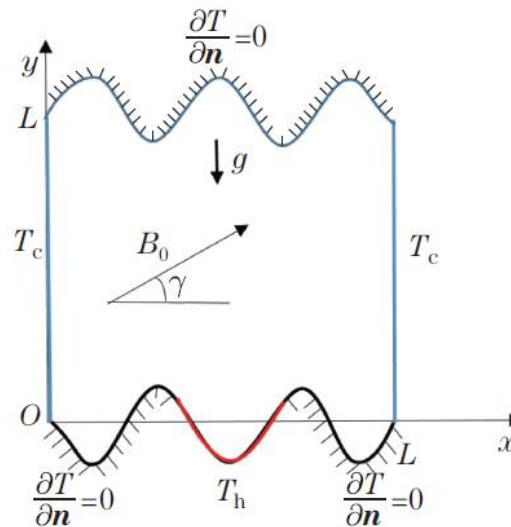


Figure II. 26 : schéma physique du problème considéré et les conditions aux limites [29].

De nombreuses recherches numériques sur l'amélioration du transfert de chaleur dans diverses formes de cavités ont été menées. La majorité des études se sont concentrées sur les cavités de géométrie carrée. Nous présentons ci-dessous quelques exemples pour examiner ce sujet de recherche.

Le travail de **Boudaoud (2019)** [55] présente une analyse numérique des phénomènes de convection et de génération d'entropie d'un nanofluide Al_2O_3 - eau dans une cavité carrée chauffée par la paroi inférieure et refroidie par la paroi supérieure. Les autres parois sont chauffées sur une longueur de $H = 0.75W$ et sont adiabatiques sur la partie restante $(1-H)$. Ce travail est divisé en deux formes de cavité carrée : simple et ondulée. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la fraction volumique et du nombre de Rayleigh. De plus, l'ondulation de la paroi supérieure de la cavité n'apporte aucun avantage au transfert de chaleur par convection, mais augmente légèrement la génération d'entropie.

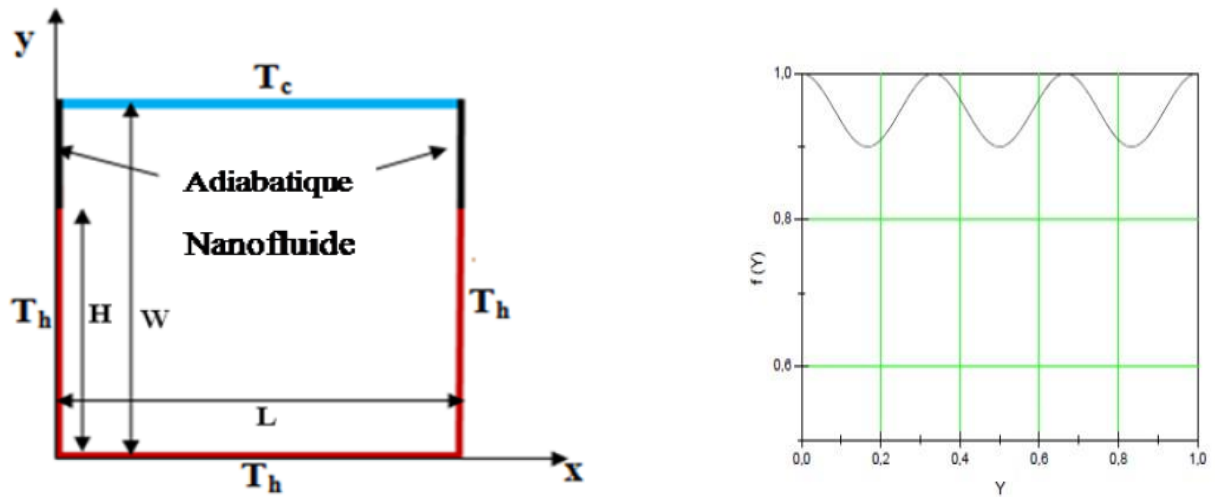


Figure II. 27: Configuration Géométrique de la cavité et la forme géométrique de la paroi froide de la cavité [55].

Boulahia, Wakif et Sehaqui. (2017) [56] ont examiné numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle d'un nanofluide Cu-eau dans une cavité carrée contenant un cylindre de chauffage central de trois formes géométriques différentes (circulaire, carré et triangulaire), pour une large gamme de nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 et de fractions volumiques de nanoparticules allant de 0 % à 5 %. Les résultats ont montré qu'en changeant la forme du cylindre intérieur de circulaire à triangulaire, le taux de transfert de chaleur changeait de manière significative. Ils ont également constaté que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et du nombre de Rayleigh entraînait une amélioration du taux de transfert de chaleur.

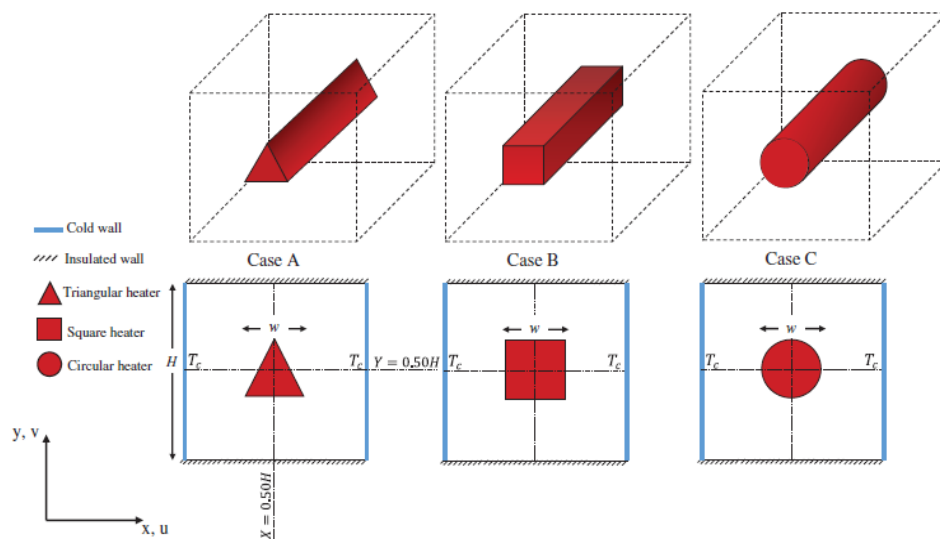


Figure II. 28: Cavité considérée et conditions aux limites adimensionnelles [56].

Alsabery et al. (2018) [57]. Le problème de la convection naturelle laminaire stable dans une cavité carrée discrètement chauffée et refroidie, remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 /eau) avec un bloc solide conducteur de chaleur centré, sous les effets d'un champ magnétique uniforme incliné, de la diffusion brownienne et de la thermophorèse, est étudié numériquement en utilisant la méthode des différences finies. Des réchauffeurs et refroidisseurs isothermes sont placés le long des parois verticales et de la paroi horizontale inférieure, tandis que la paroi horizontale supérieure est maintenue adiabatique. Le code de calcul développé est validé de manière exhaustive à l'aide du test d'indépendance de la grille et des données numériques et expérimentales d'autres auteurs. Les résultats obtenus révèlent que les effets du rapport de conductivité thermique, de la taille du bloc solide centré et de la fraction volumique des nanoparticules sont non linéaires pour le taux de transfert de chaleur. Par conséquent, il est possible de trouver des paramètres optimaux pour l'amélioration du transfert de chaleur en fonction du système considéré. De plus, des valeurs élevées du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules caractérisent des distributions homogènes de nanoparticules à l'intérieur de la cavité. Une forte concentration de nanoparticules peut être trouvée près du bloc solide centré, où les panaches thermiques des appareils de chauffage locaux interagissent.

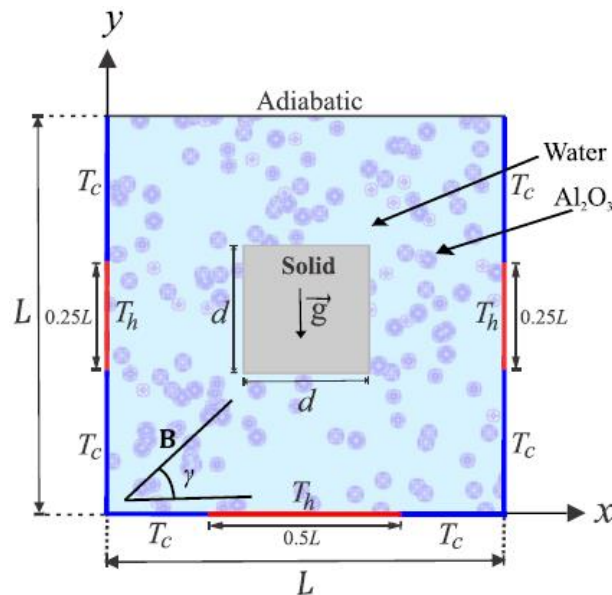


Figure II. 29: La géométrie schématique du problème considéré [57].

Dans l'étude de **Dağdeviren et al. (2022) [58]**, l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle de nanofluides simples ($Al_2O_3 - eau$) et hybrides ($Al_2O_3 - SiO_2 - eau$)

dans une cavité chauffée par la paroi verticale gauche et refroidie par la paroi verticale droite, tandis que les parois supérieure et inférieure sont considérées comme adiabatiques, a été étudiée. L'analyse a été effectuée pour une large gamme de nombres de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) et de fractions volumiques des nanoparticules ($0 \leq \varphi \leq 0.05$). Les résultats obtenus montrent qu'une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules conduit à l'amélioration du transfert de chaleur par convection pour tous les nombres de Rayleigh. Il a également été indiqué que l'augmentation la plus élevée du transfert de chaleur par convection se produit pour une fraction volumique de nanoparticules de 2 % pour l' Al_2O_3 -eau et de 4 % pour l' $Al_2O_3 - SiO_2 - eau$.

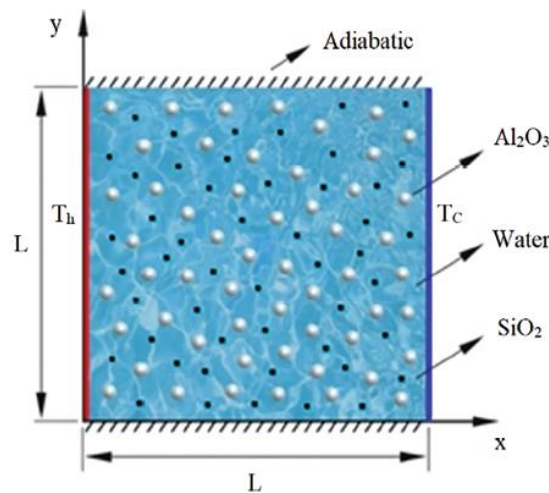


Figure II. 30: Le schéma physique du problème considéré [58].

L'objectif de l'article de **Rajesh et Sheremet (2023)** [59] est d'examiner la convection libre d'une nanosuspension hybride ternaire (nanofluide hybride ternaire Al_2O_3 -Ag-CuO/eau) dans une enceinte avec une paroi latérale se réchauffant linéairement. Le mouvement de la nanosuspension hybride ternaire et le transfert d'énergie ont été modélisés par des équations aux dérivées partielles (EDP) avec des conditions aux limites appropriées, selon le modèle de nanofluide monophasé avec l'approximation de Boussinesq. L'approche des éléments finis est appliquée pour résoudre les EDP de contrôle après les avoir transformées en une forme sans dimension. L'analyse réalisée a montré que l'ajout d'un troisième type de nanomatériau permet d'intensifier le transport d'énergie au sein de la cavité fermée. La transition entre un chauffage uniforme et un chauffage non uniforme de la paroi verticale gauche caractérise la dégradation du transfert de chaleur due à une réduction de la production d'énergie thermique de cette paroi chauffée.

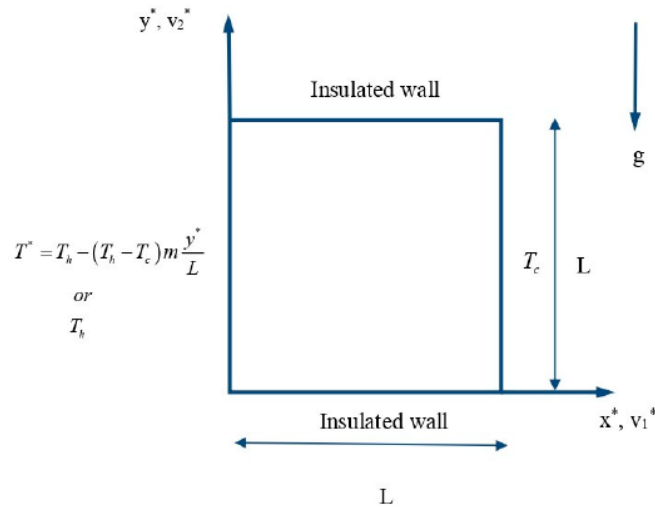


Figure II. 31: Le schéma physique du problème considéré [59].

Le but du travail de **Ghalambaz et al. (2019)** [30] est d'étudier les effets d'un nanofluid hybride dans une cavité carrée, divisée en deux parties égales par une cloison flexible verticale, en présence d'un champ magnétique. Les résultats indiquent que les modèles de lignes de courant changent de manière remarquable et que le transfert de chaleur par convection augmente avec des valeurs croissantes du nombre de Rayleigh. De plus, la contrainte maximale imposée à la cloison flexible, résultant de l'interaction de la cloison et du fluide pur, est supérieure à celle causée par le nanofluid et le nanofluid hybride. En outre, l'augmentation de l'intensité du champ magnétique diminue la vitesse du fluide dans la cavité, ce qui ralentit le mélange thermique du fluide et entraîne un régime de transfert de chaleur à dominante conduction.

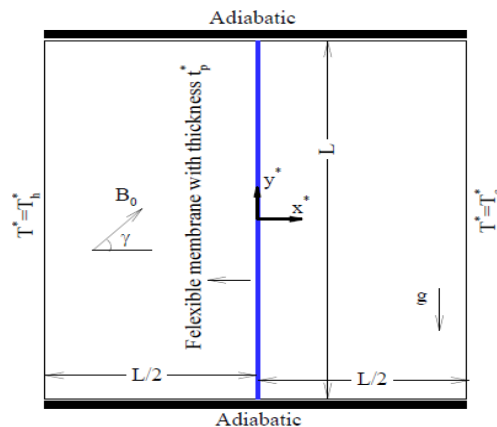


Figure II. 32: Schéma du modèle physique et les conditions aux limites [30].

La convection mixte dans les cavités ouvertes ou ventilées revêt une grande importance dans de nombreux systèmes scientifiques et techniques en raison de ses vastes applications. Diverses recherches ont été menées sur ce mode de transfert de chaleur dans les cavités carrées à couvercle en mouvement, comme le montre l'étude de **Bakar, Karimipour et Roslan (2016)** [60]. Dans la présente étude, la convection mixte dans une cavité entraînée, remplie d'eau et en présence d'un champ magnétique, est étudiée numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Les murs gauche et droit sont parfaitement isolés. La paroi supérieure se déplace uniformément de gauche à droite, tandis que la paroi inférieure est chauffée à température constante. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Rayleigh (Ri) et le nombre de Hartmann (Ha) affectent de manière significative le mécanisme de transfert de chaleur. Le taux de transfert de chaleur augmente avec la diminution de Ri, tandis que ce taux diminue à mesure que Ha augmente. De plus, le tourbillon de recirculation dans la cavité est réduit en présence d'un champ magnétique, car l'intensité du champ magnétique accroît avec la diminution du transfert de chaleur par convection. Par conséquent, le transfert de chaleur par conduction devient dominant.

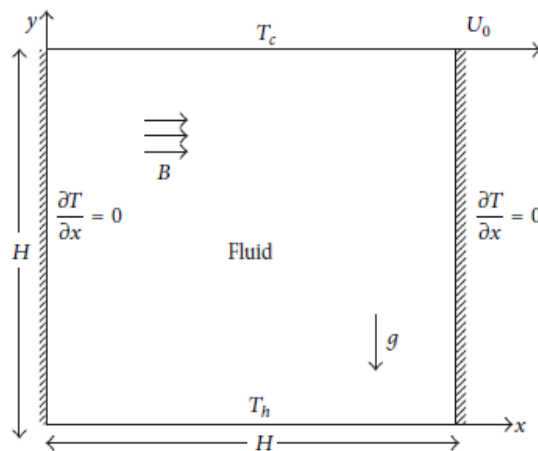


Figure II. 33: Le schéma du modèle physique [60].

Le but de l'étude de **Zeghibid (2017)** [61] est d'étudier numériquement la convection mixte laminaire des nanofluides métalliques (Cu- eau, Ag- eau) et des oxydes métalliques eau (AlO_3 - eau, TiO_2 - eau), ainsi que la génération d'entropie dans différentes configurations de cavités. Les résultats de l'étude 2D sont obtenus à l'aide d'un code maison en Fortran, et ils montrent que l'emploi des nanofluides améliore le taux de transfert de chaleur tout en réduisant la génération d'entropie. De plus, une étude numérique de la convection forcée laminaire et

stationnaire dans une cavité cubique remplie de différents nanofluides est présentée. Dans cette étude, le logiciel Ansys-Fluent 14 a été utilisé pour résoudre les équations du problème en question.

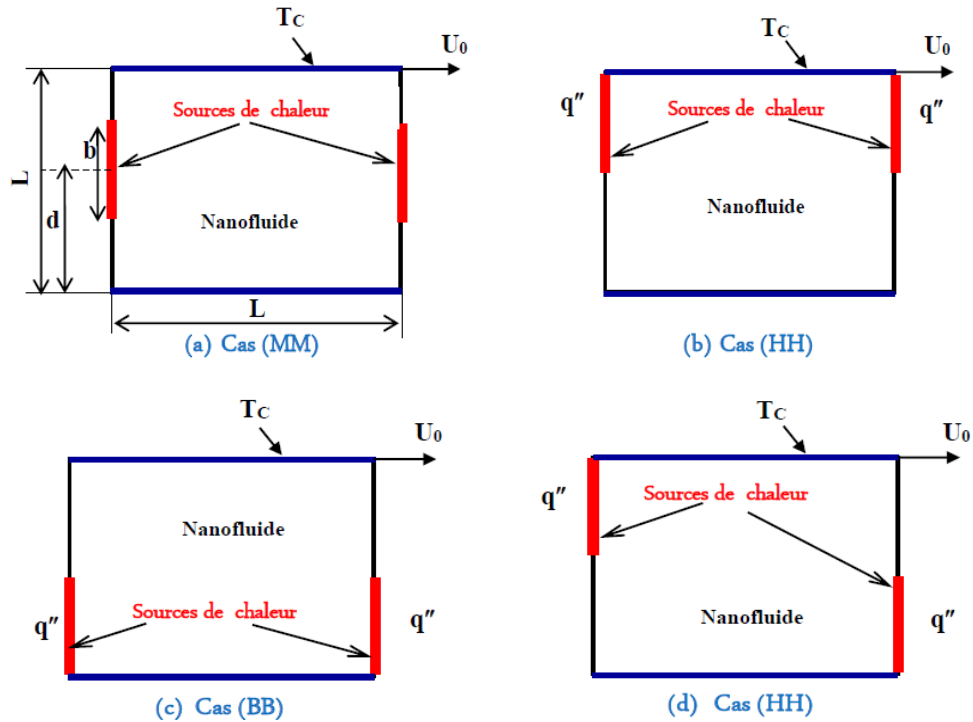


Figure II. 34: Différentes configurations et les conditions aux limites associées [61].

La convection mixte dans une cavité carrée à couvercle en mouvement, remplie de nanofluide (Cu-eau) en présence du champ magnétique incliné, est étudiée par **Ismael et al. (2016)** [62]. L'effet de glissement partiel est pris en compte le long des parois horizontales entraînées par le couvercle. Une source de flux de chaleur constant est appliquée sur la paroi gauche, tandis que la paroi verticale droite est refroidie de manière isotherme. Les parois restantes de la cavité sont isolées thermiquement. Une méthode des volumes finis est utilisée comme approche numérique pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats montrent que l'orientation et l'intensité du champ magnétique jouent un rôle important dans le contrôle de la convection sous l'effet du glissement partiel. Il a également été constaté que la convection naturelle diminue avec l'augmentation de la longueur de la source de chaleur pour toutes les gammes de paramètres étudiées. En outre, elle est influencée par la distance verticale jusqu'au nombre de Hartmann de 50. Au-delà de cette valeur, la convection naturelle diminue avec l'élévation de la source de chaleur, qui devient plus étroite à la paroi supérieure.

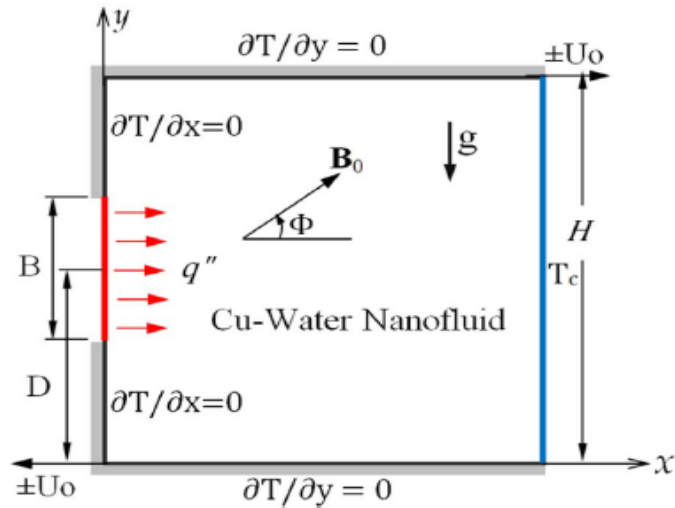


Figure II. 35: schéma du modèle physique [62]

Selimefendigil et al. (2016) [34]. Dans cette étude, la convection mixte d'un nanofluid CuO- eau au sein d'une cavité entraînée, ayant des domaines triangulaires supérieur et inférieur sous l'influence de champs magnétiques inclinés, est étudiée numériquement. La paroi horizontale supérieure de la cavité se déplace à une vitesse constante u_w dans la direction $+x$, tandis que des conditions aux limites sans glissement sont imposées aux autres parois de la cavité. La paroi supérieure de la cavité est maintenue à une température constante et froide T_f , tandis que la paroi inférieure est à une température chaude T_c . Les autres parois de la cavité sont supposées adiabatiques. Différentes combinaisons des nombres de Hartmann et des angles d'inclinaison des champs magnétiques sont imposées dans les domaines triangulaires supérieur et inférieur de la cavité carrée. Ils ont observé que le transfert de chaleur local et moyen se détériore lorsque le nombre de Richardson et le nombre de Hartmann des domaines triangulaires augmentent, tandis qu'il augmente avec l'augmentation de la fraction volumique solide des nanoparticules.

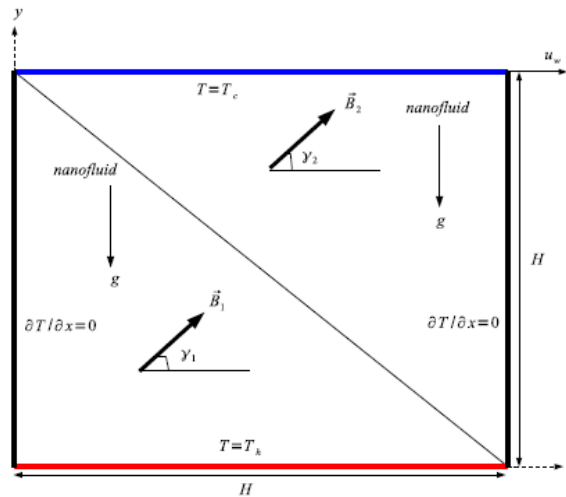


Figure II. 36: Description schématique du système physique [34].

La cavité ventilée avec des nanofluides est l'une des géométries les plus étudiées dans le transfert de chaleur, en raison de son application au refroidissement des équipements électroniques. **Arroub et al. (2019)** [63] ont étudié numériquement les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur des nanofluides ($Al_2O_3 - eau$) s'écoulant à travers une cavité ventilée horizontale. La paroi inférieure est soumise à un profil de température chaude sinusoïdal, tandis que les autres parois sont supposées isolées thermiquement. En fait, l'écoulement entre dans le système par le bas de la paroi verticale gauche et en sort par le haut de la paroi droite par aspiration. Les simulations se concentrent sur les effets de différents paramètres clés, tels que le nombre de Reynolds ($200 \leq Re \leq 5000$), la concentration en nanoparticules ($0 \leq \varphi \leq 0.05$) et la déviation de phase du chauffage sinusoïdal (γ égal à 0 ou π). Les résultats obtenus montrent que la présence de nanoparticules augmente le transfert de chaleur et la température moyenne au sein de la cavité. De plus, le déphasage de la température de chauffage peut conduire à des solutions périodiques pour des valeurs plus faibles de Re et contribue à une augmentation ou une diminution du transfert de chaleur en fonction de la valeur de φ et du régime de convection.

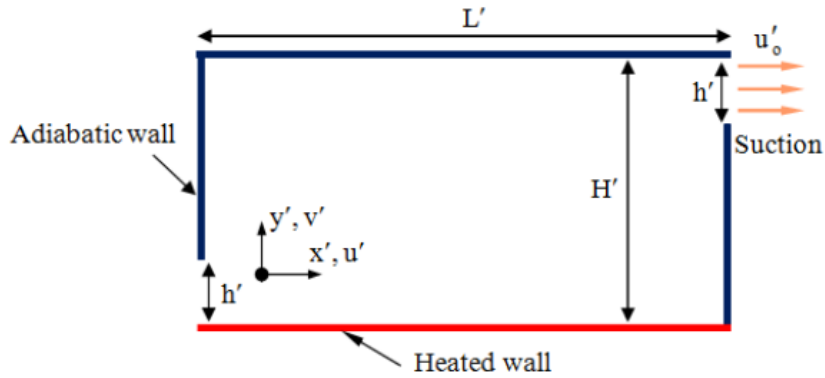


Figure II. 37: Géométrie et système de coordonnées [63].

L'amélioration du refroidissement par convection mixte dans une cavité inclinée chauffée sur une paroi et ventilée par des flux imposés par injection ou aspiration avec du nanofluide alumine-eau a été analysée par **Arroub et al. (2023)** [64]. Dans cette étude, les paramètres de contrôle étaient l'angle d'inclinaison ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$), la fraction volumique des nanoparticules ($0 \leq \varphi \leq 0.05$), et le mode d'écoulement externe. Les résultats ont indiqué que l'ajout de nanoparticules entraînait une augmentation de la température moyenne et du taux de transfert de chaleur dans la cavité. De plus, une amélioration du taux de transfert de chaleur a été obtenue en faisant varier l'inclinaison de la cavité. Plus précisément, un meilleur refroidissement a été obtenu à des angles d'inclinaison plus élevés ($\theta \geq 70^\circ$). Enfin, un transfert de chaleur plus élevé et un meilleur refroidissement ont été obtenus en mode aspiration. Quantitativement, pour $\varphi = 0.05$ et $\theta = 0^\circ$, la température moyenne du fluide a diminué d'environ 17 % en changeant le mode d'injection à aspiration.

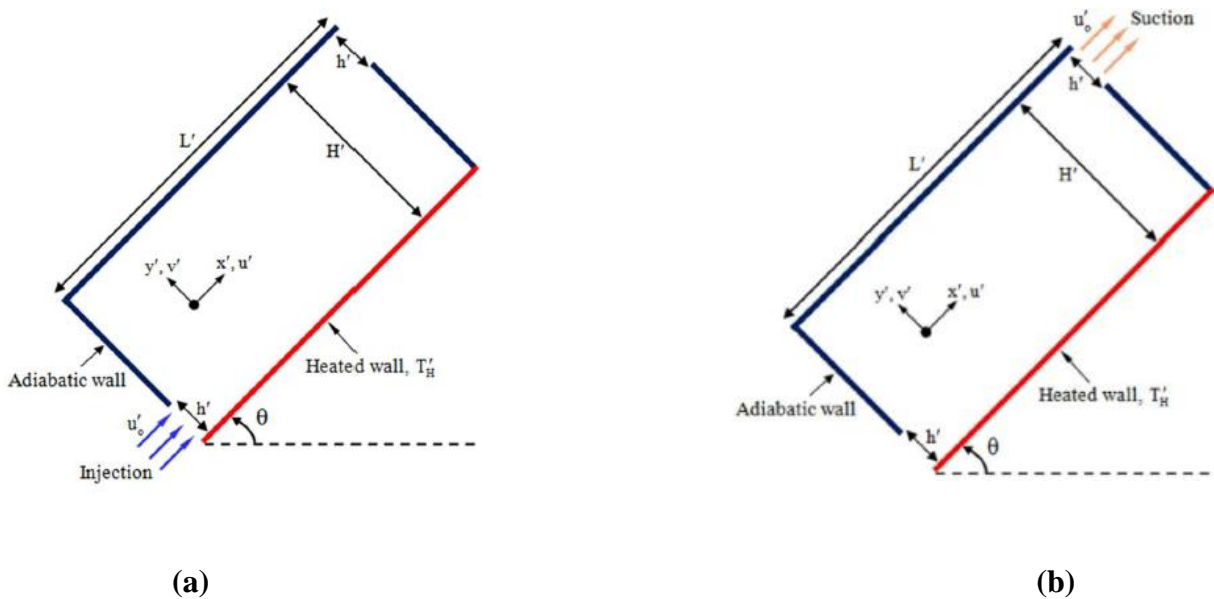


Figure II. 38: La géométrie schématique du problème considéré, (a) mode injection, (b) mode aspiration [64].

Le travail de **Fares et al. (2020)** [65] consiste en une caractérisation de l'écoulement laminaire et stationnaire d'un nanofluid hybride Ag- MgO- Eau traversant une cavité carrée. L'analyse a été effectuée pour le nombre de Reynolds ($100 < Re < 1000$), de nombres de Hartmann ($0 < Ha < 100$), de nombre de Prandtl ($Pr = 0.71$) et de nombre de Richardson ($0 < Ri < 10$). La cavité est soumise à l'action d'un champ magnétique externe et uniforme. Des corrélations empiriques, développées spécifiquement pour le nanofluid hybride étudié (Ag-MgO- Eau), ont été utilisées pour calculer la viscosité dynamique du nanofluid ainsi que sa conductivité thermique. Les résultats montrent que le champ magnétique améliore le transfert de chaleur à une intensité plus élevée, pour un faible nombre de Reynolds. De plus, ils révèlent que l'intensification du champ magnétique tend à atténuer la convection de transfert de chaleur et à réduire l'épaisseur de la couche limite thermique, près des parois actives.

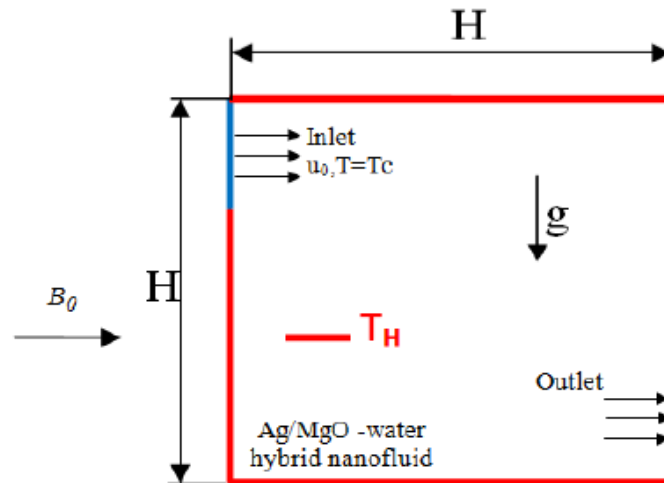


Figure II. 39: Représentation schématique de la cavité ventilée [65].

Messaoud, Adel et Ouerdia (2023) [66] ont étudié le transfert de chaleur par convection mixte laminaire dans une cavité carrée ventilée séparée par une couche poreuse remplie de différents nanofluides (Fe_3O_4 , Cu, Ag et Al_2O_3). Les plages des caractéristiques sont les suivantes : le nombre de Reynolds ($10 \leq Re \leq 1000$), le nombre de Grashof ($10^3 \leq Gr \leq 10^6$), la fraction volumique des nanoparticules ($0.1 \leq \phi \leq 0.6$), l'épaisseur de la couche poreuse ($0 \leq \gamma \leq 1$) et la position de la couche poreuse ($0,1 \leq \delta \leq 0,9$). Les résultats montrent que pour des nombres de Reynolds ($Re > 100$), des nombres de Grashof ($Gr > 10^5$) et des fractions volumiques de nanoparticules plus élevées, le taux de transfert de chaleur est amélioré et il est optimal à des valeurs inférieures du nombre de Darcy ($Da = 10^{-5}$). De plus, il convient

de noter que les nanoparticules d'Ag présentent le taux de transfert de chaleur le plus élevé par rapport aux autres nanoparticules.

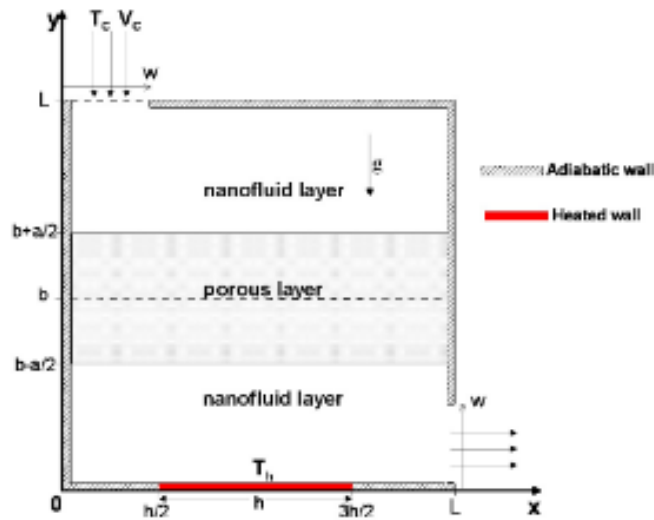


Figure II. 40: Description schématique du système physique [66].

La recherche de **Palaniappan et al. (2020)** [67] présente une étude numérique de la convection dans des cavités carrées de ventilation contenant des chicane parallèles isolées. Les parois verticales de la cavité sont maintenues à haute température, tandis que les autres parois horizontales de la cavité et les chicanes parallèles sont adiabatiques. Les fentes d'ouverture sont positionnées aux coins supérieur et inférieur des parois verticales chaudes. Les équations de Navier-Stokes régissant la ventilation sont formulées sous la forme de fonctions tourbillon-courant. La méthode des différences finies est utilisée pour trouver les valeurs des variables primitives. Les effets de la taille des chicanes ($S_b = 0.25, 0.50, 0.75$), des trois positions différentes de la chicane parallèle, du nombre de Rayleigh ($10^3 - 10^6$), et du nombre de Reynolds (30, 300, 600) sont discutés à travers les champs d'écoulement, les isothermes et le nombre de Nusselt. Ils constatent que le comportement des cavités de ventilation ne dépend pas seulement de la taille des chicanes et de leurs positions, mais aussi fortement de la configuration de la cavité de ventilation. De plus, les champs d'écoulement sont limités par la plus grande taille de déflecteur, $S_b = 0.75$.

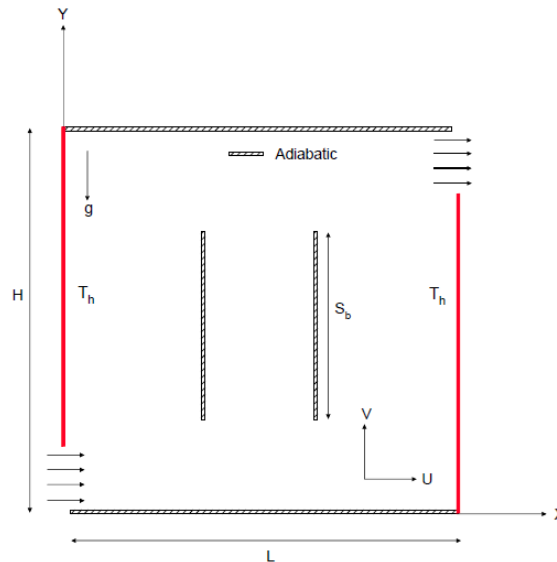


Figure II. 41: Schéma d'une cavité ventilée avec chicanes parallèles [67].

Boulahia et al. (2019) [68] ont mené une simulation numérique bidimensionnelle sur l'écoulement de nanofluide et le transfert de chaleur à l'intérieur d'une cavité ondulée ventilée ayant un refroidisseur circulaire. La cavité ventilée est remplie d'un nanofluide Cu-eau. La simulation a été effectuée pour une gamme de nombres de Richardson allant de 0.1 à 100, une fraction volumique de nanoparticules de 0 % à 5 % et une amplitude d'onde allant de 0 à 0.15. Ils ont observé que l'amplitude de la paroi ondulée a un effet significatif sur le taux de transfert de chaleur. Le résultat montre également que la diminution du nombre de Richardson conduit à une augmentation du nombre moyen de Nusselt pour différentes amplitudes de paroi ondulée.

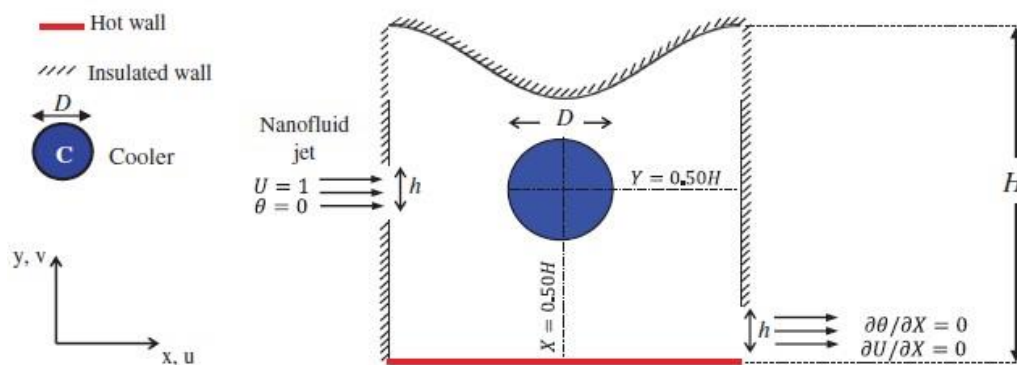


Figure II. 42: Schéma de la cavité ondulée ventilée avec corps circulaire et conditions aux limites [68].

Le travail de **Guimarães et al. (2019)** [69] présente une étude numérique du transfert de chaleur laminaire par convection mixte dans une cavité carrée avec deux ouvertures (une entrée et une sortie) sur des parois verticales, à travers lesquelles s'écoule un nanofluide (Cu-eau). Deux directions d'écoulement sont examinées : i) un écoulement ascendant qui entre par l'ouverture inférieure et sort par l'ouverture supérieure ; ii) un écoulement descendant qui entre par l'ouverture supérieure et sort par l'ouverture inférieure. L'écoulement ascendant contribue aux forces de flottabilité, tandis que pour l'écoulement descendant, l'inverse se produit. L'intention est de refroidir une source de chaleur placée au centre de la géométrie. La vitesse et la température de l'écoulement d'entrée sont connues. Certains résultats sont validés expérimentalement et numériquement. Certains paramètres sont classés comme suit : le nombre de Reynolds (50 à 500), la fraction volumique du nanofluide (0 à 1 %), le nombre de Grashof (10^3 à 10^5). Il est à noter que dans certains cas, le fluide est bloqué à l'intérieur de la cavité, ce qui affaiblit le transfert de chaleur. Les nanoparticules augmentent le transfert de chaleur de 4% pour le flux primaire ascendant à l'intérieur de la cavité.

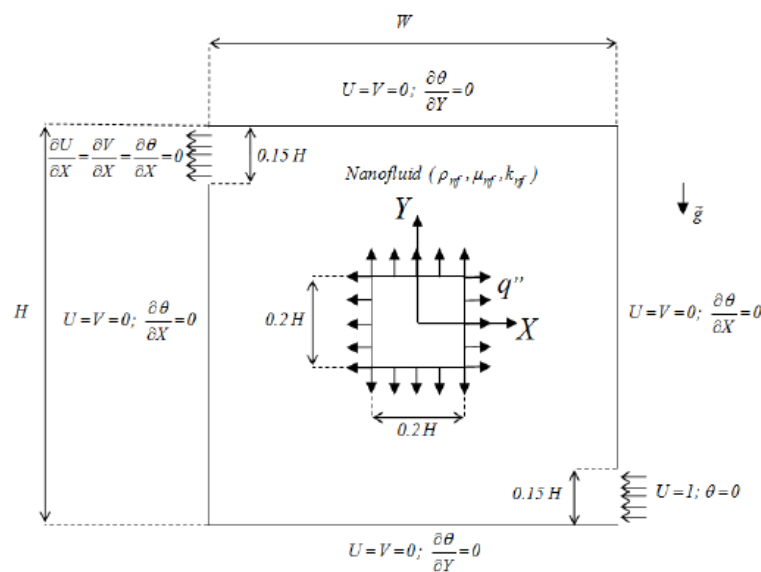


Figure II. 43: Géométrie et conditions aux limites [69].

L'étude de la convection forcée, mixte et naturelle du nanofluide à l'intérieur d'une cavité ventilée avec un bloc froid central de deux formes géométriques différentes (carré et triangulaire) a été réalisée par **Boulahia et al. (2019)** [70], qui étudient numériquement l'effet du nombre de Richardson, des différentes formes géométriques de l'obstacle et des types de nanoparticules. Les résultats révèlent, pour certains cas, que la réduction du nombre de Richardson et de la taille des particules solides améliore le transfert de chaleur. Ils ont également

remarqué qu'il existe une concentration optimale de nanoparticules à laquelle se produit le maximum des nombres moyens de Nusselt.

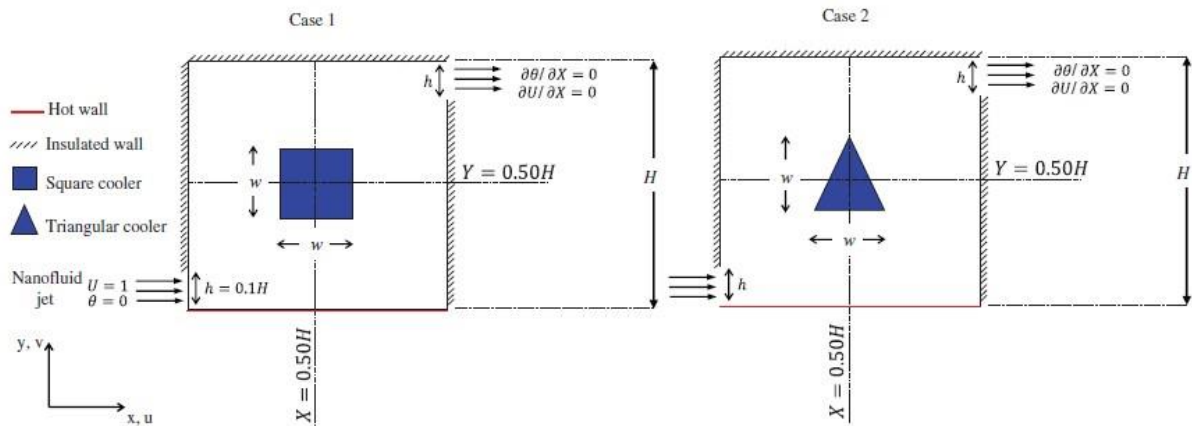


Figure II. 44: Schéma de la cavité ventilée présentant différentes formes d'obstacle froid central et conditions aux limites [70].

Dans le même contexte, **Boulaïhia et al. (2018)** [71] ont lié l'étude de l'effet du nombre de Richardson, de la fraction volumique des nanoparticules et de l'emplacement de l'orifice de sortie. Les résultats obtenus montrent qu'en augmentant la fraction volumique des nanoparticules et en réduisant le nombre de Richardson, le taux de transfert de chaleur est amélioré.

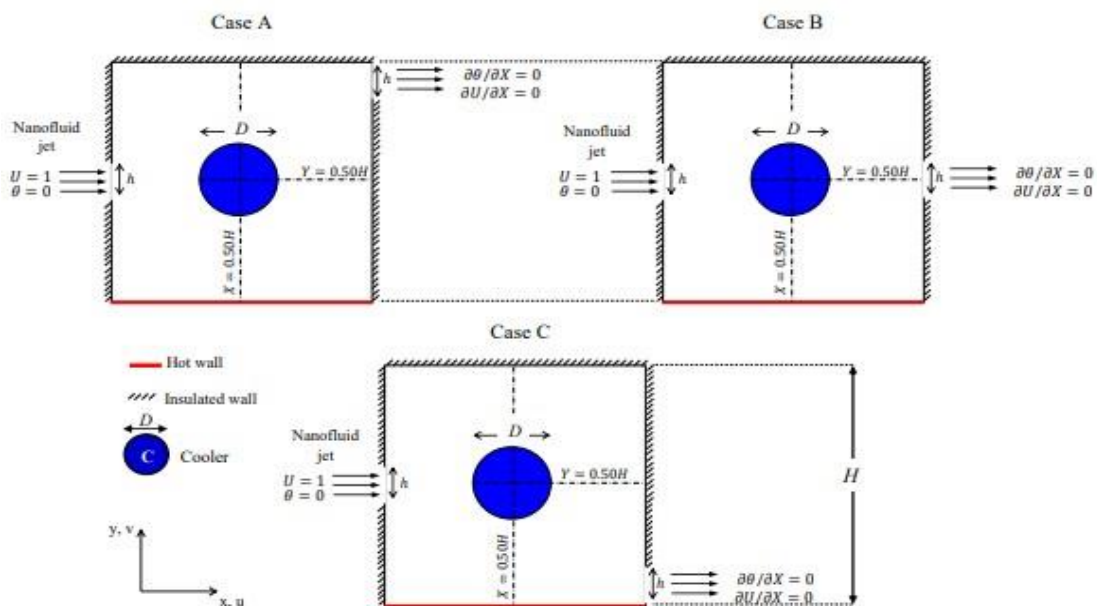


Figure II. 45: Schéma de la cavité ventilée avec corps circulaire et conditions aux limites [71].

Une approche multi-grilles a été utilisée dans l'étude de **Rehman et al. (2024)** [72], pour examiner les caractéristiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur d'un nanofluide soumis à une convection mixte dans une enceinte ventilée comportant une variété d'obstacles de forme isopérimétrique. En ce qui concerne la cavité, l'orifice d'entrée est situé dans le coin inférieur gauche, tandis que l'orifice de sortie est situé dans le coin supérieur droit. L'étude impliquait la réalisation de simulations avec une gamme de paramètres de contrôle en utilisant la technique des éléments finis mixtes d'ordre supérieur. Pour capturer les processus physiques clés, comme le transfert de masse, l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans le modèle, ils ont utilisé une technique numérique appelée discrétisation par éléments finis. L'étude examine l'influence des paramètres déterminants dans des plages spécifiées, notamment la fraction volumique des nanoparticules ($0\% \leq \varphi \leq 10\%$), le nombre de Richardson ($0.01 \leq Ri \leq 5$) et les positions des obstacles ($0.3 \leq C \leq 0.7$). L'ajout de nanoparticules supplémentaires à un liquide améliore sa capacité à conduire la chaleur, ce qui permet au liquide de transférer la chaleur plus efficacement. Les résultats indiquent que, dans tous les cas, les obstacles isothermes entraînent une augmentation plus importante du nombre de Nusselt moyen par rapport aux obstacles adiabatiques.

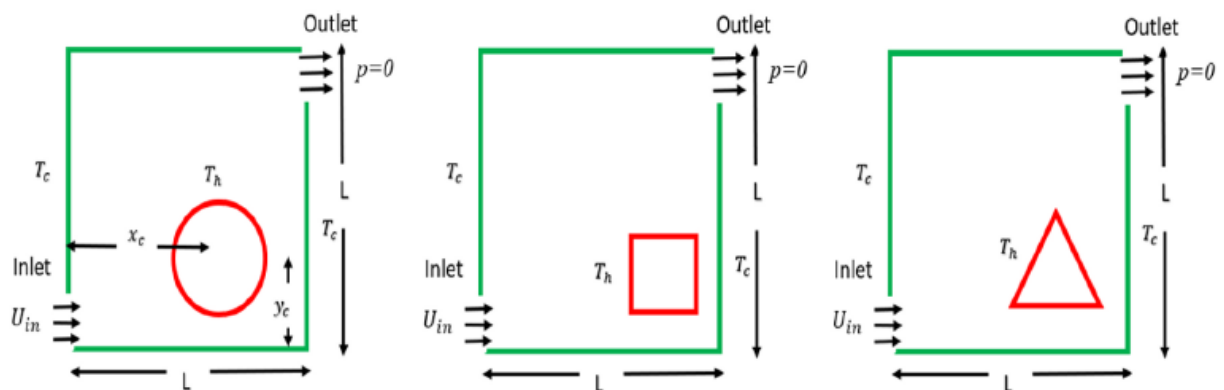
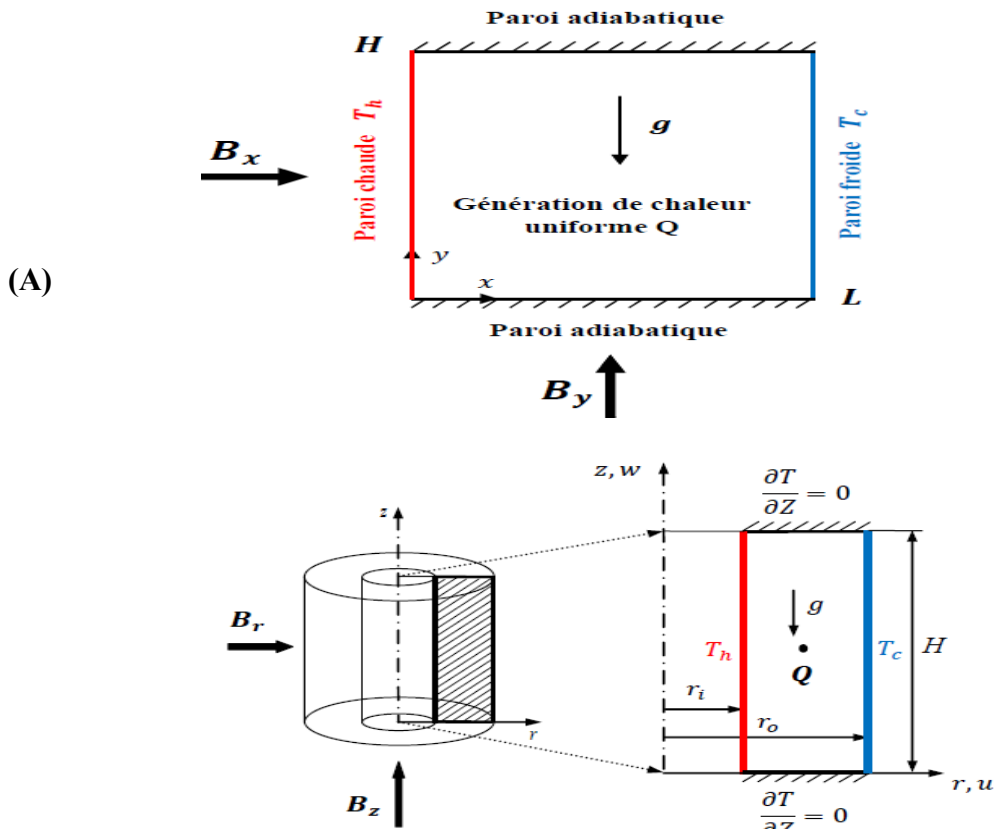


Figure II. 46: Schéma du problème [72].

