الديمقراطية الجمهورية الجزائرية
الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة

Mémoire

Présentée pour obtenir le diplôme de

Master

Spécialité : Énergétique

Filière : Génie mécanique

Etude numérique de la convection forcée d'un Nano-fluide dans un canal ondulé

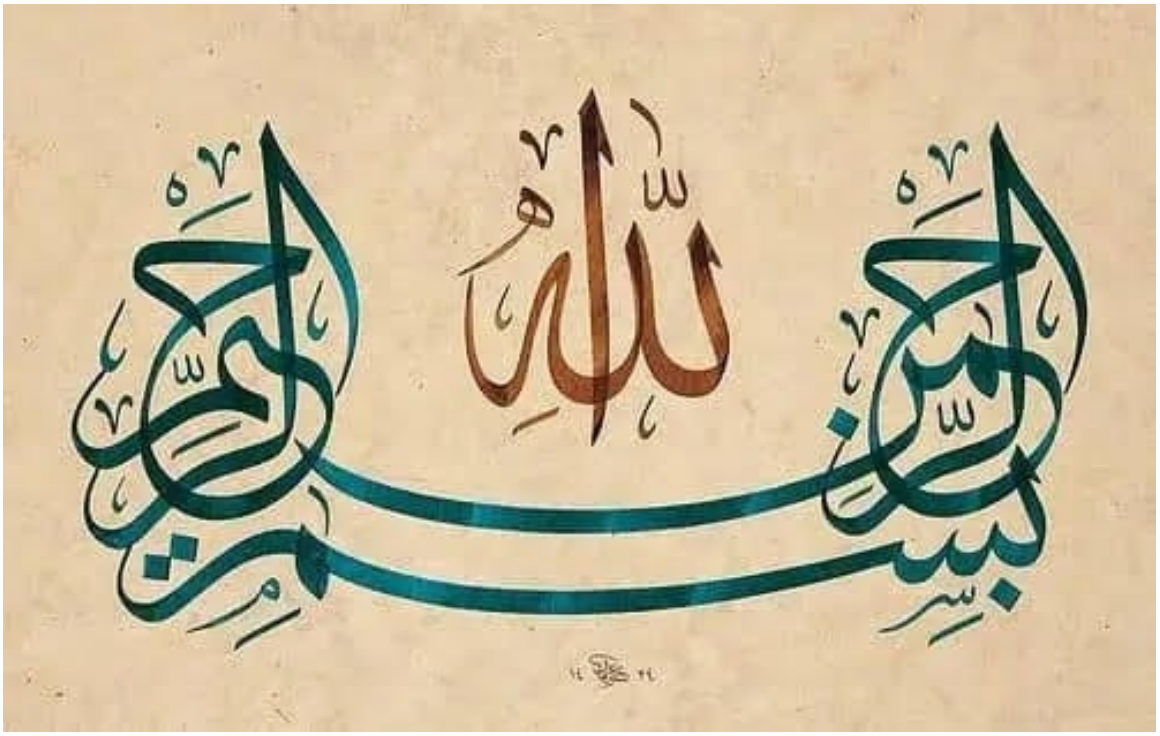
Présenté par:

BOUSSAHA NOUREDDINE

Mémoire soutenue le 11 / 06 / 2025 devant le jury composé de

Président :	**Prof. Madouki Ramzi**	Pr.
Encadreur :	**Dr. LAOUAR Roudouane**	MCA
Examinateur :	**Dr. CHELLOUG Fatma Zohra**	MAB

Année universitaire :2024/2025


بسم الله الرحمن الرحيم

Remerciements

À vous, mon maître, flambeau de la clarté,
Docteur LAOUAR Roudouane, que Dieu vous comble de bonté.
Pour votre aide et vos conseils si généreux,
Et votre porte, toujours ouverte, toujours précieuse.

Que le Très-Haut vous garde à jamais,
Et vous accorde les cieux dans la paix.
Vous fûtes pour moi soutien et lumière,
Guidant mes pas d'une main si sincère.

Merci aussi à ce noble jury,
Qui a respecté mon humble écrit,
Par une critique sage, profonde et claire,
Allumant en moi des idées plus fières.