Le transfert de chaleur par convection dans l'enceinte en trois dimensions (3D) chargée par le fluide caloporteur (tel que l'eau, l'air ou le nanofluide, etc.) a suscité un grand intérêt en raison de ses nombreuses applications techniques. Toutefois, il existe peu d'articles publiés sur ce sujet, comparé aux études similaires portant sur l'enceinte en deux dimensions (2D). Cela est dû à la complexité du problème et au temps d'exécution élevé requis pour obtenir des résultats

adéquats. On peut citer des exemples de travaux qui traitent de la convection dans une cavité 3D.

Berrahil (2016) [73] présente une étude numérique de la convection naturelle dans des enceintes chauffées latéralement, remplies d'un fluide électriquement conducteur $Pr = 0.0321$, en présence d'un champ magnétique externe et d'une source de chaleur interne. La résolution du système d'équations gouvernant l'écoulement magnétohydrodynamique est basé sur la méthode des volumes finis, tandis que le couplage vitesse-pression est traité à l'aide de l'algorithme SIMPLER. L'influence du chauffage volumique sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique a été examinée pour trois configurations différentes, à savoir une enceinte carrée, un espace annulaire et une enceinte cubique. Une étude paramétrique à l'état stationnaire a été réalisée concernant les effets du rapport d'aspect, du nombre de Prandtl (pour des fluides à faible nombre de Prandtl), du rapport des rayons et du champ magnétique en présence de la génération de chaleur interne. L'apparition des instationnarités dans l'écoulement, avec des oscillations périodiques des mouvements, est liée à l'existence d'une bifurcation de type Hopf. Deux orientations du champ magnétique ont été considérées dans le but d'obtenir le meilleur contrôle de l'écoulement. La stabilisation la plus forte de l'écoulement avec la génération de chaleur interne a été trouvée lorsque le champ magnétique est orienté horizontalement (radialement pour la cavité annulaire).



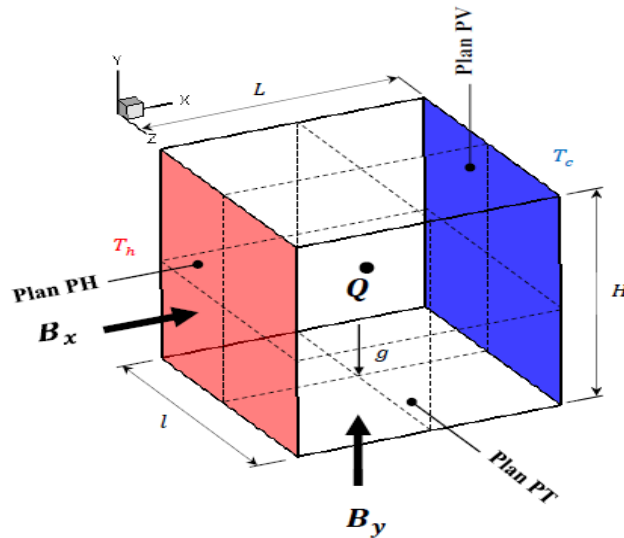


Figure II. 47: Différentes configurations étudiée : 2D et 3D [73].

Une solution informatique tridimensionnelle a été obtenue pour étudier la convection naturelle et la génération d'entropie dans des cavités ouvertes remplies de nanofluides avec un obstacle adiabatique en forme de diamant. Dans l'étude de **Kolsi et al (2016)** [74], la technique des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations régissant l'écoulement. Sur la base de la configuration, la cavité est chauffée à partir de la paroi verticale gauche, et la forme en diamant a été choisie comme obstacle adiabatique. Il a été constaté que la géométrie de l'obstacle est un paramètre de contrôle important pour la chaleur et l'écoulement des fluides à l'intérieur de l'enceinte ouverte.

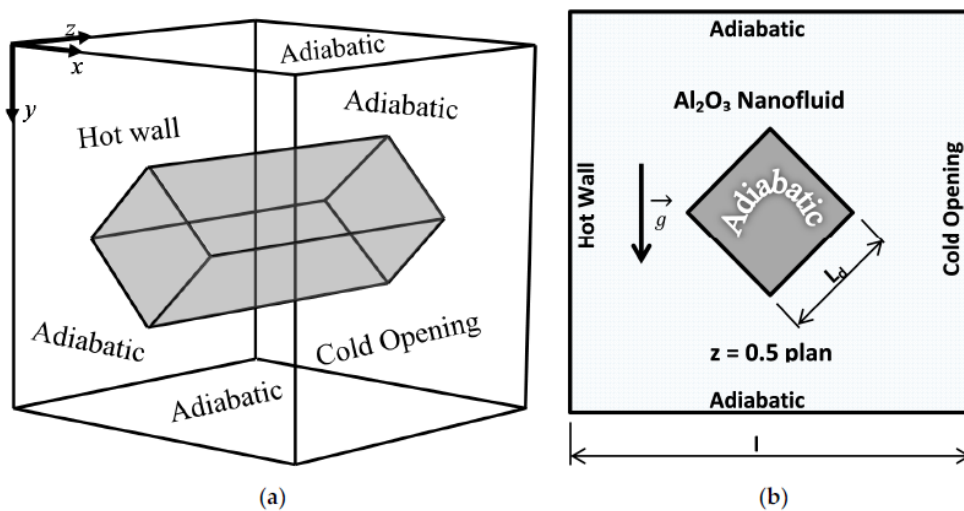


Figure II. 48: Modèle physique avec conditions aux limites [74].

Des simulations numériques tridimensionnelles ont été réalisées par **Al-Rashed et al. (2018) [75]** sur une cavité cubique en utilisant la méthode des volumes finis. Le formalisme potentiel tourbillon-vecteur est appliqué à la cavité ouverte remplie de nanofluid oxyde d'aluminium/eau. La cavité est chauffée par un bloc isotherme central et le fluide chaud quitte le cuboïde par la sortie située au bas de la paroi droite. Les parois verticales sont supposées froides, et les parois horizontales sont conservées comme adiabatiques. Les paramètres considérés sont l'indice de Richardson (0.01 à 100), la taille des blocs (0.1L à 0.7L) et le pourcentage de particules d' Al_2O_3 (1 à 5 %). Il a été constaté que l'effet de l'ajout de nanoparticules sur le transfert de chaleur est limité pour les blocs chauds de petite taille et les faibles nombres de Richardson, et devient important pour des valeurs plus élevées de L_h et Ri . La génération d'entropie thermique augmente avec la concentration de nanoparticules pour tous les nombres de Richardson, mais la variation de la génération d'entropie visqueuse avec les concentrations dépend des valeurs de Ri .

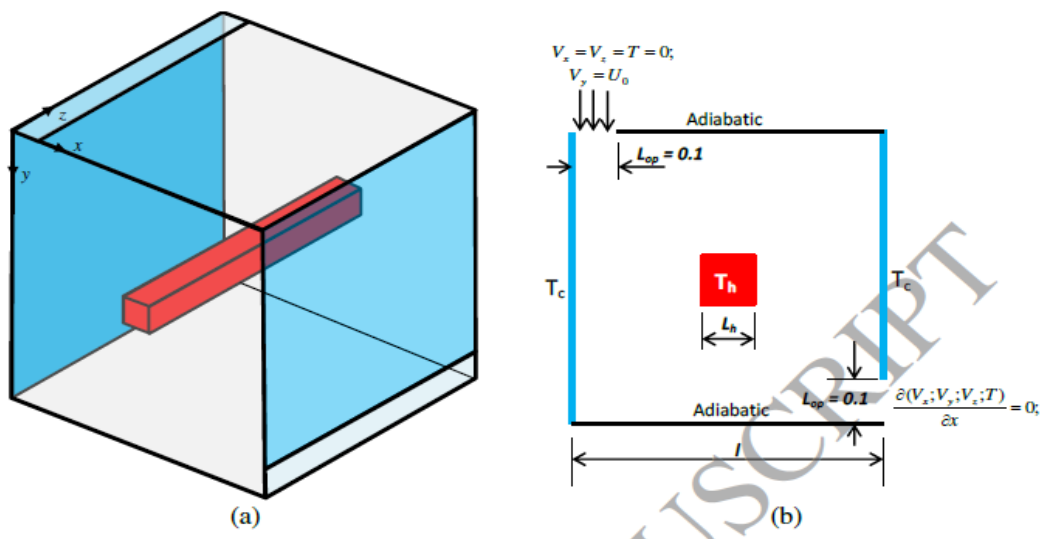


Figure II. 49: Configuration étudiée : (a) : géométrie 3D et (b) : plan $z = 0.5$ [75].

Benderradji et al. (2018) [76] présentent une étude numérique de l'échange thermique par convection mixte dans une cavité cubique d'un écoulement laminaire tridimensionnel (3D) incompressible. Cette étude prédit le comportement de la structure de l'écoulement entre une structure multi-celle dominée par la convection naturelle lorsque le nombre de Reynolds est faible, et une structure multi-celle dominée par la convection forcée lorsque le nombre de Reynolds est élevé. Premièrement, le nombre de Grashof est fixé pour un nombre de Reynolds variable. Deuxièmement, on fait varier le nombre de Grashof, le nombre de Reynolds étant

maintenu fixe. Les résultats numériques obtenus montrent un régime d'écoulement stationnaire multi-structuré, dont la taille et la forme des cellules dépendent fortement du nombre de Grashof et du nombre de Reynolds. La variation du transfert de chaleur est exprimée par le nombre moyen de Nusselt sous la forme de la loi de puissance de type : $Nu = c Gr^d$.

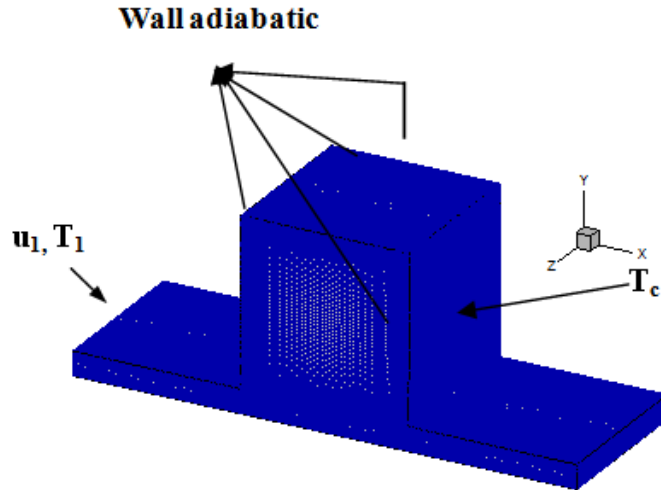


Figure II. 50: Schéma du domaine de calcul [76].

Le travail de **Chahtour (2018)** [77] présente une étude analytique et numérique de l'instabilité thermique dans une cavité poreuse horizontale saturée par un fluide non-newtonien électriquement conducteur de type loi de puissance. Un champ magnétique externe, uniforme et constant est appliqué parallèlement à la gravité. Les parois parallèles aux plans $(o y 'z')$ et $(o x 'z')$ sont maintenues imperméables et adiabatiques. Dans cette étude, deux types de conditions aux frontières thermiques ont été envisagés pour les parois actives de la cavité (parallèles au plan $(o x 'y')$) : les conditions aux frontières thermiques de type Neumann (flux uniforme de chaleur) et de type Dirichlet (température constante). De plus, un modèle rhéologique de type loi en puissance a été utilisé pour modéliser le comportement non-newtonien du fluide. Pour l'étude de l'instabilité thermique, les auteurs ont résolu les équations non linéaires complètes en utilisant deux codes de calcul numériques, l'un basé sur la méthode des différences finies et l'autre sur la méthode des volumes finis. Par ailleurs, une solution analytique, basée sur l'approximation de l'écoulement parallèle, a été développée dans le cas de cavités minces ($A \gg 1$) soumises à un flux de chaleur constant. Ils ont utilisé l'analyse de stabilité linéaire pour prédire l'apparition des mouvements convectifs en déterminant le nombre de Rayleigh critique en fonction de l'indice de la loi en puissance, caractérisant l'aspect non-newtonien du fluide, et du nombre de Hartmann qui définit l'intensité du champ magnétique. Les résultats ont montré que la présence du champ magnétique modifie les résultats des travaux

antérieurs concernant les fluides newtoniens et non-newtoniens de type loi de puissance. Par ailleurs, pour des champs magnétiques très élevés, il a été montré que la dissipation d'énergie par effet Joule domine la dissipation d'énergie par contrainte de cisaillement et confère au fluide un caractère non visqueux.

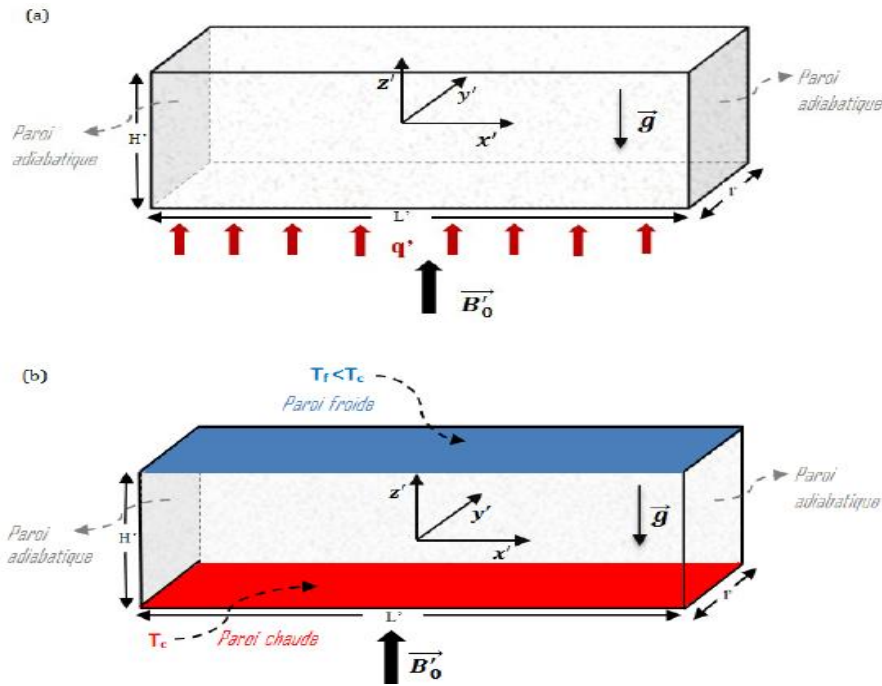


Figure II. 51: Configuration géométrique dans le cas de condition du flux uniforme et constant (a) et le cas de condition de température uniforme et constante (b) [77].

Wang, Shi et Chai (2018) [78] étudient dans cet article les effets des propriétés dépendant de la température sur la convection naturelle des nanofluides dans une enceinte cubique partiellement chauffée à l'aide de la méthode de Boltzmann sur réseau. Pour améliorer l'efficacité des calculs, toutes les simulations sont effectuées sur une unité de traitement graphique (GPU) à l'aide du CUDA de NVIDIA. Le fluide contenu dans la cavité cubique est un nanofluide à base d'eau contenant des nanoparticules d' Al_2O_3 . Les résultats révèlent que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et l'augmentation du rapport hauteur/largeur. De plus, il a été déterminé qu'il existe une fraction volumique optimale φ_{max} à laquelle l'amélioration maximale du transfert de chaleur est obtenue. La valeur de φ_{max} augmente légèrement avec la diminution du diamètre des nanoparticules et augmente remarquablement avec l'augmentation de la température T_c ou T .

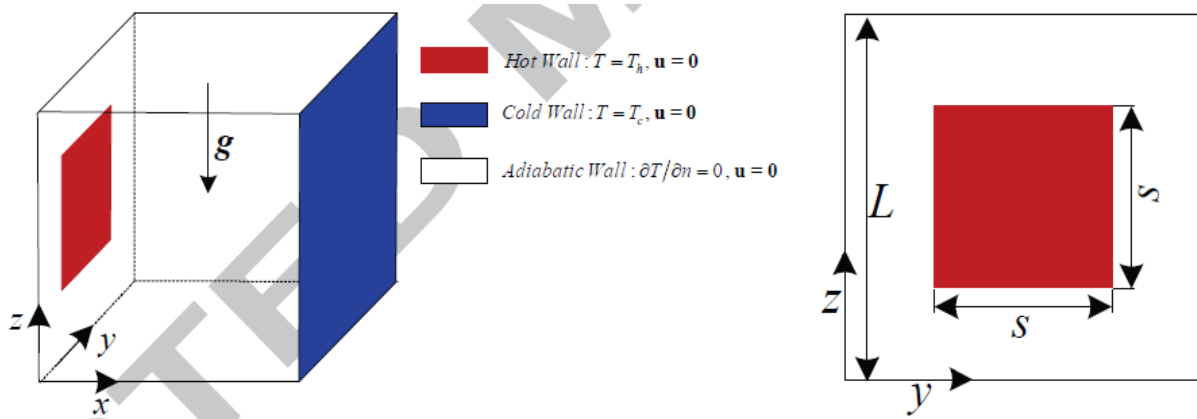


Figure II. 52: La géométrie schématique du problème considéré [78].

Le but du travail d'**Al-Rashed et al. (2019)** [79] est d'étudier la convection mixte d'un nanofluide contenant de l'eau comme fluide de base et de l'oxyde d'aluminium comme nanoparticules dans une cavité entraînée par un couvercle comprenant un cylindre central elliptique chaud. Les effets du cylindre central elliptique chaud, de l'angle de la cavité (α) et de la fraction volumique solide (ϕ) des nanoparticules sont analysés. Les résultats obtenus montrent qu'avec l'augmentation de la fraction volumique solide et en raison d'une plus grande concentration des nanofluides et d'un mouvement brownien plus important, un phénomène d'agglomération se produit, ce qui conduit à une augmentation de la conductivité thermique et des coefficients de transfert de chaleur par convection (k, h), ainsi qu'à un plus grand transfert de chaleur depuis la surface avec une température plus élevée au mur à basse température. De plus, le transfert de chaleur (q) et le nombre de Nusselt (Nu) augmentent en raison de l'augmentation de la différence de température (ΔT) entre le cylindre chaud et les surfaces à température inférieure, pour un angle de cavité, une fraction volumique solide et un nombre de Richardson (Ri) constants. En considérant tous les diagrammes, la valeur la plus élevée de la vitesse du nanofluide se trouve autour du capuchon et de la paroi latérale droite, et la vitesse la plus faible se situe autour du cylindre thermique et des parois latérales gauche et inférieure. Les résultats montrent que le taux d'augmentation du Nu de 0 à 45° en $\phi = 0.1\%$ et 0.2% pour le fluide de base est respectivement égal à $1.7, 0.8$ et 0.3 .

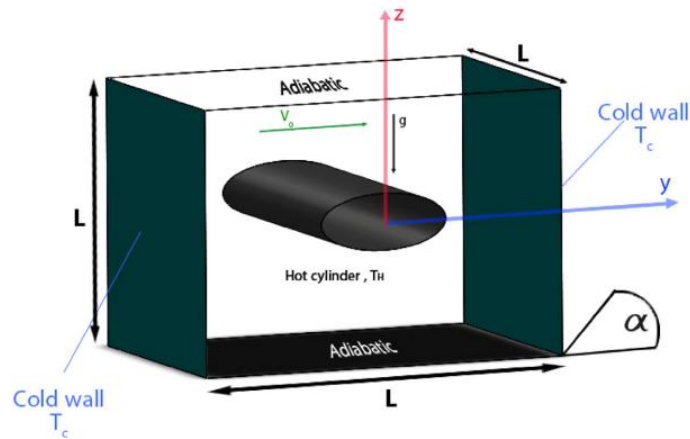


Figure II. 53: Schéma du problème [79].

Peiravi et al. (2019) [80]. Cette étude présente une analyse tridimensionnelle complète du transfert de chaleur dans une enceinte partiellement chauffée de manière différentielle avec une ailette verticale montée sur la paroi chaude. Les effets du nombre de Rayleigh et de la disposition des ailettes sur l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur ont été examinés. Les résultats montrent qu'en choisissant la disposition appropriée des ailettes (trois ailettes dans $Ra = 10^6$ et deux ailettes dans $Ra = 10^4$), le nombre de Nusselt moyen (Nu) pourrait être augmenté de plus de 60 %, tandis que l'effet de l'utilisation des nanofluides ($\phi = 0.03$ CuO- Eau) est inférieur à 30 %. Ainsi, la disposition des ailettes et l'utilisation des nanofluides ($\phi = 0.03$ CuO- Eau) améliorent le mécanisme de transfert de chaleur dans l'enceinte cubique.

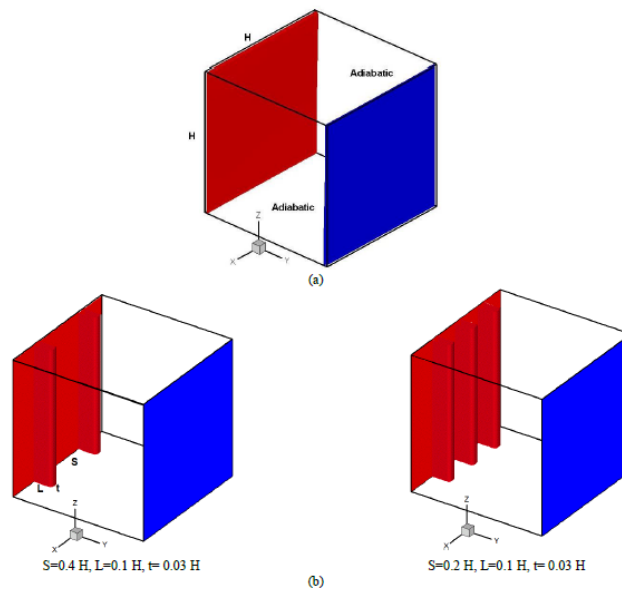


Figure II. 54: Schéma de la convection naturelle dans la cavité cubique chauffée différentiellement (a) sans l'ailette, et (b) avec deux/trois ailettes verticales [80].

Dans l'étude actuelle de **Ghasemi et Siavashi. (2020). [81]**, un code interne de méthode de Boltzmann à réseau temporel multi-relaxation parallèle (MRT-LBM) est développé pour résoudre et étudier l'écoulement de nanofluide Cu-eau magnétohydrodynamique (MHD) à convection mixte à l'intérieur d'une enceinte tridimensionnelle avec des parois entraînées par un couvercle. Les parois entraînées par le couvercle se déplacent dans différentes directions avec des vitesses diverses pour former une convection mixte 3D (y compris la convection naturelle causée par la différence de température et les effets de convection forcée) avec un mélange complexe à l'intérieur de l'enceinte. Les résultats sont présentés et analysés pour différentes directions de paroi en mouvement, concentrations de nanoparticules (0, 0.2, 0.4, 0.6), nombres de Richardson (0.5, 1, 5), nombres de Rayleigh (10^3 , 10^4 , 10^5) et nombres de Hartmann (20, 40). Il a été démontré que les modes de convection mixte transversale et opposée ont des impacts négatifs significatifs sur le transfert de chaleur, tandis que le mode de convection mixte concurrent améliore remarquablement le transfert de chaleur. De plus, le mélange 3D du mode de convection mixte transversale est meilleur que dans les autres cas. Bien que le champ magnétique ait un impact indésirable sur le nombre de Nusselt, en particulier pour les nombres de Hartmann élevés, l'alignement de la direction de la force MHD et du plan de circulation de convection naturelle atténue cet impact négatif et le rend négligeable. Une comparaison complète est effectuée entre les différents cas et, dans certaines situations, une réduction de 30 % du transfert de chaleur est observée par rapport au meilleur cas.

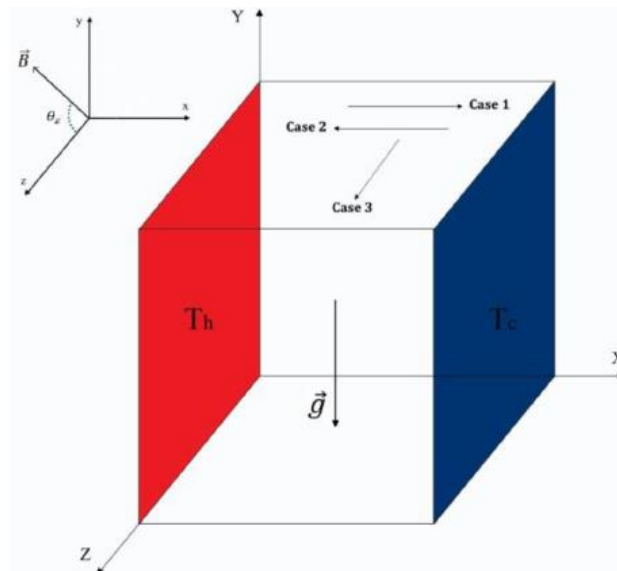


Figure II. 55: Schéma du problème étudié [81].

Kherroubi et al. (2020) [82]. La présente étude numérique consiste en un transfert de chaleur par convection mixte ayant lieu au sein d'une cavité cubique ventilée traversée par un nanofluide (alumine–eau). La ventilation est assurée par trois ouvertures, pratiquées sur les parois de la cavité. Ainsi, le nanofluide froid entre par une ouverture placée en haut de la paroi verticale gauche et sort par deux ouvertures : l'une est placée en bas de la paroi verticale droite, et la seconde ouverture occupe plusieurs possibilités de localisation le long des quatre parois de la cavité. Toutes les parois de l'enceinte sont maintenues à une même température, supérieure à celle du fluide entrant, à l'exception des parois latérales qui sont adiabatiques. Les simulations ont été réalisées pour différentes valeurs du nombre de Richardson ($0 \leq Ri \leq 10$), du nombre de Hartmann ($0 \leq Ha \leq 100$) et une fraction volumique solide $\varphi = 4\%$ en utilisant le modèle de Koo–Kleinstreuer–Lee pour l'évaluation de la conductivité thermique effective et de la viscosité dynamique du nanofluide. Les résultats obtenus montrent que l'effet de la présence du champ magnétique se manifeste par la diminution de l'intensité de l'écoulement tridimensionnel et, par conséquent, la modification de la structure de l'écoulement qui s'écarte du caractère tridimensionnel. De plus, l'ajout d'effets des nanoparticules dépend des effets combinés des différents paramètres régissant l'écoulement. Les valeurs maximales du taux de transfert de chaleur sont atteintes en présence de nanoparticules et sous l'influence d'intensités de champ magnétique plus élevées, pour toutes les configurations. Enfin, le taux de transfert de chaleur est fortement affecté par les deuxièmes emplacements de sortie, en présence et en l'absence du champ magnétique.

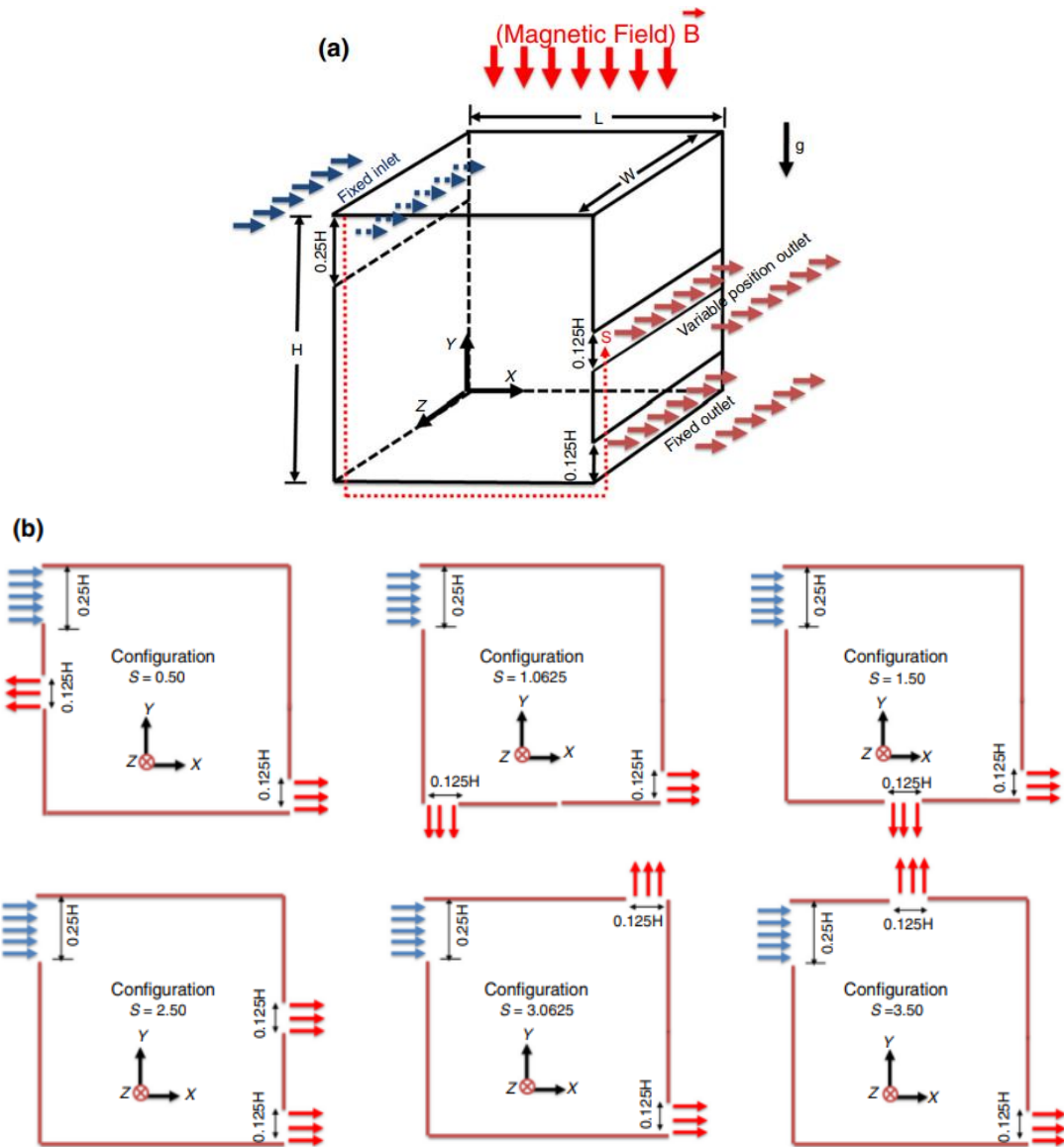


Figure II. 56: (a) Géométrie du problème physique. (b) Bidimensionnel observé dans le plan X - Y de toutes les configurations selon les deuxièmes positions de sortie S [82].

Le présent travail de Sannad et al. (2020) [83] consiste à analyser les échanges thermiques par convection naturelle dans une cavité tridimensionnelle. L'écoulement du fluide et le transfert thermique dans la cavité sont étudiés pour différents ensembles de paramètres déterminants, à savoir le nombre de Rayleigh $Ra = (10^3, 10^4, 10^5 \text{ et } 10^6)$, la fraction volumique (variant entre $\varphi = 0\%$ et 10%) et le type de nanofluide. Les résultats obtenus montrent un effet positif de la fraction volumique et du nombre de Rayleigh sur l'amélioration du transfert thermique. Il convient également de noter que l'augmentation de la taille de la section de chauffe et de Ra entraîne une augmentation de la quantité de chaleur évacuée par le même nanofluide.

De même, l'augmentation de la fraction volumique entraîne l'intensification du flux et une augmentation de l'échange thermique.

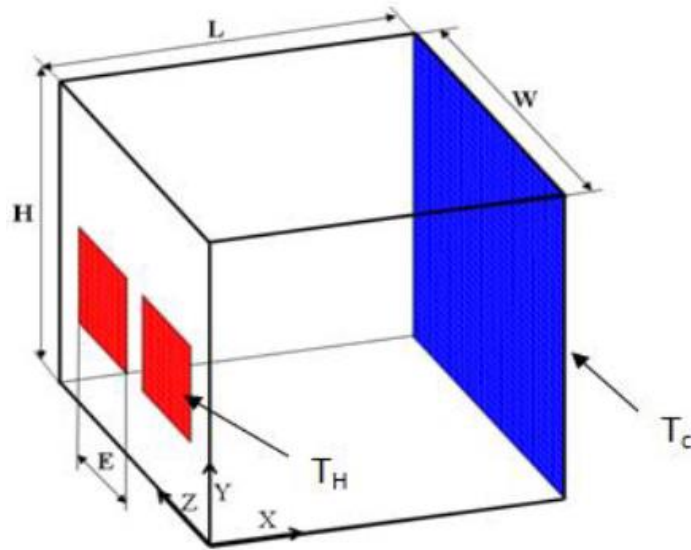


Figure II. 57: Configurations et coordonnées étudiées [83].

Ghoben et Hussein (2022) [84]. Ce travail présente le transfert de chaleur par convection naturelle instationnaire laminaire du nanofluide (Al_2O_3 -eau) à l'intérieur d'une cavité à section transversale triangulaire 3D. La cavité a été chauffée de manière différentielle, les parois verticales ayant des températures constantes différentes : la paroi gauche étant chaude et la paroi droite froide. L'effet de la fraction volumique solide a été examiné pour deux valeurs et comparé aux résultats de l'eau pure. La plage du nombre de Rayleigh (Ra) étudiée était ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$). L'insertion d'un corps cylindrique à l'intérieur de la cavité a également été étudiée dans trois cas. Un cylindre concentrique a un rayon de 15 % de la longueur du côté de la cavité. Les autres cas comportaient deux cylindres ayant un rayon de 7.5 % de la longueur du côté de la cavité, alignés verticalement ou non. Les résultats montrent que la fraction volumique solide la plus élevée donne l'amélioration maximale du nombre de Nusselt moyen, et cette amélioration augmente avec l'augmentation de Ra. Pour les cas avec des cylindres intérieurs, le nombre de Nusselt moyen s'est amélioré pour le cas des doubles cylindres par rapport au cylindre unique. En revanche, la position non alignée des cylindres a un effet plus important que les autres positions. De même, l'emplacement des vitesses maximales horizontales ou verticales varie en fonction de la position des cylindres, tandis que Ra n'a aucun effet.

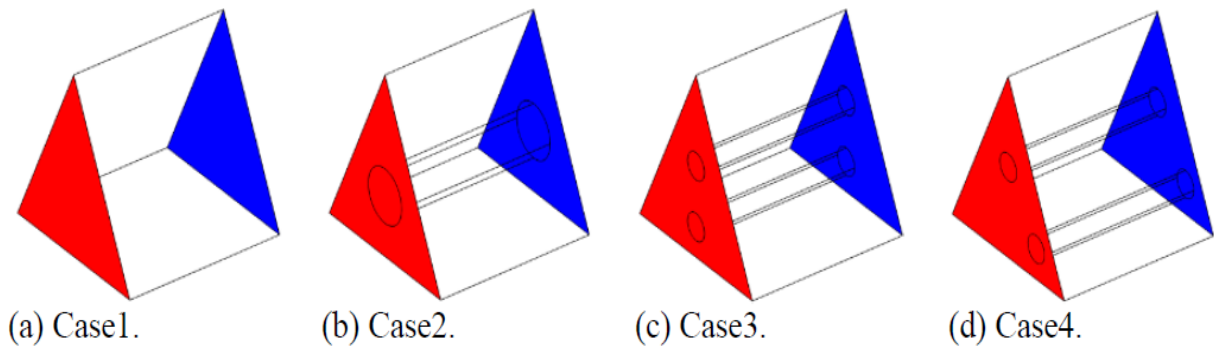


Figure II. 58: Les configurations des cavités [84].

L'écoulement convectif libre dans une cavité cubique chargée de nanofluides cuivre-eau a été examiné numériquement par **Sannad et al. (2022)** [85], en utilisant un modèle dynamique non homogène, qui est physiquement plus réaliste pour représenter les nanofluides que les fluides homogènes. La cavité a été placée dans un champ magnétique horizontal appliqué depuis la paroi latérale gauche. Les parois latérales gauche et droite de la cavité sont maintenues à une température froide isotherme. À l'intérieur de la cavité, quatre blocs chauffants isothermes sont situés au centre des parois supérieure et inférieure. Les autres parois de la cavité sont supposées adiabatiques. Des simulations ont été réalisées pour une fraction volumique solide allant de $(0 \leq \varphi \leq 0.06)$, avec un nombre de Rayleigh variant de $(10^3 \leq Ra \leq 10^5)$, un nombre de Hartmann variant de $(0 \leq Ha \leq 60)$ et un diamètre de nanoparticules variant de $(10 \text{ nm} \leq d_p \leq 130 \text{ nm})$. Il a été constaté qu'à $(d_p = 10 \text{ nm})$, le nombre de Nusselt moyen diminue lorsque Ha augmente, alors qu'il augmente lorsque (Ra) et (φ) augmentent. De plus, l'impact croissant du champ magnétique sur le nombre de Nusselt moyen est absent pour $(Ra = 10^3)$, ce qui peut être observé pour toutes les valeurs de (φ) . Cependant, lorsque (d_p) est considéré comme variable, le nombre de Nusselt moyen est directement proportionnel à (Ra) et (φ) , et inversement proportionnel à (d_p) .

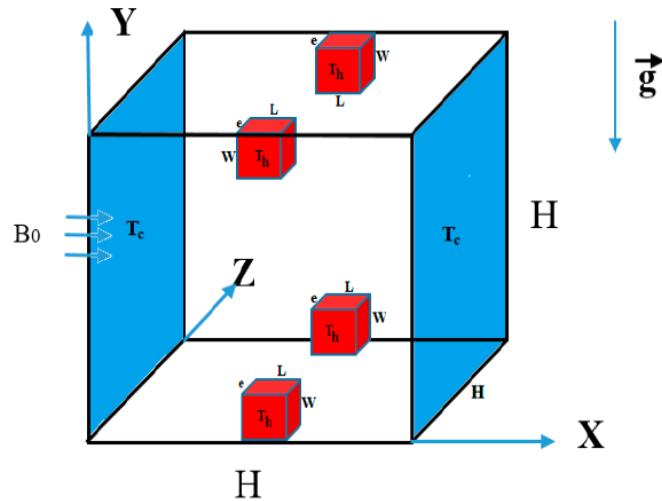


Figure II. 59: Domaine physique du problème considéré [85].

Le travail de **Ghoben et Hussein (2023)**. [86] est centré sur l'étude de la convection libre laminaire et stationnaire du nanofluide (Al_2O_3 -eau) à l'intérieur de cavités. Deux cavités différentes, ayant le même volume mais une surface globale et un nombre de parois différents, ont été étudiées. Ces cavités sont chauffées différentiellement sur les parois latérales carrées verticales, qui ont une surface et des dimensions identiques pour les deux cavités. Les autres parois verticales de ces cavités ont des formes hexagonales et octogonales. La première cavité possède huit parois, tandis que la seconde en comporte dix. L'étude a été réalisée pour des plages de fraction volumique de particules solides et de nombre de Rayleigh de ($\phi = 0.01, 0.03, 0.05$) et ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$). Les résultats ont montré que l'augmentation de la surface par l'ajout de parois supplémentaires a un effet observé sur les résultats. La cavité octogonale présente une meilleure amélioration du transfert de chaleur, en particulier pour ($Ra = 10^4$ et 10^5). Le pourcentage d'augmentation de Nu par rapport à la cavité hexagonale est de (0.6, 0.8, 0.7, 0.3) pour les plages de Ra spécifiées.

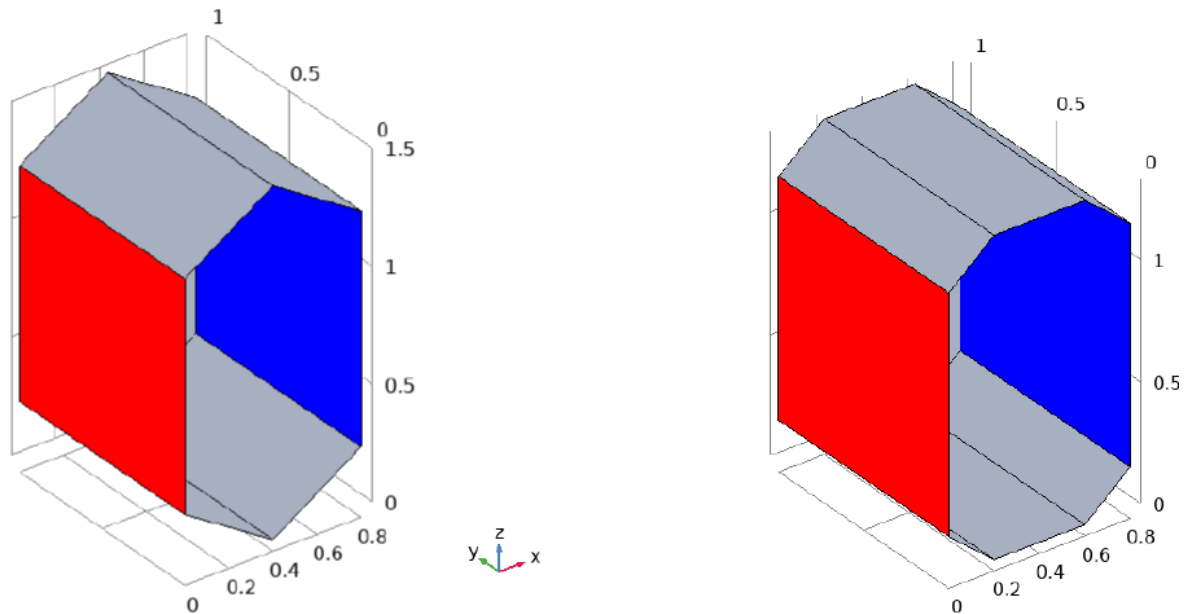


Figure II. 60: Les configurations de cavité [86].

L'étude de **Rahimi et al. (2017)** [87] présente des analyses expérimentales et numériques de la convection naturelle tridimensionnelle du nanofluide DWCNTs-eau dans une cavité cuboïde. Un dispositif a été fabriqué pour tester le phénomène de convection naturelle à l'intérieur de l'enceinte. Par ailleurs, dans cette étude, le nanofluide a été préparé et ses propriétés thermophysiques, notamment la conductivité thermique et la viscosité dynamique, ont été mesurées expérimentalement à l'aide d'appareils de mesure modernes. Le nanofluide DWCNTs- eau est préparé pour différentes fractions volumiques solides de (0.01, 0.02, 0.05, 0.1, 0.2 et 0.5 %), et les propriétés thermophysiques ont été mesurées pour chaque fraction volumique dans une plage de températures allant de 300 à 340 °C. L'étude numérique en 3D, utilisant l'approche du volume fini, a été réalisée avec des conditions aux limites similaires à celles de la configuration expérimentale et avec les propriétés expérimentales du nanofluide, afin de valider les données expérimentales. Les dimensions de l'enceinte sont de 100 mm pour la hauteur, la longueur et la profondeur. Les parois latérales gauche et droite ont respectivement une température chaude et froide constante et uniforme, tandis que les autres parois sont isolées. La température constante des parois latérales est obtenue par un canal d'eau alimenté par des bains d'eau en circulation. La température des parois latérales est mesurée à l'aide de neuf capteurs de température LM-35, et la température du nanofluide est mesurée avec des thermocouples PT100 insérés dans des fentes circulaires étanches situées à l'arrière de l'enceinte. Les résultats montrent que la modification de la différence de température a une influence considérable sur la distribution de température. En revanche, l'augmentation de la

fraction volumique solide n'a pas d'effet significatif sur la distribution de température, en particulier dans la région centrale de l'enceinte. L'augmentation de la différence de température entraîne une augmentation du coefficient de transfert de chaleur moyen et du nombre de Nusselt. En outre, la fraction volumique solide optimale pour maximiser le coefficient de transfert de chaleur moyen et le nombre de Nusselt est de 0.05 % en volume ; au-delà de cette valeur, ces deux paramètres commencent à diminuer.

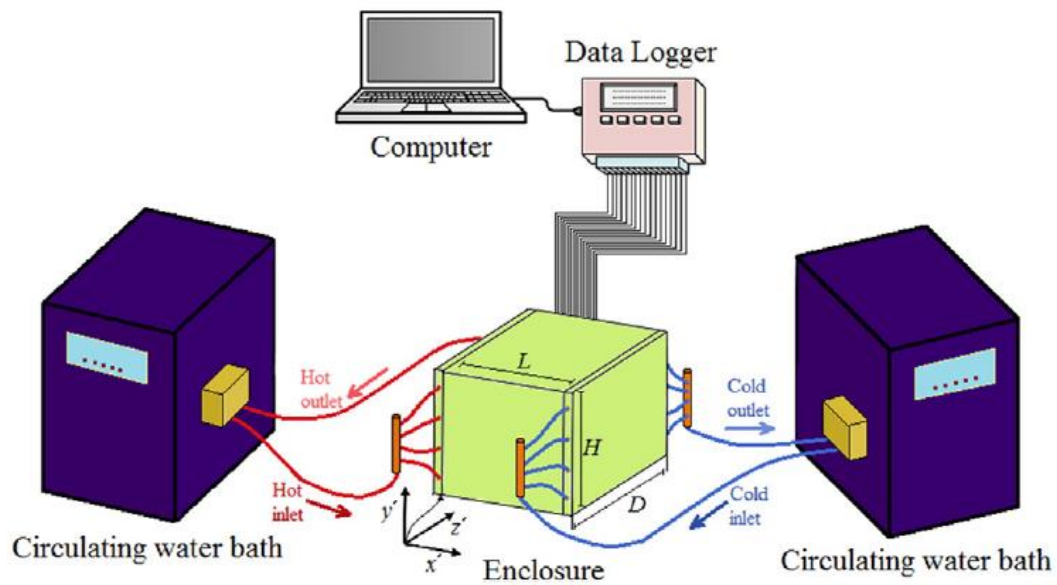


Figure II. 61: Schéma d'une configuration de testeur expérimental de convection naturelle [87].

II.2.3 Conclusion

La présente étude constitue une base solide pour l'analyse de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée, contenant un cylindre central froid, soumise à un écoulement de nanofluide sous l'effet d'un champ magnétique uniforme. Elle prend en compte à la fois les configurations bidimensionnelle (2D) et tridimensionnelle (3D).

Dans ce travail, nous nous proposons d'étudier plusieurs aspects physiques complexes et représentatifs des situations réelles, notamment :

- L'influence de la forme géométrique du cylindre central froid sur les performances thermiques ;

- L'effet du nombre de Richardson ;
- La variation de la fraction volumique des nanoparticules et son influence sur le transfert de chaleur ;
- L'impact du type de nanoparticules sur le nombre de Nusselt ;
- L'effet d'un champ magnétique appliqué.

CHAPITRE III :

Géométries et modélisations mathématiques

Sommaire : _____

III.1 Introduction

III.2 Élément mathématique de base

 III.2.1 Équation de continuité

 III.2.2 Équation de quantité de mouvement

 III.2.3 Équation de l'énergie

III.3 Hypothèses simplificatrices

III.4 Configuration 2D

 III.4.1 Premier problème (l'étude de cas)

 III.4.2 Présentation du code de calcul

 III.4.2.1 Schémas numériques

 III.4.2.2 Maillage

 III.4.2.3 Résolution numérique

 III.4.3 Effet de maillage

 III.4.4 Validation

 III.4.5 Résultats et discussions (l'étude de cas)

 III.4.6 Conclusion (l'étude de cas)

 III.4.7 Deuxième problème

 III.4.7.1 Schémas numériques

 III.4.7.3 Résolution numérique

 III.4.8 Analyse statistique

III.5 Configuration 3D

 III.5.1 Maillage

 III.5.2 Résolution numérique

 III.5.3 Effet de maillage

 III.5.4 Validation

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons introduire la forme géométrique avec les équations gouvernantes, qui régissent les problèmes étudiés d'écoulement de la convection mixte des nanofluides dans une cavité carrée ouverte, chauffée différemment, et exposée à un champ magnétique de intensité constante.

III.2 Élément mathématique de base

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier-Stokes et l'équation de l'énergie, représentant respectivement la conservation de la masse, de la quantité de mouvement ainsi que de l'énergie.

III.2.1 Équation de continuité

Elle résulte de la loi de conservation de la masse et peut être exprimée sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot V) = 0 \quad (\text{III.1})$$

III.2.2 Équation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'écrire l'équation du mouvement sous la forme suivante :

$$\rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla)V \right) = -\nabla P + f + \mu \nabla^2 V \quad (\text{III.2})$$

Avec :

P : la pression

μ : viscosité dynamique.

f : le terme de la force extérieure qui peut être dans notre étude la force de flottabilité où en plus la force électromagnétique.

III.2.3 Équation de l'énergie

L'équation de la conservation de l'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (V \cdot \nabla) T \right) = k \nabla^2 T + Q \quad (\text{III.3})$$

Avec :

k : Conductivité thermique du fluide.

T : Température du fluide.

C_p : Capacité calorifique massique à pression constante du fluide.

Q : est la quantité de chaleur générée par la source interne.

III.3 Hypothèses simplificatrices

- Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y) pour le cas (2D) cavité carrée, écoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x , y et z) pour le cas (3D) configuration cubique.
- Le régime est laminaire, permanent pour les deux cas (2D et 3D).
- La dissipation visqueuse et le transfert de chaleur par rayonnement sont négligeables.
- La source de chaleur Q dans l'équation d'énergie est négligeable ($Q = 0$).
- Milieu continu.
- L'effet joule est négligeable.
- Le champ magnétique induit est négligeable.
- Le nanofluide et le fluide de base sont considérés comme des fluides Newtoniens et incompressibles.
- Les nanoparticules sont supposées avoir une forme et une taille uniformes, être sphériques et dans un état d'équilibre thermique avec le fluide de base. Les propriétés physiques du nanofluide et le fluide de base sont supposées constantes.
- La variation de la masse volumique, qui est estimée par l'hypothèse de Boussinesq qui consiste à considérer les variations de 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. Cette dernière varie linéairement avec la température, ce qui amène à la relation suivante :

$$\rho(T) = \rho_0 (1 - \beta_T (T - T_0)) \quad (\text{III.4})$$

III.4 Configuration 2D

III.4.1 Premier problème (l'étude de cas)

Les géométries du problème considérées sont illustrées sur la **figure III.1** .Il s'agit d'une enceinte carrée ventilée de côté H , contenant un cylindre central froid (T_f) de différentes formes géométriques (circulaire, carrée, triangulaire et elliptique) qui ont la même surface périphérique, de diamètre ($D = 0.2 H$), et chauffé uniformément à une température constante (T_c), depuis la paroi inférieure, tandis que les autres parois sont toutes isolées thermiquement. Un nanofluide de température T_e ($T_e = \frac{T_c + T_f}{2}$), et de vitesse U_e est introduit de l'extérieur dans l'enceinte, entrant par la partie supérieure de la paroi gauche isolée de taille ($h = 0.1 H$), et sortant par l'orifice de sortie de même taille placé en bas de la paroi opposée.

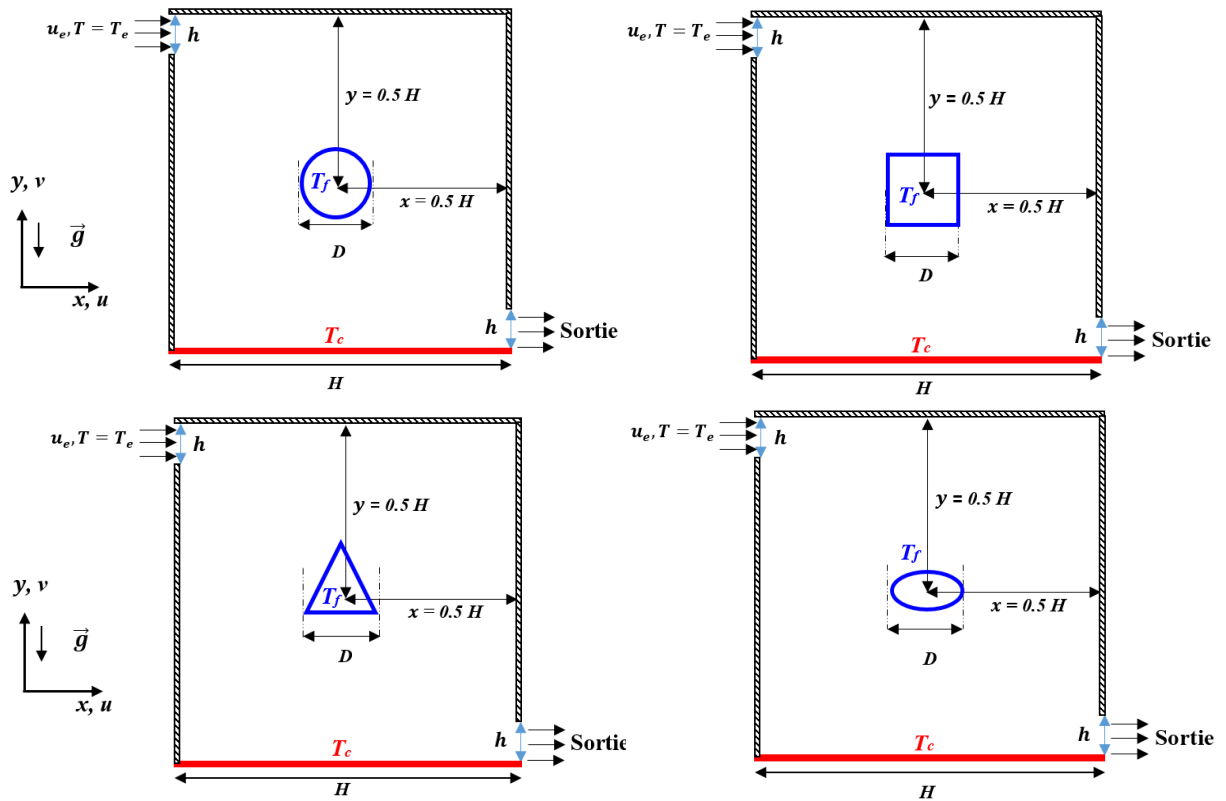


Figure III. 1: Schéma physique du problème avec les conditions aux limites.

Les équations bidimensionnelles régissant l'écoulement d'un nanofluide dans une cavité carrée ventilée sont écrites selon les hypothèses mentionnées ci-dessus et peuvent être présentées sous la forme dimensionnelle suivante :

- Équation de continuité :

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

- Équation de quantité de mouvement suivant (x) :

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

- Équation de quantité de mouvement suivant (y) :

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

- Équation d'énergie :

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

Pour réduire la complexité de notre problème étudié et simplifier la résolution des systèmes d'équations, il est plus commode de présenter les équations régissant le problème (5-8) sous une forme adimensionnelle. Les variables réduites utilisées dans ce modèle mathématique adimensionnel sont respectivement données par les expressions suivantes :

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{u}{U_0}, \quad V = \frac{v}{U_0}, \quad P = \frac{p}{\rho U_0^2}, \quad \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f} \quad (\text{III.9})$$

Introduisant également les nombres adimensionnels suivants :

$$Re = \frac{UH}{\nu_f}, \quad Gr = \frac{g\beta_f(T_c - T_f)H^3}{\nu_f^2}, \quad Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (\text{III.10})$$

En portant les quantités adimensionnelles définies ci-dessus dans les équations du modèle mathématique (III.5), (III.6), (III.7) et (III.8), on obtient :

- Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} = \frac{\partial(U \times U_0)}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial(X \times H)} = \frac{\partial U}{\partial X} \left(\frac{U_0}{H} \right) \quad (\text{III.11})$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} = \frac{\partial(V \times U_0)}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial(Y \times H)} = \frac{\partial V}{\partial Y} \left(\frac{U_0}{H} \right) \quad (\text{III.12})$$

La substitution de (III.11), (III.12) dans (III.5) Donne

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (III.13)$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (x) :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} = U \times U_0 \left(\frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = U \times U_0 \frac{\partial U}{\partial X} \left(\frac{U_0}{H} \right) = \frac{U_0^2}{H} U \frac{\partial U}{\partial X} \quad (III.14)$$

$$v \frac{\partial u}{\partial y} = V \times U_0 \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V \times U_0 \frac{\partial U}{\partial Y} \left(\frac{U_0}{H} \right) = \frac{U_0^2}{H} V \frac{\partial U}{\partial Y} \quad (III.15)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial (P \times \rho_{nf} \times U_0^2)}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} = \rho_{nf} \times U_0^2 \frac{\partial P}{\partial X} \left(\frac{1}{H} \right) = \frac{\rho_{nf} \times U_0^2}{H} \frac{\partial P}{\partial X} \quad (III.16)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{U_0}{H} \frac{\partial U}{\partial X} \right) = \frac{U_0}{H} \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \left(\frac{U_0}{H^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \quad (III.17)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{U_0}{H} \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = \frac{U_0}{H} \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left(\frac{U_0}{H^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (III.18)$$

La substitution de (III.14), (III.15), (III.16), (III.17), (III.18) dans (III.6) Donne :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{\mu_{nf}}{\mu_f} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (III.19)$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (y) :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} = U \times U_0 \left(\frac{\partial v}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = U \times U_0 \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right) \frac{U_0}{H} = \frac{U_0^2}{H} U \frac{\partial V}{\partial X} \quad (III.20)$$

$$v \frac{\partial v}{\partial y} = V \times U_0 \left(\frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V \times U_0 \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right) \frac{U_0}{H} = \frac{U_0^2}{H} V \frac{\partial V}{\partial Y} \quad (III.21)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial (P \times \rho_{nf} \times U_0^2)}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} = \rho_{nf} \times U_0^2 \frac{\partial P}{\partial Y} \left(\frac{1}{H} \right) = \frac{\rho_{nf} \times U_0^2}{H} \frac{\partial P}{\partial Y} \quad (III.22)$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{U_0}{H} \frac{\partial V}{\partial X} \right) = \frac{U_0}{H} \times \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \left(\frac{U_0}{H^2} \right) \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} \quad (III.23)$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{U_0}{H} \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = \frac{U_0}{H} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left(\frac{U_0}{H^2} \right) \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \quad (III.24)$$

$$\frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}} (T - T_f) g = (\rho\beta)_{nf} \times g (T_c + \theta (T_c - T_f) - T_c) = \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}} \times g = \left(\frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}} \times g \times \Delta T \right) \theta \quad (III.25)$$

La substitution de (III.20), (III.21), (III.22), (III.23), (III.24) et (III.25) dans (III.7) donne :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + Ri \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} \theta \quad (III.26)$$

- Équation d'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = U \times U_0 \left(\frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = U \times U_0 \times \Delta T \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) = \left(\frac{U_0 \Delta T}{H} \right) U \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (\text{III.27})$$

$$v \frac{\partial T}{\partial y} = V \times U_0 \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V \times U_0 \times \Delta T \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \left(\frac{U_0 \Delta T}{H} \right) V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad (\text{III.28})$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\Delta T}{H} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) = \frac{\Delta T}{H} \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \frac{\Delta T}{H^2} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \quad (\text{III.29})$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\Delta T}{H} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{\Delta T}{H} \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \frac{\Delta T}{H^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (\text{III.30})$$

La substitution de (III.27), (III.28), (III.29), (III.30), dans (III.8) donne :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re.Pr} \cdot \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{III.31})$$

Les conditions aux limites adimensionnelles de la configuration 2D présenté sur le tableau suivant :

Tableau. III. 1 : Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques. (III.32)

Limite	Conditions hydrodynamiques	Conditions thermiques
Paroi inférieure	$U = 0, V = 0$	$\theta = 1$
Paroi supérieure	$U = 0, V = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$
Paroi droite	$U = 0, V = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
paroi gauche	$U = 0, V = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Entrée	$U = 1, V = 0$	$\theta = \frac{1}{2}$
sortie	$\frac{\partial U}{\partial X} = 0, V = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Cylindre	$U = 0, V = 0$	$\theta = 0$

Le nombre de Nusselt local (Nu) le long de la paroi chaude inférieure s'exprime comme suit :

$$Nu = -\frac{k_{nf}}{k_f} \cdot \frac{\partial\theta/\partial n}{T_h - T_c} \cdot H \quad (\text{III.33})$$

La valeur moyenne de nombre de Nusselt le long de cette paroi est calculée par l'intégrale suivante :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{H} \int_0^H \frac{k_{nf}}{k_f} \left\{ \left| \frac{\partial\theta}{\partial Y} \right|_{Y=0} \right\} dX \quad (\text{III.34})$$

III.4.2 Présentation du code de calcul

Le logiciel ANSYS Fluent est un outil de simulation dans la dynamique des fluides (CFD) reconnu pour la rapidité et la précision de ses résultats dans une très large gamme d'applications CFD et multiphasiques. Il offre des capacités de modélisation physique telles que la turbulence, le transfert de chaleur, la réaction chimique et les écoulements multiphasiques, dans des configurations plus ou moins complexes. Ce logiciel est capable de simuler tous les types de problèmes liés aux écoulements de fluides (tels que : compressibles ou incompressibles, écoulement stationnaire ou instationnaire, etc.). Le logiciel FLUENT utilise la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations fondamentales régissant l'écoulement, telles que l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et d'énergie. Le processus de calcul dans ce programme est les suivantes :

- La division du domaine considéré en volumes de contrôle discrets à l'aide d'une grille (maillage) de calcul.
- La formulation intégrale des équations gouvernantes sur chaque volume de contrôle.
- discrétisation des équations de transport : transformation du système d'équations en système algébrique.
- Linéarisation du système algébrique non linéaire et résolution du système d'équations linéaires résultant par un processus itératif, avec l'utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

ANSYS Fluent est composé de trois éléments clés, comme tout logiciel de type CFD, qui sont :

1) Préprocesseur «GAMBIT»

Il offre la possibilité de construire la structure géométrique du domaine de calcul (en 2D ou 3D, simple ou complexe) et de le diviser en petits volumes de contrôle. L'ensemble de ces volumes sert à créer le maillage dans différentes coordonnées : cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques, selon le choix de l'utilisateur. À ce niveau, on définit également les conditions aux limites appropriées au niveau des cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul.

2) Solveur « FLUENT »

Fluent est un solveur largement utilisé dans l'industrie et souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation des fluides. L'ordinateur procède à la simulation demandée et présente sa solution. Grâce à cela, nous pouvons détecter d'éventuelles erreurs et, si nécessaire, modifier la configuration pour relancer la simulation.

3) Post-processeur « FLUENT »

Il permet d'afficher les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, champs de température, lignes de courant, etc.).

III.4.2.1 Schémas numériques

Les différents schémas numériques utilisés par le code de calcul «ANSYS FLUENT » dans notre étude sont présentés dans le (tableau 2) :

Tableau. III. 2: Les schémas numériques utilisés.

Équation	Schéma
Couplage pression-vitesse	SIMPLE
Gradient	Green-Gauss Cell Based
Pression	Standard
Quantité de mouvement	Second Ordre Upwind (amont d'ordre 2)
Energie	Second Ordre Upwind (amont d'ordre 2)

III.4.2.2 Maillage

Le maillage est la subdivision du domaine d'étude en sous-domaines, appelés volumes de contrôle. Il constitue une étape essentielle dans la simulation numérique ; il est donc important de choisir un maillage qui s'adapte au mieux aux problèmes traités. Le maillage est caractérisé par :

- La dimension des mailles : 2D ou 3D.
- Le nombre de mailles.
- La distance entre les mailles.
- La géométrie des mailles : triangulaire et quadrilatérale (2D), tétraédrique et hexaédrique (3D).

Le logiciel Gambit (Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit) est un outil de pré-traitement principalement destiné à la simulation numérique et à la mécanique des fluides (CFD, pour Computational Fluid Dynamics). Il permet de générer des maillages ("mesh") utilisés dans des simulations, en particulier pour des logiciels tels que Fluent, également utilisé dans le domaine de la CFD. Il regroupe ces trois fonctions : la définition de la géométrie des configurations étudiées, le maillage et sa vérification, ainsi que la définition des frontières (types de conditions aux limites) et des domaines de calcul. Notre configuration est de forme bidimensionnelle simple, structurée en cellules carrées **figure III.2**.

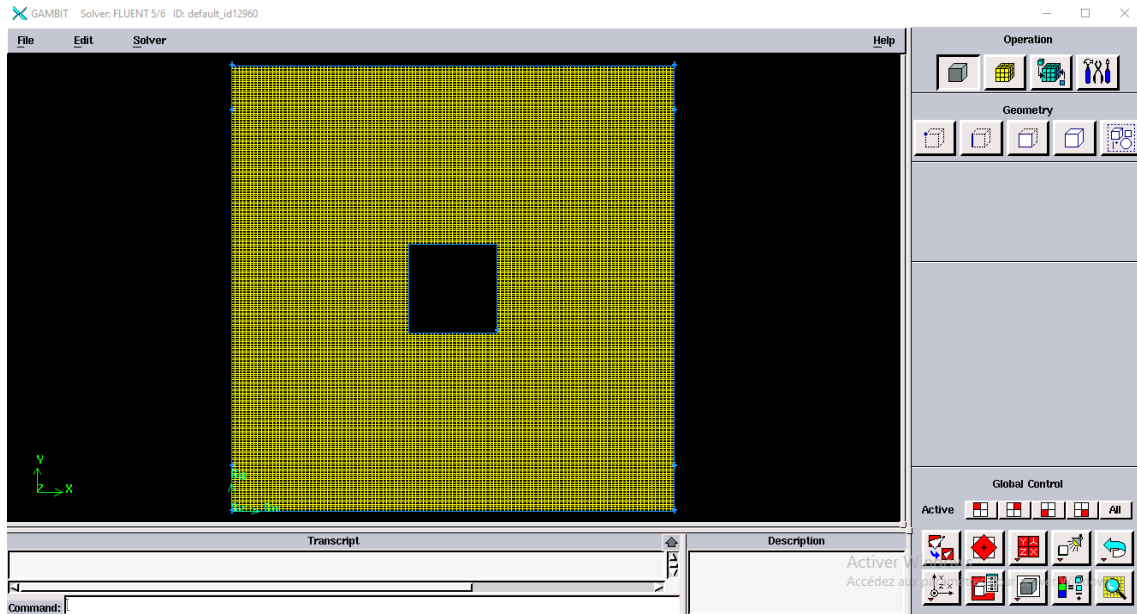


Figure III. 2: Maillage de l'une des cavités étudiées.

III.4.2.3 Résolution numérique

L'obtention d'une solution convergente est un aspect crucial pour la prédiction des écoulements à l'aide des codes CFD. Le logiciel FLUENT propose diverses techniques pour accélérer le processus de convergence. Nous utilisons plusieurs de ces techniques, qui sont détaillées ci-dessous :

a) Critère de convergence

La résolution itérative des équations non linéaires et couplées peut entraîner un déséquilibre ou un résidu entre les deux termes de l'équation discrétisée. Cette technique vise à réduire ce résidu, obtenu à partir d'une première approximation. Le critère de convergence est vérifié lorsque le déséquilibre ou le résidu devient négligeable. Le résidu pour la variable dépendante ϕ dans chaque volume de contrôle est défini de la manière suivante :

$$R_{\phi} = a_p \phi_p - \sum_i a_i \phi_i - S_{\phi} \quad (\text{III.35})$$

Lorsque le calcul converge, la valeur de R_{ϕ} tend vers zéro.

La convergence de la résolution itérative est contrôlée par l'évolution des résidus au cours des itérations. Dans notre cas, la valeur du critère de convergence est définie comme suit :

- Continuité : 10^{-5} .

- Vitesse suivant x : 10^{-5} .
- Vitesse suivant y : 10^{-5} .
- Énergie : 10^{-6} .

b) Facteurs de sous-relaxation :

Cette technique est fortement recommandée pour la résolution itérative des problèmes non linéaires afin d'éviter la divergence. La sous-relaxation est fréquemment associée à la méthode de Gauss-Seidel dans le code Fluent. Cette méthode de Gauss-Seidel est régulée par un coefficient de sous-relaxation, noté α :

$$\varphi^{(k)} = \varphi^{(k-1)} + \alpha \Delta\varphi \quad (\text{III.36})$$

Où :

(k) : L'avancement des itérations successives.

$\Delta\varphi$: La différence entre les résultats des deux itérations (k-1) et (k).

Dans notre étude, afin d'accélérer la convergence, nous avons utilisé des facteurs de relaxation, présentés dans le tableau 3 :

Tableau. III. 3 : Paramètres de relaxation pour notre étude.

Variables	Pression	Masse volumique	Quantité de mouvement	Energie	Force de volume
Facteur de Relaxation	0.3	1	0.7	1	1

III.4.3 Effet de maillage :

Divers maillages uniformes sont utilisés dans cette étude pour mettre en évidence l'indépendance des résultats, ainsi que pour optimiser le choix entre le temps de calcul et la précision. Quatre maillages différents ont été considérés : 100 x 160, 110 x 180, 120 x 200 et 130 x 200 nœuds, pour les nanofluides (Cu-eau) avec $\phi = 0.05$, $Re = 100$ et $Ri = 0.1$. La variation du nombre de Nusselt moyen obtenue à l'aide de ces différentes grilles pour des cas spécifiques est présentée dans le tableau 4.

Tableau. III. 4: Propriétés de l'écoulement pour différents maillages ((Cu - eau), $\phi=5\%$, $Re=100$, $Ri= 0.1$).

Maillage	100 × 160	110 × 180	120 × 200	130 × 220
\overline{Nu}	21.600	21.676	21.717	21.701

Le tableau 4 montre que le nombre de Nusselt moyen reste presque constant à partir du maillage de 120 × 200 nœuds. Par conséquent, la grille 120 × 200 est suffisamment fine pour le calcul numérique.

III.4.4. Validation

Afin de valider notre procédure de simulation numérique utilisant FLUENT, nous avons comparé nos résultats avec ceux obtenus par **Boulahia et al. (2017)** [56]. Pour une cavité carrée avec un cylindre chauffant central circulaire. Dans leur étude, le diamètre du cylindre chauffant circulaire était noté (w) et il était maintenu à une température élevée : $T_c = 310$ °K. L'enclos était rempli d'un nanofluide à base d'eau comprenant des nanoparticules de Cu, et le fluide était supposé avoir un comportement newtonien, être incompressible et dans un état laminaire d'équilibre thermique. Les parois verticales gauche et droite étaient refroidies à des températures constantes $T_f = 290$ °K, tandis que les parois supérieure et inférieure étaient considérées comme adiabatiques.

La **figure III.3** présente une analyse comparative des isothermes et des lignes de courant, montrant les résultats provenant des simulations numériques réalisées dans la présente

étude à l'aide du logiciel de dynamique des fluides numérique FLUENT et les résultats rapportés par **Boulahia et al. (2017) [56]**. La comparaison est effectuée pour un cas spécifique avec un nombre de Rayleigh (Ra) de 10^4 et une fraction volumique de nanoparticules (ϕ) de 5 %. La figure démontre un excellent accord entre les deux ensembles de résultats, indiquant la validation de notre modèle de simulation numérique. La concordance étroite entre les isothermes et les lignes de courant obtenues dans les deux études confirme la précision et la fiabilité de notre approche pour modéliser la convection mixte dans la cavité ventilée avec des nanofluides. Cette validation renforce la confiance dans la précision de nos simulations numériques et renforce la crédibilité des résultats obtenus dans cette recherche.

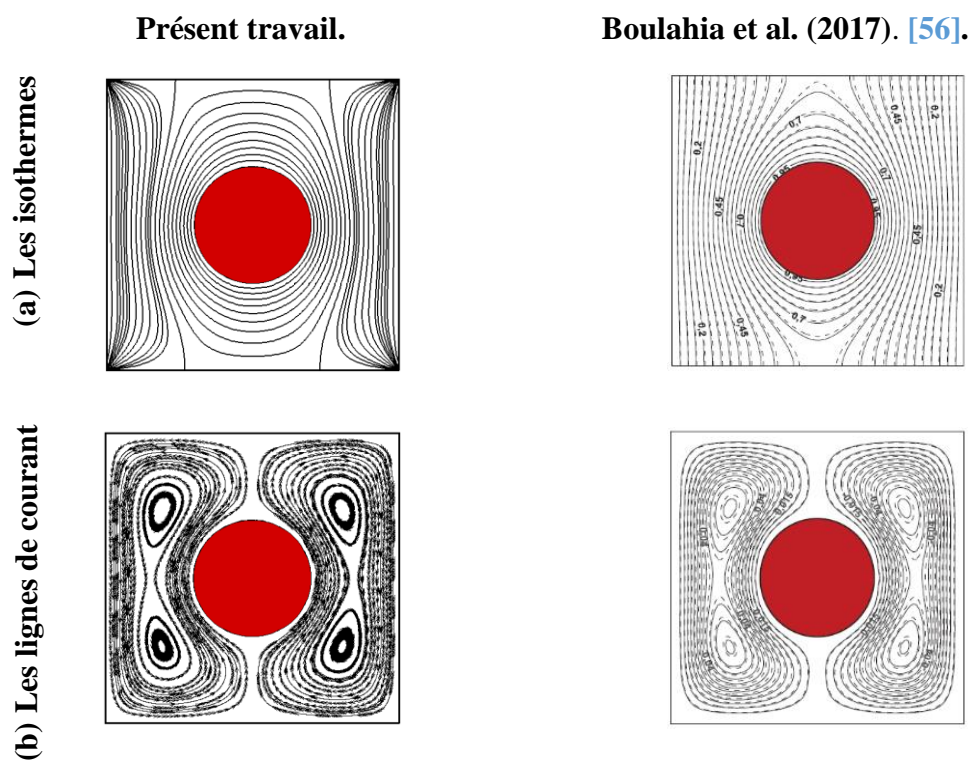


Figure III. 3: Analyse comparative des résultats de Boulahia et al. (2017) [56] et de la vérification numérique ($Ra = 10^4$, $\phi = 5\%$).

La **figure III.4** présente une analyse comparative entre le nombre de Nusselt moyen obtenu à partir de notre simulation numérique et les résultats numériques documentés par **Boulahia et al. (2017) [56]**. Cette étude concerne des cas de convection dans une cavité carrée avec un obstacle central de forme carrée. Les résultats sont très compatibles, car ils convergent bien, et la marge d'erreur est extrêmement faible. Cette validation renforce la confiance dans la

précision de nos simulations numériques et consolide la crédibilité des résultats obtenus dans cette étude.

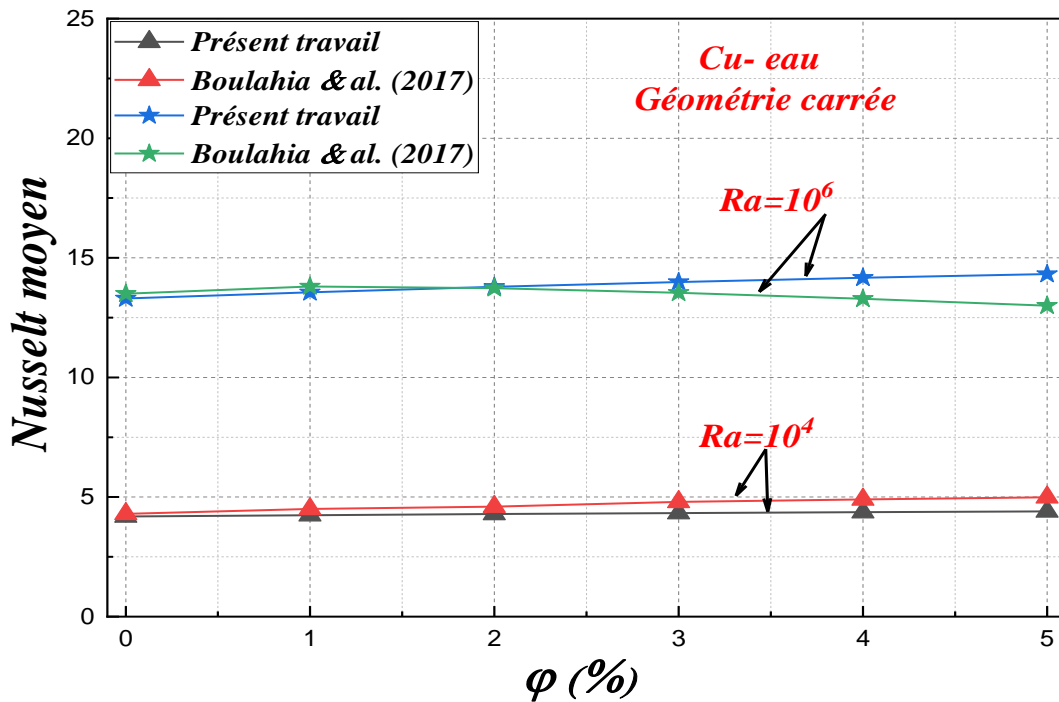


Figure III. 4: Variation du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude. Comparaison de la présente étude numérique avec les données traitées par [56].

De plus, nous avons choisi le problème de la convection mixte dans l'écoulement d'un nanofluide à l'intérieur d'une cavité ventilée contenant un refroidisseur circulaire, traité par **Boulahia et al. (2018)** [71]. Cette comparaison, illustrée sur la **figure III.5**, porte sur la distribution du nombre de Nusselt moyen calculé le long de la paroi chaude pour $Ri = 0.1$, $Gr = 10^4$ et $\phi = 5\%$. La figure montre clairement une excellente concordance entre les nombres de Nusselt moyens obtenus dans notre étude et ceux rapportés dans la littérature. Cette comparaison sert de validation supplémentaire pour notre modèle de simulation numérique, réaffirmant sa précision et sa fiabilité dans la prédiction des caractéristiques du transfert de chaleur dans l'enceinte carrée ventilée avec un refroidisseur circulaire. La concordance entre nos résultats et ceux documentés dans la littérature renforce non seulement la crédibilité de notre étude, mais aussi la validité de notre approche pour analyser le transfert de chaleur par convection mixte avec des nanofluides dans la configuration géométrique spécifiée.

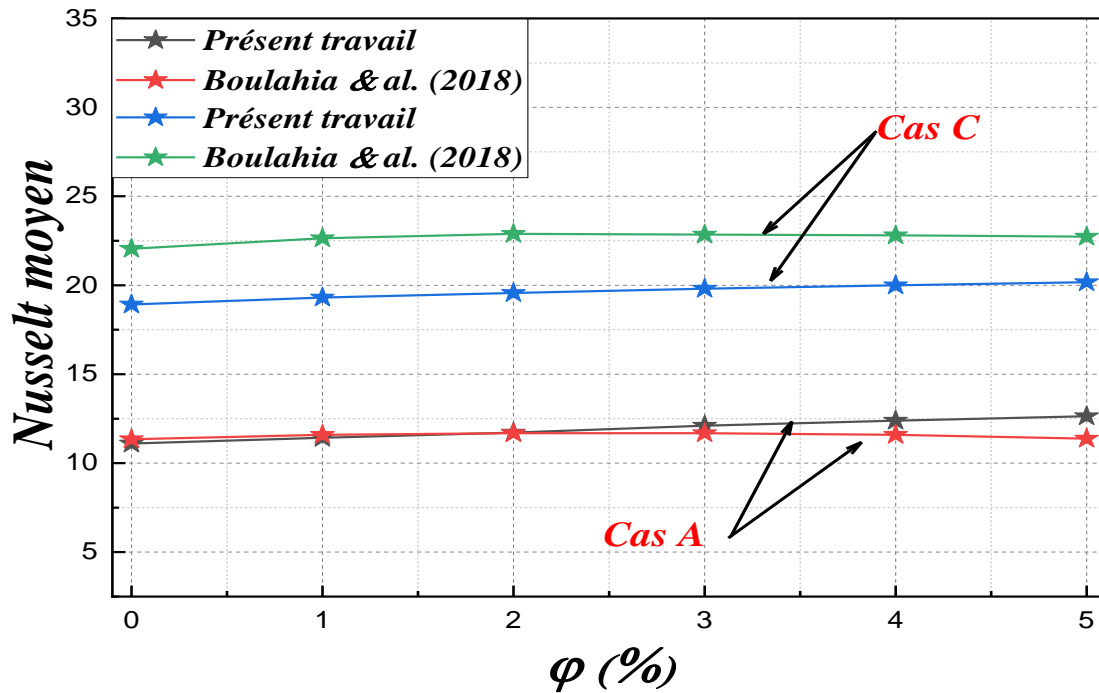


Figure III. 5: Variation du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude. Comparaison de la présente étude numérique avec les données traitées par [71].

III.4.5 Résultats et discussions (l'étude de cas)

Dans cette section, nous présentons les résultats numériques obtenus à partir de l'étude de l'influence des formes géométriques du cylindre central froid sur l'évolution du transfert de chaleur en convection mixte laminaire en régime stationnaire à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée, remplie de nanofluide (Ag à base d'eau), chauffée uniformément à une température constante (T_c) depuis la paroi inférieure, tandis que les autres parois sont toutes isolées thermiquement. Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de contours de vitesse, ainsi que de nombres de Nusselt moyens, et sont illustrés graphiquement pour un nombre de Reynolds de $Re = 100$, un nombre de Richardson de $Ri = 1$ et une fraction volumique des nanoparticules ($\phi = 4\%$).

a) Champ dynamique :

Les lignes de courant pour certains cas étudiés dans ce travail ($\phi = 4\%$, $Re = 100$, $Ri = 1$.) sont présentées dans la Figure III.6. En général, on peut observer que l'écoulement du nanofluide conserve la même structure pour toutes les formes géométriques de l'obstacle central, l'écoulement étant dirigé depuis l'orifice d'entrée vers le haut et le bas de l'obstacle, puis se déplaçant vers l'orifice de sortie. L'écoulement entrant frappe le côté gauche de l'obstacle central et se distribue presque de manière identique selon la forme géométrique de l'obstacle, générant

des zones de recirculation qui tournent dans le sens des aiguilles d'une montre. La formation de ces zones de recirculation se produit à proximité de l'orifice d'admission, et les dimensions des tourbillons s'élargissent lorsque l'obstacle est de forme circulaire (cas b), comparativement à d'autres formes (carré (cas a), triangle (cas c) et ellipse (cas d)). La forme géométrique circulaire favorise grandement la convection mixte en augmentant la transmission de chaleur, comme le montre la plus grande résistance à la circulation du fluide dans les blocs de forme carrée et triangulaire à l'intérieur de la cavité ventilée.

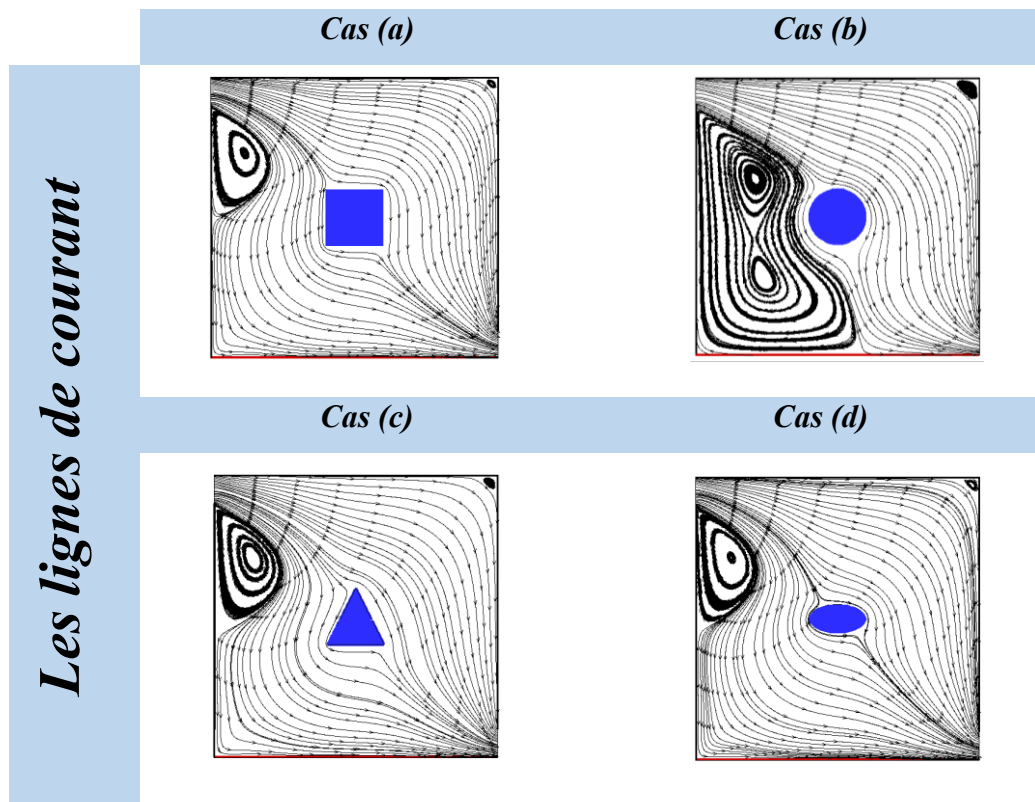


Figure III. 6: Les lignes de courant de l'écoulement pour diverses configurations géométriques de l'obstacle froid (Ag-/eau) avec $\phi = 4\%$, $Re = 100$ et $Ri = 1$.

b) Contours de vitesse :

La **figure (III.7)** illustre les contours de vitesse pour différentes formes géométriques du bloc central (cercle, carré, triangle et ellipse). Ces visualisations ont été réalisées pour un nombre de Reynolds $Re = 100$, un nombre de Richardson $Ri = 1$, et des fractions volumiques de nanoparticules $\phi = 8\%$. On peut facilement observer que la vitesse est maximale aux orifices d'entrée et de sortie, ce qui indique un écoulement plus rapide dans ces zones. La distribution

de la vitesse varie en fonction de la forme géométrique du bloc froid, influençant ainsi l'agitation et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité. Les blocs circulaires et elliptiques présentent une distribution de vitesse plus uniforme, favorisant ainsi une convection mixte plus efficace. En revanche, les blocs carrés et triangulaires induisent des gradients de vitesse plus marqués, ce qui pourrait entraîner des zones d'écoulement lent ou turbulent. Ces observations mettent en évidence l'importance de la forme géométrique des obstacles dans la conception de systèmes de refroidissement utilisant des nanofluides, car elle impacte directement l'efficacité du transfert thermique et la gestion thermique globale.

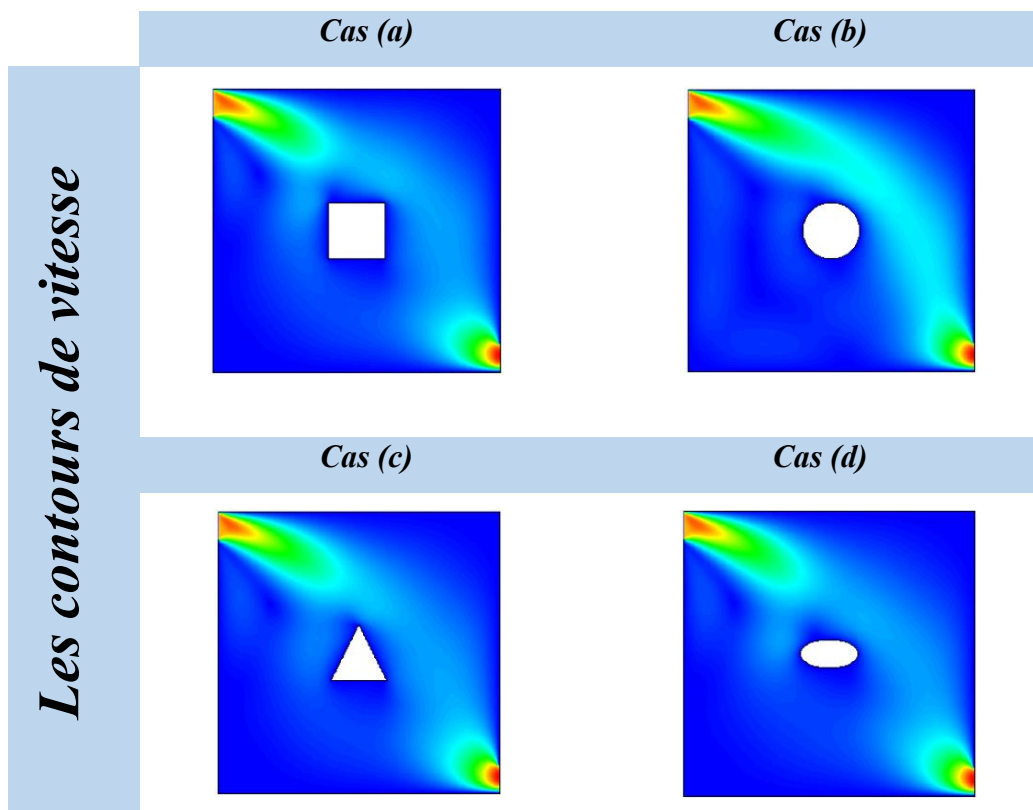


Figure III. 7: Les contours de vitesse pour diverses configurations géométriques de l'obstacle froid (Ag-eau) avec $\phi = 8 \%$, $Re = 100$ et $Ri = 1$.

c) Champ thermique :

La figure (III.8) présente les isothermes pour des situations spécifiques examinées dans cette étude, avec un ϕ de 4 %, un nombre de Reynolds (Re) de 100 et un nombre de Richardson (Ri) de 1. La couleur bleue représente les zones de basse température, tandis que le rouge indique les températures élevées. Cette figure montre que les températures élevées sont localisées dans des espaces étroits près de la paroi chaude, correspondant à l'épaisseur de la couche limite thermique (zone rouge sur la figure). Cela suggère un bon échange de chaleur par convection

mixte. On observe également une extension de la zone froide, avec des isothermes moins serrées sur la paroi chaude dans le cas b (obstacle circulaire), comparé aux autres cas (a, c, d), en raison de l'effet de la forme géométrique de l'obstacle froid sur l'échange thermique. Il convient de noter que l'obstacle froid au centre de la cavité agit comme une source froide, concentrant les zones à haute température près de ses parois. Lorsque le flux est dirigé depuis l'orifice d'entrée vers l'orifice de sortie, il heurte le côté gauche de l'obstacle central, provoquant un déplacement des isothermes vers le bas. En comparant les lignes de courant sur la figure, on constate que l'obstacle induit la formation de tourbillons. Ce phénomène dynamique se traduit par des isothermes ondulatoires à l'intérieur de la cavité. L'amplitude du transfert de chaleur, déduite des isothermes, est influencée à la fois par la géométrie de l'obstacle froid et par la vitesse d'entrée du nanofluide. De plus, la position de ces fluctuations de transfert de chaleur dépend de la position de l'orifice d'entrée (en haut, en bas ou au centre). Enfin, la ventilation du nanofluide à l'intérieur de la cavité entraîne l'extension des isothermes vers l'orifice de sortie. Cette observation est en accord avec les résultats obtenus à partir de l'analyse du nombre de Nusselt.

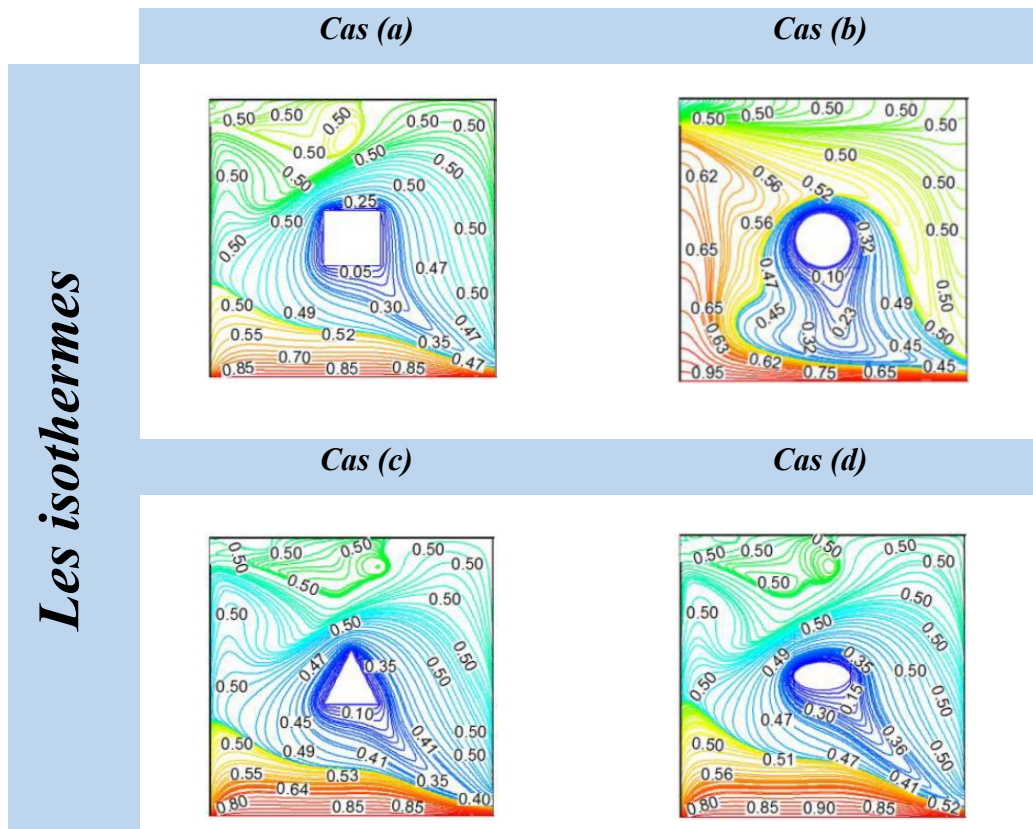


Figure III. 8: Les lignes de courant de l'écoulement pour diverses configurations géométriques de l'obstacle froid (Ag-eau) avec $\phi = 4\%$, $Re = 100$ et $Ri = 1$.

d) Nombre de Nusselt :

La **figure III.9** illustre les variations du nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) le long de la paroi chauffée en fonction de deux paramètres clés : la fraction volumique de nanoparticules (ϕ) et les quatre formes géométriques de l'obstacle interne. Il est évident que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules améliore le taux de transfert thermique, ce qui conduit à une tendance à la hausse du nombre de Nusselt moyen. Cela est attribué à l'amélioration de la conductivité thermique effective du nanofluide grâce à l'ajout de nanoparticules. L'agitation des particules près de l'obstacle favorise le transfert de chaleur entre l'obstacle froid et le nanofluide. De plus, on observe que les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour l'obstacle de forme circulaire sont plus élevées que pour les autres formes. Ce phénomène est dû à la résistance réduite de la circulation du nanofluide dans la cavité ventilée, résultant de l'effet de la forme géométrique de l'obstacle froid central. La valeur la plus basse du nombre de Nusselt est, comme prévu, enregistrée lorsque l'obstacle a une forme géométrique elliptique. Par ailleurs, la forme de l'obstacle a un impact significatif sur la dynamique de l'écoulement et les caractéristiques de transfert de chaleur. Les obstacles circulaires facilitent un écoulement plus uniforme et réduisent les zones de recirculation, ce qui améliore l'efficacité du transfert de chaleur. En revanche, les obstacles elliptiques génèrent des perturbations d'écoulement et des zones de recirculation plus marquées, ce qui inhibe un transfert de chaleur efficace. Ce comportement souligne l'importance de la géométrie de l'obstacle dans la conception de systèmes visant des performances optimales de transfert de chaleur utilisant des nanofluides.

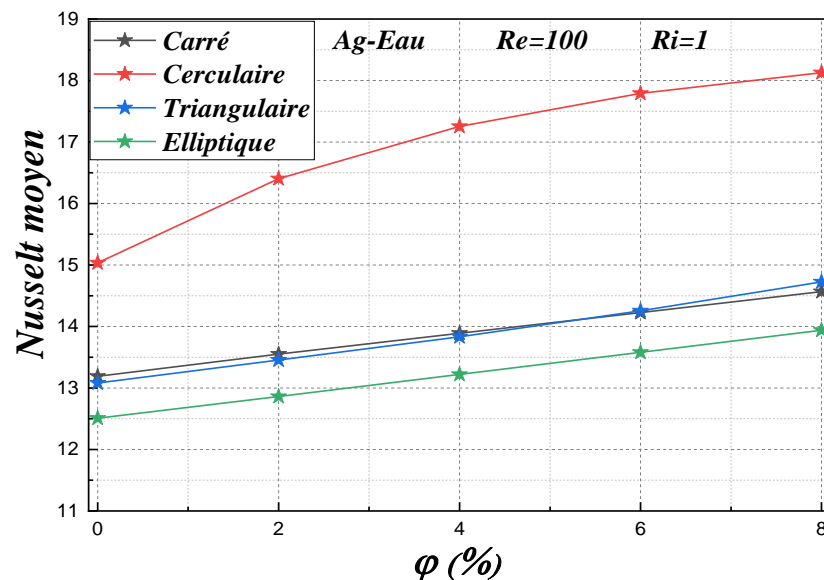


Figure III. 9: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes fractions volumiques (ϕ) et différentes formes géométriques de l'obstacle froid pour (Ag- eau).

III.4.6 Conclusion (l'étude de cas)

L'étude numérique révèle l'influence de la fraction volumique des nanoparticules et de la forme de l'obstacle froid central sur l'écoulement et le transfert de chaleur du nanofluide (Ag-eau) au sein d'une cavité carrée ventilée. Les conclusions les plus importantes sont les suivantes :

- Transfert de chaleur amélioré grâce aux nanoparticules.
- Impact de la forme de l'obstacle froid : Le bloc froid central a agi comme une source froide, concentrant les zones à haute température près de ses parois. L'écoulement autour de l'obstacle a généré des tourbillons, créant ainsi des isothermes ondulatoires dans la cavité. Ce comportement d'écoulement illustre comment la forme de l'obstacle froid influence la distribution et le transfert de chaleur.
- Performances supérieures des obstacles circulaires : Les données de distribution de température ont révélé que les obstacles circulaires offraient de meilleures performances en termes d'échange de chaleur. Les isothermes sur la paroi chaude étaient moins denses pour les obstacles circulaires que pour les autres formes, ce qui indique une meilleure convection mixte et un transfert de chaleur plus efficace.

L'étude souligne l'importance de la forme géométrique et de la concentration en nanoparticules dans l'amélioration du transfert de chaleur par convection mixte. Selon les résultats, il est possible de choisir un refroidisseur de forme circulaire dans une cavité carrée ventilée pour notre prochaine étude.

Tous les résultats présentés dans ce travail ont été publiés dans une revue internationale «WSEAS TRANSACTIONS on HEAT and MASS TRANSFER, 2024».

« Mixed Convection of an Ag/Water Nanofluid in a Ventilated Square Cavity Containing Cold Blocks of Different Shapes ».

III.4.7 Deuxième problème

Dans cette section, Nous avons choisi la géométrie de la première étude qui représente la cavité carrée ventilée, contenant un cylindre central froid de forme géométrique circulaire. La figure (III.2) représente deux Applications de différent but étudié :

Figure (III.10). (a) étudié l'effet de l'écoulement de divers types de nanofluides (Ag, Cu, Al_2O_3 , TiO_2 à base d'eau). En l'absence de l'effet de MHD.

Figure (III.10). (b) étudié l'effet d'un champ magnétique externe et uniforme, sur la convection mixte d'un nanofluide (Cu, Al_2O_3 à base d'eau) qui se développe cette configuration. L'intensité B_0 de ce champ magnétique est orienté longitudinalement dans la direction ($\vec{B} = \vec{B}_x = B_0 \vec{i}$) de telle sorte que la force de Lorentz ($\vec{F} = \sigma_{tnf} (\vec{V} \wedge \vec{B}) \wedge \vec{B}$) apparaisse dans la direction y :

$$\begin{cases} f_{EMx} = 0 \\ f_{EMy} = -\sigma_{nf} v(B_0)^2 \end{cases} \quad (III.37)$$

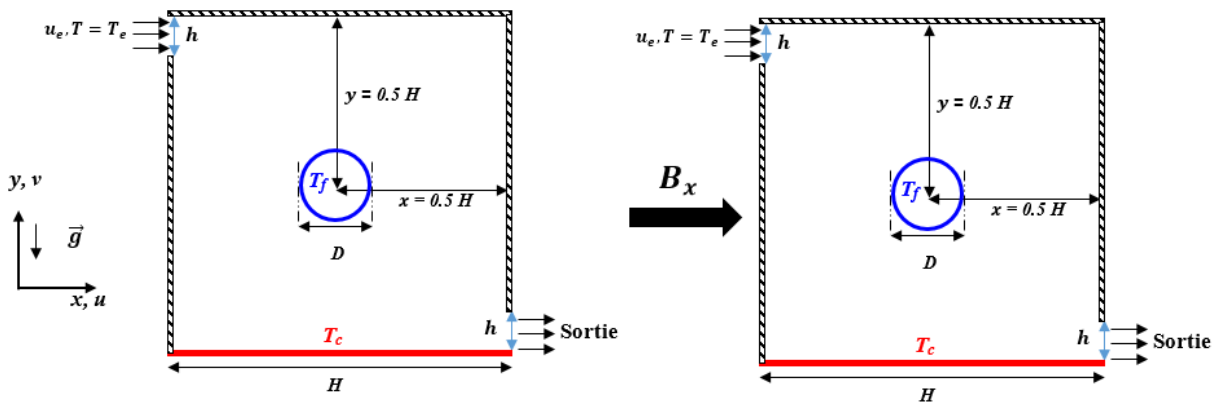


Figure III. 10: Géométrie et dimensions physique du problème avec les conditions aux limites.