Et vous, Dr. Madouki, maître du débat,
Votre jugement fut juste, vos mots pleins d'éclat.
Vous avez mené la séance avec équilibre et raison,
Devenant pour tous le parfait diapason.

Fatima Zahra, battement des visions,
Rapporteuse brillante, avec tant de précisions,
Votre lecture fut lumière sur mes mots,
Élevant mes lettres, leur donnant l'écho.

À tout enseignant, riche de savoir,
Qui nous a abreuvés de mécanique avec espoir,
J'adresse mon hommage sincère et loyal,
Pour une science qui éclaire sans égal.

Je n'oublie pas ceux qui m'ont tendu la main,
Par un mot, une prière, dans le calme ou le chagrin,
Par un sourire lors des heures difficiles,
Ils furent mon soutien, ma force, mes racines subtiles.

À vous tous, bouquets de reconnaissance,
Par vous, mon cœur s'est fleuri de confiance.
De tout cœur, je vous adresse mes remerciements,
Et que mes prières vous accompagnent éternellement.

Dédicaces

À ceux qui ont été la lumière première de mon parcours,
À mes parents bien-aimés,
Vous êtes le souffle qui m'a porté jusqu'ici, le refuge de mes doutes, la source de ma foi.
Ce travail n'est qu'un modeste reflet de votre amour inépuisable et de vos prières silencieuses.

À ma famille toute entière,
À mes frères et sœurs, à ceux qui ont partagé les jours de joie et les nuits de labeur,
Vous êtes l'ancre de mon équilibre, et la mémoire de mes commencements.
Chaque ligne écrite, chaque étape franchie, vous porte un peu de moi.

À mes amis sincères, piliers de mes jours d'incertitude,
Merci pour votre présence, vos mots simples, vos silences pleins de sens.
Votre amitié m'a accompagné comme une étoile constante dans le tumulte de la vie.

À tous mes enseignants, depuis le premier banc d'école jusqu'aux derniers amphithéâtres,
À ceux qui ont cru en un élève hésitant, et ont vu en lui une promesse d'avenir,
Vous avez été mes éveilleurs de sens, mes bâtisseurs d'esprit.
Chacun de vous, dans un mot, un regard, un geste, a gravé en moi le goût du savoir.

Et à toi, Bakary, l'ami fidèle, le frère de cœur,
Ton absence est un silence qui résonne encore.
Tu as quitté ce monde, mais ton souvenir, lui, vit en moi, éclaire mes pensées, et m'accompagne.
Que Dieu te couvre de Sa miséricorde et fasse de ton repos un jardin de paix.

Dans les lignes de la gratitude Toi qui as semé le bien à chaque instant,
Mon oncle Yahia, fidèle accompagnant.
Par ton esprit sage, tu m'as guidé,
Et sans peur, mon chemin j'ai tracé.
Et Amira, fierté de tout don,
Ta voix est sagesse, douceur en son.
Avec sincérité tu t'es tenue,
Source de grâce, jamais contenue.
Ce travail est une offrande, une prière en forme de pages,
Un hommage vibrant à ceux qui, d'une manière ou d'une autre,
Ont porté mes rêves, soutenu mes pas, et éclairé ma route.
À vous tous, j'adresse ma profonde gratitude.

À moi-même, À celle/celui qui, dans le silence des nuits blanches, a semé des rêves et récolté du savoir. À mes doutes, qui m'ont appris à croire, À mes chutes, qui m'ont appris à me relever, Et à ma force, douce et têtue, qui m'a porté(e) jusqu'au bout de ce chemin. Ce mémoire est l'écho d'un voyage intérieur, écrit à l'encre de la volonté,
dans les marges du courage. Je me rends hommage, car j'ai tenu bon.