Les équations gouvernant l'écoulement de la convection mixte avec l'effet de MHD sont écrites dans les coordonnées cartésiennes (x, y) sous la forme dimensionnelle suivante :

- Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (III.38)$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (x) :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right) + f_{EMx} \quad (\text{III.39})$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (y) :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_c) \right] + f_{EMy} \quad (\text{III.40})$$

- Équation d'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.41})$$

La forme adimensionnelle des équations précédentes est présentée comme suite, avec l'apparition du nombre sans dimensions caractéristiques Hartmann qui définit par :

$$Ha = B_0 H \sqrt{\frac{\sigma_f}{\rho_f \nu_f}} \quad (\text{III.42})$$

- Équation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{III.43})$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (x) :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\mu_f} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{III.44})$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (y) :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\mu_f} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + Ri \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} \theta - \frac{\sigma_{nf}}{\sigma_f} \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \frac{Ha^2}{Re} V \quad (\text{III.45})$$

- Équation d'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \cdot \frac{1}{Re.Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{III.46})$$

III.4.7.1 Schémas numériques

Les différents schémas employés par le code de calcul «ANSYS FLUENT » dans notre simulation sont présentés dans le (tableau 5) :

Tableau. III. 5: Les schémas numériques utilisés.

Équation	Schéma
Couplage pression-vitesse	SIMPLE
Gradient	Green-Gauss Cell Based
Pression	Standard
Quantité de mouvement	Second Ordre Upwind (amont d'ordre 2)
Énergie	Second Ordre Upwind (amont d'ordre 2)
Potentiel électrique	Second Ordre Upwind (amont d'ordre 2)

III.4.7.2 Résolution numérique

Plusieurs techniques pour accélérer le processus de convergence, proposées par le logiciel "FLUENT", sont disponibles. Nous avons utilisé certaines de ces techniques, qui sont détaillées ci-dessous :

a) Modèle MHD

Afin de compléter le système d'équations en présence du champ magnétique, la figure (III. 11) montre la méthode MHD employée par Ansys-Fluent :

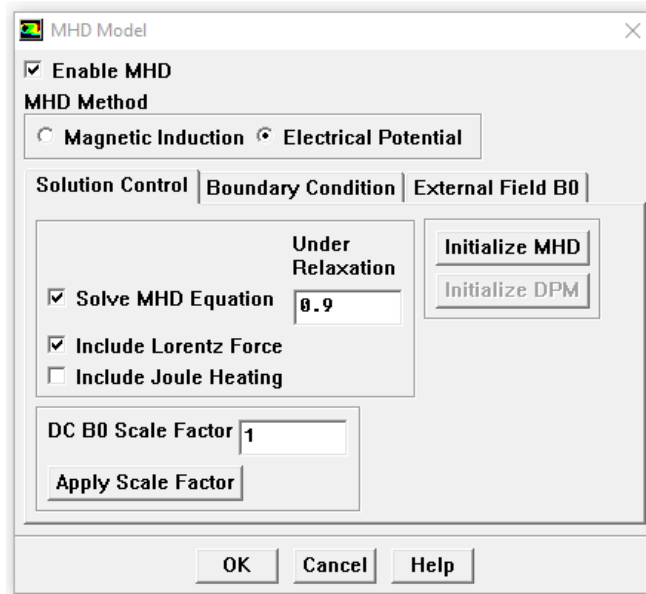


Figure III. 11: La méthode MHD utilisée par Ansys-Fluent.

b) Critère de convergence

La convergence de la résolution itérative est contrôlée par l'évolution des résidus au cours des itérations. Dans notre cas, la valeur du critère de convergence est la suivante :

- Continuité : 10^{-12} .
- Vitesse suivant x : 10^{-12} .
- Vitesse suivant y : 10^{-12} .
- Énergie : 10^{-12} .
- Potentiel électrique : 10^{-5} .

c) Facteurs de sous-relaxation :

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence dans notre étude sont présentés dans le (tableau 6) :

Tableau. III. 6: Paramètres de relaxation pour notre étude.

Variables	Pression	Masse volumique	Quantité de mouvement	Energie	Force de volume	Potentiel électrique
Facteur de Relaxation	0.3	1	0.7	1	1	0.9

III.4.8 Analyse statistique

Dans cette partie, la méthode appliquée à l'analyse statistique est la méthodologie de surface de réponse (RSM) ainsi que l'ANOVA, utilisées pour estimer le taux de transfert de chaleur.

- **méthode des surfaces de réponse (RSM)**

La méthode des surfaces de réponse (RSM) est un procédé mathématique, théorique et statistique qui permet d'analyser la relation entre plusieurs variables indépendantes et une ou plusieurs réponses [88]. Développée en 1951 par Box et Wilson, elle est depuis largement employée dans la conception d'expériences. Cette approche repose sur l'adaptation de modèles mathématiques aux données expérimentales issues d'une expérience planifiée, puis sur la validation du modèle à l'aide de techniques statistiques [89].

La méthode RSM est l'un des outils les plus efficaces pour analyser simultanément plusieurs variables, en utilisant un minimum de ressources, des données quantitatives et un plan expérimental approprié. Les étapes suivantes sont suivies dans le cadre de la méthode RSM [90]:

- Conception et analyse d'expériences visant à obtenir des critères fiables et suffisants pour la réponse recherchée.
- Présentation des modèles mathématiques de surfaces de réponse de premier et second ordre, qui permettent d'obtenir le meilleur ajustement.
- Détermination de l'ensemble optimal de paramètres qui génère la surface de réponse maximale ou minimale.
- Étude des effets directs et interactifs des paramètres de la procédure à l'aide de l'analyse de la variance (ANOVA).

En outre, la méthode statistique RSM permet de réaliser les objectifs suivants :

- Calcul de l'ensemble des coefficients du modèle de régression quadratique.
- Réduction du nombre d'essais.
- Analyse de l'influence de divers facteurs sur les résultats des essais.
- Identification de l'absence de test d'ajustement.
- Déterminer les valeurs optimales des facteurs avec un minimum de tests.

III.5 Configuration 3D

La figure (III.12) montre un schéma d'une cavité ventilée tridimensionnelle du côté L , contenant un cylindre central froid (T_f) de diamètre ($D = 0.2L$), chauffé uniformément à une température constante (T_c) à partir de la paroi inférieure, tandis que les autres parois sont toutes thermiquement isolées. L'enceinte ventilée cubique est soumise à un écoulement externe de tri-hybride nanofluide ($Ag - TiO_2 - Al_2O_3$ et l'eau comme fluide de base), introduit dans la cavité avec une vitesse U_e et une température T_e ($T_e = \frac{T_h + T_c}{2}$), à travers un orifice situé en haut de la paroi gauche de taille ($h = 0.1L$), et un orifice de sortie de la même taille placé en bas de la paroi opposée.

L'écoulement de convection qui se développe dans cette configuration est sous l'influence d'un champ magnétique externe et uniforme, d'intensité B_0 , orienté longitudinalement dans la direction ($\vec{B} = \vec{B}_x = B_0 \vec{i}$), de sorte que la force de Lorentz ($\vec{F} = \sigma_{thnf} (\vec{V} \wedge \vec{B}) \wedge \vec{B}$) apparaît dans les directions y et z :

$$\begin{cases} f_{EMx} = 0 \\ f_{EMy} = -\sigma_{thnf} v(B_0)^2 \\ f_{EMz} = -\sigma_{thnf} w(B_0)^2 \end{cases} \quad (III.47)$$

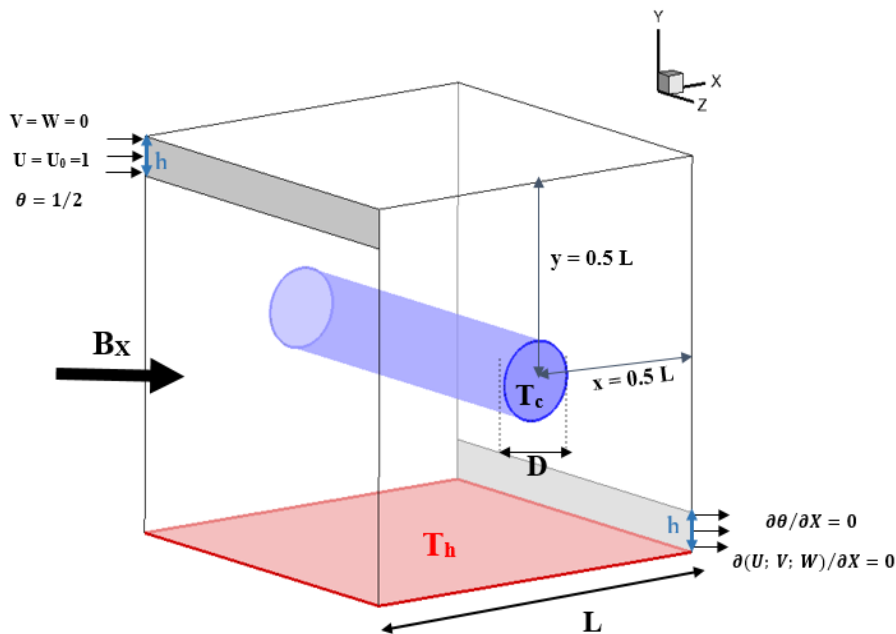


Figure III. 12: Modèle physique avec conditions aux limites.

Les équations tridimensionnelles régissant la continuité, la quantité de mouvement et l'énergie du problème étudié sont formulées en fonction des hypothèses précédemment mentionnées et peuvent être exprimées sous leur forme dimensionnelle comme suit :

- Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.48})$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (x) :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{thnf}} \left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{thnf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right) \quad (\text{III.49})$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (y) :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{thnf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{thnf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + (\rho\beta)_{thnf} g(T - T_c) \right] + f_{EMy} \quad (\text{III.50})$$

- Équation de quantité de mouvement suivant (z) :

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{thnf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{thnf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \right] + f_{EMz} \quad (\text{III.51})$$

- Équation d'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{thnf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{III.52})$$

Les variables et les nombres non dimensionnels utilisés pour obtenir la forme sans dimension des équations (48-52), sont donnés par les expressions suivantes :

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad Z = \frac{z}{H}, \quad U = \frac{u}{U_0}, \quad V = \frac{v}{U_0}, \quad W = \frac{w}{U_0}, \quad P = \frac{p}{\rho V_0^2}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (\text{III.53})$$

Introduisant également les nombres adimensionnels suivants :

$$Re = \frac{UH}{\nu_f}, \quad Gr = \frac{g\beta_f(T_h - T_c)H^3}{\nu_f^2}, \quad Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad Ri = \frac{Gr}{Re^2}, \quad Ha = B_0 H \sqrt{\frac{\sigma_f}{\rho_f \nu_f}} \quad (\text{III.54})$$

En remplaçant les quantités adimensionnelles définies ci-dessus dans les équations du modèle mathématique (III.48), (III.49), (III.50), (III.51) et (III.52), on obtient :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (\text{III.55})$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{thnf}}{\mu_f} \frac{\rho_f}{\rho_{thnf}} \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right] \quad (\text{III.56})$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{thnf}}{\mu_f} \frac{\rho_f}{\rho_{thnf}} \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right] + Ri \frac{(\rho\beta)_{thnf}}{\rho_{thnf}\beta_f} \theta - \frac{\sigma_{thnf}}{\sigma_f} \frac{\rho_f}{\rho_{thnf}} \frac{Ha^2}{Re} V \quad (III.57)$$

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{\mu_{thnf}}{\mu_f} \frac{\rho_f}{\rho_{thnf}} \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right] - \frac{\sigma_{thnf}}{\sigma_f} \frac{\rho_f}{\rho_{thnf}} \frac{Ha^2}{Re} W \quad (III.58)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{\alpha_{thnf}}{\alpha_f} \cdot \frac{1}{Re.Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right) \quad (III.59)$$

La valeur moyenne de nombre de Nusselt le long de la paroi chaude est calculée par l'intégrale suivante :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{H} \int_0^H \int_0^H \frac{k_{thnf}}{k_f} \left\{ \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{Y=0} \right\} dX . dZ \quad (III.60)$$

III.5.1 Maillage

Nous avons choisi dans cette section, un maillage hexaédrique (quadra/hexa) tridimensionnel structuré, où l'écoulement suit pratiquement la forme de la géométrie.

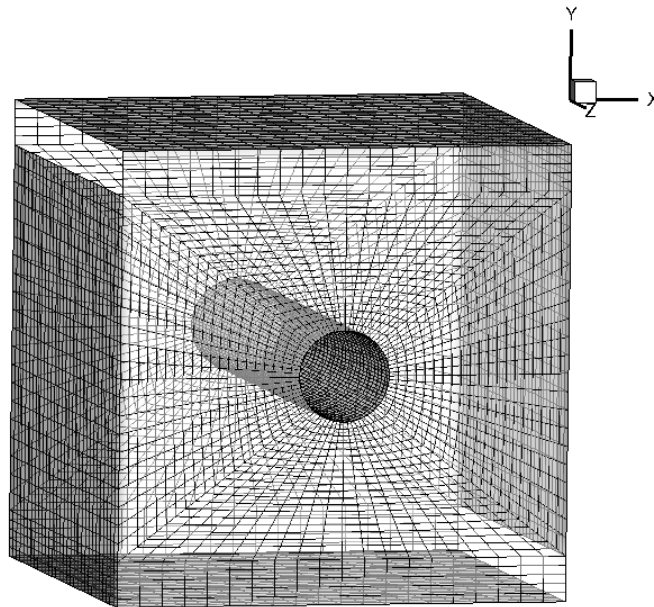


Figure III. 13: Maillage de la cavité cubique étudiée.

III.5.2 Conditions aux limites :

Le tableau ci-dessous présente les conditions aux limites de notre problème tridimensionnel.

Tableau. III. 7: Conditions aux limites pour le cas de cavité cubique (III.61)

Limite	Définition	Conditions hydrodynamiques	Conditions thermiques
Paroi inférieure	Wall	$U = V = W = 0$	$\theta = 1$
Cylindre	Wall	$U = V = W = 0$	$\theta = 0$
Entrée	Inlet	$U = 1, V = W = 0$	$\theta = \frac{1}{2}$
sortie	Oulet	$\frac{\partial U}{\partial X} = 0, V = 0, W = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Les autres parois	Wall	$U = V = W = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} = 0$

III.5.3 Résolution numérique

Le logiciel "FLUENT" offre plusieurs méthodes pour accélérer le processus de convergence. Nous avons utilisé certaines de ces méthodes, qui sont expliquées ci-dessous :

a) Critère de convergence :

La convergence de la résolution itérative est contrôlée par l'évolution des résidus au cours des itérations. Dans notre cas, la valeur du critère de convergence est la suivante :

- b) Continuité : 10^{-4} .
- c) Vitesse suivant x : 10^{-4} .
- d) Vitesse suivant y : 10^{-4} .
- e) Vitesse suivant z : 10^{-4} .
- f) Énergie : 10^{-6} .
- g) Potentiel électrique : 10^{-3} .

h) Facteurs de sous-relaxation

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence dans notre étude sont présentés dans le (tableau 6) :

Tableau. III. 8: Paramètres de relaxation pour notre étude.

Variables	Pression	Masse volumique	Quantité de mouvement	Energie	Force de volume	Potentiel électrique
Facteur de Relaxation	0.3	1	0.7	1	1	0.9

III.5.4 Validation

Pour valider le code de simulation, nous avons réalisé une analyse comparative en confrontant les résultats obtenus avec ceux rapportés par **Al-Rashed et al. (2018) [75]**. Cette comparaison a porté sur la convection mixte avec un nanofluide $Al_2O_3 - eau$ dans une cavité ventilée tridimensionnelle contenant un bloc de chauffage central. Le cas spécifique comparé correspond à ($Ri = 1$, $\phi = 0.05$, $L_h = 0.7$ et $z = 0.5$). La figure III.14 montre une excellente concordance entre les résultats obtenus dans ce travail et ceux rapportés par **Al-Rashed et al. (2018) [75]**.

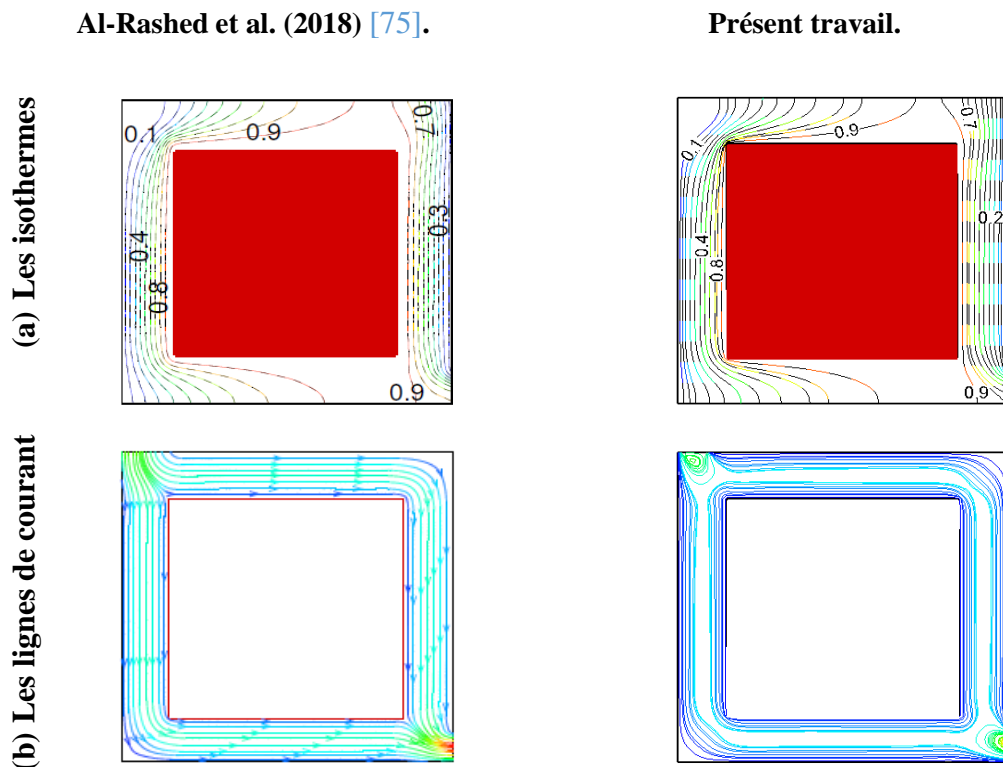


Figure III. 14: (a) Les isothermes $\phi = 0$ (pointillé) et $\phi = 5\%$ (solide) (b) les lignes de courant $\phi = 5\%$ pour $Ri=1$, $L_h=0.7$, et $z=0.5$

En revanche, pour la deuxième comparaison, nous avons choisi le problème de la convection libre dans une cavité cubique chauffée différemment et remplie de nanofluide ($Fe_3O_4 - eau$ sous l'effet des trois directions principales d'un champ magnétique externe uniforme, comme traité par **Battira et al. (2023)** [91].]. Cette comparaison, illustrée dans la figure III.15, porte sur la distribution du nombre de Nusselt moyen calculé le long de la paroi chaude, pour $Ra = 10^6$, $\varphi = 0\%$, et $Ha = 0, 5, 10, 15, 20$. Il est évident que nos résultats numériques sont en bon accord avec ceux rapportés dans la référence [91].

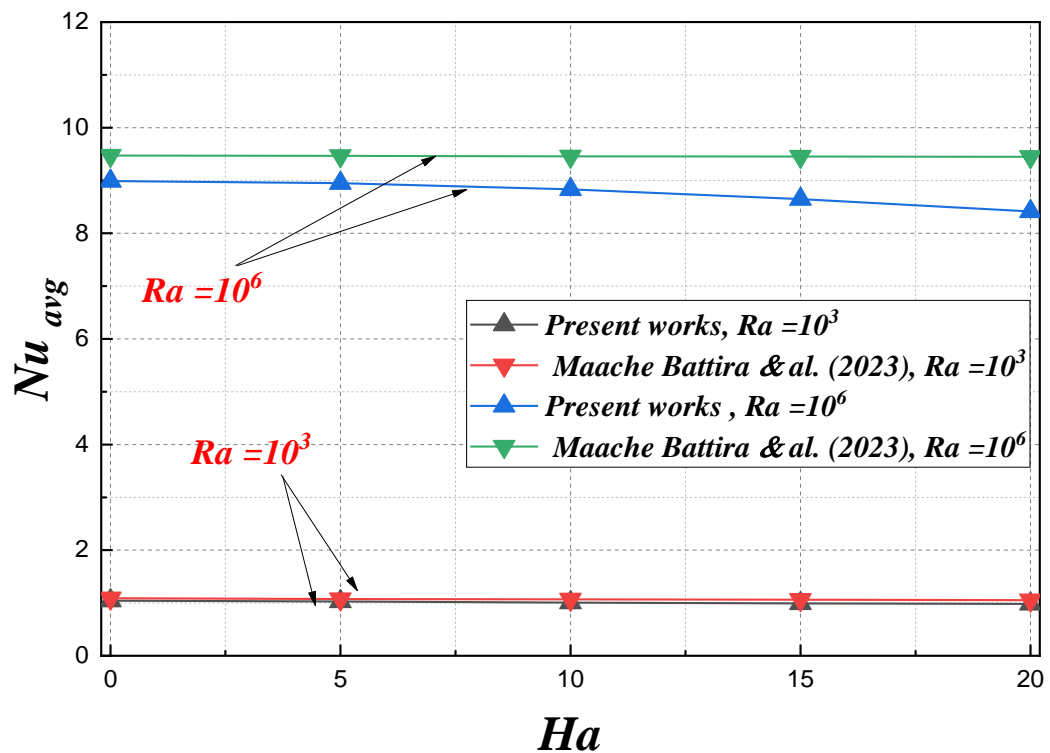


Figure III. 15: Variation du nombres de Nusselt moyen le long de la paroi chaude pour $Ra = 10^6$, $\varphi = 0\%$, (B_x) [91].

CHAPITRE IV :

Résultats et discussion : I Configuration 2D

Sommaire :

IV.1 Introduction

IV.2 Paramètres géométriques et physiques

IV.3 Résultats et discussion

IV.3.1 Application 01 : (Sans MHD)

IV.3.1.1 Effet du nombre de Richardson (Ri) et la fraction volumique (φ)

IV.3.1.2 Effet du type de nanofluides

IV.3.1.3 Modélisation méthodologique de la surface de réponse

- 1) Analyse de la variance (ANOVA) et développement de modèles
- 2) Optimisation de Nuavg à l'aide de fonctions de désirabilité

IV.3.2 Application 02 : (Avec MHD)

IV.3.2.1 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur les lignes de courant et les profils de vitesse

IV.3.2.2 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur les isothermes et les profils de température

IV.3.2.3 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur le nombre de Nusselt

IV.3.2.4 Modélisation méthodologique de la surface de réponse

- 1) Analyse de la variance (ANOVA) et développement de modèles
- 2) Optimisation RSM

IV.3.3 Conclusion

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons et discutons les résultats des simulations numériques de la convection mixte laminaire en régime stationnaire à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée, contenant un cylindre central froid de forme circulaire (voir figure (III.10), chapitre III).

Ces résultats sont divisés en deux parties : la première traite de l'influence de certains paramètres sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur en l'absence d'effets MHD, tandis que la deuxième partie examine l'effet d'un champ magnétique sur la convection mixte d'un nanofluide (Cu, Al_2O_3 à base d'eau) dans cette configuration.

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté l'effet du maillage sur la solution numérique ainsi que la validation de notre code de calcul, en le comparant avec les résultats obtenus par d'autres équipes de recherche. Cette validation montre une excellente concordance entre les résultats de notre étude et ceux rapportés dans la littérature.

Les résultats de nos simulations numériques, incluant les lignes de courant, les isothermes ainsi que les profils de température et de vitesse, sont présentés sous forme graphique. De plus, l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction des différents paramètres de contrôle mentionnés ci-dessous est également analysée.

IV.2 Paramètres géométriques et physiques

En se basant sur la figure précédente (III.10). (a), les effets étudiés pour les paramètres donnés sont les suivants : les nanoparticules, qui incluent les types simples (Ag, Cu, Al_2O_3 , TiO_2), hybrides binaires (Ag-Cu, Ag- TiO_2) et hybrides ternaires (Ag- Al_2O_3 – TiO_2), la fraction volumique du solide ($\varphi = 0, 2, 4, 6, 8\%$), le nombre de Richardson ($Ri = 0.1, 1, 10, 100$) et le nombre de Reynolds ($Re = 100$).

Selon la figure précédente (III.10). (b) : les nanoparticules étudiées sont (Cu, Al_2O_3) et le nombre de Hartman ($Ha = 0, 25, 50, 75, 100$) est également pris en compte.

IV.3 Résultats et discussion

IV.3.1 Application 01 : (Sans MHD)

Dans cette section, les résultats des simulations numériques sont présentés pour l'écoulement de convection mixte en régime laminaire, en l'absence des effets, d'un nanofluide

au sein d'une cavité carrée ventilée contenant un cylindre central froid (T_f), avec une température élevée au niveau de la paroi inférieure. L'influence de trois facteurs clés a été examinée : le nombre de Richardson (Ri) pour les valeurs de 0,1, 1, 10 et 100, la fraction volumique (ϕ) allant de 0 à 8 %, et le type de nanoparticule (simple ou hybride, binaire ou ternaire), tels que : Ag, Cu, Al_2O_3 et TiO_2 .

Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, ainsi que de profils de température, de vitesse et des nombres de Nusselt moyen, fournissant un aperçu du transfert de chaleur et du comportement des fluides. Ces résultats permettent de mieux comprendre l'impact de ces facteurs sur les performances du transfert de chaleur et facilitent la sélection des paramètres pour des systèmes de refroidissement et des applications énergétiques efficaces.

IV.3.1.1 Effet du nombre de Richardson (Ri) et la fraction volumique (ϕ)

Cette étude est fondamentale pour comprendre l'impact du nombre de Richardson (Ri) sur les propriétés de transfert de chaleur dans les cavités ventilées remplies de nanofluides, un aspect clé de cette recherche. Le nombre de Richardson joue un rôle crucial non seulement dans la détermination des caractéristiques du transfert thermique, mais aussi dans l'analyse des schémas d'écoulement et des distributions de vitesse à l'intérieur de la cavité. De nombreuses études dans la littérature montrent qu'une augmentation du nombre de Richardson et de la fraction volumique des nanoparticules est associée à une amélioration des taux de transfert de chaleur [92, 93].

Cependant, il est important de noter qu'à des valeurs élevées du nombre de Richardson, l'augmentation du transfert thermique peut parfois entraîner une diminution des rendements, voire avoir un effet inverse [16]. Ce phénomène résulte de l'interaction complexe entre la dynamique des fluides, les phénomènes thermiques et la concentration en nanoparticules.

En outre, il convient de souligner l'impact significatif du nombre de Richardson sur les profils de vitesse et les schémas d'écoulement. Les variations de ce nombre peuvent modifier le comportement de l'écoulement, notamment en entraînant la formation de tourbillons ou en provoquant des changements dans les lignes de courant. Ces modifications sont essentielles pour comprendre la dynamique des fluides et anticiper les performances du transfert de chaleur.

L'impact de la fraction volumique des nanoparticules sur les propriétés de transfert de chaleur dans la convection mixte des nanofluides est un sujet central de la recherche. Les études

montrent que l'ajout de nanoparticules au fluide de base peut améliorer le transfert de chaleur dans des conditions spécifiques. Cependant, les résultats varient en fonction des indices de la loi de puissance choisis. Par exemple, des recherches portant sur la convection mixte dans une cavité carrée ont montré que l'ajout de nanoparticules augmentait le transfert de chaleur en fonction de divers paramètres. Toutefois, les effets observés différaient selon les indices de loi de puissance considérés. En outre, certaines études indiquent qu'une augmentation du nombre de Richardson peut entraîner une diminution du transfert de chaleur, ce qui suggère une interaction complexe entre ces facteurs. Par ailleurs, des recherches sur le flux de convection mixte dans une puce électronique avec une cavité semi-circulaire entraînée par un couvercle ont montré que la modification de l'angle d'attaque entraîne des variations du nombre de Nusselt, mettant en évidence l'impact significatif de la fraction volumique des nanoparticules sur la distribution de température et les propriétés de transfert de chaleur dans une cavité [94-96].

Les **figures IV.1** et **IV.3** présentent une illustration détaillée des lignes de courant et de la distribution de la température dans la cavité ventilée remplie de nanofluide Ag-eau, en fonction des différents nombres de Richardson (Ri) et des fractions volumiques de nanoparticules (ϕ). Cette analyse fournit des informations essentielles sur le comportement du transfert thermique et la dynamique des fluides, éléments cruciaux pour l'amélioration des systèmes de refroidissement dans les domaines de l'ingénierie énergétique et de la microélectronique.

La **figure IV.1** présente les lignes de courant pour différents nombres de Richardson (Ri). Pour $Ri = 0.1$, il est observé que le fluide entrant se déplace sur le cylindre central avant de quitter la cavité. Le flux entrant frappe le côté gauche du cylindre froid, puis se répartit pour prendre une forme géométrique similaire, produisant une cellule rotative tournant dans le sens horaire. Cela indique que la convection forcée domine. Cette observation est conforme aux résultats de **Boulahia et al. (2017)** [97], qui ont également montré que la convection forcée prédomine à faibles nombres de Richardson. D'autre part, **Redouane et al. (2021)** [98] ont observé qu'à mesure que le nombre de Richardson (Ri) augmente, atteignant 1 et au-delà, une transition notable s'opère, passant de la convection forcée à la convection mixte, puis à la convection naturelle. Ce changement est cohérent avec nos résultats, car des nombres de Richardson plus élevés entraînent une prédominance des forces de flottabilité et des schémas d'écoulement plus complexes. Cela se manifeste par un changement significatif dans la forme et la taille de la cellule située dans le coin supérieur gauche. Par conséquent, la plupart des flux

entrants passent par la région droite. On peut également observer, sur la **figure IV.1**, certaines différences dans les lignes de courant entre le fluide pur et le nanofluide. Ces différences peuvent être expliquées par la viscosité plus élevée du nanofluide par rapport à celle du fluide pur, ce qui entraîne une augmentation de la diffusion de l'élan dans le nanofluide. À partir de $Ri = 100$, lorsque la convection naturelle devient dominante, la taille du vortex augmente considérablement (la majeure partie de la partie gauche de la cavité étant occupée par une zone de recirculation). Ainsi, un écoulement important le long de la paroi supérieure se prolonge le long de la paroi verticale droite jusqu'à la sortie. Cette transition observée dans notre étude est cohérente avec les résultats rapportés par **Shariat et al. (2011) [99]**, qui ont constaté que des valeurs plus élevées de Ri entraînent des comportements d'écoulement de plus en plus complexes.

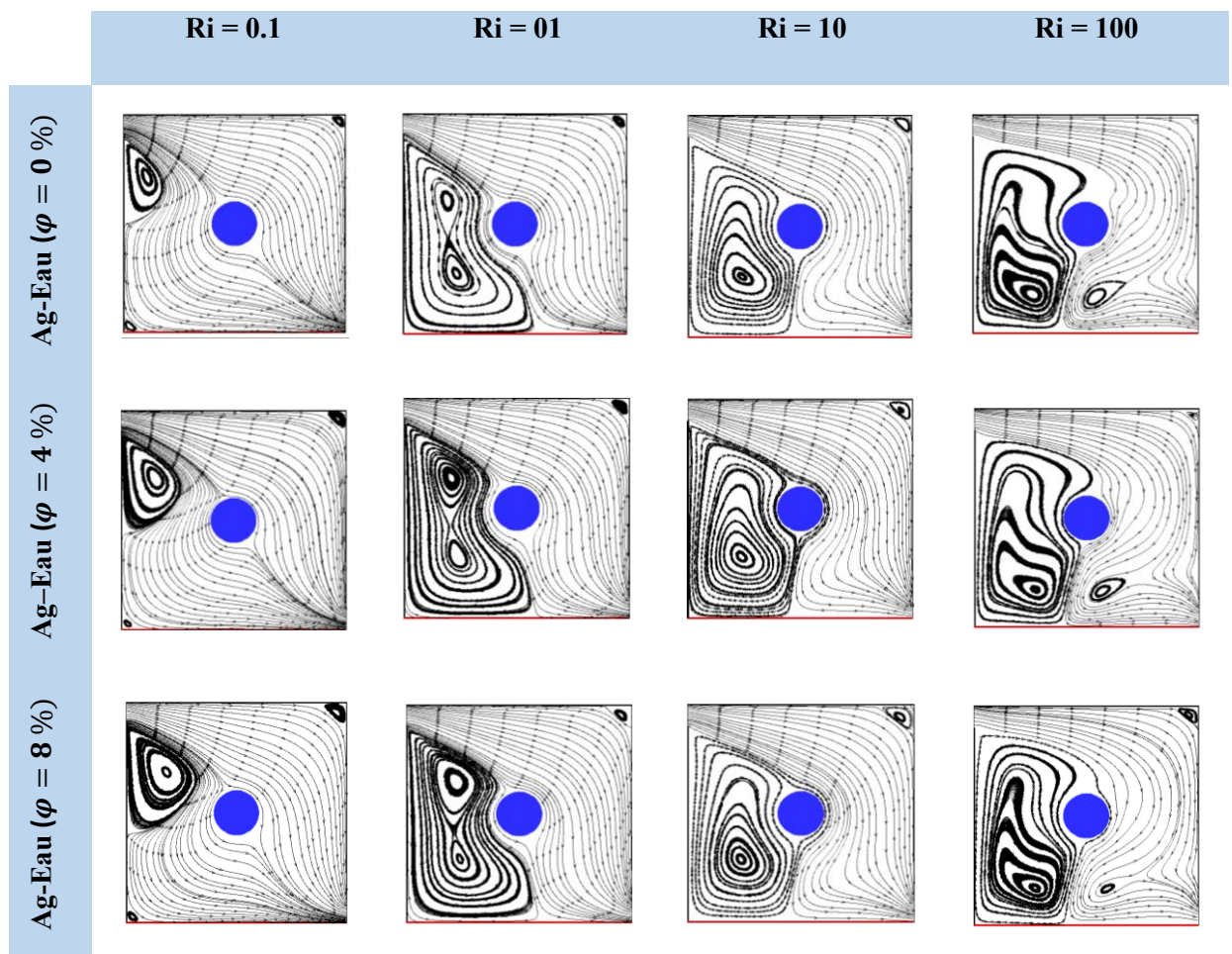


Figure IV. 1: Les contours des lignes de courant dans l'enceinte du (Ag-Eau), pour différents nombres de Richardson (Ri) et différents fraction volumiques (φ %).

La **figure IV.2** montre les profils de vitesse transversaux et longitudinaux à l'intérieur de la cavité. L'observation des vecteurs de vitesse et le suivi des particules sont des outils précieux pour comprendre les schémas d'écoulement et l'impact du nombre de Richardson (Ri) sur la dynamique de l'écoulement. À faibles valeurs de Ri ($Ri = 0.1$), une distribution de vitesse faible apparaît, avec une vitesse maximale près des surfaces chauffées, indiquant la dominance de la convection forcée. Ces observations sont cohérentes avec les résultats d'études précédentes, qui indiquent la dominance de la convection forcée dans des conditions similaires [97]. À mesure que Ri augmente, le profil de vitesse devient plus homogène, avec une tendance presque parabolique apparaissant près de la paroi inférieure chauffée, ce qui signale le début de la convection naturelle [100].

Certaines divergences par rapport à d'autres études apparaissent lors de la comparaison de l'effet de la taille des nanoparticules sur la formation de zones de circulation. Effectivement, certaines études suggèrent qu'une augmentation de la taille des particules peut réduire la formation de ces zones en raison d'une viscosité accrue [101]. Cette différence suggère que d'autres facteurs, tels que le type de fluide de base ou les propriétés des nanoparticules, peuvent jouer un rôle important dans la détermination des schémas thermiques et dynamiques à l'intérieur de la cavité.

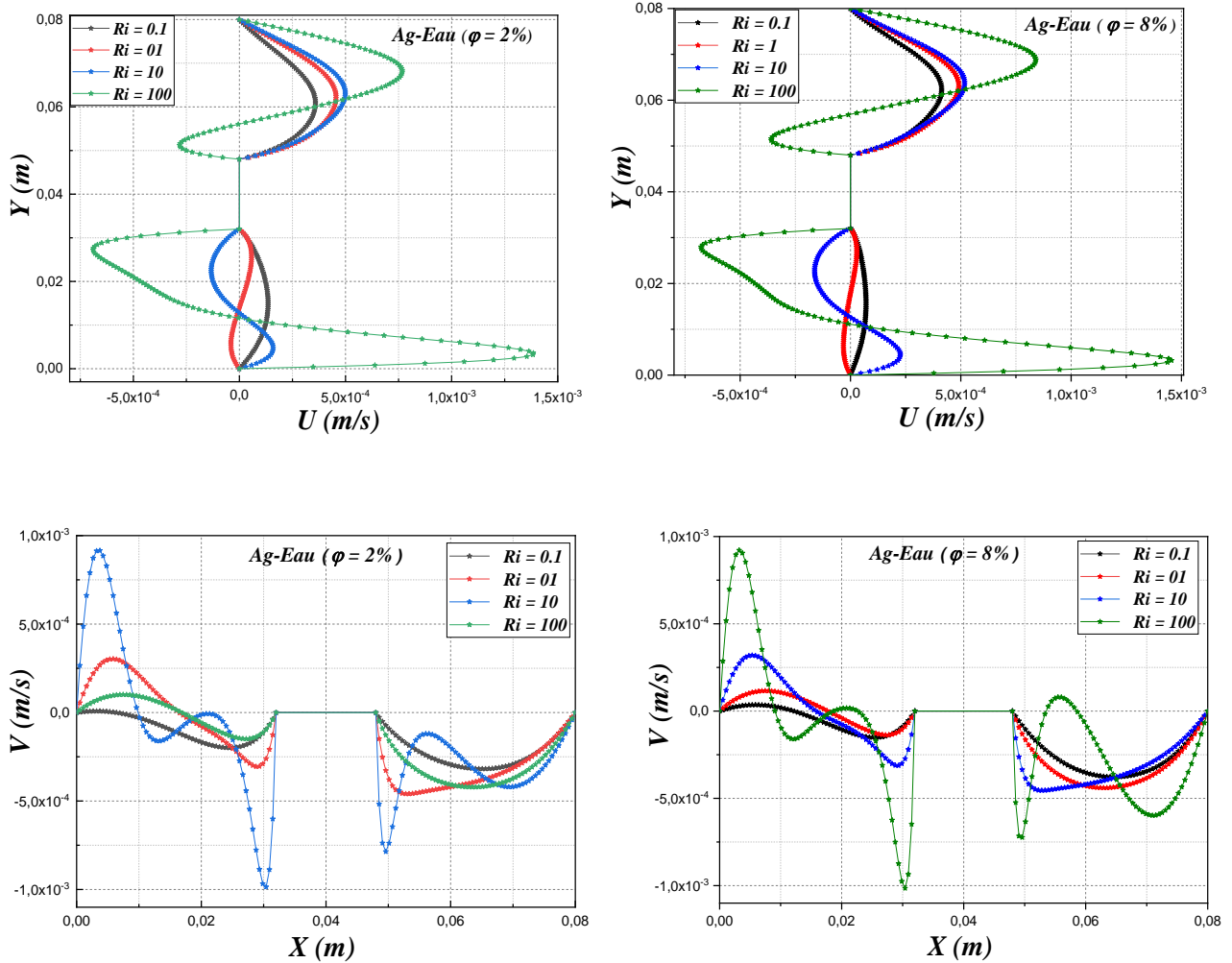


Figure IV. 2: Profils des vitesses transversales et longitudinales pour différents nombres de Richardson (Ag-Eau, $\varphi = 2, 8 \%$).

Les profils isothermes et la distribution de température sont présentés dans la **figure IV.3**. Pour des valeurs de Ri plus faibles, la convection forcée permet un transfert de chaleur efficace, avec des gradients de température bien définis le long de la paroi chaude et des effets de refroidissement près du cylindre froid. Les auteurs de l'étude [102] ont observé un transfert de chaleur similaire, associé à de faibles nombres de Richardson et à la convection forcée. À mesure que le nombre de Richardson (Ri) augmente, les effets de la convection mixte et naturelle deviennent prédominants, ce qui entraîne des écarts isothermes plus importants et une diminution de l'intensité du gradient de température. Cette observation est corroborée par **Pourmahmoud et al. (2015) [103]**, qui ont noté que des valeurs plus élevées du nombre de Richardson conduisent à des schémas isothermes plus diffus et à une réduction de la netteté du gradient. L'influence de la fraction volumique des nanoparticules (φ) sur l'intensité des isothermes est également évidente, l'augmentation de φ entraînant une augmentation de la

conductivité thermique et par conséquent, une meilleure efficacité du transfert de chaleur. Les auteurs de l'étude [104] ont également signalé que des concentrations plus élevées de nanoparticules améliorent les performances du transfert de chaleur en raison d'une conductivité thermique accrue.

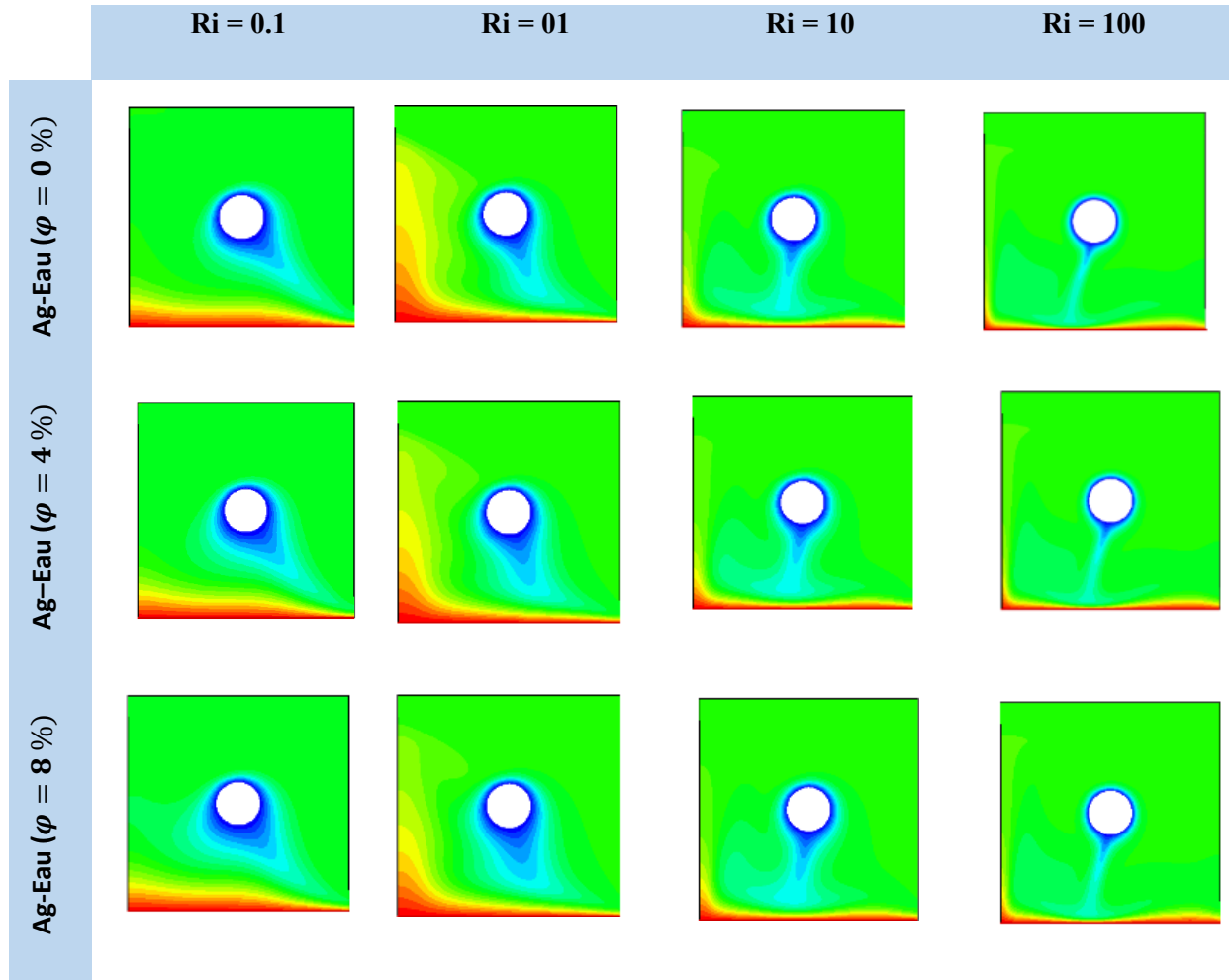


Figure IV. 3: Les isothermes dans l'enceinte du (Ag-Eau), pour différents nombres de Richardson (Ri) et différentes fraction volumiques (ϕ %).

En fonction de l'évolution du nombre de Richardson (Ri), la distribution des profils de température le long de la section médiane de la cavité ventilée remplie de nanofluid Ag-eau est présentée à la **figure IV.4**. À faibles nombres de Richardson ($Ri \leq 1$), les profils thermiques diminuent le long de la direction Y, ce qui indique la dominance de la convection forcée et un échange de chaleur amélioré près de la paroi chaude en raison de la présence de nanoparticules. Ces résultats sont conformes à ceux rapportés dans la littérature concernant l'effet des

nanoparticules sur l'amélioration du transfert de chaleur dans les systèmes où la convection forcée prédomine [98].

À mesure que le nombre de Richardson augmente ($1 \leq Ri \leq 100$), l'effet de la convection naturelle commence à émerger, entraînant une distribution de chaleur plus équilibrée, grâce à l'intensification de la convection naturelle [104]. Certains chercheurs soulignent cependant que la présence de phénomènes de repliement (aliasing) sur les parois ou l'utilisation d'un fluide de base différent peut induire des variations dans la distribution de la chaleur [105]. À $Ri = 100$, la convection naturelle devient prédominante, entraînant une distribution de chaleur plus homogène en raison de la forte circulation induite par la convection naturelle. L'effet du rapport de taille des nanoparticules (ϕ) est particulièrement manifeste ici, car des valeurs plus élevées de ϕ améliorent le transfert de chaleur le long de la direction Y grâce à une conductivité thermique accrue, facilitant ainsi une dissipation thermique plus efficace [99].

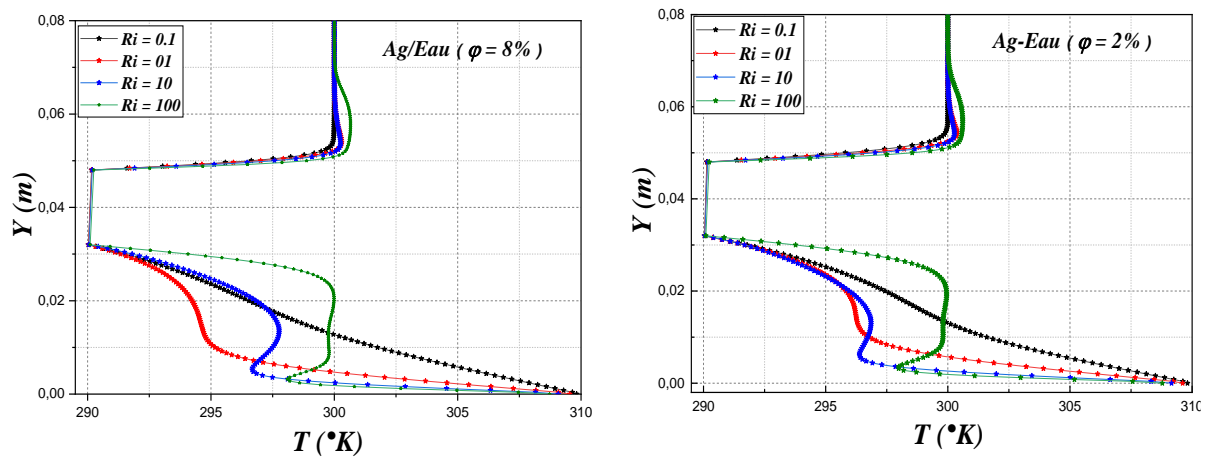


Figure IV. 4: Profils de température le long de la section médiane de l'enceinte pour différents nombres de Richardson (Ag-Eau, $\phi = 2, 8\%$).

L'effet de la concentration de nanoparticules et du nombre de Richardson sur les performances du transfert de chaleur est étudié dans cette section, en se concentrant particulièrement sur le nanofluide Cu-Eau. La **figure IV.5** illustre comment le nombre de Nusselt moyen varie en fonction du nombre de Richardson à travers différentes fractions volumiques solides de nanoparticules. La figure montre que le nombre de Nusselt moyen augmente linéairement avec la fraction volumique des nanoparticules dans le fluide de transfert de chaleur. Cela suggère que des concentrations plus élevées de nanoparticules conduisent à

une amélioration des performances de transfert de chaleur. L'analyse révèle que le nombre de Nusselt moyen atteint son maximum à un nombre de Richardson $Ri = 100$, et son minimum à $Ri = 0.1$. Cela indique que des augmentations simultanées de la concentration de nanoparticules et de Ri entraînent des taux de transfert de chaleur plus élevés. De plus, le nombre de Nusselt moyen présente une corrélation directe avec la fraction volumique des nanoparticules, atteignant un pic à une fraction volumique de 8 %. Cela suggère que 8 % est la concentration optimale de nanoparticules pour maximiser l'amélioration du transfert de chaleur dans le nanofluide Cu-Eau. Ce comportement met en évidence le rôle des nanoparticules dans l'augmentation de la conductivité thermique et des forces de flottabilité, facilitant ainsi la convection naturelle et améliorant l'efficacité du transfert de chaleur.

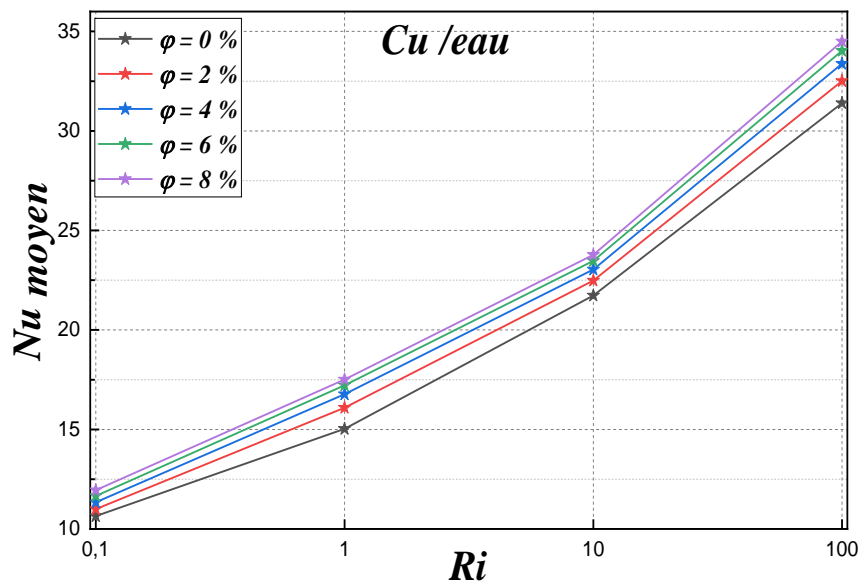


Figure IV. 5: Variation du nombre de Nusselt moyen avec les nombres de Richardson et ϕ (Cu- Eau).

➤ Analyse critique et comparaison

Les résultats observés dans notre étude sont cohérents avec ceux de la littérature existante, mais des divergences notables subsistent. Par exemple, alors que notre étude confirme une transition de la convection forcée à la convection naturelle avec l'augmentation du nombre de Richardson, d'autres études, telles que celles de **Boulahia et al. (2016)** [104], indiquent que l'intensité de cette transition peut varier considérablement en fonction de la géométrie spécifique de la cavité et des conditions aux limites. Leurs résultats suggèrent que cette transition peut être moins marquée sous différentes contraintes géométriques ou conditions aux

limites. De plus, l'impact du rapport de taille des nanoparticules sur l'efficacité du transfert de chaleur observé dans notre étude correspond à leurs conclusions, mais l'intensité de l'amélioration varie, avec des augmentations plus importantes de l'efficacité du transfert de chaleur à des concentrations de nanoparticules plus élevées, par rapport à ceux observés dans notre étude. Cette divergence pourrait être attribuée à des différences dans le type et la concentration des nanoparticules utilisées ou à des variations dans les paramètres de simulation.

En comparant ces résultats avec ceux de la littérature, il est évident qu'il existe un accord substantiel concernant l'effet du nombre de Richardson (Ri) sur le comportement thermique et l'écoulement dans les cavités fermées. Cependant, la différence dans l'effet de la taille des nanoparticules sur la vitesse et la distribution du flux est frappante, ce qui indique que des études supplémentaires sont nécessaires pour déterminer les conditions optimales d'utilisation de ces matériaux dans les applications de refroidissement. On peut conclure que les nanoparticules améliorent généralement l'efficacité du transfert de chaleur, mais qu'une analyse plus approfondie des facteurs influençant les performances sous différentes conditions de fonctionnement est nécessaire.

Dans l'ensemble, bien que les résultats de notre étude soient cohérents avec ceux de la littérature sur la convection et le transfert de chaleur dans les nanofluides, les résultats spécifiques relatifs à l'intensité des transitions convectives et aux effets des nanoparticules mettent en évidence certaines divergences. Ces différences soulignent l'importance de tenir compte des conditions expérimentales et de simulation spécifiques lors de l'interprétation des phénomènes de transfert de chaleur. Les recherches futures pourraient tirer profit de l'exploration d'une gamme plus large de types et de concentrations de nanoparticules, ainsi que de différentes géométries de cavité, afin de fournir une compréhension plus complète de ces effets.

IV.3.1 .2 Effet du type de nanofluides

a) Nanofluides simples

L'influence du type de nanoparticules sur les performances de transfert de chaleur est un domaine clé dans la recherche sur les fluides caloporteurs (nanofluides). Selon l'équation de Maxwell (1873), le type de nanoparticules influence la conductivité thermique du nanofluide, entraînant ainsi une optimisation significative du transfert de chaleur. Par conséquent, le type de nanoparticule constitue un facteur majeur dans l'amélioration du transfert de chaleur. De nombreux résultats issus des études de la littérature confirment cela [52, 83, 106]. Cependant,

les résultats de **Boulaïhia et al.(2019)** [70] montrent que toutes les nanoparticules, y compris celles ayant une conductivité thermique plus élevée (comme le Cu), produisent des taux de transfert de chaleur légèrement plus élevés que celles ayant une conductivité thermique plus faible (comme le TiO_2), ce qui indique que le nombre de Nusselt moyen présente une faible sensibilité au type de nanoparticules.

La comparaison du nombre de Nusselt le long de la paroi chaude est illustrée dans la **figure IV.6** pour divers nanofluides de travail, avec différents nombres de Richardson (Ri) et pour des fractions volumiques ($\varphi = 6$ et 8%) du nanofluide. La figure montre que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson pour divers types de nanoparticules et de fractions volumiques. De plus, il est à noter que le nombre de Nusselt moyen augmente pour les nanoparticules d'Ag et de Cu à des valeurs élevées de fraction volumique. En revanche, les nanoparticules de TiO_2 et d' Al_2O_3 montrent une diminution du nombre de Nusselt avec l'augmentation de la fraction volumique. En ce qui concerne l'influence du type de nanoparticule sur le transfert de chaleur, la figure confirme que le nanofluide à base d'Ag offre le meilleur transfert de chaleur, suivi par les nanoparticules de Cu, TiO_2 et Al_2O_3 . Cela est dû au fait que les nanoparticules d'Ag ont une conductivité thermique plus élevée par rapport aux autres nanoparticules. Ces résultats soulignent l'importance du type de nanoparticules dans l'amélioration du transfert de chaleur, en fonction du nombre de Richardson et de la fraction volumique, et guident la sélection des nanoparticules pour des systèmes de refroidissement efficaces dans diverses applications d'ingénierie.

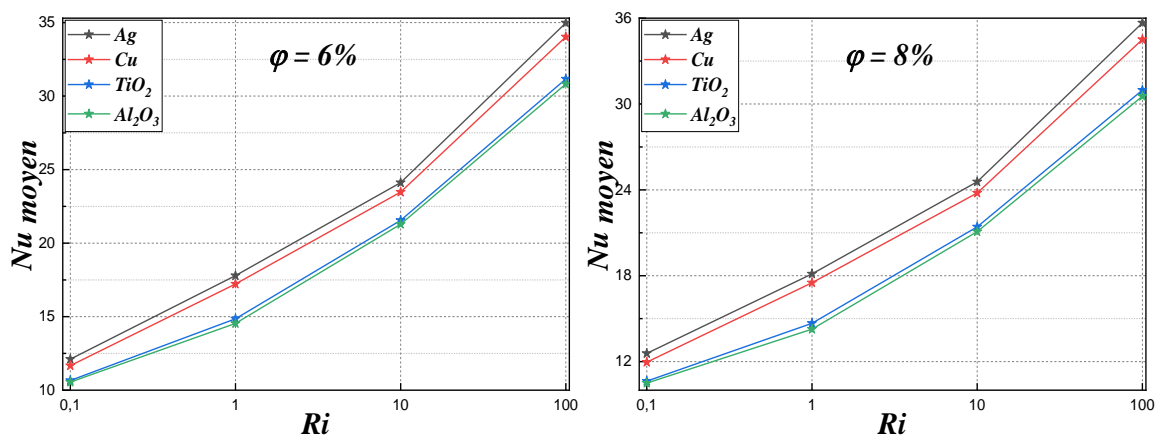


Figure IV. 6: Variation du nombre de Nusselt moyen avec les nombres de Richardson, pour différentes types de nanoparticules et φ (6 et 8%).

b) Nanofluides hybrides (Binaires et Ternaires)

La majorité des études publiées à ce jour dans le domaine des nanofluides ont décrit ces derniers comme des fluides de base contenant des particules de taille nanométrique en suspension, provenant d'un seul type de matériau. Ces travaux ont principalement examiné l'impact de la taille, de la forme, de la concentration et du matériau des nanoparticules dispersées sur les propriétés thermophysiques du nanofluide, ainsi que leur influence sur le coefficient de transfert de chaleur et les caractéristiques de la chute de pression. Cependant, **Ho et al. (2010)** [107] ont développé un nanofluide à « suspension hybride » composé de deux types de nanoparticules : l' Al_2O_3 et un matériau à changement de phase microencapsulé (MEPCM), dispersés dans de l'eau comme fluide de base. Ils ont ensuite utilisé ce fluide synthétisé pour étudier les comportements thermiques et hydrodynamiques d'une convection forcée laminaire pleinement développée dans un tube [108]. Les résultats ont montré une amélioration significative des performances de refroidissement de la suspension hybride par rapport au nanofluide conventionnel et à l'eau pure, bien qu'une augmentation de la chute de pression ait également été observée en raison de l'utilisation de ce fluide.

L'aspect le plus notable de la suspension hybride à base d'eau réside dans la composition de deux types de nanoparticules dispersées dans un fluide de base. Ainsi, lorsque les matériaux des particules sont choisis correctement, ils peuvent améliorer les caractéristiques bénéfiques de l'autre tout en compensant les inconvénients d'un matériau unique. Par exemple, l'alumine, en tant que matériau céramique, présente de nombreuses propriétés avantageuses, telles que l'inertie chimique et une grande stabilité, tandis que l' Al_2O_3 présente une conductivité thermique inférieure par rapport aux nanoparticules métalliques (telles que l'aluminium, le zinc, le cuivre, etc.), qui ont des conductivités thermiques plus élevées. Cependant, l'utilisation de nanoparticules métalliques dans les applications nanofluidiques est limitée en raison de leur instabilité et de leur réactivité. En tenant compte de ces caractéristiques des nanoparticules métalliques et non métalliques, on peut s'attendre à ce que l'ajout de nanoparticules métalliques, telles que le cuivre (Cu), dans une composition nanofluide à base de nanoparticules d' Al_2O_3 puisse améliorer les propriétés thermophysiques du mélange [26].

Bien que divers hybrides aient émergé au cours de la dernière décennie, de nouvelles combinaisons de nanoparticules continuent d'évoluer grâce aux progrès des méthodes de synthèse et aux besoins spécifiques des applications. La composition des nanoparticules hybrides ternaires (THNp) est sélectionnée en fonction des résultats souhaités, selon les exigences de l'application. De plus, les nanofluides hybrides ternaires sont récemment devenus

un sujet central d'étude pour accélérer davantage le taux de transfert de chaleur. **Roy and Pop. (2025) [109]** ont constaté que le nombre de Nusselt moyen pour le nanofluide ternaire est plus élevé que celui du nanofluide conventionnel et du nanofluide hybride, même avec une fraction volumique totale de nanoparticules plus faible dans le nanofluide ternaire.

La **figure IV.7** illustre l'évolution du nombre de Nusselt moyen pour les nanofluides mono (Ag - eau) et hybride (Ag - TiO_2 - eau) en fonction du nombre de Richardson, pour des paramètres fixes du nombre de Reynolds $Re = 100$ et une fraction volumique de 2 et 6 %. Il ressort clairement de cette figure que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson (Ri) pour les deux types de nanofluides (mono et hybride). En outre, les valeurs moyennes du nombre de Nusselt pour le nanofluide Ag - eau sont plus élevées que celles du nanofluide hybride Ag - TiO_2 - eau. Cela s'explique par les différences de conductivité thermique entre les deux types de nanoparticules (Ag et TiO_2). En effet, le nanofluide d'Ag présente une conductivité thermique plus élevée que celui à base de TiO_2 , ce qui entraîne une plus grande efficacité en termes de transfert de chaleur et, par conséquent, une valeur plus élevée du nombre de Nusselt. En revanche, dans le cas du nanofluide hybride Ag - TiO_2 - eau, la conductivité thermique est réduite en raison des faibles propriétés thermiques du TiO_2 , ce qui entraîne un nombre de Nusselt moyen plus faible à certaines valeurs de Ri et un transfert de chaleur par convection moins efficace par rapport au nanofluide Ag seul.

Par ailleurs, il apparaît sur cette figure que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules dans les nanofluides simples et hybrides a respectivement pour effet d'augmenter et de diminuer le nombre de Nusselt moyen. Pour justifier ce phénomène, il convient de noter que l'augmentation de la viscosité du nanofluide hybride, due à la présence simultanée des nanoparticules d'Ag et de TiO_2 . Par conséquent, cette augmentation significative de la viscosité entraîne une réduction de la mobilité du nanofluide hybride, ce qui peut expliquer la baisse du nombre de Nusselt moyen observée.

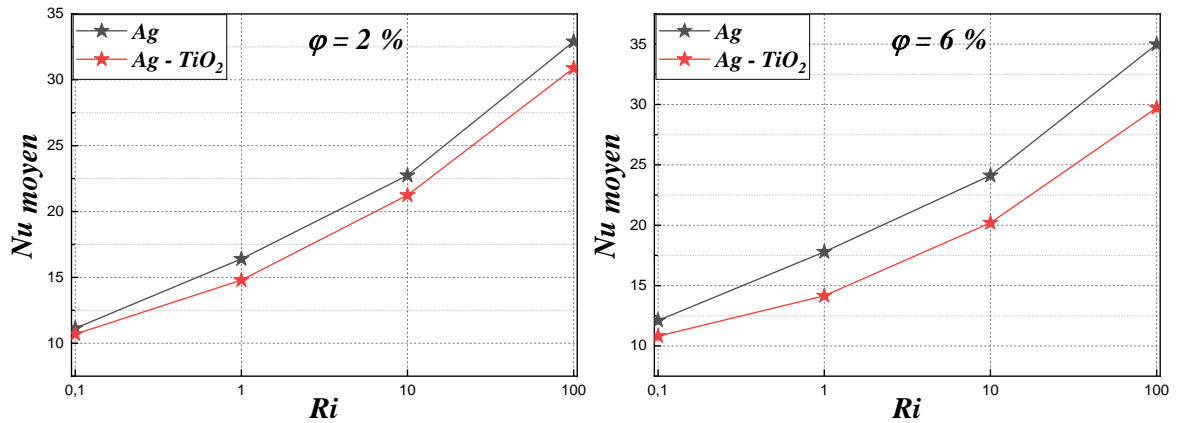


Figure IV. 7: Variation du nombre de Nusselt moyen avec les nombres de Richardson, de (Ag - eau) et (Ag - TiO₂ - eau) pour ϕ (2 et 6%).

Les effets de la fraction volumique ($\phi = 0, 2, 4, 6$ et 8%) et de divers types de nanoparticules, y compris le nanofluide (Ag-eau et TiO₂-eau), le nanofluide hybride (Ag- Cu-eau et Ag- TiO₂-eau), ainsi que le nanofluide hybride ternaire (Ag- TiO₂- Al₂O₃- eau), pour $Ri = 0.1$, sur le nombre de Nusselt moyen sont présentés dans la **figure IV.8**. La figure montre que le nombre de Nusselt moyen augmente progressivement avec l'ajout de plus de types de nanoparticules, passant d'un seul type de nanoparticule (nanofluide) à un mélange de deux types (nanofluide hybride), puis à une combinaison de trois types (nanofluide hybride ternaire). Cette tendance démontre clairement l'amélioration significative des taux de transfert de chaleur avec l'inclusion de nanoparticules, comme en témoigne l'augmentation correspondante du nombre de Nusselt. Toutefois, dans le cas du nanofluide Ag-eau, le nombre de Nusselt est supérieur à celui des autres types de nanofluides, ce qui peut être attribué à la conductivité thermique plus faible du TiO₂ et de l'Al₂O₃. De plus, on observe une amélioration du taux de transfert de chaleur pour tous les types de nanofluides avec l'augmentation de la fraction volumique pour $Ri = 0.1$.

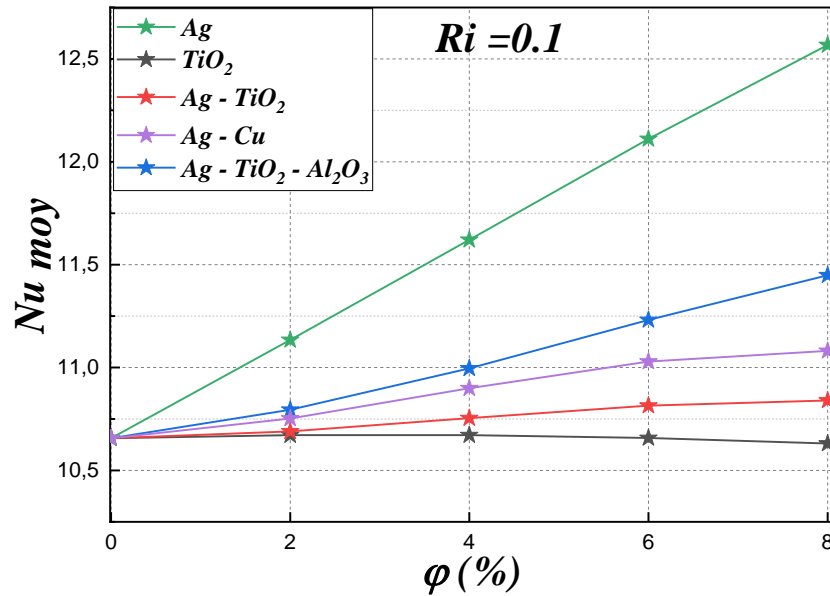


Figure IV. 8: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents types de nanofluides (nanofluides simples, nanofluides hybrides et nanofluides ternaires) lorsque $Ri=0.1$.

➤ Analyse critique et comparaison

En comparant ces résultats avec des études précédentes, il apparaît évident qu'il existe un consensus sur l'impact positif de l'ajout de nanoparticules sur les performances de transfert de chaleur, en particulier dans les régimes de convection forcée. Par exemple, une étude [94] est en accord avec nos résultats, montrant que des concentrations plus élevées de nanoparticules métalliques telles que l'Ag et le Cu améliorent considérablement le nombre de Nusselt, notamment à des nombres de Richardson faibles. Cependant, lors de la transition vers la convection naturelle, l'efficacité de ces nanoparticules diminue, ce qui est également observé dans nos résultats pour des nombres de Richardson plus élevés.

En revanche, certaines divergences apparaissent lors de l'examen du comportement des nanoparticules de TiO_2 . Alors que nos résultats montrent une augmentation continue du nombre de Nusselt même à des nombres de Richardson plus élevés, d'autres études, comme celles publiées dans **Heat Transfer Research** [110], suggèrent que les performances du TiO_2 peuvent stagner ou même diminuer dans certaines conditions. Cette différence souligne l'importance de prendre en compte l'application spécifique et les conditions environnementales lors de la sélection des nanoparticules pour l'amélioration du transfert de chaleur.

De plus, le rôle critique de la concentration de nanoparticules est largement soutenu dans la littérature. La relation linéaire entre la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de

Nusselt, telle que démontrée dans notre étude, est en accord avec les résultats de [111]. Toutefois, le pic observé à une fraction volumique de 8 % justifie une étude plus approfondie, car d'autres recherches suggèrent que des concentrations plus élevées peuvent entraîner une agglomération, ce qui pourrait réduire l'efficacité globale du transfert de chaleur.

En outre, nos résultats sur l'effet des types de nanoparticules (simples et hybrides) sur le nombre de Nusselt moyen confirment que le nanofluide ternaire présente un nombre de Nusselt plus élevé que ceux du nanofluide simple et du nanofluide hybride, ce qui est cohérent avec les résultats de la littérature [44, 109]. Néanmoins, lorsqu'on mélange différentes nanoparticules pour préparer un nanofluide hybride, les valeurs de conductivité thermique de ce type de nanofluide diminuent en raison des faibles propriétés thermiques de certaines nanoparticules présentes dans le mélange. En conséquence, cet effet indésirable conduit à une situation où, à certaines valeurs de fraction volumique, les nanoparticules ayant de meilleures propriétés thermiques peuvent présenter un taux de transfert de chaleur par convection plus élevé que celui du nanofluide hybride. Comme le montre notre étude, ces résultats sont en accord avec ceux présentés dans [58].

Bien que nos résultats soient largement cohérents avec la littérature existante, les différences observées dans le comportement des nanoparticules sous diverses conditions soulignent la nécessité de recherches plus ciblées. La compréhension des mécanismes précis à l'origine de ces variations sera essentielle pour optimiser les applications des nanofluides dans les systèmes de refroidissement et d'autres contextes d'ingénierie.

IV.3.1.3 Modélisation méthodologique de la surface de réponse

✓ Analyse de la variance (ANOVA) et développement de modèles

Dans les phases initiales de la conception des expériences, l'utilisation de la méthodologie des surfaces de réponse (RSM) permet de construire des modèles prédictifs des réponses et de procéder à l'optimisation. Ces modèles peuvent être représentés sous forme de polynômes linéaires ou d'ordre supérieur, comme le montrent les expressions généralisées données dans les équations (IV.1) et (IV.2) [112]:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_n x_n + \epsilon \quad (\text{IV.1})$$

$$Y = \beta_0 + \sum_i^k \beta_i X_i + \sum_i^k \beta_{ii} X_i^2 + \sum_{ij}^k \beta_{ij} \cdot X_i \cdot X_j + \epsilon \quad (\text{IV.2})$$

Où Y désigne la réponse souhaitée, β_0 est le coefficient de régression pour le terme constant, tandis que β_i , β_{ii} et β_{ij} sont les coefficients des termes linéaire, quadratique et d'interaction des termes x_i et x_j , respectivement. Le nombre de facteurs est noté k, tandis que l'erreur aléatoire est notée ϵ .

Dans cette situation particulière, le choix a été fait de privilégier le modèle quadratique comme étant plus adapté.

✓ Nombre de Nusselt moyen

Pour prédire la réponse, qui est le nombre de Nusselt moyen, ce modèle est formulé en termes codés dans l'équation (IV.3) :

$$\overline{Nu} = +45.64 - 0.7735A + 9.83B + 0.9224C - 0.1934AB - 0.6257AC + 0.2279B1.12714A^2 - 21.84B^2 - 0.2653C^2 \quad (IV.3)$$

Les expressions des facteurs codés peuvent être utilisées pour prédire les réponses à différentes valeurs de chaque variable. En général, une valeur de +1 représente un niveau élevé d'un facteur, tandis qu'une valeur de -1 représente un niveau bas par défaut. L'équation codée permet d'évaluer l'importance relative des variables en comparant les coefficients des facteurs, désignés par A (nanoparticules), B (nombre de Richardson Ri) et C (fraction volumique ϕ (%)). Les éléments Cu, Ag et TiO_2 sont respectivement représentés par le nombre 1, 2 et 3.

La technique statistique d'analyse de la variance (ANOVA) repose sur les principes de la probabilité et des mathématiques pour analyser et interpréter les données expérimentales. Son objectif principal est de valider l'intégrité des modèles et d'évaluer l'impact des paramètres d'entrée sur la variabilité des réponses. L'ANOVA, réalisée avec un intervalle de confiance de 95 % (niveau de signification = 0.05), permet de déterminer la signification d'un modèle, d'une variable indépendante ou d'une interaction, en se basant sur la probabilité (valeur p).

- Un paramètre est considéré comme significatif si sa valeur p est inférieure ou égale à 0.05.
- À l'inverse, si la valeur p dépasse 0.05, le paramètre est considéré comme non significatif.
- La somme des carrés (SS_f) est utilisée pour calculer le carré de l'écart par rapport à la moyenne globale, comme exprimé dans l'équation (IV.4) :

$$SS_f = \frac{N}{N_{n_f}} \sum_{i=1}^{N_{n_f}} (\bar{y}_i - \bar{y})^2 \quad (IV.4)$$

Où :

\bar{y} : représente la réponse moyenne,

\bar{y}_i : représente la moyenne des réponses mesurées pour chaque niveau i du facteur F ,

N : représente le nombre total d'essais,

N_{nf} : représente le nombre de niveaux de chaque facteur f .

La moyenne quadratique (MS_i) est calculée en divisant la somme des carrés par le nombre de degrés de liberté, comme exprimé dans l'équation (IV.5).

$$MS_i = \frac{SS_i}{df_i} \quad (IV.5)$$

La valeur F est utilisée pour évaluer l'exhaustivité du modèle mathématique, avec le critère selon lequel les valeurs F calculées doivent dépasser la valeur F tabulée (de la table F), comme exprimé dans l'équation (IV.6).

$$F_i = \frac{MS_i}{MS_e} \quad (IV.6)$$

MS_e représente la somme des carrés moyens des erreurs.

La colonne intitulée (Suite %) dans un tableau ANOVA illustre la contribution des facteurs, exprimée en pourcentage, à la variance totale. Elle indique l'effet en pourcentage sur la réponse, tel que défini dans l'équation (IV.7).

$$Cont. \% = \frac{SS_f}{SS_T} \times 100 \quad (IV.7)$$

Le coefficient de détermination (R^2), qui est le rapport entre la variation expliquée et la variation totale, sert de mesure pour évaluer la qualité de l'ajustement, comme défini dans l'équation (IV.8).

$$R^2 = \frac{\sum(y_i - \bar{y})^2}{\sum(\bar{y}_i - \bar{y})^2} \quad (IV.8)$$

Ainsi, l'importance du modèle ressort clairement du tableau 1, étant donné que les probabilités associées à chaque élément sont toutes inférieures à 0.05.

Les contributions du modèle mathématique, ainsi que les valeurs du nombre R_i , qui s'élèvent respectivement à 10.7460607 % et 93.8467845 %, s'avèrent plus significatives en

comparaison des caractéristiques des nanoparticules (Ag, Cu, TiO_2) et φ (%) de 0.46899125 % et 0.50042498 %, respectivement.

D'après les résultats de l'ANOVA présentés dans le tableau 1, il est clair que le modèle généré fournit une relation satisfaisante entre les variables indépendantes et la réponse. La valeur F du modèle est de 163.57, ce qui implique une signification. Il n'y a que 0.01 % de chance qu'une valeur F aussi élevée se produise en raison du bruit. Les valeurs P inférieures à 0,05 indiquent que les termes du modèle sont significatifs. Dans ce cas, A, B, C, A^2 , B^2 sont des termes de modèle significatifs. Les valeurs dépassant 0.1 indiquent que les termes du modèle ne sont pas significatifs.

Le coefficient de détermination (R^2) et le coefficient ajusté (R^2 adj) ont été calculés pour évaluer l'adéquation des modèles. Les deux valeurs sont proches de 1, ce qui indique d'excellentes corrélations entre les modèles prédits et expérimentaux. De plus, la précision adéquate, qui mesure le rapport signal/bruit, dépasse 4, ce qui suggère une intensité de signal adéquate (35.073). Ce modèle démontre un potentiel pour naviguer dans l'espace de conception.

Le graphique de perturbation du nombre de Nusselt moyen obtenu par \overline{Nu} montre la variation des facteurs : nanoparticules (Cu, Ag et TiO_2), nombre de Richardson Ri et fraction volumique φ (%) aux niveaux d'encodage (-1 et +1) par rapport à la référence ponctuelle (niveau « 0 »).

Tableau. IV. 1: Analyse de la variance (ANOVA) du nombre moyen de Nusselt \overline{Nu} .

Nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}							
Source	SS_f	Df	MS_i	Valeur F	Valeur p	Cont. %	Significative
Modèle	13846	19	1427.33	1163.57	< 10.0001	110.7460607	Oui
A-Nanoparticules	118.65	11	118.65	17.14	10.0101	10.46899125	Oui
B-Nombre de Richardson (Ri)	13731.93	11	13731.93	11428.48	< 10.0001	193.8467845	Oui
C-fraction volumique ϕ (%)	119.9	11	119.9	17.62	10.0081	10.50042498	Oui
AB	11.05	11	11.05	10.4027	10.5286	10.02640433	No
AC	17.83	11	17.83	13	10.0896	10.19690089	No
BC	11.09	11	11.09	10.4191	10.5203	10.02741021	No
A ²	116.94	11	116.94	16.48	10.014	10.42598991	Oui
B ²	1591.31	11	1591.31	1226.34	< 10.0001	114.8696632	Oui
C ²	10.7389	11	10.7389	10.2828	10.5972	10.01858111	No
Résiduelle	1130.63	150	12.61				
Cor Total		13976.62	159				
Écart type				11.62	R ²		10.9672
Signifier				120.67	Ajusté R ²		10.9612
Coefficient de variation. %				17.82	Prédite R ²		10.9559

D'après la **figure IV.9**, on observe que le pic du nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} est situé près du point de référence (niveau zéro « 0 ») du nombre de Richardson Ri (B) sur le côté droit, avec une contribution de 93.8467845 %. Une légère augmentation de la fraction volumique (C) est observée vers la droite (niveau +1), avec une contribution de 0.50042498 %. De plus, une légère augmentation est également notée sur le côté gauche (niveau -1) du point de référence des nanoparticules (A) avec une contribution de 0.46899125 %.

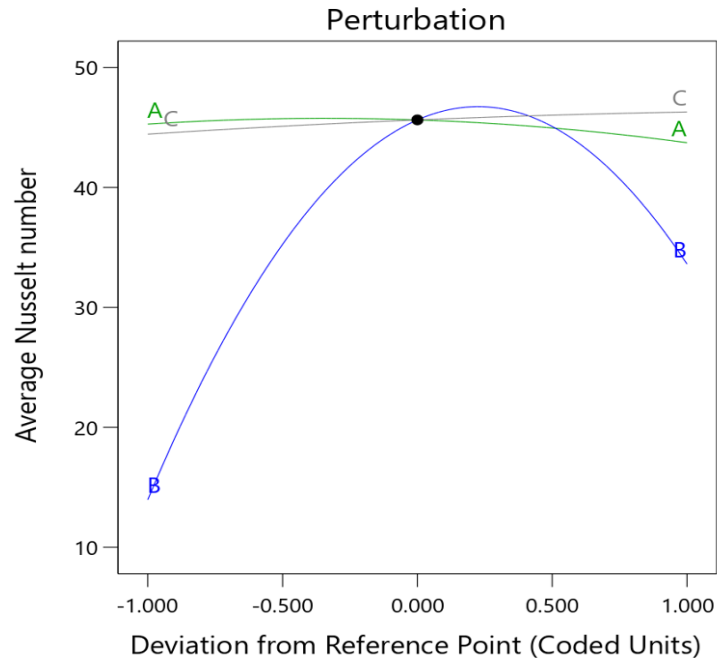


Figure IV. 9: Graphique de perturbation pour le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} .

Le « tracé résiduel normal » et le « tracé réel vs. Prédit » présentés dans la **figure IV.10 (a et b)**, pour les deux modèles, servent d'outils de diagnostic efficaces à utiliser pour évaluer l'exhaustivité et la qualité des modèles de rétroaction développés. La linéarité des points de données le long de la ligne ajustée dans chaque tracé peut être utilisée pour démontrer la qualité des modèles. On peut en déduire que les points de données associés au nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} tracés sur le « tracé résiduel normal » s'écartent de la distribution normale de la ligne de régression (voir **figure IV.10 .a**). La **figure IV.10 .b**, montre l'histogramme de la distribution entre la valeur réelle et la valeur prédite. Nous observons que le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} est fortement associé à la ligne de régression ($R^2 = 96.72 \%$). Cela montre une corrélation exceptionnelle entre les valeurs prédites et expérimentales.

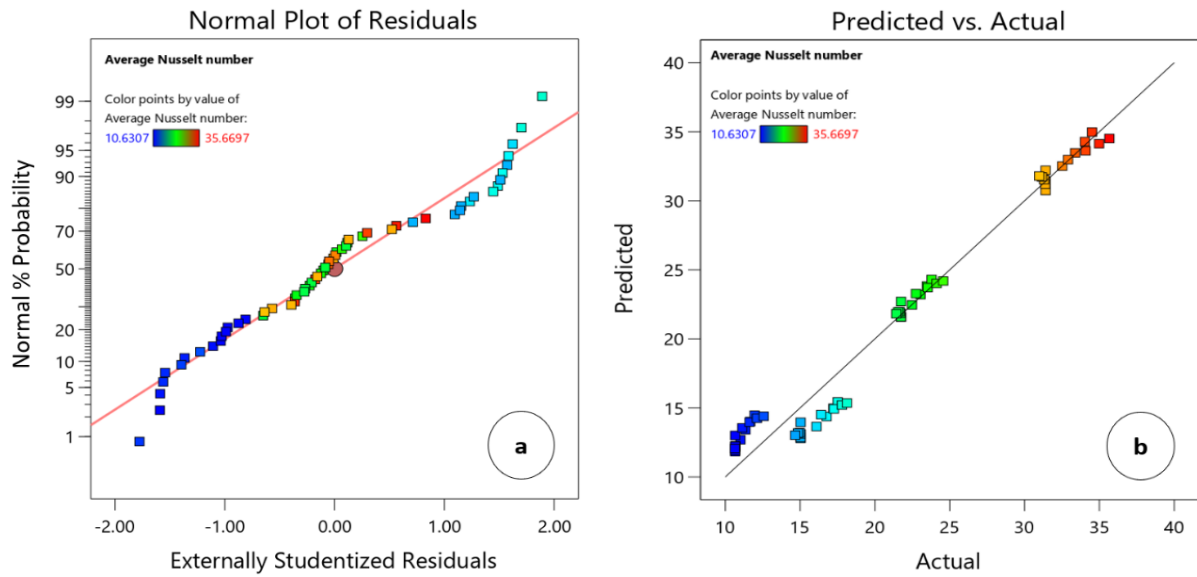


Figure IV. 10: (a) Graphique normal pour le résidu et (b) Graphique prévu par rapport au réel pour le modèle \overline{Nu} du nombre Nusselt moyen.

L'influence des nanoparticules (Cu, Ag et TiO_2), du nombre de Richardson (Ri) et de la fraction volumétrique ϕ (%) sur le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} est illustrée dans les tracés de surface de réponse 3D, comme le montre la figure (IV.11). Ces surfaces permettent de présenter l'évolution du paramètre étudié en fonction de deux facteurs simultanément. Les résultats illustrés dans cette figure montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente considérablement avec l'augmentation du nombre de Richardson. En revanche, une augmentation de la fraction volumique entraîne une légère diminution de \overline{Nu} . De plus, il est observé qu'Ag génère des valeurs de \overline{Nu} plus élevées par rapport aux autres matériaux (Cu et TiO_2). Ces courbes confirment les résultats obtenus par ANOVA.

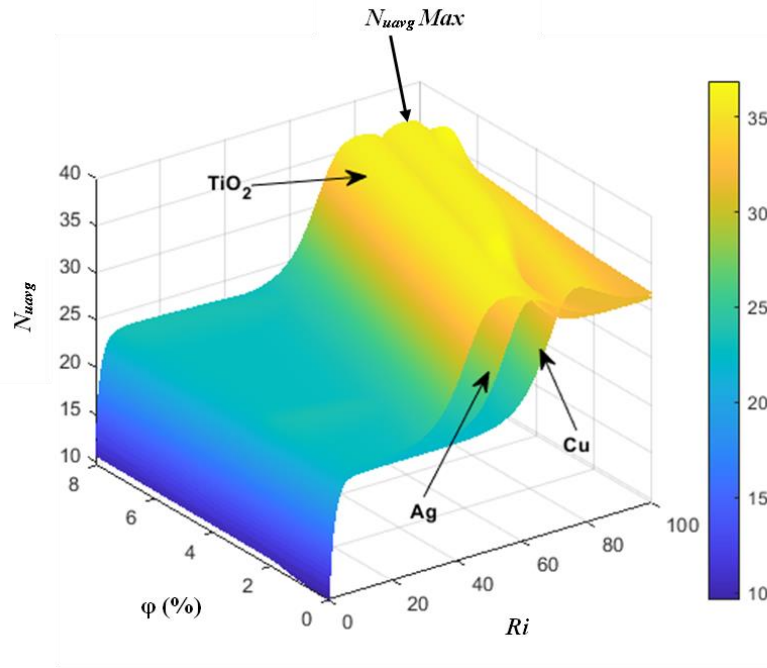


Figure IV. 11: Diagramme de surface de réponse 3D pour le nombre de Nusselt moyen.

✓ Optimisation de \overline{Nu} à l'aide de fonctions de désirabilité

Les fonctions de désirabilité (FD) sont couramment utilisées pour optimiser plusieurs réponses simultanément. Le concept de base de l'approche de la fonction de désirabilité est de convertir un problème à réponses multiples en un problème à réponse unique grâce à des transformations mathématiques spécifiques. Pour chaque réponse $Y_j(x)$, où $j = 1, 2, \dots, m$, une fonction de désirabilité $d_j(Y_j(x))$ est introduite, avec des valeurs allant de 0 à 1. Une valeur de 0 indique une réponse inacceptable (non souhaitée), tandis qu'une valeur de 1 signifie la performance optimale souhaitée pour les facteurs considérés [113].

Dans cette étude, l'objectif principal de l'utilisation de la fonction de désirabilité est d'identifier les valeurs optimales du nombre de Richardson (Ri) et de la fraction volumique (ϕ (%)) qui maximisent le nombre de Nusselt moyen pour chacun des trois matériaux nanoparticulaires testés.

Pour résoudre ce problème de conception de paramètres, une fonction objective $F(x)$ est définie comme suit [114]:

$$DF = \left(\prod_{i=1}^n d_i^{w_i} \right)^{\frac{1}{\sum_{j=1}^n w_j}} \quad (\text{IV.9})$$

$$F(x) = -DF \quad (\text{IV.10})$$

Où d_i représente la désirabilité associée au résultat cible et w_i est la fonction de pondération correspondant à d_i . La forme de la désirabilité d_i peut varier en fonction de l'objectif spécifique de chaque résultat cible. Par exemple, si l'objectif est d'atteindre une valeur spécifique pour T_i , la désirabilité d_i est définie comme suit :

$$\begin{aligned}
 d_i &= 0, \text{ If } Y_i \leq \ln f_i \\
 d_i &= \left[\frac{Y_i - \ln f_i}{T_i - \ln f_i} \right], \text{ If } \ln f_i \leq Y_i \leq T_i \\
 d_i &= \left[\frac{Y_i - \text{Sup}_i}{T_i - \text{Sup}_i} \right], \text{ If } T_i \leq Y_i \leq \text{Sup}_i
 \end{aligned}
 \tag{IV.11}$$

$$d_i = 0, \text{ If } Y_i \leq \text{Sup}_i$$

Pour un objectif de recherche d'un maximum, la fonction de désirabilité est définie comme suit :

$$\begin{aligned}
 d_i &= 0, \text{ If } Y_i \leq \ln f_i \\
 d_i &= \left[\frac{Y_i - \ln f_i}{\text{Sup}_i - \ln f_i} \right], \text{ If } \ln f_i \leq Y_i \leq \text{Sup}_i \\
 d_i &= 1, \text{ If } Y_i \leq \text{Sup}_i
 \end{aligned}
 \tag{IV.12}$$

Le tableau 2 montre les limites de chaque facteur adopté pour cette optimisation.

Tableau. IV. 2: Conditions d'optimisation.

Paramètres	Limite inférieure	Limite supérieure
Nombre de Richardson (Ri)	10.1	100
Fraction volumique φ (%)	10	8
Nanoparticules	Cu (1)	Ag (2) TiO₂ (3)

➤ **Résultats d'optimisation par FD**

Le tableau 3 présente les résultats de l'optimisation réalisée à l'aide de la fonction de désirabilité. Les valeurs de désirabilité (D) sont particulièrement élevées, en particulier pour Ag, qui atteint la valeur de désirabilité idéale. Les résultats indiquent également que les valeurs optimales de la fraction volumique sont : 1.8 à 8 pour Ag, 4.9 à 8 pour Cu et 1.2 à 4,9 pour TiO₂. Pour le nombre de Richardson, la valeur optimale pour les trois matériaux est de 100, à laquelle la désirabilité et \overline{Nu} atteignent leur maximum, comme illustré dans la **figure IV. 12**. Ces résultats

suggèrent que l'Ag, en tant que matériau nanoparticulaires, produit le nombre de Nusselt moyen le plus élevé par rapport aux autres matériaux testés, sa valeur maximale (35.69) se produisant dans les conditions : ϕ (%) = 7.9 et $Ri = 100$.

Tableau. IV. 3: Résultats d'optimisation par FD.

N°	Nanoparticules	Ri	ϕ (%)	Nu_{avg}	D	N°	Nanoparticules	Ri	ϕ (%)	Nu_{avg}	D
1	Cu (1)	100	8	34,51	0,954	18	TiO ₂ (3)	100	1,183	31,41	0,83
2		100	7,966	34,51	0,954	19		100	1,582	31,42	0,83
3		100	7,864	34,48	0,953	20		100	1,547	31,41	0,83
4		100	6,525	34,17	0,952	21		100	1,483	31,42	0,83
5		100	7,023	34,09	0,945	22		100	1,649	31,42	0,83
6		100	5,365	33,84	0,926	23		100	1,342	31,42	0,83
7		100	5,092	33,75	0,923	24		100	1,287	31,42	0,83
8		100	3,265	33,08	0,921	25		100	2,086	31,41	0,83
9	Ag (2)	100	7,949	35,69	1	26		100	2,283	31,41	0,83
10		100	8	35,65	1	27		100	2,453	31,41	0,83
11		100	7,043	35,37	0,998	30		100	2,746	31,39	0,829
12		100	6,636	35,22	0,982	31		100	3,367	31,37	0,828
13		100	6,302	35,10	0,975	32		100	3,789	31,35	0,827
14		100	5,294	34,67	0,961	33		100	4,02	31,33	0,827
15		100	1,892	32,81	0,886	34		100	4,905	31,26	0,824

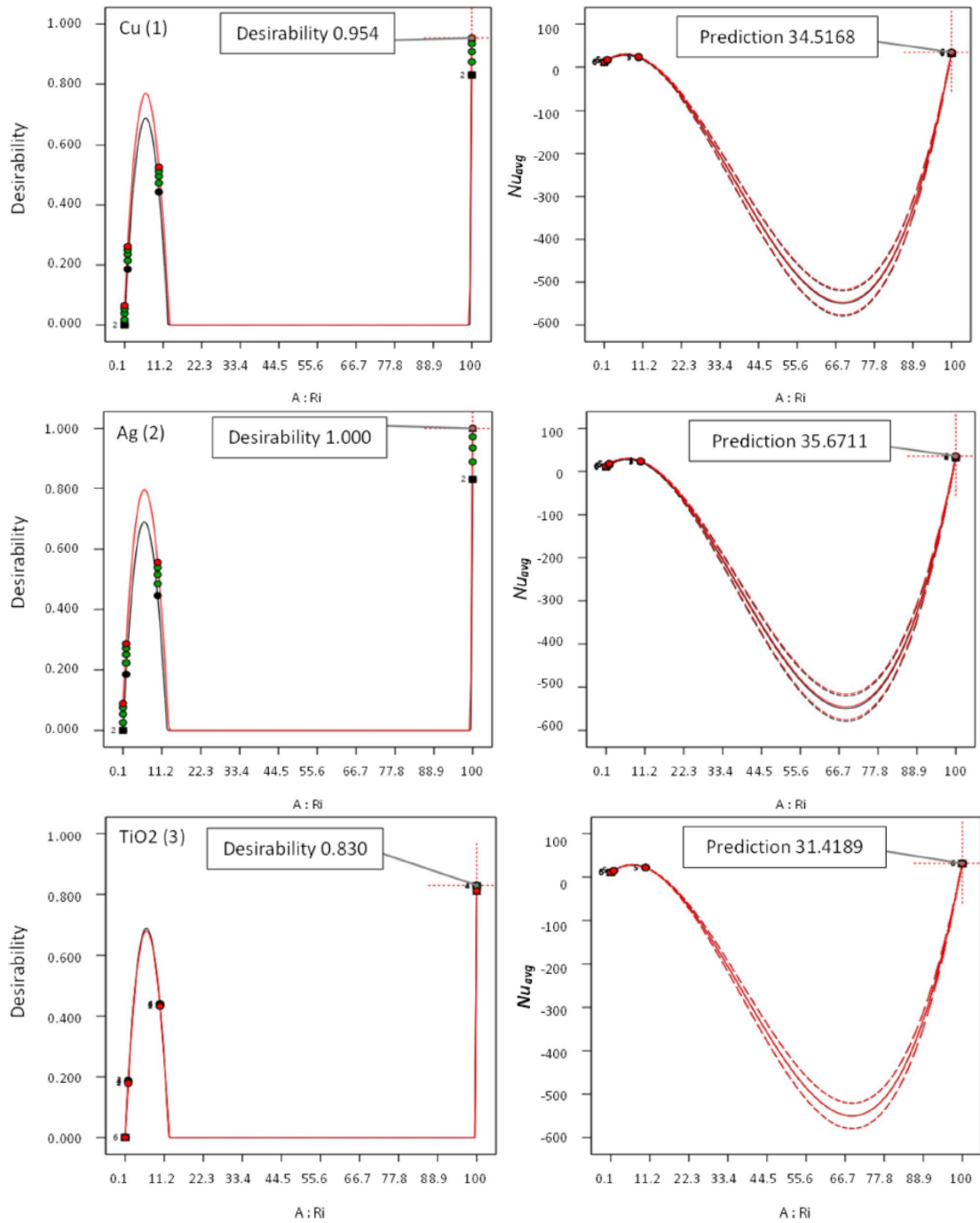


Figure IV. 12: Variation de la désirabilité et de \overline{Nu} en fonction de Ri pour les trois nanoparticules testées.

✓ Validation des résultats d'optimisation :

L'étape de validation est cruciale dans le processus d'optimisation, car elle garantit la fiabilité et la robustesse des solutions proposées par la fonction de désirabilité (FD). Après avoir appliqué l'optimisation FD pour identifier les solutions potentielles permettant de maximiser le nombre de Nusselt, il est essentiel de tester et d'évaluer ces solutions pour identifier les erreurs

ou incohérences qui pourraient affecter leurs performances et de confirmer que les solutions optimisées sont fiables et adaptées à leur application prévue. Cela a été réalisé en effectuant neuf tests de confirmation (trois tests pour chaque matériau), sélectionnés parmi les solutions proposées par FD répertoriées dans le tableau 3. Le tableau 4 présente les résultats de ces tests ainsi que les erreurs relatives en pourcentage (REP).

Il convient de noter que le modèle prédictif dérivé de la méthodologie de surface de réponse (RSM) et de FD a démontré un degré élevé de fiabilité et de précision, avec une marge REP minimale de seulement 0.13 %. Cette faible marge d'erreur souligne la robustesse de la FD et met en évidence son potentiel à fournir des résultats précis et fiables dans des applications pratiques, reflétant l'efficacité de la méthodologie sous-jacente et validant son adéquation à une mise en œuvre plus large dans des tâches prédictives connexes.

Tableau. IV. 4: Résultats des tests de validation.

Nombre de Richardson (Ri)	Fraction volumique ϕ (%)	Nanoparticules	Nusselt moyen (\overline{Nu}) (proposé par FD)	Nusselt moyen (\overline{Nu}) (Simulation)	REP (%)
100	7.043	2 : Ag	35.376481201001	35.36496	0.032578012
100	6.302	2 : Ag	35.100773164808	35.09829	0.007074888
100	5.294	2 : Ag	34.679918358975	34.68862	0.025085002
100	6.525	1 : Cu	34.172080798543	34.17238	0.000875565
100	5.365	1 : Cu	33.840519754284	33.84483	0.012735315
100	3.256	1 : Cu	33.077846231439	33.08489	0.021289986
100	1.547	3 : TiO ₂	31.418928521373	31.39511	0.075866979
100	1.1835	3 : TiO ₂	31.416602697271	31.40172	0.047394529
100	2.746	3 : TiO ₂	31.397327385882	31.35912	0.121838195

Tous les résultats présentés dans ce travail ont été publiés dans une revue internationale «The International Journal of Advanced Manufacturing Technology».

« A numerical study and statistical approach of the impact of nanofluids on mixed convection in a ventilated cavity ».

IV.3.2 Application 02 : (Avec MHD)

Dans le but d'étudier l'effet du champ magnétique sur la même cavité ventilée de la partie précédente, remplie de deux types de nanofluides (*Cu*- eau et Al_2O_3 - eau), pour une large gamme de nombres de Richardson ($Ri = 0.1, 1, 10$ et 100), de nombres de Hartmann ($Ha = 0, 25, 50$ et 100), de fractions volumiques ($\phi = 0$ à 8%) et avec un nombre de Reynolds fixé à une valeur constante de $Re = 100$.

IV.3.2 .1 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur les lignes de courant et les profils de vitesse

Les effets du nombre de Hartmann sur la distribution des écoulements sont illustrés dans la **figure IV.13** pour des valeurs fixes (*Cu* - eau, $Ri = 1$ et $\phi = 2\%$). D'après cette figure, on peut observer qu'en l'absence de champ magnétique ($Ha = 0$), les résultats présentent des caractéristiques similaires à celles observées dans la figure de la section précédente. Cependant, la présence du champ magnétique induit des changements significatifs dans la configuration de l'écoulement. En effet, pour une valeur modérée du nombre de Hartmann ($Ha = 25$), la structure de l'écoulement reste bicellulaire, et une diminution du vortex dans le coin supérieur gauche, sous l'orifice d'entrée, est observée. Avec une nouvelle augmentation du nombre de Hartmann à $Ha > 50$, il est possible de constater qu'avec des valeurs accrues du champ magnétique, le vortex devient plus petit, finit par disparaître, et les champs d'écoulement occupent presque toute la cavité, ce qui indique que l'effet du champ magnétique ralentit le mouvement du fluide à l'intérieur de la cavité.

À $Ha = 100$, les lignes de courant présentent une forte courbure le long de la paroi inclinée lorsque l'intensité du champ magnétique augmente. Ce phénomène est attribué à l'effet de la force de Lorentz qui s'oppose à l'écoulement ascendant. L'analyse de la projection de l'équation de la quantité de mouvement selon l'axe Oy révèle qu'une augmentation du nombre de Hartmann se traduit par une diminution de l'écoulement transversal de la quantité de mouvement, comme observé dans l'étude de **Kaseipoor et al. (2015)** [115].

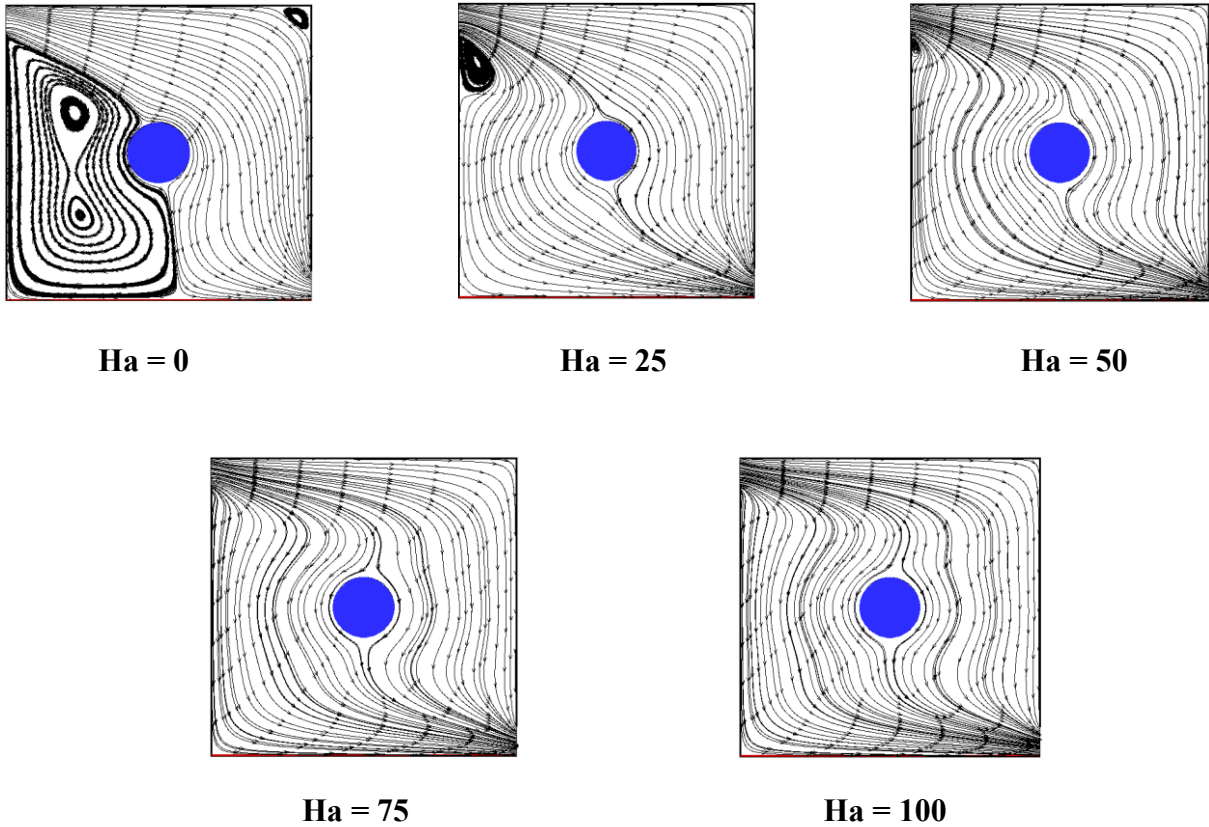


Figure IV. 13: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Cu - Eau), pour différents nombres de Hartmann. $Ri = 1$ et $(\varphi = 8 \%)$.