BOUSSAHA NOUREDDINE

Resumé

Cette étude numérique vise à analyser les performances thermiques et hydrodynamiques des nanofluides s'écoulant dans un canal rectangulaire ondulé en utilisant un modèle bidimensionnel. La simulation a été réalisée à l'aide des logiciels Gambit pour le maillage et ANSYS Fluent pour la résolution des équations d'écoulement et de transfert thermique, dans le cadre d'un écoulement turbulent stationnaire. Quatre types de particules nanométriques ont été utilisés : l'oxyde d'aluminium (Al_2O_3), l'oxyde de titane (TiO_2), l'oxyde de cuivre (CuO) et l'oxyde de silicium (SiO_2), dispersés dans une base aqueuse. L'étude s'est concentrée sur l'influence du type de nanoparticules, des fractions volumiques, du nombre de Reynolds ainsi que des caractéristiques géométriques du canal, telles que la hauteur de l'ondulation et l'angle d'onde. Les résultats ont montré que le nanofluide à base de particules de cuivre (CuO) offre la meilleure performance thermique grâce à sa conductivité thermique élevée. En outre, l'augmentation de la fraction volumique et du nombre de Reynolds améliore significativement le transfert thermique (nombre de Nusselt), bien qu'elle entraîne également une hausse des pertes de pression (coefficient de frottement). Par ailleurs, une géométrie optimisée des ondulations a permis d'améliorer considérablement la performance thermique. Ces résultats offrent des indications précieuses pour la conception de systèmes thermiques plus efficaces basés sur les nanofluides et les canaux ondulés.

Mots clés : canal ondulé, nanofluide, nombre de Nusselt, nombre de Reynolds, transfert thermique, perte de pression.

الملخص

تهدف هذه الدراسة العددية إلى تحليل الأداء الحراري والهيدروديناميكي لسوائل نانوية تتدفق داخل قناة مستطيلة متموجة باستخدام نموذج ثنائي الأبعاد .تم تنفيذ المحاكاة باستخدام برنامجي Gambit لإنشاء الشبكة و ANSYS Fluent لحل معادلات الجريان وانتقال الحرارة، في إطار تدفق مضطرب مستقر .

تم استخدام أربعة أنواع من الجسيمات النانوية :أكسيد الألومنيوم (Al_2O_3)، أكسيد التيتانيوم (TiO_2)، أكسيد النحاس (CuO)، وأكسيد السيليكون (SiO_2)، موزعة في قاعدة مائية .ركزت الدراسة على تأثير نوع الجسيمات النانوية، الكسور الحجمية، عدد رينولدز، وكذلك الخصائص الهندسية للقناة مثل ارتفاع التموج وزاوية الموجة.

أظهرت النتائج أن النانو فلويد المحتوي على جسيمات النحاس (CuO)يحقق أفضل أداء حراري بفضل توصيله الحراري العالي .كما أن زيادة الكسر الحجمي وعدد رينولدز أدت إلى تحسن ملحوظ في انتقال الحرارة)عدد نوسلت(، مع مرافقة ذلك بارتفاع في فقدان الضغط)معامل الاحتكاك .(كما أن الهندسة المثلى للتموج ساهمت في تعزيز الأداء الحراري بشكل كبير.

تقدم هذه النتائج مؤشرات قيمة لتصميم أنظمة حرارية أكثر كفاءة تعتمد على سوائل نانوية وقنوات متموجة.

الكلمات المفتاحية: قناة متموجة، سائل نانوي، عدد نوسلت، عدد رينولدز، نقل الحرارة، فقدان الضغط.

Abstract

This numerical study aims to analyze the thermal and hydrodynamic performance of nanofluides flowing through a wavy rectangular channel using a two-dimensional model. The simulations were carried out using Gambit for mesh generation and ANSYS Fluent to solve the flow and heat transfer equations, under steady turbulent flow conditions. Four types of nanoparticles were used: aluminum oxide (Al_2O_3), titanium oxide (TiO_2), copper oxide (CuO), and silicon oxide (SiO_2), dispersed in a water-based fluid. The study focused on the influence of nanoparticle type, volume fractions, Reynolds number, as well as the geometric characteristics of the channel, such as wave height and wave angle. The results showed that the nanofluide containing copper oxide (CuO) particles achieved the best thermal performance due to its high thermal conductivity. Moreover, increasing the volume fraction and Reynolds number significantly enhanced heat transfer (Nusselt number), though it was accompanied by a rise in pressure drop (friction factor). Additionally, an optimized wave geometry greatly improved thermal performance. These findings provide valuable insights for designing more efficient thermal systems based on nanofluides and wavy channels.

Keywords: wavy channel, nanofluide, Nusselt number, Reynolds number, heat transfer, pressure drop.