La **figure IV.14** présente l'influence du champ magnétique, caractérisé par le nombre de Hartmann, sur les profils des composantes horizontale et verticale de la vitesse à mi-hauteur et à mi-longueur de la cavité ($Y = 0.5$ et $X = 0.5$), pour $Re = 100$, $Ri = 0.1$ et $\varphi = 4 \%$. Comme le montre la figure, les profils de la vitesse longitudinale diminuent avec l'augmentation du nombre de Hartmann. Cela s'explique par le fait que la force de Lorentz devient dominante et agit comme un amortisseur dans l'écoulement, aplatisant ainsi le profil de vitesse. D'autre part, les profils de la vitesse transversale s'intensifient à mesure que le nombre de Hartmann augmente.

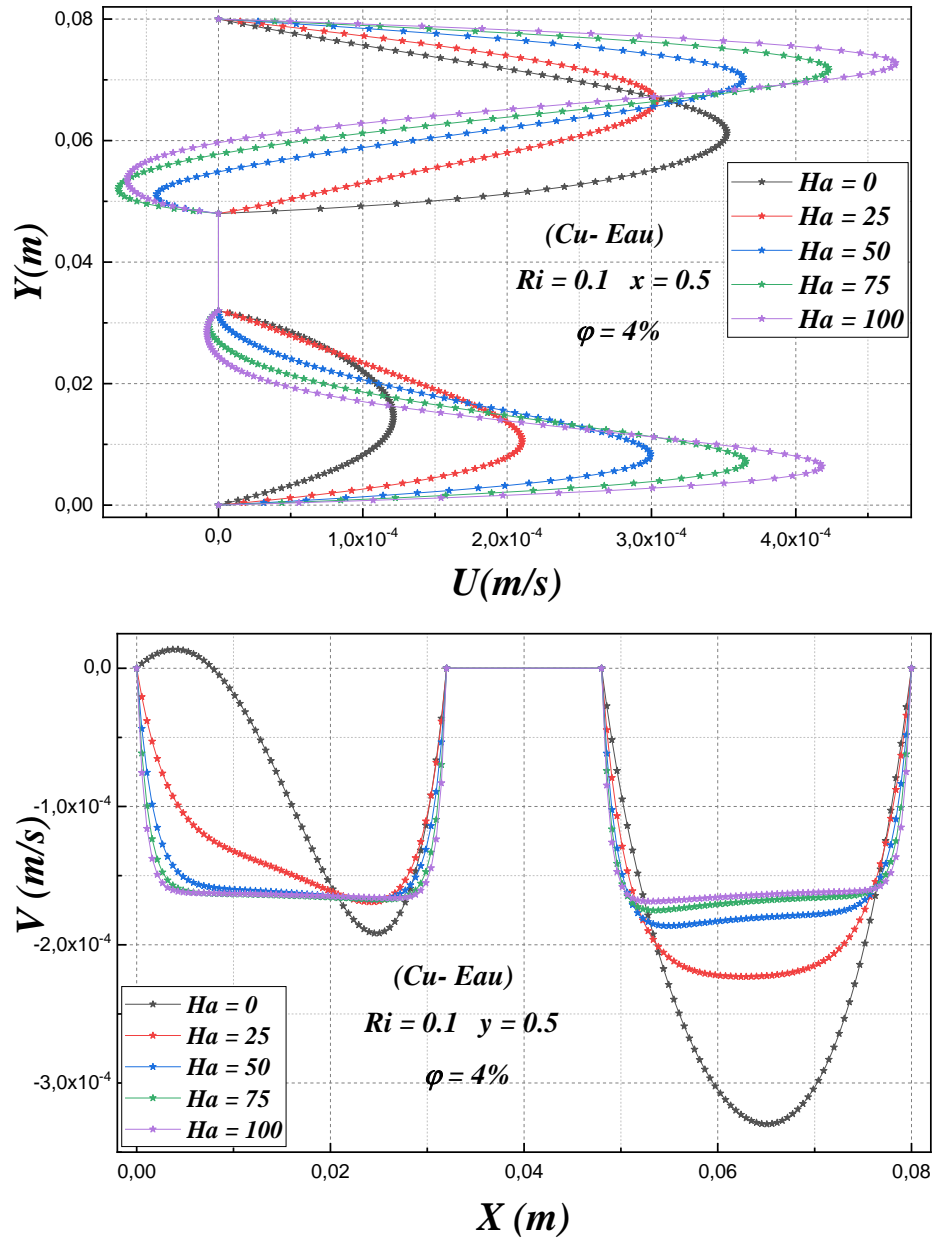


Figure IV. 14: Profils de vitesse transversale et longitudinale pour différents nombres de Hartmann, $Re = 100$, $Ri = 0.1$ et $\varphi = 4\%$.

IV.3.2.2 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur les isothermes et les profils de température

L'effet du nombre de Hartmann sur les isothermes pour le nanofluid (Cu – eau), $Ri = 1$ et $\varphi = 8\%$ est présenté sur la **figure IV.15**. Cette figure montre que l'application du champ magnétique ralentit l'écoulement du nanofluid dans l'enceinte. Cela résulte de la force de Lorentz générée, qui s'oppose à l'écoulement ascendant. L'analyse de l'équation d'impulsion

dans la direction Y révèle que l'augmentation du nombre de Hartmann affaiblit le flux transversal d'impulsion. De plus, cette augmentation fait apparaître des couches limites thermiques au niveau de l'orifice d'entrée, ce qui indique un transfert de chaleur accru dans ces zones. Par ailleurs, il est important de noter que l'intensification du champ magnétique modifie le mécanisme dominant de transfert de chaleur, réduisant ainsi le taux de transfert par convection et le remplaçant par un mécanisme de conduction thermique, comme le confirme le profil de température.

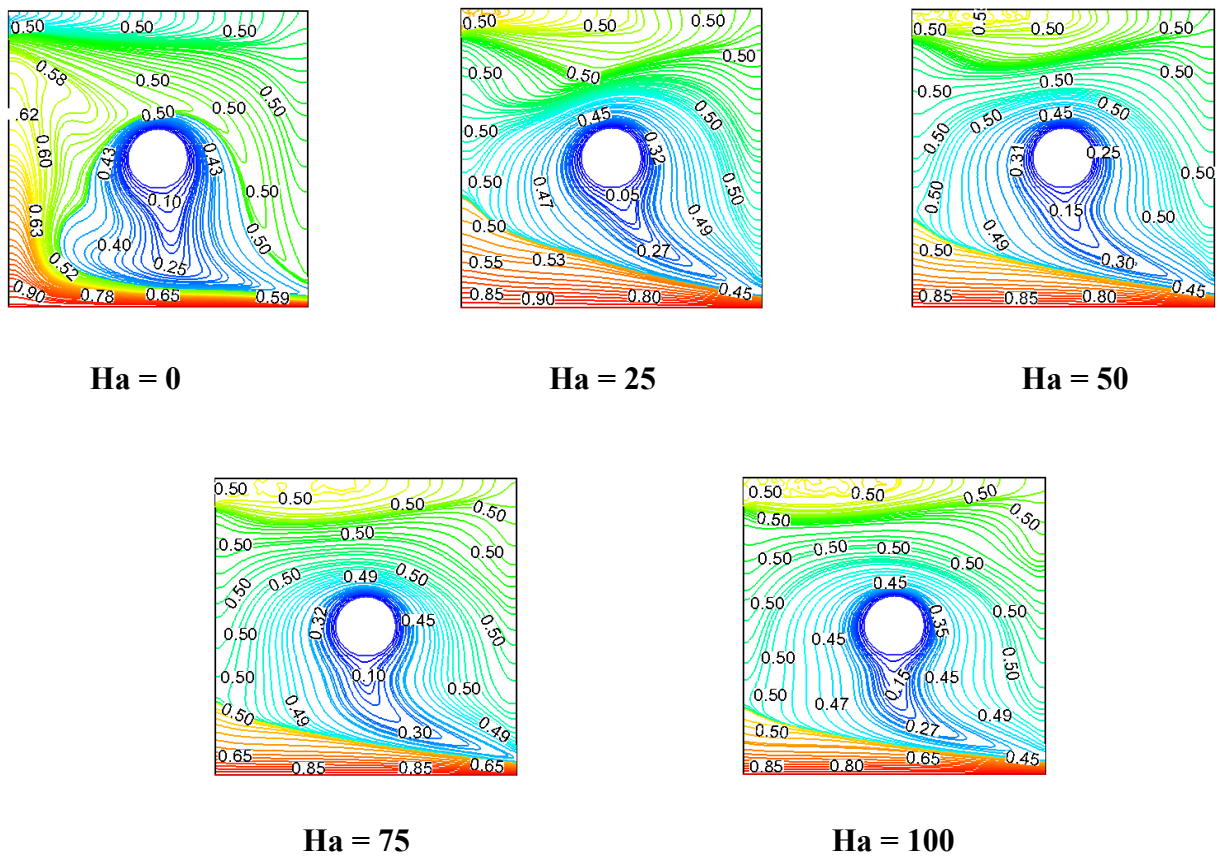


Figure IV. 15: Les isothermes dans une cavité du (Cu-Eau), pour différents nombres de Hartmann. $Ri = 1$ et $(\varphi = 8 \%)$.

La **figure IV.16** illustre la variation de la température le long de la direction Y, où $X = 0.5$, en faisant varier le nombre de Hartmann pour le nanofluid Cu-eau ($\varphi = 4 \%$) et $Ri = 0.1$. Les valeurs de température varient d'un maximum à l'extrémité de la cavité à une valeur plus faible au centre, ce qui correspond à la température du cylindre froid. De plus, la figure présente deux zones distinctes : dans la première zone, pour $Y < 0.031$ m, la température diminue avec

l'augmentation du nombre de Hartmann. Ensuite, pour $Y > 0.48$ m, la température augmente progressivement avec le nombre de Hartmann et reste presque constante après une certaine valeur.

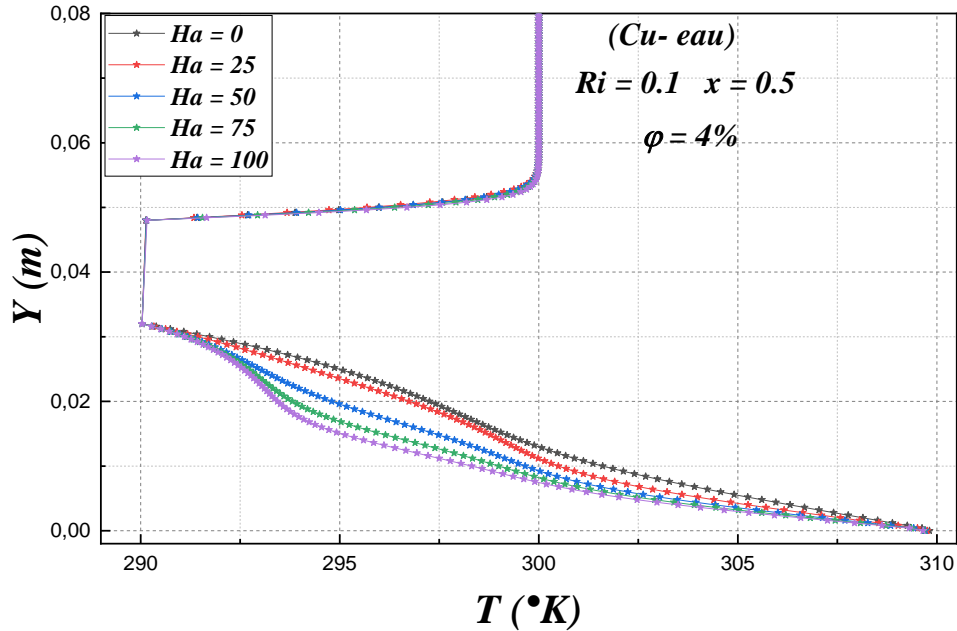


Figure IV. 16: Profils de température pour différents nombres de Hartmann $Re = 100$, $Ri = 0.1$ et $\varphi = 4\%$.

IV.3.2.3 Effet du nombre de Hartmann (Ha) sur le nombre de Nusselt

La **figure IV.17** montre les variations du nombre de Nusselt moyen de la cavité en fonction de la fraction volumique (φ) à différentes valeurs du nombre de Hartmann, pour un nombre de Richardson $Ri = 0.1$, et ce, pour le cas du nanofluide Cu-eau. Il en ressort que l'augmentation du nombre de Hartmann entraîne une augmentation du transfert de chaleur, dont l'intensité dépend de la valeur de la fraction volumique. Ceci est dû au fait que l'intensification du champ magnétique appliqué provoque des gradients de température pariétaux importants, comme on peut le voir sur les **figures IV.14** et **IV.15**.

Remarque : lorsque $Ha = 0$, l'augmentation de (φ) n'améliore que légèrement le taux de transfert de chaleur. Ceci est attribué à la faible vitesse de coupe pariétale, qui limite l'échange thermique entre la paroi active et les couches fluides pariétales. En revanche, pour $Ha = 100$, une augmentation de (φ) augmente significativement le taux de transfert de chaleur. Ce résultat est prévisible, car l'augmentation de la vitesse du jet froid pousse vers l'extérieur de plus grandes

quantités de fluide chaud. Ainsi, une augmentation du nombre moyen de Nusselt correspond à une augmentation du nombre de Hartmann de 25 à 100.

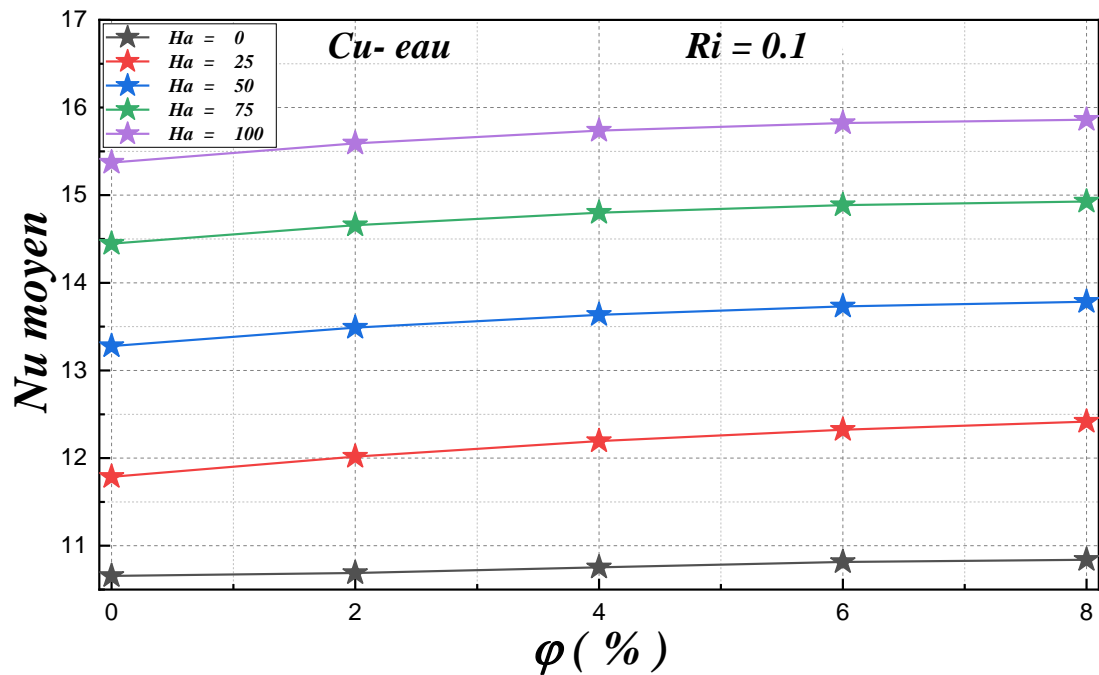


Figure IV. 17: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Hartmann et différentes fractions pour, $Re = 100$, $Ri = 0.1$ et $\phi = 4\%$.

La variation du nombre de Nusselt moyen est présentée dans la **figure IV.18**, pour diverses valeurs des nombres de Richardson et différentes combinaisons des nombres de Hartmann des nanoparticules (Cu-eau) à $\phi = 6\%$. La figure montre une amélioration du transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre de Hartmann pour $Ri = 0.1$. Cependant, au-delà de cette valeur ($Ri > 0.1$), le nombre de Nusselt moyen diminue à mesure que le nombre de Richardson augmente, pour toutes les valeurs de Hartmann, sauf $Ha = 0$, qui présente un comportement différent. De plus, on peut également observer que les valeurs maximales du nombre de Nusselt se produisent pour les faibles valeurs de Hartmann. Cela est dû à l'effet du champ magnétique sur la convection, qui crée un effet d'amortissement sur l'écoulement du fluide. Cette réduction de l'intensité des courants de convection ralentit le transfert de chaleur.

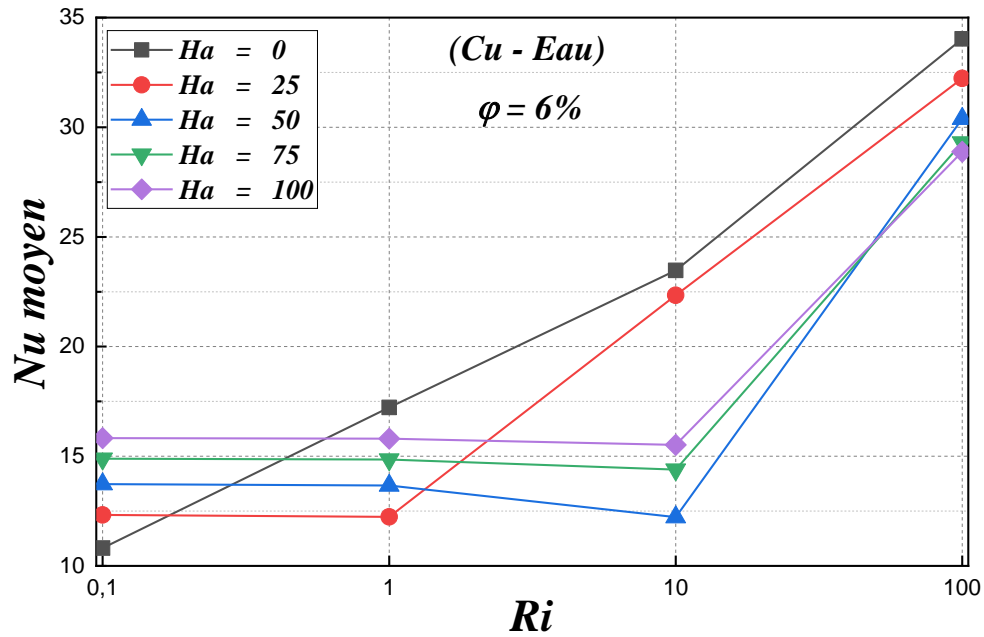


Figure IV. 18: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Richardson pour différents nombres de Hartmann pour, $Re = 100$ et $\varphi = 6\%$.

Pour mieux comprendre la contribution des nanoparticules à l'amélioration du transfert thermique, nous présentons la **figure IV.19**. Cette dernière représente la variation du nombre de Nusselt en fonction des nombres de Richardson Ri pour $Ha = 25$ et $\varphi = 6\%$. De manière générale, l'augmentation de la concentration totale en nanoparticules favorise les échanges thermiques, en raison de l'effet de la conductivité thermique du fluide. Cependant, cet effet devient moins marqué lorsque le nombre de Hartmann augmente. En effet, les gradients de vitesse élevés dans la zone proche de la paroi chaude (**figure IV.19**), générés par l'intensification du champ magnétique, sont principalement responsables de l'augmentation du transfert thermique.

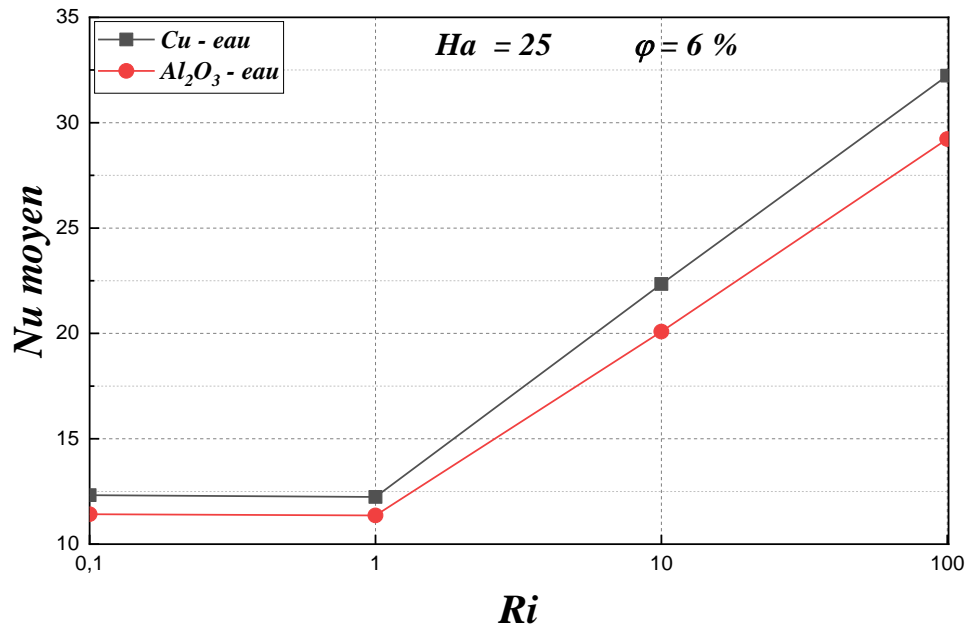


Figure IV. 19: Le nombre de Nusselt moyen varie en fonction du nombre de Richardson Ri ($Ha = 25$, $\phi = 6\%$, Cu- Eau, Al_2O_3 - Eau).

➤ Analyse critique et comparaison

Les résultats obtenus dans le cadre de cette partie sont généralement cohérents avec les études précédentes concernant l'effet notable du champ magnétique sur le modèle d'écoulement et les caractéristiques du transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité [116]. L'étude de **Radhi et al. (2024)** [117] montre également que les valeurs de Ha , Re et Ri ont des effets considérables sur la structure de l'écoulement et le champ de température.

Dans ce même contexte, les résultats de l'étude sur la convection mixte d'un nanofluide dans une cavité ventilée avec un objet conducteur interne en forme de T, réalisée par **Chamkha et al. (2020)** [118], indiquent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'intensité du champ magnétique et la fraction volumique des nanoparticules solides. En revanche, cet effet devient inversé pour des valeurs plus élevées du nombre de Richardson (Ri). Ces résultats sont donc similaires aux nôtres.

Cependant, certains travaux présentent des résultats différents des nôtres, observant une diminution du nombre du Nusselt moyen avec l'augmentation de l'intensité du champ magnétique [119]. Cette différence souligne l'importance de prendre en compte différents facteurs dans les études. L'étude de **Yang et al. (2022)** [9] examine les performances de transfert de chaleur d'un fluide magnétique dans une cavité carrée, un tube droit et une structure ondulée sous l'effet d'un champ magnétique. Ces résultats dépendent de l'intensité du champ

magnétique, de sa disposition, ainsi que de la distribution de l'écoulement et de la température. De plus, il est démontré que, lors d'un transfert de chaleur par convection naturelle et forcée, la présence de champs magnétiques peut soit améliorer, soit dégrader les caractéristiques de transfert de chaleur des fluides magnétiques.

IV.3.2.4 Modélisation méthodologique de la surface de réponse

a) Analyse de la variance (ANOVA) et développement de modèles

➤ Nombre de Nusselt moyen

Dans cette situation particulière, la décision a été prise d'adopter le modèle quadratique comme étant le plus approprié pour prédire la réponse, qui correspond au nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}). Ce modèle est exprimé sous forme codée dans l'équation (IV.15).

$$\overline{Nu} = +25.75 - 0.5375A + 7.79B - 1.60C + 0.3046D - 0.2482AB + 0.079AC - 0.3999AD - 1.38BC + 0.2756BD - 0.1067CD - 5.45B^2 + 1.87C^2 - 0.0745D^2 \quad (IV.15)$$

Des expressions en termes de facteurs codés peuvent être utilisées pour prédire la réponse en fonction des différentes valeurs de chaque variable. En général, une valeur de +1 indique des niveaux élevés d'un facteur, tandis qu'une valeur de -1 indique des niveaux faibles. L'équation codée permet d'évaluer l'importance relative des variables en comparant les coefficients des facteurs, désignés par A (Nanoparticules), B (Nombre de Richardson, Ri), C (Nombre de Hartmann, Ha) et D (Fractions volumiques, ϕ (%)). Les deux éléments Cu et Al_2O_3 sont respectivement représentés par les nombres 1 et 2.

D'après les résultats de l'ANOVA présentés dans le tableau 6, il est clairement évident que le modèle généré fournit une relation satisfaisante entre les variables indépendantes et la réponse. La valeur F du modèle, qui est de 114.03, indique que le modèle est significatif. Il y a seulement 0.01 % de chance qu'une valeur F aussi élevée soit obtenue par le hasard. Les valeurs P inférieures à 0.05 indiquent que les termes du modèle sont significatifs. Dans ce cas, les termes A, B, C, BC, B^2 , C^2 sont significatifs. Les valeurs supérieures à 0.1 indiquent que les termes du modèle ne sont pas significatifs. S'il existe de nombreux termes non significatifs dans le modèle (à l'exception de ceux nécessaires pour maintenir la hiérarchie), la réduction du modèle pourrait améliorer sa qualité. Le R^2 prédit de 0.8938 est en accord raisonnable avec le R^2 ajusté de 0.9024, la différence étant inférieure à 0.2. La précision adéquate mesure le rapport

signal/bruit. Un rapport supérieur à 4 est souhaitable. Votre rapport de 36.435 indique un signal adéquat. Ce modèle peut être utilisé pour explorer l'espace de conception.

Tableau. IV. 5 : Analyse de la variance (ANOVA) du nombre moyen de Nusselt (\overline{Nu})

Source	SS_f	Df	MS_i	Valeur F	valeur p	Cont. %	Significative
Nombre de Nusselt (\overline{Nu})	6783.01	13	521.77	114.03	< 0.0001	7.002618416	Oui
A-Nanoparticules	36.03	1	36.03	7.87	0.0057	0.483554711	Oui
B-Nombre de Richardson (Ri)	6254.92	1	6254.92	1366.97	< 0.0001	83.94660096	Oui
C-Nombre de Hartmann (Ha)	159.63	1	159.63	34.89	< 0.0001	2.142376867	Oui
D-fraction volumique ϕ (%)	6.43	1	6.43	1.41	0.2378	0.086296331	No
AB	6.93	1	6.93	1.51	0.2205	0.093006776	No
AC	0.499	1	0.499	0.109	0.7417	0.006697025	No
AD	14.22	1	14.22	3.11	0.08	0.190845073	No
BC	107.69	1	107.69	23.53	< 0.0001	1.445295776	Oui
BD	4.75	1	4.75	1.04	0.3101	0.063749233	No
CD	0.5065	1	0.5065	0.1107	0.7398	0.006797681	No
A²	0	0	-	-	-	-	-
B²	98.34	1	98.34	21.49	< 0.0001	1.319810443	Oui
C²	98.19	1	98.19	21.46	< 0.0001	1.31779731	Oui
D²	0.1756	1	0.1756	0.0384	0.845	0.002356708	
Résiduel	668.06	146	4.58				
Cor Total	7451.07	159					
Écart type		2.14		R²		0.9103	
Signifier		18.25		Ajusté R²		0.9024	
Coefficient de variation.%		11.72		Prédite R²		0.8938	
Erreur résiduelle prédite de la somme des carrés		791.48		Précision adéquate		36.4354	

Le diagramme de perturbation des modèles obtenus illustre les variations du facteur A (les nanoparticules), du facteur B (nombre de Richardson, Ri), du facteur C (nombre de Hartmann, Ha) et du facteur D (fractions volumiques ϕ (%)) aux niveaux codés (-1 et +1), par rapport au point de référence (niveau zéro « 0 »). Il est important de noter que les effets positifs des facteurs entraînent une augmentation de la réponse du modèle. Tandis qu'un effet négatif

se traduit par une réduction de la réponse. **Figure IV.20** montre que le facteur A (nanoparticules) augmente légèrement vers le côté gauche négatif (niveau -1) avec une contribution de 0.48%, tandis que le facteur B (nombre de Richardson, Ri) augmente vers le côté droit positif (niveau +1) avec une contribution de 83.95%. Le facteur C (nombre de Hartmann, Ha) augmente légèrement vers le côté gauche négatif (niveau -1) avec une contribution de 2.14 %, et le facteur D (fractions volumiques, ϕ (%)) augmente légèrement vers le côté droit positif (niveau +1) avec une contribution de 0.09 %.

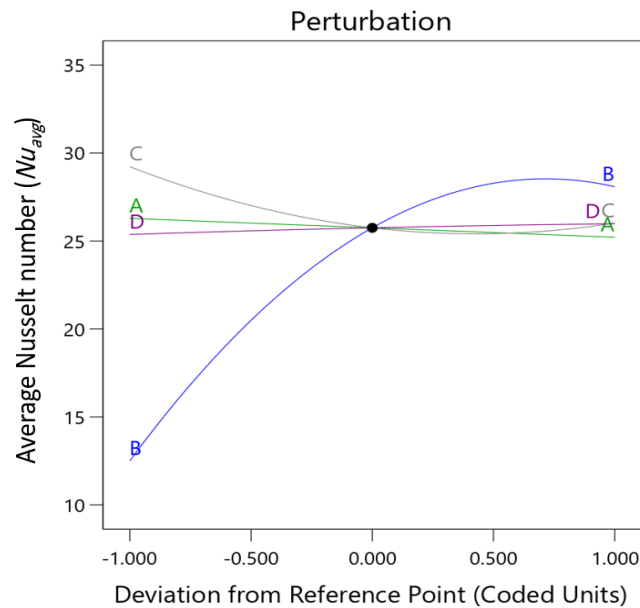


Figure IV. 20: Diagramme de perturbation pour le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} .

Le « tracé normal des résidus » et le « tracé réel/prévu » illustrés dans la **figure IV.21**, sont des outils de diagnostic efficaces pour évaluer l'adéquation et la qualité du modèle de réponse étudié. La linéarité des points de données le long de la ligne d'ajustement dans chaque graphique peut démontrer la qualité du modèle. Si 95 % des points se situent entre -2 et +2, comme c'est le cas pour le modèle développé, les résidus sont normalement distribués. En d'autres termes, la majorité des points se situent dans la plage souhaitée des résidus étudiés en externe, comme prévu. Cela reflète une excellente corrélation entre les valeurs prédites et expérimentales ($R^2 = 91.03$).

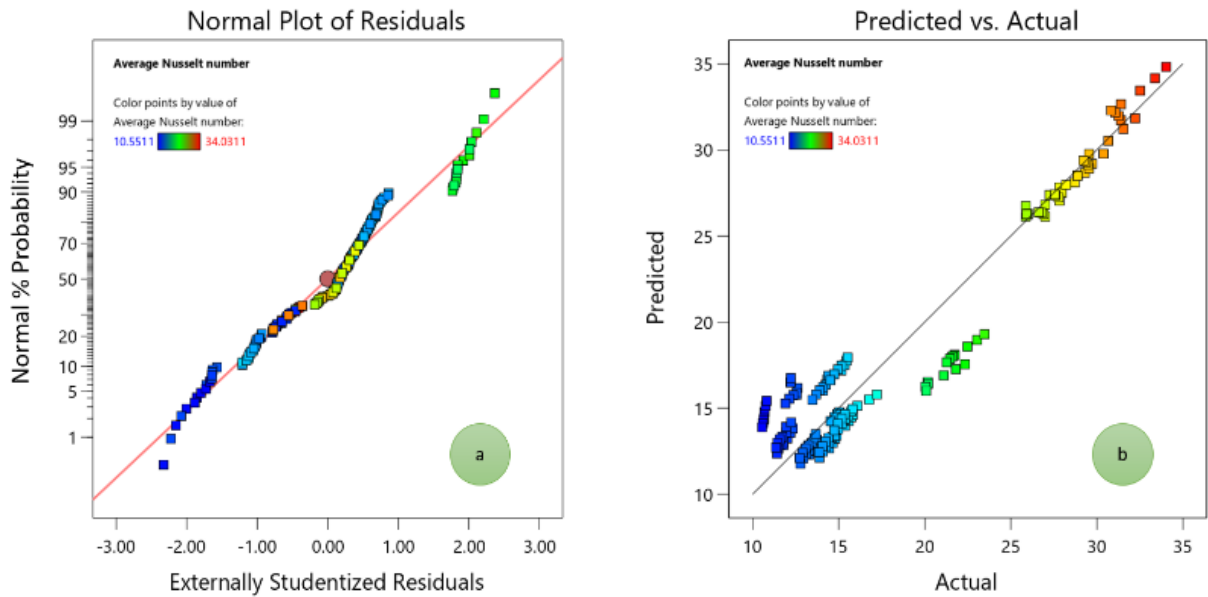
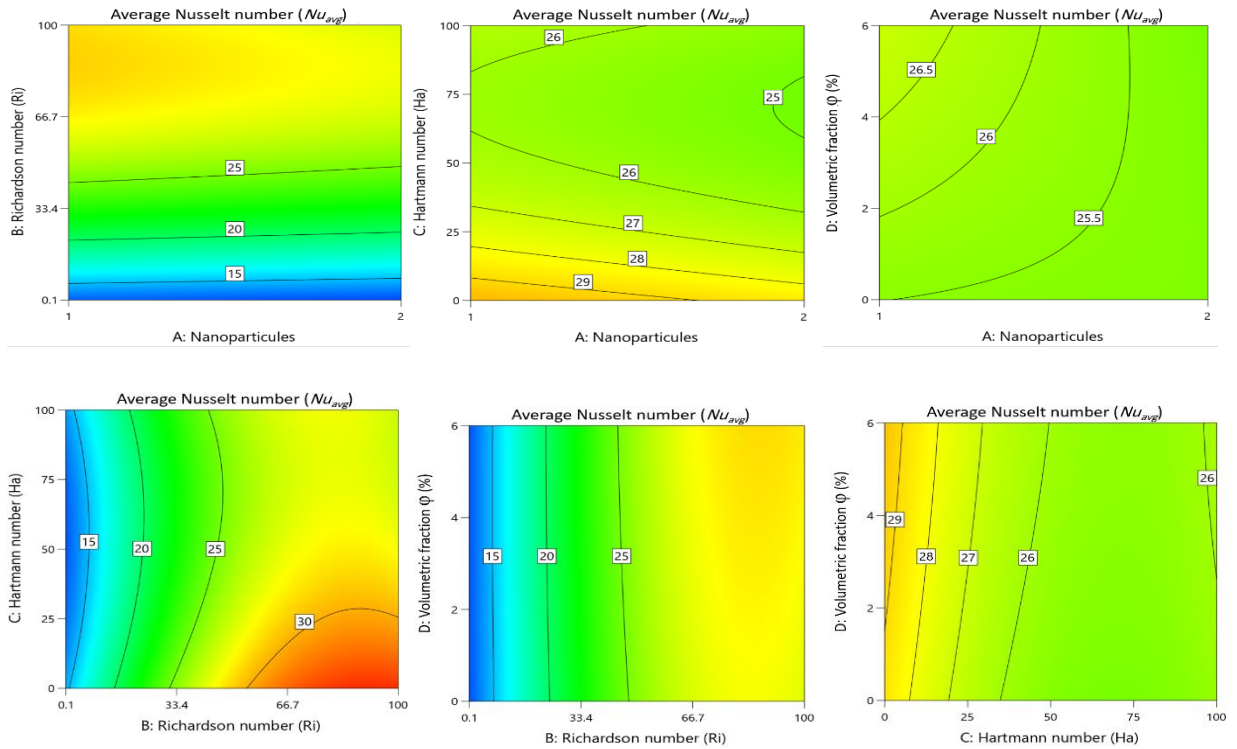


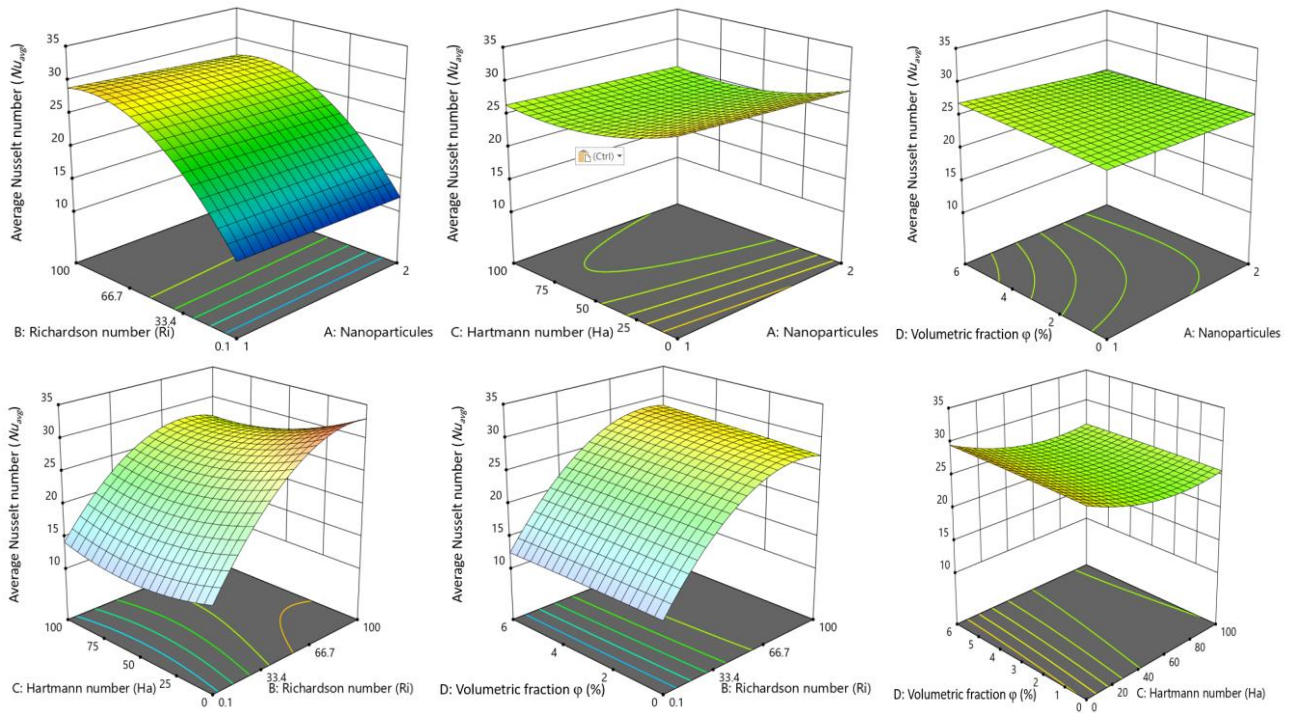
Figure IV. 21: (a) Graphique normal pour le résidu et (b) Graphique prévu par rapport au réel pour le modèle \overline{Nu} du nombre Nusselt moyen.

Les tracés de contour (2D) et les tracés de surface de réponse (3D) mettent en évidence l'impact de variables telles que les nanoparticules, le nombre de Richardson (Ri), le nombre de Hartmann (Ha) et les fractions volumétriques ϕ (%) sur le nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}), comme le montre la **figure IV.22**. En ce qui concerne les tracés de contour 2D et les graphiques de surface de réponse 3D, le codage couleur permet d'identifier les zones du graphique de surface correspondant à différentes intensités de réponse résultant de l'interaction des variables d'entrée. Les zones rouges indiquent les régions avec les intensités de réponse les plus élevées, tandis que les zones bleues représentent les intensités de réponse les plus faibles.

Le nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) atteint son maximum avec les nanoparticules de Cu et Al_2O_3 pour un nombre de Richardson (Ri) compris entre 48.58 et 100, et pour un nombre de Hartmann (Ha) compris entre 0 et 40. L'optimum (\overline{Nu}), qui peut atteindre jusqu'à 26.9163, est obtenu avec des nanoparticules de (Cu) à une fraction volumique (ϕ) de 6%. Le maximum (\overline{Nu}) est observé pour un (Ri) compris entre 44.5 et 100 et un (Ha) compris entre 0 et 100. De plus, ce maximum est atteint pour un Ri de 47.7 à 100 et une fraction volumique (ϕ) variant de 0 à 6%. Le maximum (\overline{Nu}) est également associé à un Ha compris entre 0 et 20, avec une fraction volumique (ϕ) de 0 à 6%.



(a) Diagramme de contour 2D



(b) Diagramme de surface 3D

Figure IV. 22: Diagrammes d'analyse RSM pour représenter le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} .

b) Optimisation RSM :

La tentative d'optimisation du système consiste à déterminer les valeurs optimales des variables indépendantes afin d'atteindre le niveau le plus élevé de la réponse souhaitée. L'obtention de la fonction objective implique l'établissement de critères et de degrés de pertinence pour les variables, y compris les facteurs d'entrée et les réponses. Dans l'évaluation de l'optimisation, une valeur de désirabilité allant de 0 à 1 est utilisée, où une valeur plus proche de 1 indique un résultat plus favorable.

Le troisième tableau présente l'objectif d'optimisation correspondant utilisé dans cette étude. Nos objectifs sélectionnés comprennent des nanoparticules de « 1 : Cu », un nombre de Richardson (Ri) de « 100 », un nombre de Hartmann (Ha) de « 40 » et une fraction volumétrique de 6 %, correspond à la plage de valeurs ciblée. Le système a été établi pour maximiser le nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}).

Tableau. IV. 6 : Critères d'optimisation et solutions.

	Paramètres	Notation	Objectif	Résultat d'optimisation	Désirabilité
Facteurs d'entrée	Nanoparticules	A	Minimiser	Cuivre (Cu = 1)	
	Nombre de Richardson (Ri)	B	Maximiser	100	
	Nombre de Hartmann (Ha)	C	Cible	40	0.958 (95.8%)
	Fraction volumique ϕ (%)	D	Maximiser	6	
Réponses (Sortie)	Nombre de Nusselt moyen	\overline{Nu}	Maximiser	30.4905	

Après avoir terminé le processus d'amélioration, il a été observé que le nombre Nusselt moyen (\overline{Nu}) pouvait être maximisé à 30.4905. Cette maximisation peut être obtenue en maintenant une quantité de nanoparticules de « 1 : Cu », un nombre de Richardson (Ri) de « 100 », un nombre de Hartmann (Ha) de « 40 » et une fraction volumétrique de 6 %. La valeur de désirabilité d'optimisation a atteint 0.958 (95.80 %), ce qui représente un pourcentage très élevé de réalisation des objectifs requis. La solution d'optimisation de 1 à 85 est représentée visuellement sous forme de rampes dans la **figure IV.23**, tandis que la **figure IV.24** présente le diagramme de surface de réponse 3D de désirabilité.

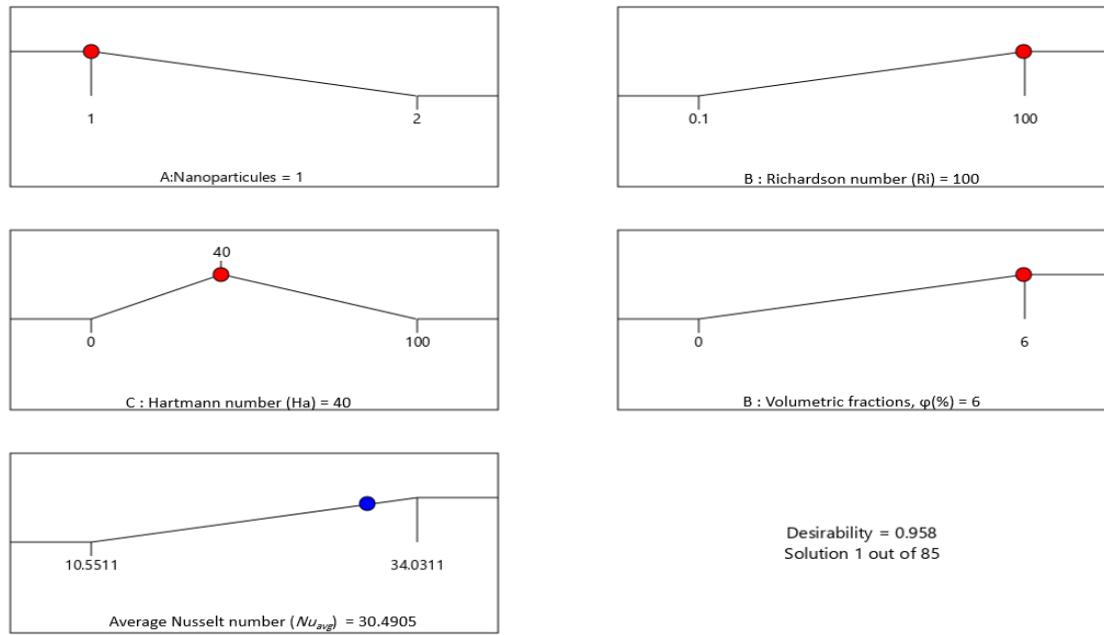


Figure IV. 23: Rampes de solution d'optimisation avec une desirabilité de 0.958 et une solution de 1 sur 85.

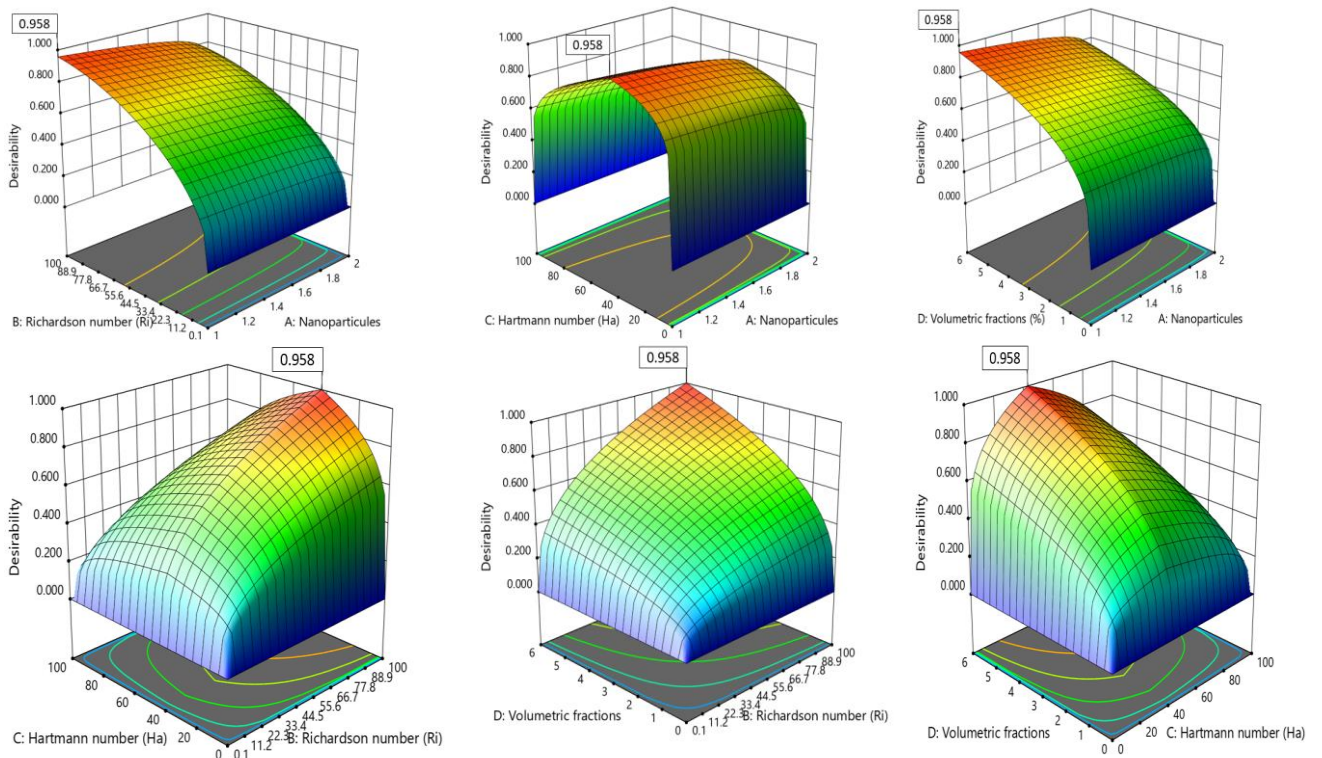


Figure IV.24 : Graphique de surface de réponse 3D pour la desirabilité d'optimisation.

IV.3.3 Conclusion

L'objectif de ce chapitre était d'étudier la convection mixte laminaire stationnaire dans une cavité carrée ventilée remplie de différents nanofluides (Cu- Eau, Ag- Eau, TiO₂- Eau Al₂O₃- Eau). La cavité contenait un cylindre central froid et était chauffée par le bas, avec des parois adiabatiques sur les côtés. Les simulations numériques ont été réalisées en utilisant la méthode des volumes finis avec Ansys Fluent 6.3 pour la simulation et Expert Design version 13 pour l'analyse statistique. L'étude a examiné les effets du nombre de Richardson (Ri), des types et concentrations de nanoparticules (ϕ) ainsi que l'effet du champ magnétique (Ha) sur l'amélioration du transfert de chaleur. Dans les simulations numériques :

- Une augmentation notable du nombre de Nusselt avec l'augmentation des nombres de Richardson et des fractions volumiques de nanoparticules.
- L'influence des nanofluides sur la convection devient particulièrement prononcée à des nombres de Richardson élevés.
- Les nanofluides contenant des nanoparticules métalliques, en raison de leur conductivité thermique supérieure, montrent une plus grande efficacité de transfert de chaleur par rapport aux nanofluides à base de nanoparticules non métalliques.
- Le nanofluide ternaire offre un nombre de Nusselt supérieur à celui des nanofluides simples (contenant des nanoparticules non métalliques) et des nanofluides hybrides binaires.
- L'application d'un champ magnétique a un impact significatif sur l'écoulement des nanofluides.