Liste des symboles

Symbole	Définition	Unité
Cp	Chaleur spécifique à pression constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
D	Dimension caractéristique de la géométrie	m
G	Acceleration de presenter	$m \cdot s^{-2}$
H	Hauteur du canal	m
Hmin	Hauteur minimale du canal	m
Hmax	Hauteur maximale du canal	m
H	Coefficient de transfert thermique par convection	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k; λ	Conductivité thermique du fluide	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_{nf}	Conductivité thermique du nanofluide	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_{pf}	Conductivité thermique du fluide de base	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_p	Conductivité thermique des nanoparticules	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
L	Longueur caractéristiques du système	m
L_l	Longueur du canal	m
P	Pression	Pa
Re	Nombre de Reynolds	[-]
S	Section transversal du flux	m^2
U	Vitesse d'écoulement du fluide	$m \cdot s^{-1}$
$\vec{F}$	Forces volumiques	$N \cdot m^{-3}$
Σ	Longueur d'onde ou paramètre géométrique	m
Dh	diameter Hydraulique	m
Symbole	**Définition**	**Unité**
A	Diffusivité thermique du fluide	m^2/s
Φ	Fraction volumique des nanoparticules	[-]
Q	Source de chaleur interne	J
G_k	Taux de production de k dû au cisaillement de l'écoulement	$m^2 \cdot s^{-3}$
μ_t	Viscosité turbulente dépendant de k	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
μ	Viscosité dynamique du fluide	Pa·s
ν	Diffusivité cinématique du fluide	m^2/s
ρ	Masse volumique du fluide	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_f	Masse volumique du fluide de base	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{nf}	Masse volumique du nanofluide	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_s	Masse volumique des nanoparticules	$kg \cdot m^{-3}$
Δρ	Variation de la masse volumique due à la convection	$kg \cdot m^{-3}$
Ψ	Fonction de dissipation regroupant tous les termes contenant la viscosité	[-]
E	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente k	$m^2 \cdot s^{-3}$
$\mu\Delta\vec{V}$	Contraintes visqueuses	$N \cdot m^{-3}$
K	Énergie cinétique turbulente générée	m^2/s^2
Σ	Longueur d'onde	m

Les Indices

Indice	Signification
T	Turbulente
F	Fluide de base
Nf	Nanofluides
S	Nanoparticules
In	Entrée

Nombres adimensionnels

Symbole	Nom en
Nu	Nusselt
Pr	Prandtl
Re	Reynolds
Nu_{nf}	Nusselt du nanofluide
Nu_f	Nusselt du fluide
F	Coefficient de frottement
f_{nf}	Coefficient de frottement de nanofluide
f_f	Coefficient de frottement de fluide

Sommaire

Remerciements
Dédicaces
Resumé I
الملخص II
Abstract II
Liste des symboles III
Les Indices IV
Nombres a dimensionnels IV
Sommaire V
Liste des figures IX
Liste des Tableaux XI
Introduction Générale 1
Chapitre I Généralités sur les nano fluides et revue bibliographique 3
Introduction 4
I.2 Notions sur les transferts thermiques: 5
I.2 .1 La conduction thermique 5
I.2.2 Rayonnement: 6
I.2.3 la convection thermique : 6
I.2.3.1 la convection naturelle (libre): 7
I.2.3.2 la convection forcée: 7
I.2.3.3 la convection mixet : 8
I.3.régime d'écoulement : 8
I.3.1. Écoulement laminaire: 8
I.3.2. Écoulement turbulent : 9
I.3.3. Écoulement transitionnel : 10
I.4 Les Nombres Adimensionnels : 10
I.4.1 Le Nombre de Reynolds : 10
I.4.1.1. L'équation de Reynolds dans un canal rectangulaire : 11
I.4.1 .2. L'équation de Reynolds dans un canal carré : 13
I.4.2 Le Nombre de Prandtl : 14
I.4.4 Le Nombre de Nusselt : 15
I.5 Généralités sur les nano-fluides 16
I.5.1 Introduction 16
I.5.2 Définition 16