Cette étude approfondie a fourni des informations précieuses sur la relation complexe entre divers paramètres et leurs effets sur les performances du transfert de chaleur dans la cavité carrée ventilée remplie de nanofluides. Les conclusions suivantes peuvent être tirées des résultats statistiques de la méthode des surfaces de réponse (RSM) :

- Les diagrammes de probabilité ont montré une excellente corrélation entre les valeurs prédites et expérimentales.
- Les résultats de l'optimisation utilisant la fonction de désirabilité (FD) indiquent que les conditions pour atteindre les valeurs maximales de \overline{Nu} sont Ri = 100, ϕ (%) = 7.9, et la nanoparticule optimale est Ag.

- Les résultats des tests de validation confirment la fiabilité et la robustesse de la fonction de désirabilité pour résoudre les problèmes d'ingénierie. Les erreurs relatives sont toutes inférieures à 0.13 %.
- Les résultats de l'analyse de variance (ANOVA) ont montré que le nombre de Richardson (Ri) avec une contribution de 83.95 %, et le nombre de Hartmann (Ha) avec une contribution de 2.14 %, sont plus significatifs que ceux des nanoparticules avec une contribution de 0.48 %, et des fractions volumiques, φ (%), avec une contribution de 0.09 %.
- Les graphiques de probabilités qui ont montré une excellente corrélation entre les valeurs prédites et expérimentales ($R^2=91.03$).
- Le nombre de Nusselt moyen optimal (\overline{Nu}), en présence du champ magnétique, atteignant jusqu'à 26.9163, est obtenu avec une nanoparticule (Cu) et une fraction volumique (φ) de 6 %.

CHAPITRE V :

Résultats et discussion : Configuration : 3D

Sommaire :

V.1 Introduction

V.2 Paramètres géométriques et physiques

V.3 Résultats et discussion

 V.3. 1 l'effet du nombre de Hartmann

 V.3. 1. 1 Le champ dynamique

 V.3. 1. 2 Le champ thermique

 V.3. 2 L'effet de la fraction volumique

 V.3. 2. 1 Le champ dynamique

 V.3. 2. 2 Le champ thermique

 V.3. 2 L'effet du nombre de Hartmann (Ha) et la fraction volumique sur le Nombre de Nusselt moyen

V. 4 Conclusion

V.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de compléter notre étude en réalisant une simulation tridimensionnelle basée sur les résultats du chapitre précédent. Nous avons choisi une configuration de cavité cubique ventilée, contenant un cylindre central froid, avec une température élevée sur la paroi inférieure. La cavité est remplie d'un nanofluide hybride ternaire soumis à l'effet d'un champ magnétique.

Divers effets des paramètres ont été étudiés, et leurs résultats sont présentés sous forme de contours de température, de lignes de courant, de variations de température et de vitesse, ainsi que du taux de transfert de chaleur (nombre de Nusselt moyen).

V.2 Paramètres géométriques et physiques

Les paramètres pris en compte dans cette étude sont le nombre de Reynolds ($Re = 100$), le nombre de Richardson ($Ri = 1$), le nombre de Hartmann ($Ha = 25$ à 100), ainsi que le pourcentage de nanoparticules d' $Ag - Al_2O_3 - TiO_2$ (de 0 à 8 %).

V.3 Résultats et discussion

V.3.1 l'effet du nombre de Hartmann

Une tendance a été observée dans la recherche sur le flux de magnéto convection au sein de diverses études au cours de ces dernières années, en raison de ses effets dans plusieurs applications technologiques [82]. Les études indiquent que le champ magnétique externe peut être utilisé pour contrôler la convection à l'intérieur des cavités [120]. Le contrôle du transfert de chaleur convectif dans les cavités par le couplage de plusieurs techniques passives et actives offre une bonne efficacité énergétique et une flexibilité de fonctionnement pour différents systèmes. D'après les revues de la littérature, ces techniques sont : les systèmes tridimensionnels associant l'ajout de nanoparticules et un obstacle de forme complexe comme techniques passives, et l'application d'un champ magnétique externe comme technique active, qui sont quasiment inexistantes [121].

Cette section présente l'influence du nombre de Hartmann (Ha) sur les caractéristiques de l'écoulement du fluide et les champs thermiques de la convection mixte tridimensionnelle à l'intérieur d'une cavité ouverte contenant un obstacle de forme circulaire, remplie de nanofluide hybride ternaire ($Ag - Al_2O_3 - TiO_2$ - eau). Les résultats sont présentés pour différents paramètres de contrôle, à savoir : la fraction volumique ($\phi = 6\%$), ainsi que le nombre de

Richardson ($Ri = 1$). Afin de mieux visualiser les résultats 3D, trois plans différents ont été considérés, tous situés à l'intérieur de la cavité et parallèles au plan (X-Z).

V.3. 1. 1 Le champ dynamique

La structure de l'écoulement tridimensionnel de la convection mixte à l'intérieur des sections des plans (OYZ), (OXZ) et (OXY) pour ($Ha = 0, 50, 100$), $\phi = 6\%$ et $Ri = 1$ a été présentée dans les **figures V.1-3**. Comme on peut le voir sur ces figures, en l'absence du champ magnétique ($Ha = 0$), le flux entrant passe principalement autour du corps froid circulaire et produit une cellule de recirculation située en bas à gauche de la cavité ventilée. Cette observation est conforme aux résultats de **Selimefendigil et al. (2020) [120]**, qui ont également montré qu'en l'absence de champ magnétique, de faibles zones de recirculation se forment sous l'orifice d'admission et dans les poches de l'onde rectangulaire.

En présence du champ magnétique ($Ha = 50$), le comportement hydrodynamique subit un changement significatif en raison des forces opposées appliquées à l'écoulement du fluide dans la cavité cubique, conformément aux équations du moment. On observe une disparition de la zone de recirculation pour tous les plans (OXY) considérés, et l'écoulement dans les plans (OXZ) et (OYZ) devient moins turbulent. Les lignes de courant deviennent plus ordonnées, avec des effets de friction magnétique qui ralentissent les vitesses de circulation dans certaines régions. Par conséquent, nous concluons que l'application d'un champ magnétique diminue l'importance de la force d'inertie par rapport au cas sans champ magnétique, et l'écoulement devient principalement régi par la force de Lorentz.

De plus, le champ magnétique agit comme une barrière pour l'écoulement entrant. À $Ha = 100$, les lignes de courant se déforment, montrant des orientations obliques par rapport aux parois de la cavité et du cylindre, en raison de la force de Lorentz générée par l'interaction entre le champ magnétique et les charges mobiles du fluide. Ces observations sont cohérentes avec les résultats rapportés par **Kherroubi et al. (2020) [82]**, qui ont également montré qu'en présence d'un champ magnétique, le comportement hydrodynamique subit une modification importante en raison des forces opposées appliquées à l'écoulement du fluide dans la cavité cubique.

Afin de mieux illustrer l'influence du champ magnétique sur les propriétés hydrodynamiques de l'écoulement à l'intérieur de notre cavité, nous présentons sur la **figure V.4** la variation des profils des composantes longitudinales et verticales de la vitesse, respectivement, pour différents nombres de Hartmann. La **figure V.4** montre que les valeurs

maximales de la vitesse longitudinale (U) sont atteintes pour $Ha = 0$, et que les profils de vitesse sont presque uniformément répartis au centre de la cavité pour tous les nombres de Hartmann. En revanche, les profils de la vitesse verticale ne sont pas uniformes, en particulier pour $Ha=100$, comme observé sur la figure précédente. De plus, les valeurs de la vitesse verticale sont plus négatives que celles de la vitesse longitudinale.

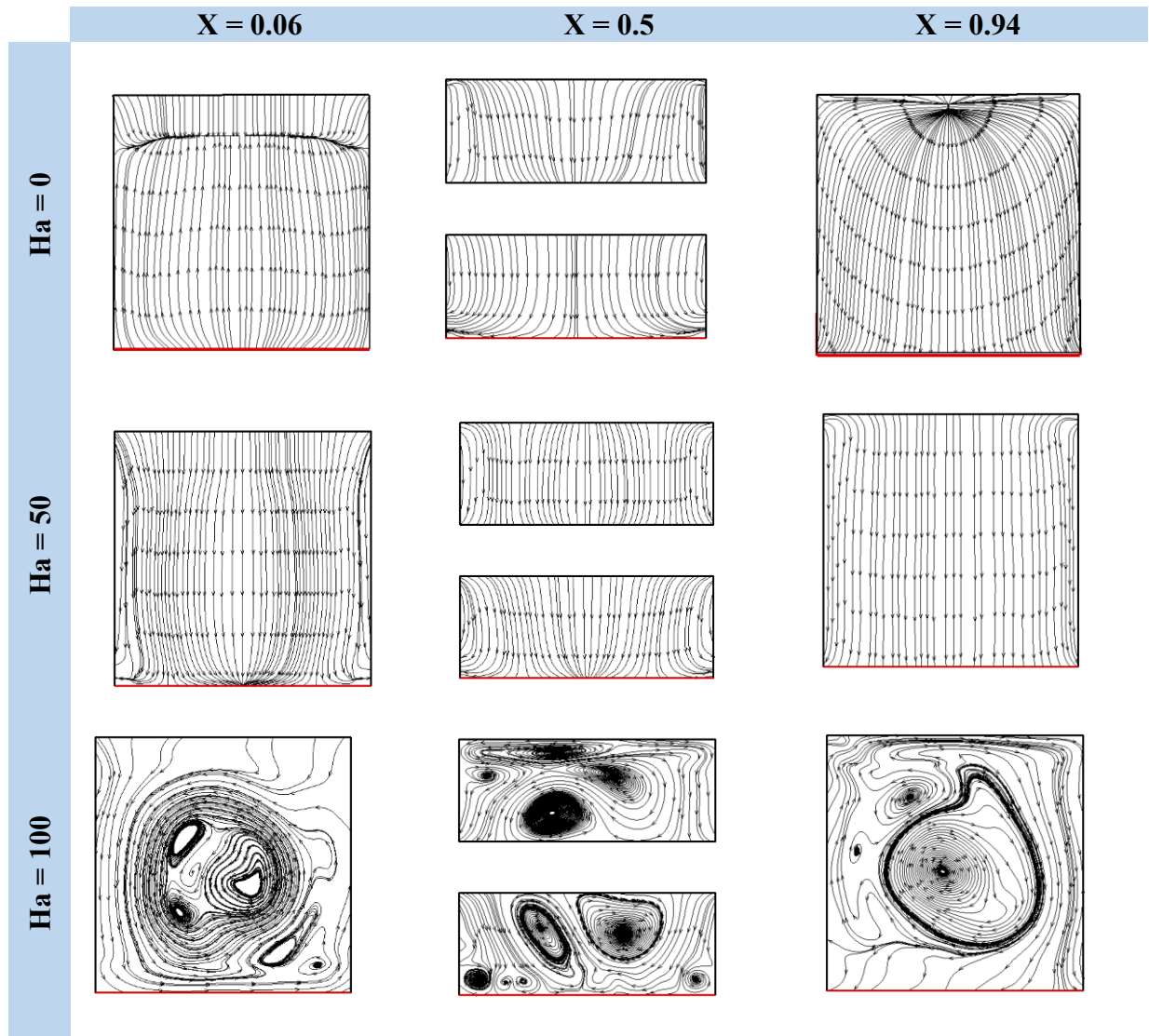


Figure V. 1: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO_2 - Al_2O_3 - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OYZ), pour $\varphi = 6\%$, $Ri=1$.

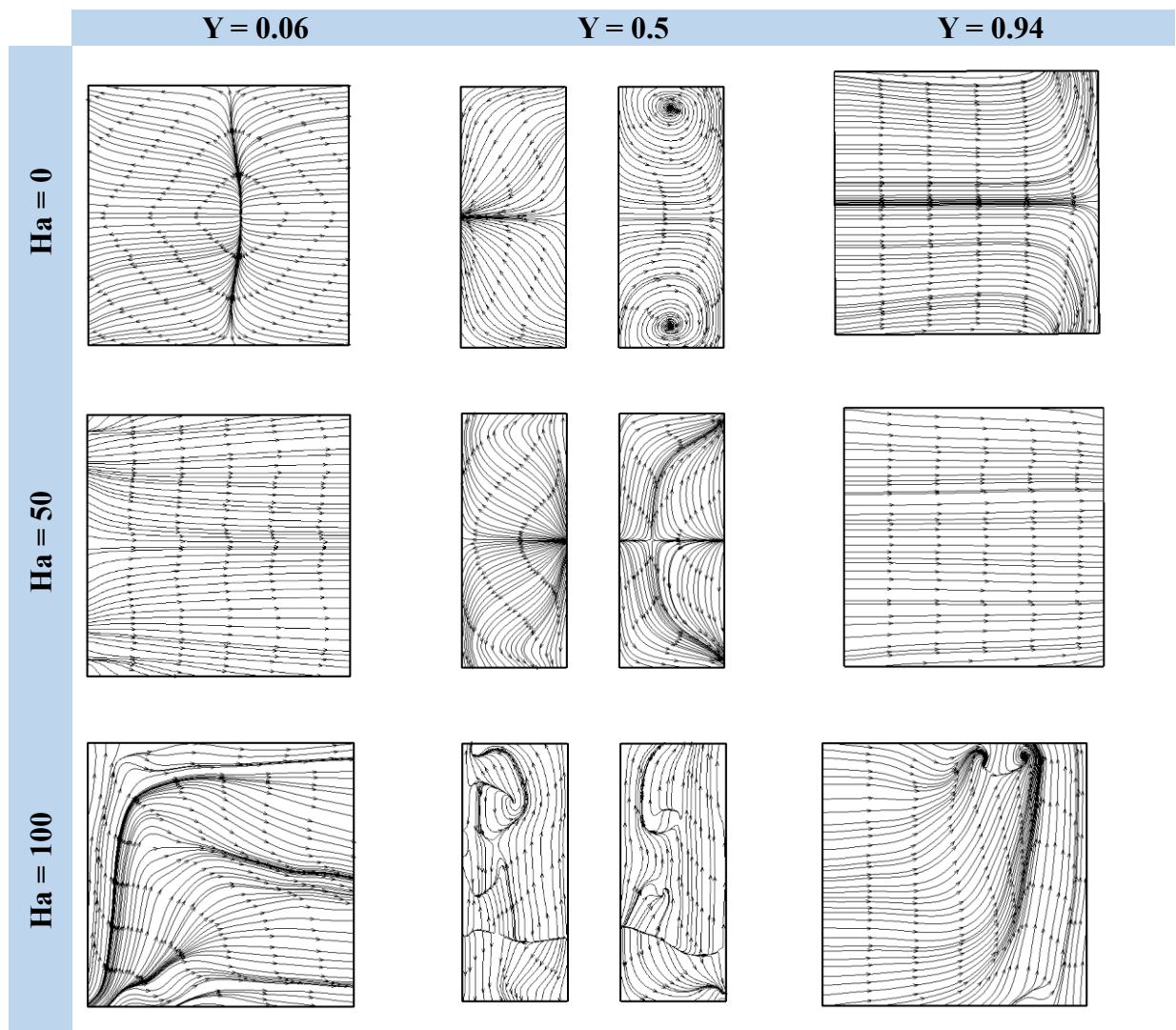


Figure V. 2: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO₂- Al₂O₃- Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXZ), pour $\varphi = 6\%$, $Ri=1$.

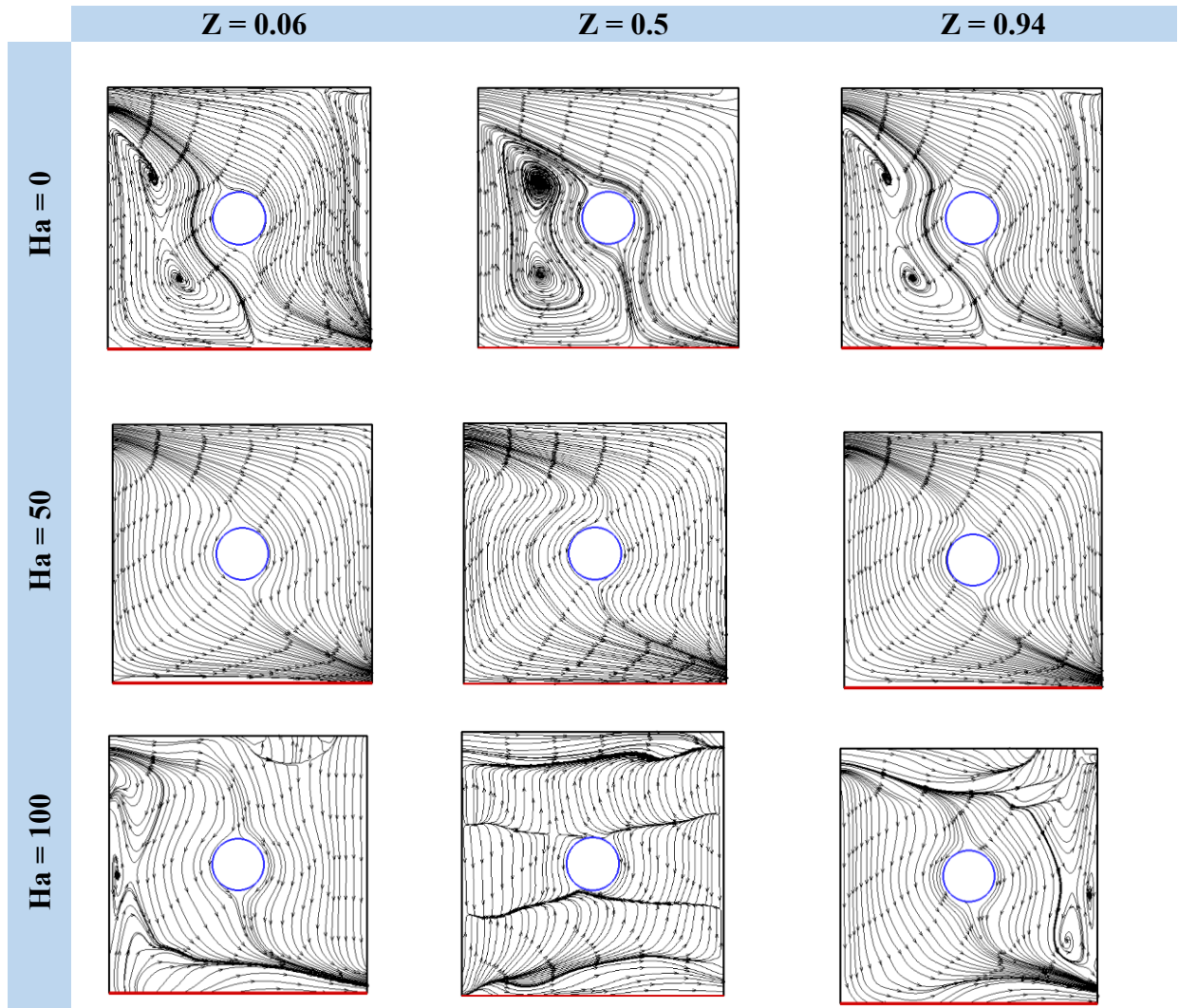


Figure V. 3: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO₂- Al₂O₃- Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXY), pour $\phi = 6\%$, $Ri=1$.

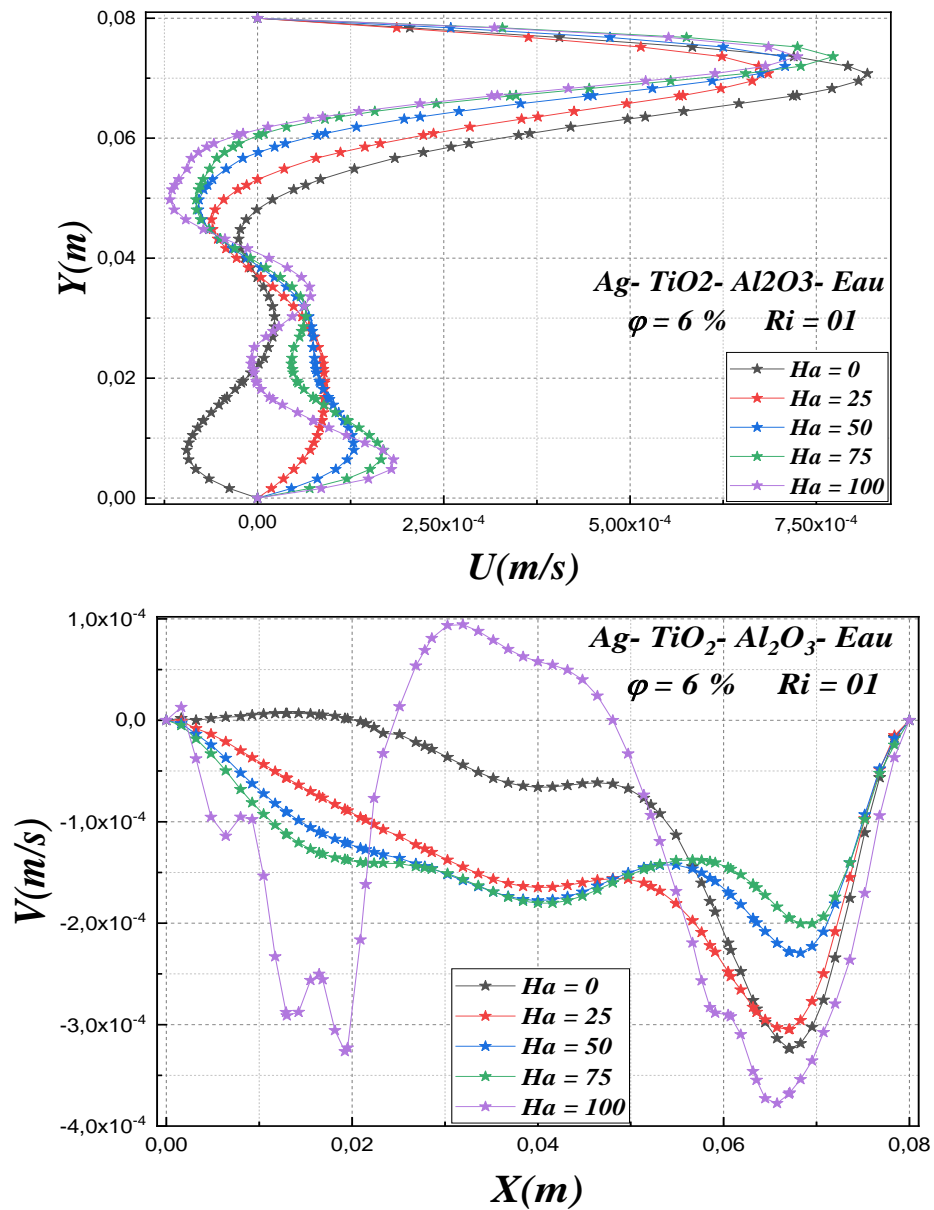


Figure V. 4: Profils de vitesse transversale et longitudinale, pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXZ), à $\varphi = 6\%$, $Ri=1$.

V.3. 1. 2 Le champ thermique

L'influence du champ magnétique modifie de manière significative la distribution des isothermes, comme l'illustrent les **figures V.5-7**. Ces dernières montrent les plans centraux (0.5) et latéraux (0.06 et 0.94) dans les plans (OXY, OXZ et OYZ). La figure (V.5) révèle que l'augmentation du nombre de Hartmann induit une stratification progressive de la température, particulièrement au niveau des plans latéraux du plan (OYZ). En revanche, les autres figures mettent en évidence une déformation plus marquée des isothermes dans les plans (OXZ) et (OXY). Ce phénomène est attribué aux forces de Lorentz, qui agissent sur l'écoulement convectif en introduisant une contrainte magnétique. Cette contrainte entraîne une diminution de l'intensité de l'écoulement et, par conséquent, réduit l'efficacité de la convection thermique.

La variation des profils de température pour différents nombres de Hartmann, avec $Ri = 1$ et $\phi = 6\%$, est présentée dans la **figure V.8**, qui montre une réduction de la température avec l'augmentation du nombre de Hartmann. Cela indique que l'effet du champ magnétique a un impact inverse sur la température du nanofluide.

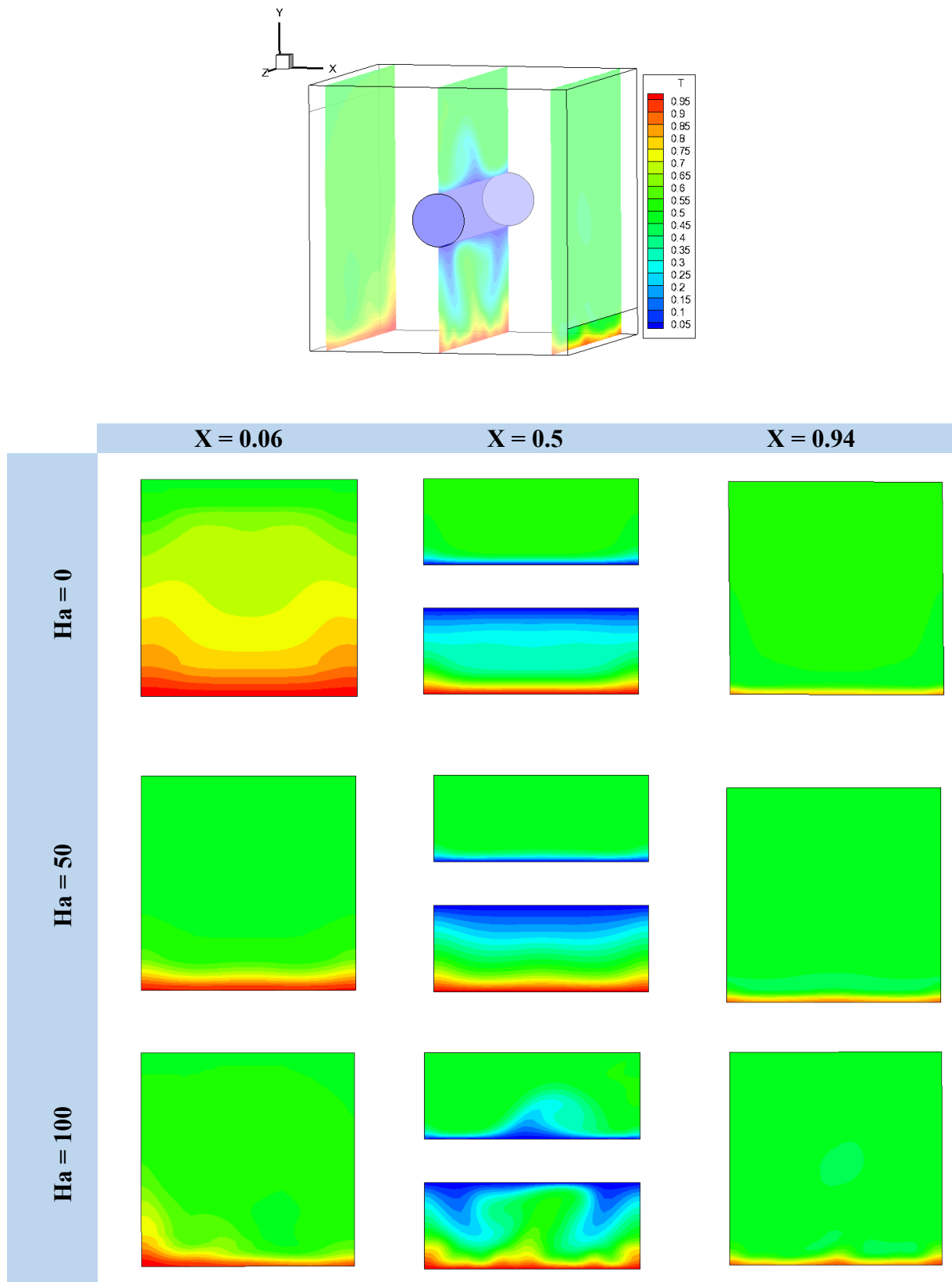


Figure V. 5: Les isothermes dans l'enceinte du (Ag- TiO_2 - Al_2O_3 - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OYZ), pour $\phi = 6\%$, $Ri=1$.

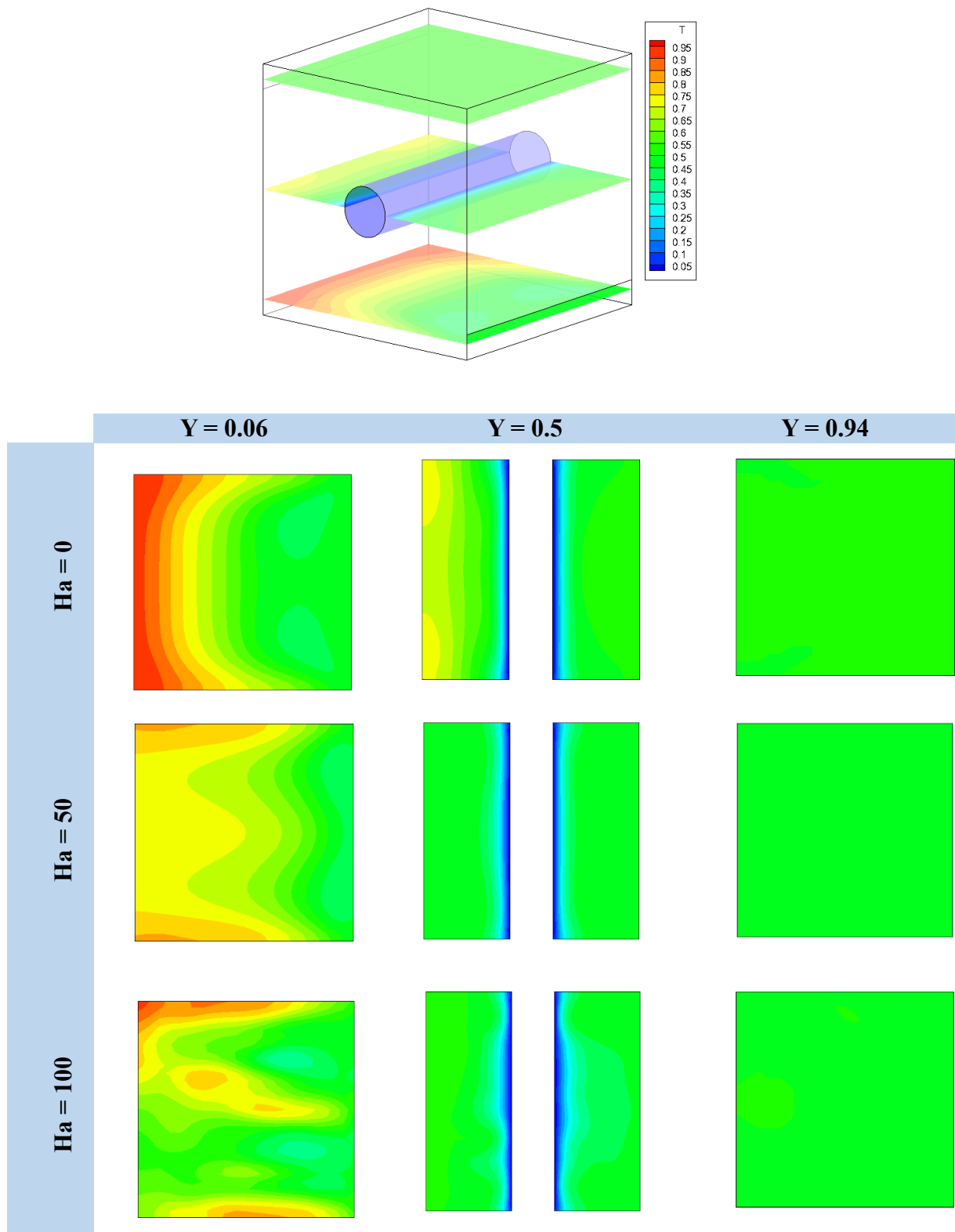


Figure V. 6: Les isothermes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO_2 - Al_2O_3 - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXZ), pour $\phi = 6\%$, $Ri=1$.

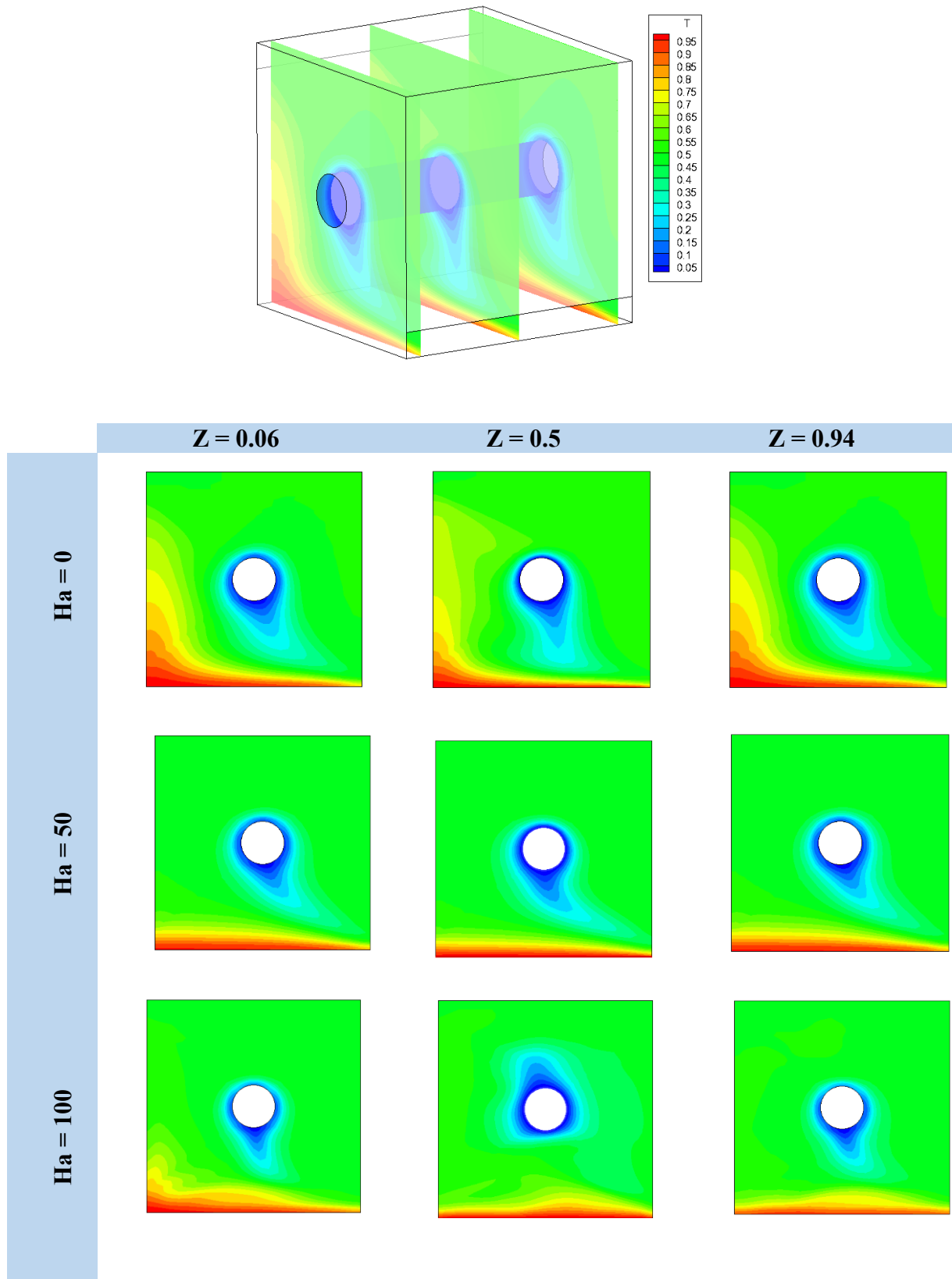


Figure V. 7: Les isothermes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO_2 - Al_2O_3 - Eau), pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OXY), pour $\phi = 6\%$, $Ri = 1$.

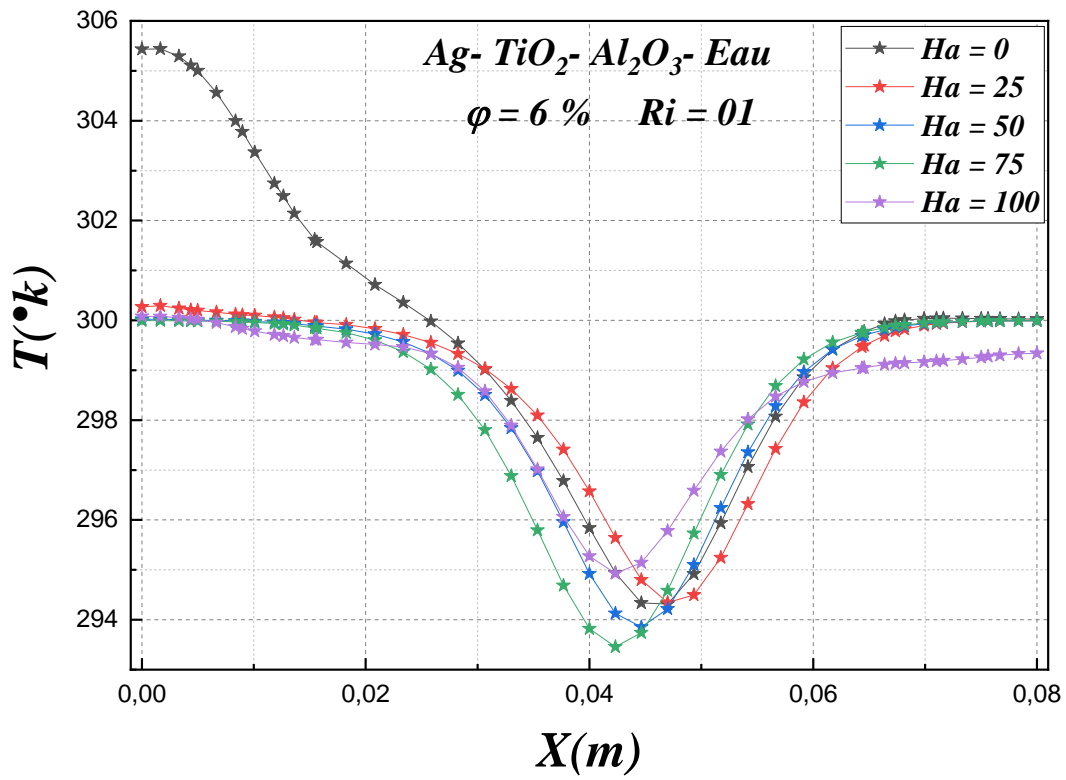


Figure V. 8: Variation des profils de température, pour différents nombres de Hartmann (Ha) sur le plan (OYZ), à $\varphi = 6\%$, $\text{Ri}=1$.

V.3. 2 l'effet de la fraction volumique

Les nanofluides ont suscité un grand intérêt et sont couramment utilisés pour améliorer le transfert de thermique, en raison de leur facilité d'utilisation et de leur coût inférieur à celui des autres méthodes de transfert de chaleur amélioré [122]. Néanmoins, les nanofluides, caractérisés par des mélanges liquide-solide contenant des matériaux fins de taille nanométrique, métalliques ou non métalliques, ne garantissent pas un flux thermique optimal en raison des limites potentielles du liquide de base. Cette limitation découle de la possibilité que le liquide de base ne soit pas en mesure de favoriser à lui seul un flux thermique idéal [123].

Des nanofluides hybrides ont été introduits afin d'obtenir des performances supérieures adaptées aux applications exigeant des caractéristiques thermiques, optiques et rhéologiques exceptionnelles du fluide caloporteur [124]. Des recherches expérimentales récentes se sont concentrées sur les propriétés de transfert de chaleur des nanofluides mono fluides et hybrides, en utilisant des techniques telles que la méthode des marqueurs et des cellules. Ces études ont exploré diverses combinaisons de nanoparticules pour synthétiser des nanofluides hybrides, dans le but d'identifier des mélanges améliorant significativement la conductivité thermique du fluide de base. Une nouvelle catégorie, appelée nanofluides hybrides ternaires, consiste à mélanger trois types différents de nanoparticules avec des fluides traditionnels afin d'améliorer encore la conductivité thermique [125]. L'étude de **Roy et Pop (2025)** [109] montre que Les résultats montrent que le nombre de Nusselt pour le nanofluide hybride ternaire est supérieur au nombre de Nusselt moyen du nanofluide et du nanofluide hybride, bien que la fraction volumique totale des nanoparticules dans le nanofluide hybride ternaire soit inférieure à celle de ces derniers. Cela est cohérent avec nos résultats précédents (2D).

Malgré le potentiel de ces nanofluides ternaires pour améliorer considérablement les propriétés thermophysiques, la recherche sur leur efficacité thermique reste limitée, bien qu'il s'agisse d'un domaine d'intérêt croissant. Même l'étude de la convection mixte d'un nanofluide à l'intérieur d'une cavité cubique ouverte n'a pas suscité beaucoup d'attention, bien que ce phénomène soit présent dans de nombreuses applications industrielles, telles que le refroidissement de composants électroniques [75].

Cette partie présente l'effet de la fraction volumique des nanofluides ternaires ($Ag - Al_2O_3 - TiO_2 - eau$) sur les lignes de courant et la distribution de la température dans une cavité cubique ventilée contenant un obstacle central de forme circulaire, pour un nombre de Richardson ($Ri = 1$) et un nombre de Hartmann ($Ha = 25$).

V.3.2.1 Le champ dynamique

Les lignes de courant sur les plans médians (OYZ), (OXZ) et (OXY) sont présentées dans la **figure V.9** pour les fluides purs et les nanofluides hybrides ternaires, avec différentes fractions volumiques ($\phi = 0, 4, 8 \%$), pour $Ri = 1$ et $Ha = 25$. Il est observé qu'une cellule de recirculation se forme sous la paroi supérieure et près de l'orifice d'entrée. Cette cellule de recirculation devient plus prononcée avec l'ajout de nanoparticules, ce qui entraîne une modification du comportement de l'écoulement. Cependant, la **figure V.9** montre que l'augmentation de la fraction volumique provoque des changements faibles dans la configuration de l'écoulement. Ces résultats sont cohérents avec ceux de la littérature existante. Par exemple, l'étude de **Bouziid et al. (2024) [123]** présente une étude numérique de la convection mixte à l'intérieur d'une cavité tridimensionnelle en forme de L remplie de nanofluides hybrides, en présence d'un bloc chauffant. Ils montrent qu'en augmentant la fraction volumique de nanofluide hybride à $\phi = 2 \%$ pour un nombre de Reynolds $Re = 100$, l'augmentation du transfert de chaleur n'est pas substantielle par rapport à $\phi = 0 \%$. Il apparaît clairement que l'incorporation de nanoparticules métalliques dans le fluide de base, associée à leur interaction avec le flux entrant et le bloc chauffé, s'avère insuffisante pour induire des modifications significatives de la densité du fluide et de la mobilité des particules. De plus, les résultats d'**Al-Rashed et al. (2018) [75]** montrent que l'effet des nanoparticules est limité. Dans le même contexte, **Kolsi et al. (2016) [74]** révèle de légères différences entre le nanofluide et le fluide pur.

Pour comprendre les schémas d'écoulement et l'impact de la fraction volumique sur la dynamique de l'écoulement, nous présentons la **figure V.10**, qui montre les profils de vitesse transversale et longitudinale à l'intérieur de la cavité tridimensionnelle. Comme le montre la **figure V.10**, les profils de vitesse longitudinale s'intensifient à mesure que la fraction volumique augmente.

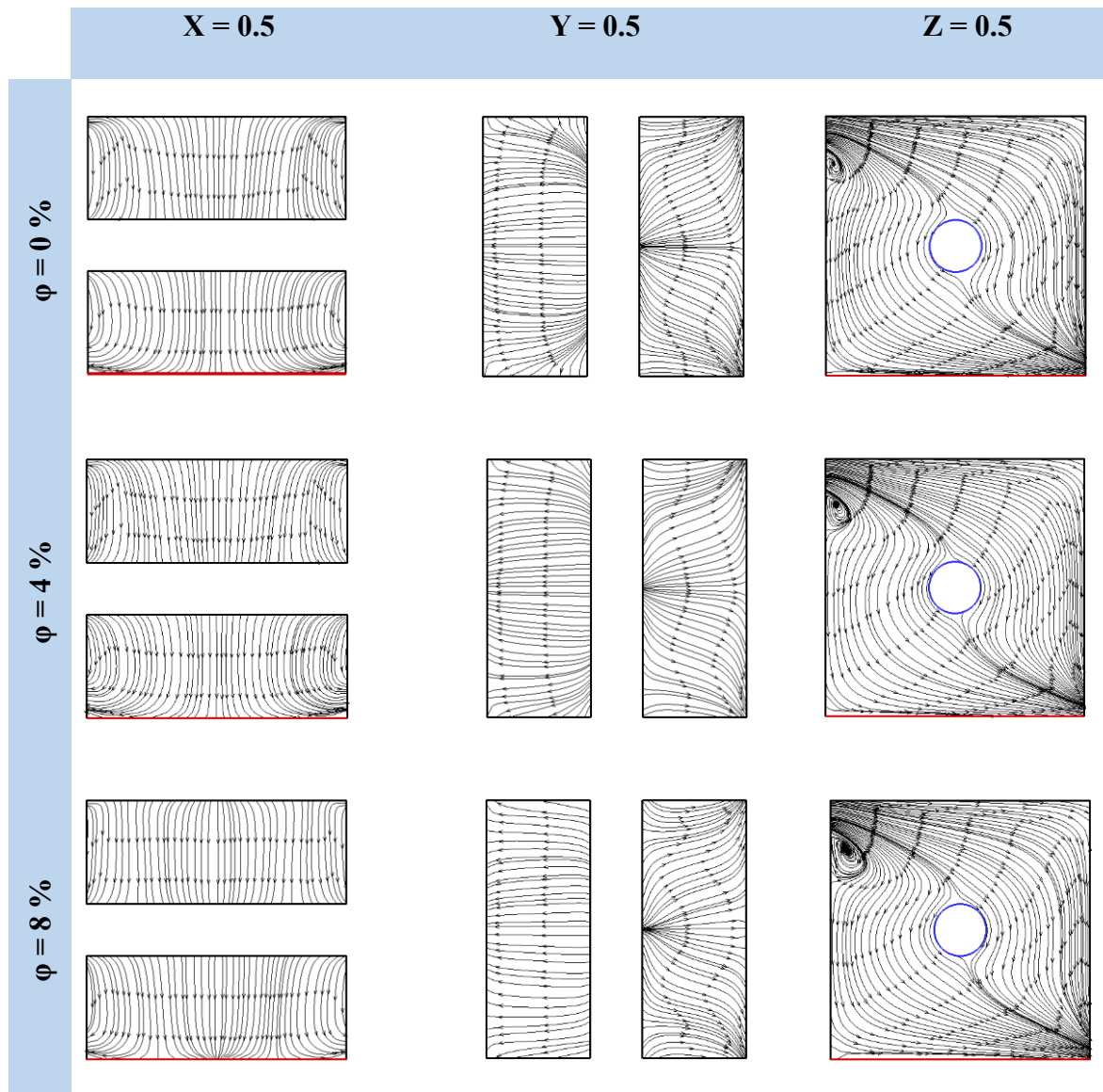


Figure V. 9: Les lignes de courant dans l'enceinte du (Ag- TiO_2 - Al_2O_3 - Eau), pour différents fractions volumiques, pour $Ri = 01$ et $Ha = 25$.

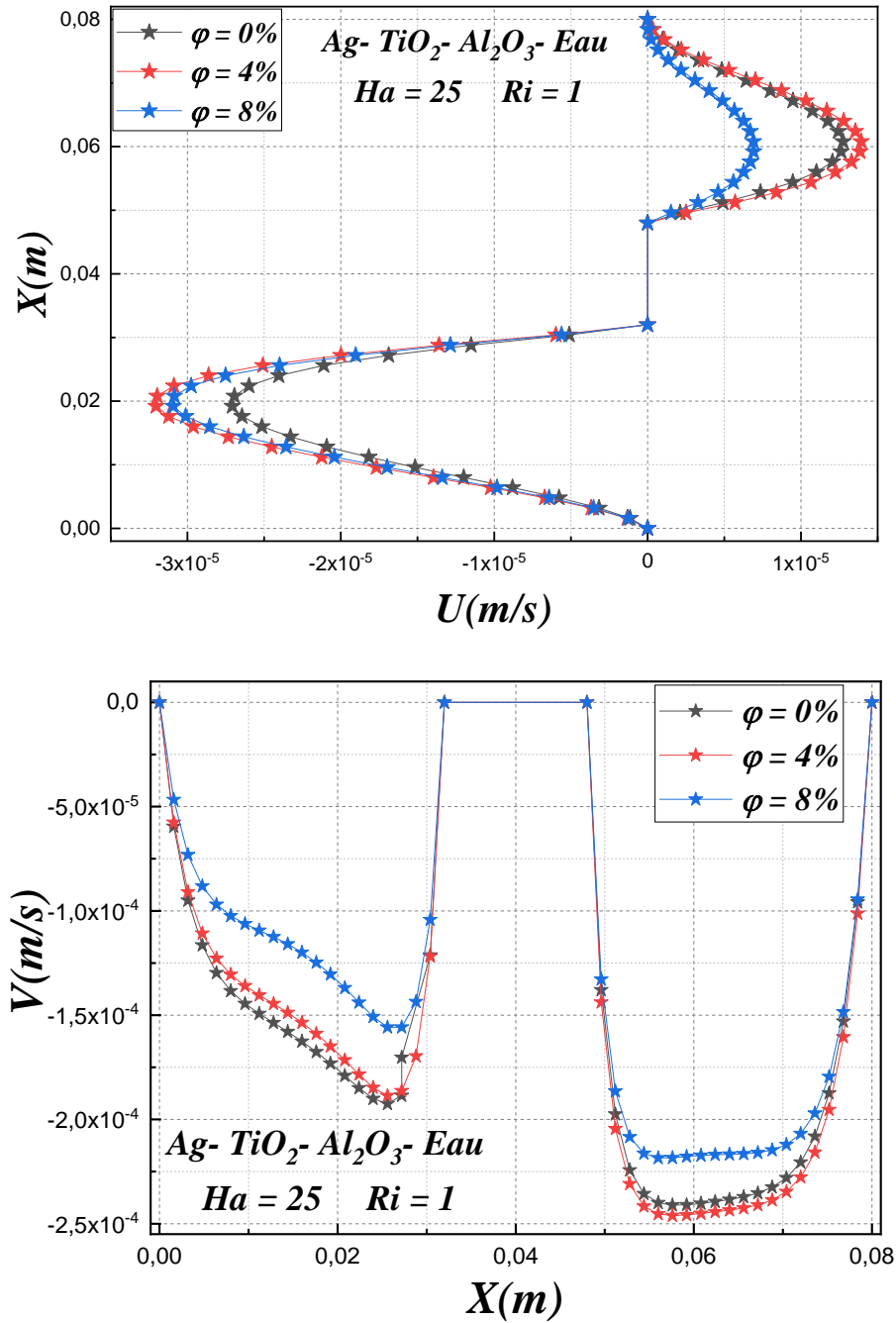


Figure V.10 : Profils de vitesse transversale et longitudinale pour différentes fractions volumiques, avec $Re = 100$, $Ri = 1$ et $Ha = 25$.

V.3. 2. 2 Le champ thermique

La **figure V.11** présente une analyse de la distribution de la température dans la cavité ventilée remplie de nanofluid hybride ternaire, en fonction de différentes fractions volumiques de nanoparticules. Aucun effet significatif de la fraction volumique solide n'a été observé sur la

configuration des lignes isothermes au sein de la cavité. Cependant, une non-uniformité des lignes isothermes a été clairement observée dans le cas des nanofluides, ce qui peut être attribué à un transfert de chaleur principalement dominé par la convection.

La distribution des profils de température le long de la section médiane du plan (OYZ) de la cavité cubique ventilée, remplie de nanofluide ternaire pour différentes fractions volumiques, est présentée à la **figure V.12**. Cette figure montre que la variation des profils de température est quasi identique avec l'augmentation de la fraction volumique. Cependant, on observe une légère augmentation de la température près de l'entrée du fluide.

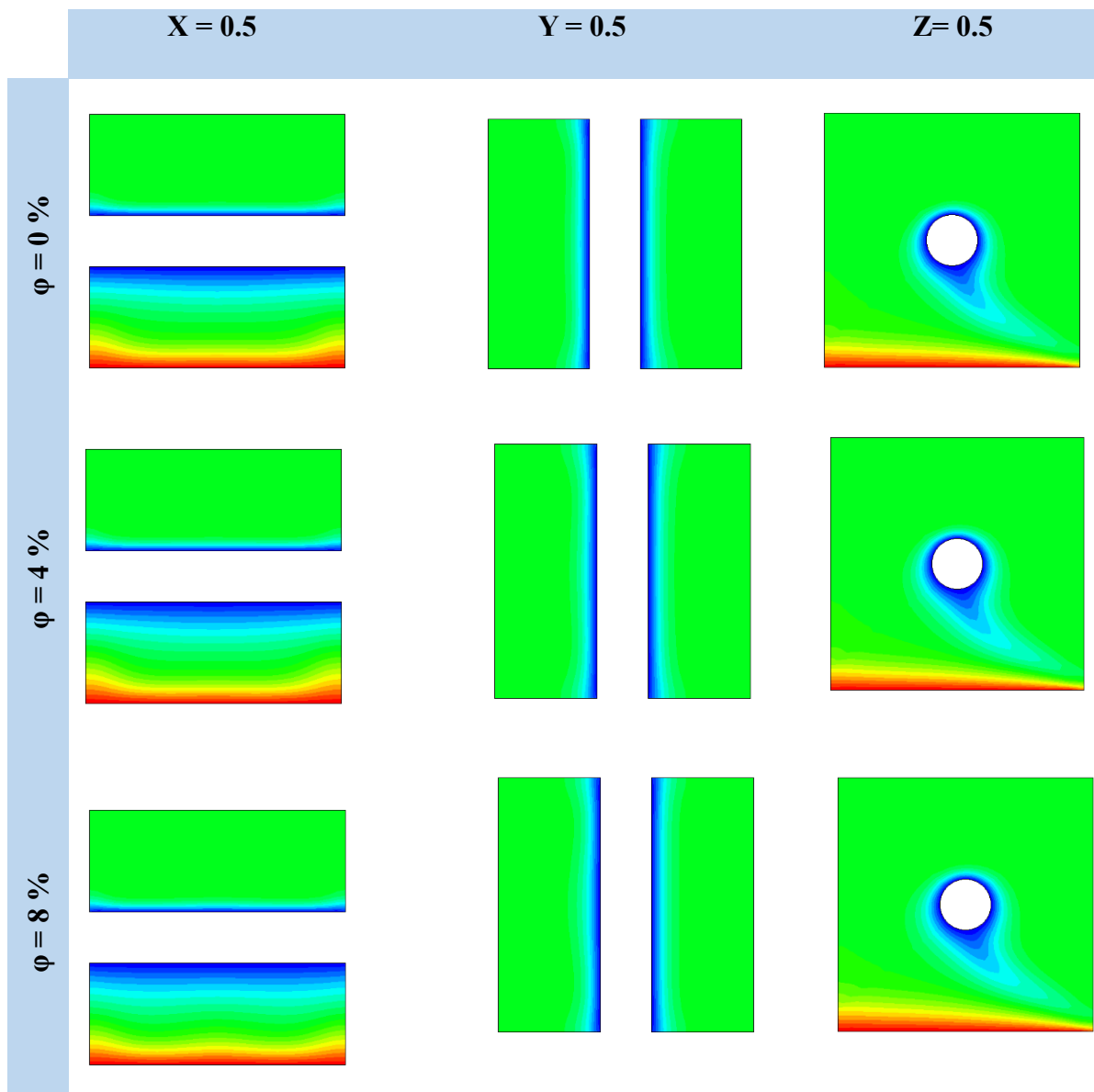


Figure V. 11 : Les isothermes dans l'enceinte du (Ag- TiO_2 - Al_2O_3 - Eau), pour différents fractions volumiques, pour $Ri = 01$ et $Ha = 25$.

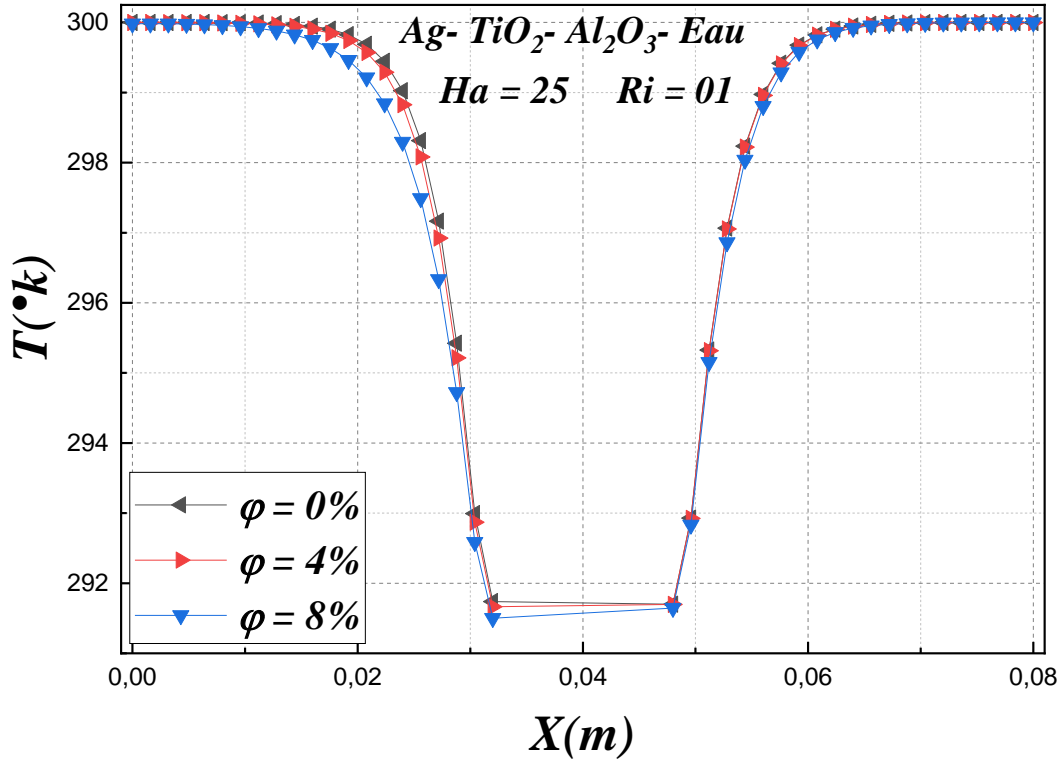


Figure IV. 12 : Profils de température pour différentes fractions volumiques, avec $Re = 100$, $Ri = 1$ et $Ha = 25$.

V.3. 3 l'effet du nombre de Hartmann (Ha) et fraction volumique sur le Nombre de Nusselt

La figure (V.11) présente la variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique pour différents nombres de Hartmann. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt augmente avec la fraction volumique ainsi qu'avec le nombre de Hartmann. Cependant, pour $\varphi = 2\%$, le taux d'échange thermique diminue avec l'augmentation de la fraction volumique pour tous les nombres de Hartmann, à l'exception de $Ha = 100$, où les valeurs sont supérieures. En conséquence, l'amélioration du transfert thermique induite par l'ajout de nanoparticules est plus marquée en présence du champ magnétique par rapport au cas sans champ magnétique. Cela s'explique par le fait que la conductivité électrique du nanofluide est supérieure en présence du champ magnétique.

En comparant ces résultats avec des études précédentes, il est évident qu'un accord substantiel existe concernant l'effet du nombre de Hartmann et de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt. L'étude de **Kherroubi et al. (2020)** [82] montre que l'effet des

nanoparticules dépend des effets combinés des différents paramètres régissant l'écoulement. Les valeurs maximales du taux de transfert thermique sont atteintes en présence de nanoparticules et sous l'influence de champs magnétiques plus intenses. De plus, les résultats de **Selimefendigil et al. (2020)** [120] confirment cette observation.

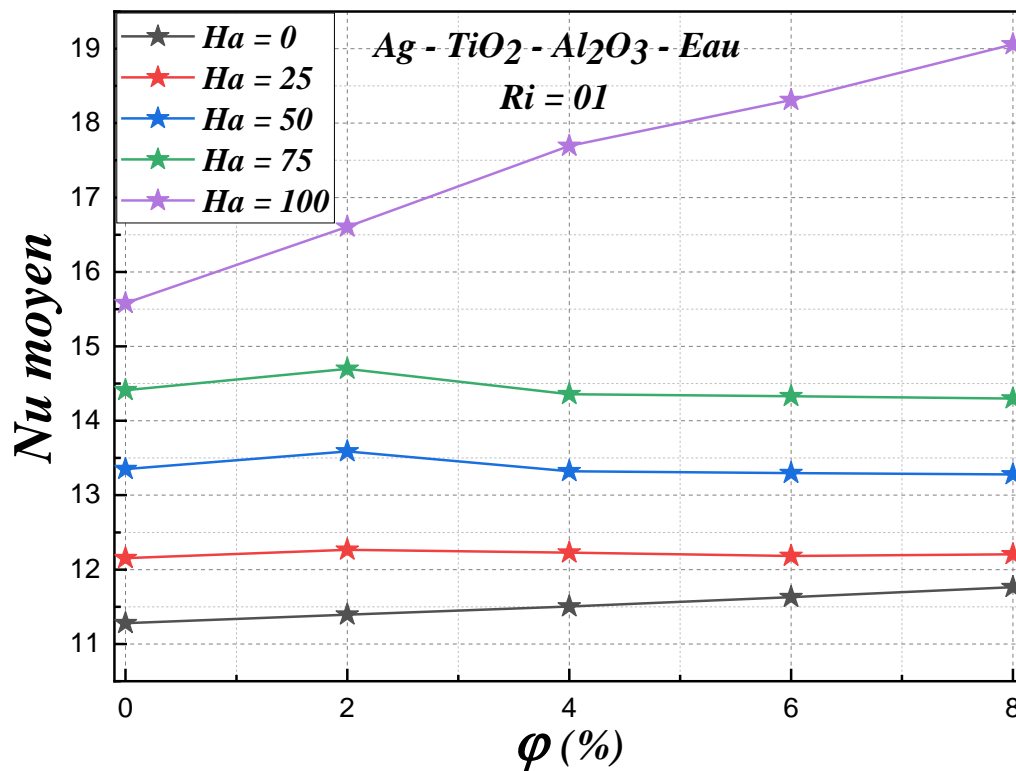


Figure V. 13 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de la densité volumique, pour différents nombres de Hartmann (Ha) et différentes fractions volumiques à $Ri = 1$.

V. 4 Conclusion

Ce chapitre a présenté une analyse détaillée de la convection mixte tridimensionnelle dans une cavité cubique ventilée, remplie d'un nanofluide hybride ternaire ($Ag - Al_2O_3 - TiO_2$ –eau), soumise à l'effet d'un champ magnétique. L'étude a mis en évidence l'impact significatif des paramètres tels que le nombre de Hartmann, la fraction volumique de nanoparticules et leur interaction sur les champs hydrodynamiques et thermiques.

L'impact du nombre de Hartmann a été particulièrement marqué sur la structure de l'écoulement. En absence de champ magnétique ($Ha = 0$), l'écoulement était plus turbulent et

avait une grande zone de recirculation. Avec l'application du champ magnétique, cette turbulence était atténuée et les lignes de courant devenaient plus ordonnées, l'écoulement étant dominé par la force de Lorentz. À $Ha = 100$, l'écoulement a montré une déformation plus marquée, avec des orientations obliques des lignes de courant, en raison de l'interaction entre le champ magnétique et les charges mobiles du fluide.

L'étude thermique a également révélé que le champ magnétique a modifié la distribution des isothermes, provoquant une stratification de la température dans certaines zones de la cavité, ce qui a limité l'efficacité du transfert thermique. Cette influence était particulièrement notable dans les plans latéraux, où l'intensité du transfert thermique diminuait avec l'augmentation du nombre de Hartmann.

Quant à l'effet de la fraction volumique de nanoparticules, l'ajout de nanoparticules a entraîné un changement notable dans l'écoulement, rendant celui-ci plus tridimensionnel. La formation de cellules de recirculation sous la paroi supérieure et près de l'entrée a été renforcée par l'ajout de nanoparticules. En revanche, l'impact sur la distribution thermique n'a pas montré d'effets significatifs sur la configuration des lignes isothermes, bien que des non-uniformités aient été observées dans les cas avec nanofluides.

Enfin, l'analyse du nombre de Nusselt a montré que l'ajout de nanoparticules et l'application du champ magnétique amélioraient le transfert thermique. Cette amélioration était particulièrement évidente pour des valeurs élevées du nombre de Hartmann, soulignant l'importance du champ magnétique dans l'optimisation du transfert de chaleur.

Dans l'ensemble, les résultats obtenus dans ce chapitre fournissent des perspectives intéressantes pour la compréhension et l'optimisation des systèmes thermiques à l'aide de nanofluide hybride sous champ magnétique, avec des applications potentielles dans diverses industries, notamment celles nécessitant un contrôle précis de la chaleur, comme les systèmes de refroidissement dans les équipements électroniques et les applications en génie chimique.

Conclusion générale

Cette thèse se concentre sur la simulation numérique du transfert de chaleur par convection mixte, en régime laminaire et stationnaire, à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée. Cette cavité est chauffée par la paroi inférieure et contient un cylindre central froid, rempli d'un mélange d'eau et de différents types de nanoparticules. Les équations du modèle mathématique, à savoir celles de la continuité, du mouvement et de l'énergie, ont été résolues dans un cadre cartésien pour les configurations bidimensionnelle (2D) et tridimensionnelle (3D). La résolution numérique a été réalisée à l'aide du logiciel Ansys Fluent 14.0, basé sur la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE. Pour valider les résultats obtenus, des comparaisons ont été effectuées avec des études existantes dans la littérature, montrant une excellente concordance, ce qui garantit la fiabilité des simulations. Les résultats ont été présentés sous la forme de nombres de Nusselt moyens, de lignes de courant, d'isothermes, ainsi que des profils de vitesse et de température, accompagnés de paramètres clés tels que le nombre de Richardson, la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Hartmann.

Dans un premier temps, l'étude s'est concentrée sur la configuration 2D, en commençant par une étude de cas pour déterminer la forme optimale du cylindre central, afin de maximiser l'efficacité du transfert de chaleur. Différentes formes géométriques ont été analysées, notamment circulaire, carrée, triangulaire et elliptique, tout en maintenant la même surface périphérique pour chacune. Les simulations ont été effectuées pour un nombre de Reynolds de $Re = 100$, un nombre de Richardson $Ri = 0.1$ et une fraction volumique de nanoparticules $\phi = 4\%$. Les résultats ont montré que le cylindre circulaire offrait de meilleures performances en termes de transfert de chaleur, avec des distributions de température qui indiquaient une convection mixte plus efficace et un meilleur échange thermique par rapport aux autres formes. En conséquence, le cylindre circulaire a été choisi comme forme optimale pour la suite de l'étude.

La deuxième partie de l'étude, basée sur la configuration 2D, est divisée en deux sections. La première examine l'influence de divers paramètres sur la structure de l'écoulement et sur le transfert de chaleur en l'absence de l'effet MHD (Magnétohydrodynamique). La deuxième section analyse l'impact d'un champ magnétique et de la densité volumique des nanoparticules sur le phénomène de convection mixte. Cette partie repose sur une approche numérique et une

analyse statistique utilisant la méthode de surface de réponse (RSM) pour estimer le nombre de Nusselt moyen. Les principales conclusions de cette partie sont les suivantes :

- La disparité dans le transfert de chaleur entre différents nanofluides augmente avec des fractions volumiques plus élevées de nanoparticules.
- L'influence des nanofluides sur la convection devient plus prononcée à des nombres de Richardson élevés.
- Le nanofluide ternaire présente un nombre de Nusselt plus élevé que celui des nanofluides simples (contenant des nanoparticules non métalliques) et des nanofluides hybrides binaires.
- Les nanofluides contenant des nanoparticules métalliques, en raison de leur conductivité thermique supérieure, montrent une plus grande efficacité en termes de transfert de chaleur.
- L'écoulement des nanofluides est fortement influencé par l'application d'un champ magnétique.
- L'ajout de nanoparticules améliore le transfert de chaleur, mais l'avantage de cet ajout devient moins significatif à mesure que le nombre de Hartmann augmente.

En outre, les résultats statistiques issus de la méthode de surface de réponse (RSM) ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Les diagrammes de probabilité ont montré une excellente corrélation entre les valeurs prédites et expérimentales.
- L'optimisation basée sur la fonction de désirabilité (DF) a révélé que les conditions maximisant le nombre de Nusselt moyen sont $Ri = 100$, $\phi = 7.9\%$ et que la nanoparticule optimale est l'argent (Ag).
- Les tests de validation ont confirmé la robustesse et la fiabilité de la fonction de désirabilité pour résoudre des problèmes d'ingénierie, avec des erreurs relatives inférieures à 0.13 %.
- L'analyse de variance (ANOVA) a mis en évidence que le nombre de Richardson (Ri) avec une contribution de 83.95 % et le nombre de Hartmann (Ha) avec 2.14 % sont les facteurs les plus significatifs, tandis que les nanoparticules (0.48 %) et les fractions volumiques (0.09 %) ont une influence plus faible.
- Les graphiques de perturbation ont fourni une analyse détaillée des facteurs (A, B, C et D) par rapport aux paramètres codés (-1, 0, +1).

- Une excellente corrélation a également été observée entre les résultats prédits et expérimentaux, avec un coefficient de détermination $R^2 = 91.03$.

La troisième partie de l'étude présente les résultats des simulations tridimensionnelles pour l'écoulement de convection mixte en régime laminaire, en prenant en compte l'effet MHD et l'utilisation d'un nanofluide hybride ternaire. Les conclusions principales de cette analyse sont les suivantes :

- L'impact du nombre de Hartmann sur la structure de l'écoulement est significatif.
- Les taux de transfert de chaleur dépendent de l'intensité et de l'orientation du champ magnétique.
- L'amélioration du nombre de Nusselt induite par l'ajout de nanoparticules est plus marquée en présence du champ magnétique.

En termes de perspectives futures, il serait intéressant d'élargir cette étude à des géométries plus complexes et d'examiner le phénomène dans un cadre d'écoulement instationnaire ou turbulent. De plus, une étude plus approfondie sur l'impact de la forme et des dimensions des nanoparticules pourrait enrichir les résultats obtenus et ouvrir de nouvelles voies de recherche pour les applications industrielles.

Liste des Références

- [1] S. U. Choi and J. A. Eastman, "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles," Argonne National Lab.(ANL), Argonne, IL (United States)1995.
- [2] A. Bejan, *Convection heat transfer*. John wiley & sons, 2013.
- [3] S. K. Das, S. U. Choi, and H. E. J. H. t. e. Patel, "Heat transfer in nanofluids—a review," vol. 27, no. 10, pp. 3-19, 2006.
- [4] D. A. Nield and A. Bejan, *Convection in porous media*. Springer, 2006.
- [5] W. M. Kays, M. E. Crawford, and B. Weigand, *Convective heat and mass transfer*. McGraw-Hill New York, 1980.
- [6] J. R. Babu, K. K. Kumar, S. S. J. R. Rao, and S. E. Reviews, "State-of-art review on hybrid nanofluids," vol. 77, pp. 551-565, 2017.
- [7] R. L. Hamilton, O. J. I. Crosser, and E. c. fundamentals, "Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems," vol. 1, no. 3, pp. 187-191, 1962.
- [8] L. S. Sundar, K. V. Sharma, M. K. Singh, A. J. R. Sousa, and S. E. Reviews, "Hybrid nanofluids preparation, thermal properties, heat transfer and friction factor—a review," vol. 68, pp. 185-198, 2017.
- [9] J. Yang, X. Yang, J. Wang, H. H. Chin, and B. J. F. i. E. R. Sundén, "Review on thermal performance of nanofluids with and without magnetic fields in heat exchange devices," vol. 10, p. 822776, 2022.
- [10] A. Ramadhan, W. Azmi, R. Mamat, K. Hamid, and S. Norsakinah, "Investigation on stability of tri-hybrid nanofluids in water-ethylene glycol mixture," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 469, p. 012068: IOP Publishing.
- [11] A. Asadi, M. Asadi, M. Rezaei, M. Siahmargoi, F. J. I. c. i. h. Asadi, and m. transfer, "The effect of temperature and solid concentration on dynamic viscosity of MWCNT/MgO (20–80)–SAE50 hybrid nano-lubricant and proposing a new correlation: An experimental study," vol. 78, pp. 48-53, 2016.
- [12] X. Jin, G. Lin, A. Zeiny, H. Jin, L. Bai, and D. J. R. E. Wen, "Solar photothermal conversion characteristics of hybrid nanofluids: An experimental and numerical study," vol. 141, pp. 937-949, 2019.
- [13] H. F. Oztop, E. J. I. j. o. h. Abu-Nada, and f. flow, "Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids," vol. 29, no. 5, pp. 1326-1336, 2008.

- [14] M. Benzema, Y. Benkahla, A. Boudiaf, and S.-E. Ouyahia, "Etude numérique de la convection mixte lors de l'écoulement d'un nanofluid hybride (Ag-MgO/Eau) dans une cavité trapézoïdale ventilée soumise à l'action d'un champ magnétique," in *CFM 2017-23ème Congrès Français de Mécanique*, 2017: AFM, Maison de la Mécanique, 39/41 rue Louis Blanc-92400 Courbevoie.
- [15] S. Kakaç, A. J. I. j. o. h. Pramuanjaroenkij, and m. transfer, "Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids," vol. 52, no. 13-14, pp. 3187-3196, 2009.
- [16] K. Khanafer, K. Vafai, M. J. I. j. o. h. Lightstone, and m. transfer, "Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids," vol. 46, no. 19, pp. 3639-3653, 2003.
- [17] Y. Xuan, W. J. I. J. o. h. Roetzel, and M. transfer, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids," vol. 43, no. 19, pp. 3701-3707, 2000.
- [18] J. C. Maxwell, *A treatise on electricity and magnetism: Pt. III. Magnetism. pt. IV. Electromagnetism*. Clarendon press, 1881.
- [19] W. Yu and S. J. J. o. n. r. Choi, "The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Maxwell model," vol. 5, pp. 167-171, 2003.
- [20] A. J. A. d. P. EINSTEIN, "Eine neue Bestimmung der Molekuldimensionen," vol. 19, pp. 289-306, 1906.
- [21] H. C. J. T. J. o. c. p. Brinkman, "The viscosity of concentrated suspensions and solutions," vol. 20, no. 4, pp. 571-571, 1952.
- [22] G. J. J. o. F. M. Batchelor, "Brownian diffusion of particles with hydrodynamic interaction," vol. 74, no. 1, pp. 1-29, 1976.
- [23] S. E. B. Maiga, S. J. Palm, C. T. Nguyen, G. Roy, N. J. I. j. o. h. Galanis, and f. flow, "Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows," vol. 26, no. 4, pp. 530-546, 2005.
- [24] B. C. Pak and Y. I. J. E. H. T. a. I. J. Cho, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles," vol. 11, no. 2, pp. 151-170, 1998.
- [25] T. Tayebi and A. J. J. N. H. T. Chamkha, Part A: Applications, "Natural convection enhancement in an eccentric horizontal cylindrical annulus using hybrid nanofluids," vol. 71, no. 11, pp. 1159-1173, 2017.
- [26] B. Takabi and H. J. I. J. o. M. P. C. Shokouhmand, "Effects of Al₂O₃-Cu/water hybrid nanofluid on heat transfer and flow characteristics in turbulent regime," vol. 26, no. 04, p. 1550047, 2015.

- [27] M. Zayan, A. K. Rasheed, A. John, M. Khalid, and A. Faris, "Experimental Investigation on Rheological Properties of Water Based Novel Ternary Hybrid Nanofluids," 2021.
- [28] M. Asadi, A. Asadi, and S. J. I. J. o. R. Aberoumand, "An experimental and theoretical investigation on the effects of adding hybrid nanoparticles on heat transfer efficiency and pumping power of an oil-based nanofluid as a coolant fluid," vol. 89, pp. 83-92, 2018.
- [29] C. Revnic, T. Groşan, M. Sheremet, I. J. A. M. Pop, and Mechanics, "Numerical simulation of MHD natural convection flow in a wavy cavity filled by a hybrid Cu-Al₂O₃-water nanofluid with discrete heating," vol. 41, pp. 1345-1358, 2020.
- [30] M. Ghalambaz, S. Mehryan, E. Izadpanahi, A. J. Chamkha, D. J. J. o. T. A. Wen, and Calorimetry, "MHD natural convection of Cu–Al₂O₃ water hybrid nanofluids in a cavity equally divided into two parts by a vertical flexible partition membrane," vol. 138, pp. 1723-1743, 2019.
- [31] F. Mabood, T. Yusuf, W. J. J. o. T. A. Khan, and Calorimetry, "Cu–Al₂O₃–H₂O hybrid nanofluid flow with melting heat transfer, irreversibility analysis and nonlinear thermal radiation," vol. 143, no. 2, pp. 973-984, 2021.
- [32] Y. Shao, M. Nayak, A. Dogonchi, A. J. Chamkha, Y. Elmasry, and A. M. J. C. S. i. T. E. Galal, "Ternary hybrid nanofluid natural convection within a porous prismatic enclosure with two movable hot baffles: An approach to effective cooling," vol. 40, p. 102507, 2022.
- [33] T. K. Bera, "A magnetohydrodynamic (MHD) power generating system: a technical review," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 955, no. 1, p. 012075: IOP Publishing.
- [34] F. Selimefendigil, H. F. Öztop, A. J. J. J. o. M. Chamkha, and M. Materials, "MHD mixed convection and entropy generation of nanofluid filled lid driven cavity under the influence of inclined magnetic fields imposed to its upper and lower diagonal triangular domains," vol. 406, pp. 266-281, 2016.
- [35] A. J. Chamkha, M. A. J. J. o. T. S. Ismael, and E. Applications, "Magnetic field effect on mixed convection in lid-driven trapezoidal cavities filled with a Cu–water nanofluid with an aiding or opposing side wall," vol. 8, no. 3, p. 031009, 2016.
- [36] M. K. Mondal, N. Biswas, U. Sarkar, N. K. Manna, and D. Mandal, "Effect of partial wall motion on MHD mixed convection heat transfer undergoing in a porous cavity filled with Cu–water nanofluid with a centrally mounted heat source," in *IOP*

- Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1080, no. 1, p. 012025: IOP Publishing.
- [37] S. Manjunatha, V. Puneeth, B. Gireesha, A. J. J. o. A. Chamkha, and C. Mechanics, "Theoretical study of convective heat transfer in ternary nanofluid flowing past a stretching sheet," vol. 8, no. 4, pp. 1279-1286, 2022.
- [38] V. Fuskele and R. J. M. T. P. Sarviya, "Recent developments in nanoparticles synthesis, preparation and stability of nanofluids," vol. 4, no. 2, pp. 4049-4060, 2017.
- [39] A. R. I. Ali and B. J. S. A. S. Salam, "A review on nanofluid: preparation, stability, thermophysical properties, heat transfer characteristics and application," vol. 2, no. 10, p. 1636, 2020.
- [40] N. A. C. Sidik, M. M. Jamil, W. M. A. A. Japar, I. M. J. R. Adamu, and S. E. Reviews, "A review on preparation methods, stability and applications of hybrid nanofluids," vol. 80, pp. 1112-1122, 2017.
- [41] H. W. Xian, N. A. C. Sidik, S. R. Aid, T. L. Ken, Y. J. J. o. A. R. i. F. M. Asako, and T. Sciences, "Review on Preparation Techniques, Properties and Performance of Hybrid Nanofluid in Recent Engineering Application," vol. 45, no. 1, pp. 1-13, 2018.
- [42] A. A. Hussien, W. Al-Kouz, N. M. Yusop, M. Z. Abdullah, and A. A. J. J. o. M. E. S. V. Janvekar, "A Brief Survey of Preparation and Heat Transfer Enhancement of Hybrid Nanofluids," vol. 65, 2019.
- [43] D. Toghraie, V. A. Chaharsoghi, M. J. J. o. T. A. Afrand, and Calorimetry, "Measurement of thermal conductivity of ZnO–TiO₂/EG hybrid nanofluid: effects of temperature and nanoparticles concentration," vol. 125, pp. 527-535, 2016.
- [44] J. M. Zayan *et al.*, "Synthesis and characterization of novel ternary-hybrid nanoparticles as thermal additives," vol. 16, no. 1, 2023.
- [45] H. Adun, D. Kavaz, I. Wole-Osho, and M. J. J. o. E. S. Dagbasi, "Synthesis of Fe₃O₄-Al₂O₃-ZnO/water ternary hybrid nanofluid: Investigating the effects of temperature, volume concentration and mixture ratio on Specific heat capacity, and development of Hybrid machine learning for prediction," vol. 41, p. 102947, 2021.
- [46] A. Rahimi *et al.*, "Analysis of natural convection in nanofluid-filled H-shaped cavity by entropy generation and heatline visualization using lattice Boltzmann method," vol. 97, pp. 347-362, 2018.
- [47] S. Izadi, T. Armaghani, R. Ghasemiasl, A. J. Chamkha, and M. J. P. T. Molana, "A comprehensive review on mixed convection of nanofluids in various shapes of enclosures," vol. 343, pp. 880-907, 2019.

- [48] K. Moussa, "étude numérique de la convection mixte dans un canal horizontal contenant des ailettes," Thèse de doctorat 3èmecycle (LMD) en génie mécanique, option: génie ..., 2016.
- [49] B. Takabi, A. M. Gheitaghy, P. J. J. o. T. Tazraei, and H. Transfer, "Hybrid water-based suspension of Al₂O₃ and Cu nanoparticles on laminar convection effectiveness," vol. 30, no. 3, pp. 523-532, 2016.
- [50] E. Belahmadi and R. Bessaïh, "Etude numérique des transferts thermiques convectifs avec nano-fluides," Université Frères Mentouri-Constantine 1, 2018.
- [51] M. Benzema, Y. K. Benkahla, N. Labsi, S.-E. Ouyahia, M. J. J. o. T. A. El Ganaoui, and Calorimetry, "Second law analysis of MHD mixed convection heat transfer in a vented irregular cavity filled with Ag–MgO/water hybrid nanofluid," vol. 137, pp. 1113-1132, 2019.
- [52] A. Bouhezza, O. Kholai, and M. J. M. M. o. E. P. Tegggar, "Numerical Investigation of Nanofluids Mixed Convection in a Vertical Channel," vol. 6, no. 4, 2019.
- [53] S. Aldossary, A. Sakout, and M. J. E. R. El Hassan, "CFD simulations of heat transfer enhancement using Al₂O₃–air nanofluid flows in the annulus region between two long concentric cylinders," vol. 8, pp. 678-686, 2022.
- [54] S. Nouraei *et al.*, "Heat transfer and entropy analysis for nanofluid flow in a semi-circular open cavity under mixed convection," vol. 64, pp. 309-334, 2023.
- [55] W. BOUDAUD, "Simulation numérique de la convection naturelle dans des cavités remplies de Nanofluides," Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie-Mohamed Boudiaf
- [56] Z. Boulahia, A. Wakif, and R. J. J. o. N. Sehaqui, "Finite volume analysis of free convection heat transfer in a square enclosure filled by a Cu-water nanofluid containing different shapes of heating cylinder," vol. 6, no. 4, pp. 761-768, 2017.
- [57] A. Alsabery, M. Sheremet, A. Chamkha, and I. J. S. r. Hashim, "MHD convective heat transfer in a discretely heated square cavity with conductive inner block using two-phase nanofluid model," vol. 8, no. 1, p. 7410, 2018.
- [58] A. Dağdeviren, E. Gedik, A. Keçebaş, H. K. Pazarlıoğlu, K. Arslan, and A. I. J. J. o. N. Alsabery, "Effect of Al₂O₃–SiO₂/Water Hybrid Nanofluid Filled in a Square Enclosure on the Natural Convective Heat Transfer Characteristics: A Numerical Study," vol. 11, no. 5, pp. 772-781, 2022.

- [59] V. Rajesh and M. J. M. Sheremet, "Natural convection of ternary hybrid nanofluid in a differential-heated enclosure with non-uniform heating wall," vol. 14, no. 5, p. 1049, 2023.
- [60] N. A. Bakar, A. Karimipour, and R. J. J. o. T. Roslan, "Effect of magnetic field on mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity," vol. 2016, no. 1, p. 3487182, 2016.
- [61] I. Zeghibid and R. Bessaih, "Etude de la Convection Mixte dans des Cavités," Université Frères Mentouri-Constantine 1, 2017.
- [62] M. A. Ismael, M. Mansour, A. J. Chamkha, A. J. J. o. M. Rashad, and M. Materials, "Mixed convection in a nanofluid filled-cavity with partial slip subjected to constant heat flux and inclined magnetic field," vol. 416, pp. 25-36, 2016.
- [63] I. Arroub, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui, and M. Naïmi, "Effect of phase shift on mixed convection in a rectangular vented cavity filled with a nanofluid and submitted to periodic heating," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, vol. 1226, no. 1, p. 012001: IOP Publishing.
- [64] I. Arroub, A. Bahlaoui, S. Belhouideg, A. Raji, and M. J. P. C. R. Hasnaoui, "Combined effects of inclination angle and imposed flow on mixed convective cooling inside a vented cavity crossed by nanofluids," vol. 11, no. 3, pp. 631-642, 2023.
- [65] R. Fares, H. Naim, A. Abderrahmane, and A. J. J. M. S. Bouadi, "Mixed convection of nanofluid flow in a vented cavity under the influence of magnetic field," vol. 4, pp. 1-11, 2020.
- [66] H. Messaoud, S. Adel, and O. J. A. o. T. Ouerdia, "Mixed convection heat transfer of a nanofluid in a square ventilated cavity separated horizontally by a porous layer and discrete heat source," vol. 44, no. 2, 2023.
- [67] G. Palaniappan, M. Murugan, Q. M. Al-Mdallal, B. Abdalla, D.-H. J. I. J. o. H. Doh, and Technology, "Numerical Investigation of Open Cavities with Parallel Insulated Baffles," vol. 38, no. 3, 2020.
- [68] Z. Boulahia, A. Wakif, A. J. Chamkha, C. Amanulla, and R. J. J. o. N. Sehaqui, "Effects of wavy wall amplitudes on mixed convection heat transfer in a ventilated wavy cavity filled by copper-water nanofluid containing a central circular cold body," vol. 8, no. 5, pp. 1170-1178, 2019.
- [69] P. M. Guimarães, M. D. Ramos, G. J. J. J. o. h. Menon, and m. t. research, "Mixed convection study in a ventilated square cavity using nanofluids," vol. 6, no. 2, pp. 143-153, 2019.

- [70] Z. Boulahia, A. Wakif, A. J. Chamkha, and R. J. J. o. N. Sehaqui, "Numerical study of forced, mixed and natural convection of nanofluids inside a ventilated cavity containing different shapes of cold block," vol. 8, no. 2, pp. 439-447, 2019.
- [71] Z. Boulahia, A. Wakif, R. J. F. i. h. Sehaqui, and m. transfer, "Heat transfer and cu-water nanofluid flow in a ventilated cavity having central cooling cylinder and heated from the below considering three different outlet port locations," vol. 11, 2018.
- [72] N. Rehman, R. Mahmood, A. H. Majeed, M. R. Ali, and A. S. J. C. S. i. T. E. Hendy, "Enhanced heat transfer in vented square enclosures with block structures: Exploring iso-perimetric shapes and multigrid approach for mixed convection of nano-fluids," vol. 58, p. 104391, 2024.
- [73] F. Berrahil and S. Benissaad, "Étude des instabilités hydrodynamiques et d'écoulements magnétohydrodynamiques."
- [74] L. Kolsi *et al.*, "3D buoyancy-induced flow and entropy generation of nanofluid-filled open cavities having adiabatic diamond shaped obstacles," vol. 18, no. 6, p. 232, 2016.
- [75] A. A. Al-Rashed *et al.*, "Mixed convection and entropy generation in a nanofluid filled cubical open cavity with a central isothermal block," vol. 135, pp. 362-375, 2018.
- [76] R. Benderradji, H. Goudmi, A. J. J. o. A. R. i. F. M. Beghidja, and T. Sciences, "Numerical study three-dimensional of mixed convection in a cavity: Influence of Reynolds and Grashof numbers," vol. 51, no. 1, pp. 42-52, 2018.
- [77] C. Chahtour, "Convection magnétohydrodynamique dans un fluide non-newtonien saturant un milieu poreux," Université de Picardie Jules Verne; Université de Tunis El Manar, 2018.
- [78] L. Wang, B. Shi, and Z. J. A. T. E. Chai, "Effects of temperature-dependent properties on natural convection of nanofluids in a partially heated cubic enclosure," vol. 128, pp. 204-213, 2018.
- [79] A. A. Al-Rashed *et al.*, "Finite Volume Simulation of mixed convection in an inclined lid-driven cavity filled with nanofluids: Effects of a hot elliptical centric cylinder, cavity angle and volume fraction of nanoparticles," vol. 527, p. 121122, 2019.
- [80] M. M. Peiravi, J. Alinejad, D. Ganji, S. J. C. i. N. Maddah, M. S. Science, and Technology, "Numerical study of fins arrangement and nanofluids effects on three-dimensional natural convection in the cubical enclosure," vol. 7, no. 2, pp. 97-112, 2019.
- [81] K. Ghasemi and M. J. I. J. o. M. S. Siavashi, "Three-dimensional analysis of magnetohydrodynamic transverse mixed convection of nanofluid inside a lid-driven enclosure using MRT-LBM," vol. 165, p. 105199, 2020.

- [82] S. Kherroubi *et al.*, "Effect of the second outlet location and the applied magnetic field within a ventilated cubic cavity crossed by a nanofluid on mixed convection mode: best configurations," vol. 139, pp. 2243-2264, 2020.
- [83] M. Sannad, B. Abourida, E. H. J. J. o. A. R. i. F. M. Belarche, and T. Sciences, "Numerical study of the effect of the nanofluids type and the size of the heating sections on heat transfer for cooling electronic components," vol. 75, no. 2, pp. 168-184, 2020.
- [84] Z. K. Ghoben and A. K. J. D. Hussein, "The natural convection inside a 3D triangular cross section cavity filled with nanofluid and included cylinder with different arrangements," vol. 23, no. 2, 2022.
- [85] M. Sannad *et al.*, "Numerical study of MHD natural convection inside a cubical cavity loaded with copper-water nanofluid by using a non-homogeneous dynamic mathematical model," vol. 10, no. 12, p. 2072, 2022.
- [86] Z. K. Ghoben, A. K. J. J. o. A. R. i. F. M. Hussein, and T. Sciences, "Three-Dimensional Analysis of the Thermal Behavior of Alumina-Water Nanofluid Inside Hexagonal and Octagonal Enclosed Domain," vol. 103, no. 1, pp. 40-63, 2023.
- [87] A. Rahimi, A. Kasaeipoor, E. H. Malekshah, and L. J. P. t. Kolsi, "Experimental and numerical study on heat transfer performance of three-dimensional natural convection in an enclosure filled with DWCNTs-water nanofluid," vol. 322, pp. 340-352, 2017.
- [88] R. Jradi, C. Marvillet, and M. R. J. S. R. Jeday, "Analysis and estimation of cross-flow heat exchanger fouling in phosphoric acid concentration plant using response surface methodology (RSM) and artificial neural network (ANN)," vol. 12, no. 1, p. 20437, 2022.
- [89] A. Witek-Krowiak, K. Chojnacka, D. Podstawczyk, A. Dawiec, and K. J. B. t. Bubała, "Application of response surface methodology and artificial neural network methods in modelling and optimization of biosorption process," vol. 160, pp. 150-160, 2014.
- [90] R. H. Myers, D. C. Montgomery, and C. M. Anderson-Cook, *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. John Wiley & Sons, 2016.
- [91] M. M. Battira, C. Brahmi, and R. J. J. o. N.-a. E. P. Bessaih, "MHD Natural Convection of Fe₃O₄-Water Nanofluid in a Cubic Cavity," vol. 15, no. 5, 2023.
- [92] M. Shahi, A. H. Mahmoudi, F. J. I. C. i. H. Talebi, and M. Transfer, "Numerical study of mixed convective cooling in a square cavity ventilated and partially heated from the below utilizing nanofluid," vol. 37, no. 2, pp. 201-213, 2010.

- [93] H. F. Oztop, I. J. I. J. o. H. Dagtekin, and m. transfer, "Mixed convection in two-sided lid-driven differentially heated square cavity," vol. 47, no. 8-9, pp. 1761-1769, 2004.
- [94] M. Hadavand, S. Yousefzadeh, O. A. Akbari, F. Pourfattah, H. M. Nguyen, and A. J. A. T. E. Asadi, "A numerical investigation on the effects of mixed convection of Ag-water nanofluid inside a sim-circular lid-driven cavity on the temperature of an electronic silicon chip," vol. 162, p. 114298, 2019.
- [95] M. Alizadeh, A. Dehghan, and M. Khoshab, "Numerical simulation of mixed convection of nanofluids in a ventilated square cavity," in *AIP Conference Proceedings*, 2012, vol. 1440, no. 1, pp. 740-753: American Institute of Physics.
- [96] F. Garoosi, F. Hoseininejad, and M. M. J. A. T. E. Rashidi, "Numerical study of heat transfer performance of nanofluids in a heat exchanger," vol. 105, pp. 436-455, 2016.
- [97] Z. Boulahia, A. Wakif, A. J. Chamkha, R. J. M. Sehaqui, and Industry, "Numerical study of natural and mixed convection in a square cavity filled by a Cu–water nanofluid with circular heating and cooling cylinders," vol. 18, no. 5, p. 502, 2017.
- [98] F. Redouane *et al.*, "Galerkin finite element study for mixed convection (TiO₂–SiO₂/water) hybrid-nanofluidic flow in a triangular aperture heated beneath," vol. 11, no. 1, p. 22905, 2021.
- [99] M. Shariat, A. Akbarinia, A. H. Nezhad, A. Behzadmehr, and R. J. A. T. E. Laur, "Numerical study of two phase laminar mixed convection nanofluid in elliptic ducts," vol. 31, no. 14-15, pp. 2348-2359, 2011.
- [100] S. KHERROUBI, K. RAGUI, N. LABSI, Y. K. BENKAHLA, and A. BOUTRA, "Three-dimensional numerical study of mixed convection within a ventilated cavity (Shape ‘L ‘) crossed by a nanofluid under the effect of a magnetic field," in *MATEC Web of Conferences*, 2020, vol. 307, p. 01027: EDP Sciences.
- [101] S. A. Lone, Z. Raizah, A. Saeed, and G. J. S. R. Bognár, "Statistical computation for heat and mass transfers of water-based nanofluids containing Cu, Al₂O₃, and TiO₂ nanoparticles over a curved surface," vol. 14, no. 1, p. 6908, 2024.
- [102] M. J. T. s. Mahmoodi, "Mixed convection inside nanofluid filled rectangular enclosures with moving bottom wall," vol. 15, no. 3, pp. 889-903, 2011.
- [103] N. Pourmahmoud, A. Ghafouri, and I. J. T. S. Mirzaee, "Numerical study of mixed convection heat transfer in lid-driven cavity utilizing nanofluid: Effect of type and model of nanofluid," vol. 19, no. 5, pp. 1575-1590, 2015.

- [104] Z. Boulahia, A. Wakif, and R. J. J. o. E. Sehaqui, "Numerical study of mixed convection of the nanofluids in two-sided lid-driven square cavity with a pair of triangular heating cylinders," vol. 2016, no. 1, p. 8962091, 2016.
- [105] A. I. Alsabery, M. A. Ismael, A. J. Chamkha, I. J. I. J. o. H. Hashim, and M. Transfer, "Mixed convection of Al₂O₃-water nanofluid in a double lid-driven square cavity with a solid inner insert using Buongiorno's two-phase model," vol. 119, pp. 939-961, 2018.
- [106] E. B. J. I. J. o. T. S. Ögüt, "Natural convection of water-based nanofluids in an inclined enclosure with a heat source," vol. 48, no. 11, pp. 2063-2073, 2009.
- [107] C. Ho, J. Huang, P. Tsai, Y. J. I. C. i. H. Yang, and M. Transfer, "Preparation and properties of hybrid water-based suspension of Al₂O₃ nanoparticles and MEPCM particles as functional forced convection fluid," vol. 37, no. 5, pp. 490-494, 2010.
- [108] C. Ho, J. Huang, P. Tsai, Y. J. I. J. o. H. Yang, and M. Transfer, "On laminar convective cooling performance of hybrid water-based suspensions of Al₂O₃ nanoparticles and MEPCM particles in a circular tube," vol. 54, no. 11-12, pp. 2397-2407, 2011.
- [109] N. C. Roy and I. J. J. o. E. M. Pop, "Natural convection of ternary hybrid nanofluid flow in an inclined porous trapezoidal enclosure," vol. 150, no. 1, pp. 1-23, 2025.
- [110] M. H. Esfe, M. Akbari, D. S. Toghraie, A. Karimipour, and M. J. H. T. R. Afrand, "Effect of nanofluid variable properties on mixed convection flow and heat transfer in an inclined two-sided lid-driven cavity with sinusoidal heating on sidewalls," vol. 45, no. 5, 2014.
- [111] R. S. Rajpoot, S. Dhinakaran, and M. M. J. E. Alam, "Numerical analysis of mixed convective heat transfer from a square cylinder utilizing nanofluids with multi-phase modelling approach," vol. 14, no. 17, p. 5485, 2021.
- [112] W. C. Hong, B. S. Mohammed, I. Abdulkadir, and M. J. B. Liew, "Modeling and optimizing the effect of palm oil fuel ash on the properties of engineered cementitious composite," vol. 13, no. 3, p. 628, 2023.
- [113] A. Azzi, L. Boulanouar, A. Laouisi, A. Mebrek, and M. A. J. T. I. J. o. A. M. T. Yallese, "Modeling and optimization of machining parameters to minimize surface roughness and maximize productivity when turning polytetrafluoroethylene (PTFE)," vol. 123, no. 1, pp. 407-430, 2022.
- [114] A. Laouissi, M. Yallese, A. Belbah, A. Khellaf, A. J. J. o. t. B. S. o. M. S. Haddad, and Engineering, "Comparative study of the performance of coated and uncoated silicon nitride (Si₃N₄) ceramics when machining EN-GJL-250 cast iron using the RSM method and 2D and 3D roughness functional parameters," vol. 41, no. 5, p. 205, 2019.

- [115] A. Kasaeipoor, B. Ghasemi, and S. J. I. J. o. T. S. Aminossadati, "Convection of Cu-water nanofluid in a vented T-shaped cavity in the presence of magnetic field," vol. 94, pp. 50-60, 2015.
- [116] S. Farid, M. Billah, M. Rahman, and U. M. J. P. E. Sharif, "Numerical study of fluid flow on magneto-hydrodynamic mixed convection in a lid driven cavity having a heated circular hollow cylinder," vol. 56, pp. 474-479, 2013.
- [117] Z. K. Radhi, S. J. Yaseen, A. A. Alsahlani, R. J. I. J. o. M. E. Al-Sabur, and R. Research, "Exploring magneto-hydrodynamic influence on mixed convection within a vented enclosure containing a heat-conductive square column," vol. 13, no. 1, 2024.
- [118] A. J. Chamkha, F. Selimefendigil, and H. F. J. E. Oztop, "Pulsating flow of CNT–water nanofluid mixed convection in a vented trapezoidal cavity with an inner conductive T-shaped object and magnetic field effects," vol. 13, no. 4, p. 848, 2020.
- [119] K. Mehmood, S. Hussain, M. J. I. J. o. H. Sagheer, and M. Transfer, "Mixed convection in alumina-water nanofluid filled lid-driven square cavity with an isothermally heated square blockage inside with magnetic field effect: Introduction," vol. 109, pp. 397-409, 2017.
- [120] F. Selimefendigil, A. J. J. I. J. o. N. M. f. H. Chamkha, and F. Flow, "MHD mixed convection of nanofluid in a three-dimensional vented cavity with surface corrugation and inner rotating cylinder," vol. 30, no. 4, pp. 1637-1660, 2020.
- [121] S. Gal, L. Kolsi, W. Hassen, N. Ben Ali, N. Ben Khedher, and A. J. J. A. o. Chamkha, "Three-dimensional study of magnetohydrodynamic natural convection, entropy generation, and electromagnetic variables in a nanofluid filled enclosure equipped with inclined fins," vol. 7, no. 14, pp. 12365-12373, 2022.
- [122] F. Selimefendigil and H. F. J. I. J. o. M. S. Öztop, "Magnetic field effects on the forced convection of CuO-water nanofluid flow in a channel with circular cylinders and thermal predictions using ANFIS," vol. 146, pp. 9-24, 2018.
- [123] K. Bouzid, L. Belarache, B. Abourida, A. Siadi, and S. J. T. S. Nouari, "NUMERICAL INVESTIGATION OF MIXED CONVECTION INSIDE A 3-D L-SHAPED CAVITY FILLED WITH HYBRID-NANOFUIDS IN THE PRESENCE OF A HEATING BLOCK," vol. 28, 2024.
- [124] K. Pavithra *et al.*, "A free convective two-phase flow of optically thick radiative ternary hybrid nanofluid in an inclined symmetrical channel through a porous medium," vol. 15, no. 8, p. 1615, 2023.

- [125] S. M. Alzahrani and T. A. J. M. Alzahrani, "Enhanced efficiency of MHD-driven double-diffusive natural convection in ternary hybrid nanofluid-filled quadrantal enclosure: A numerical study," vol. 12, no. 10, p. 1423, 2024.