I.5.3 Nanoparticules et les fluides porteurs 17
I.5.4Préparation des nano-fluides 19
I.5.5 Avantages et inconvénients des fluides nanométriques 19
I.5.5.1 Avantages 19
I.5.5.2 Inconvénients 20
I.6. Revue bibliographique : 20
I.7 Conclusion : 24
Chapitre II Géométrie et modélisation mathématique 25
II.1 Introduction: 26
II.2 Description du problème: 26
II.2.2 Formulation mathématique du problème: 27
II.2.3 Objectifs de l'étude: 28
II.2.4 Importance de l'étude: 29
II.3. Propriétés thermophysiques des nanofluides 29
II.3.1 Fraction volumique (φ) : 29
II.3.2 Viscosité dynamique: 30
II.3.3 Masse volumique du nanofluide ρnf 31
II3.1 Capacité Calorifique 31
II.4. Modèles de calcul de la conductivité thermique des nanofluides 32
II.4.1- Hypothèses de l'étude 34
II.4.2. Hypothèses de l'écoulement: 34
II.4.3. Propriétés du fluide (eau ou nanofluide) : 35
II.5 Équations gouvernantes 35
II.6 Formulation du problème 36
II.6 .1 Modèle mathématique dimensionnelle 36
II6.2 Conditions aux limites: 38
Conclusion 39
III.1 Introduction: 41
III.2. Méthode des éléments finis (MEF) : 42
III.3. Méthodes spectrales: 42
III.4. Méthode des volumes finis (M.V.F) 43
III.4.1. Principe fondamental 43
III.4.2Étapes de la méthode des volumes finis 44
III.4.3. Application à la grille de calcul 44
III.5. Étapes de la modélisation numérique 45
III.6. Présentation des logiciels Gambit et fluent 46
III.7. Programme Fluent 48

III.7.2 Définition des conditions et des critères de convergence 50
III.8. Mise en place de la simulation 51
III.8.1. Détermination du domaine du calcul 51
III.8.2. Génération du maillage 54
III..9. Résolution numérique bidimensionnelle de l'écoulement 55
III..10. Validation des résultats numériques 57
III.11. Conclusion 59
Chapitre IV : Résultats et discussion 61
IV. Introduction 62
IV.2. Comparaison entre une canal lisse et autre ondulée 62
IV.2.1. Effet de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt 62
IV. 2.2. Effet de la fraction volumique sur la chute de pression 63
IV 3.2. Effet de la fraction volumique sur Nu 66
IV 5. Effet du type de nanofluide et de la fraction volumique sur la chute de pression (angle 20°) 68
IV. 5.4. Interprétation des résultats 70
IV .6. Comparaison des performances des nanofluides à différents nombres de Reynolds (angle 20°) 71
IV.6.1. Analyse thermique 71
IV 6.2. Analyse hydraulique 73
IV .7. Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et de Re sur le transfert thermique (angle 40°) 75
IV.7.1 Effet de la fraction volumique sur le coefficient de transfert thermique 75
IV .7.2. Effet de la fraction volumique 78
IV .7.3. Effet du Nombre de Reynolds 78
IV. 8. Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et de Re sur la chute de pression (angle 40°) 80
IV .8.1. Effet du Type de nanoparticules 81
IV .8.2. Effet de la fraction volumique 81
IV .8.3. Effet du Nombre de Reynolds 81
IV .8.4. Interprétation des résultats et conclusion 82
IV .9. Comparaison des performances à différents Re dans un canal à 40° 82
IV .9.1. Transfert thermique 82
IV. 9.2. Perte hydraulique 84
IV .10. Coefficient de performance (PEC) à Re = 20000 85
IV .10.1. Canal à 20° 86
IV .10.2. Canal à 40° 87
IV.11. Analyse comparative de l'effet de l'angle d'ondulation (20° vs 40°) 88

IV .11.1. Nombre de Nusselt 89
IV. 11.2. Chute de pression 90
IV .11.3. Distribution du champ thermique 91
IV .11.4. Champs de vitesse et vecteurs d'écoulement 91
IV .12. Conclusion 92
Conclusion générale et perspectives 94
References 97

Liste des figures

Chapitre I

Figure I. 1 modes de transfert de chaleur 5
Figure I. 2: Principe de la conduction thermique. 6
Figure I. 3: Principe physique de la convection naturelle [2] 7
Figure I. 4 Schéma de la convection forcée 8
Figure I. 5 le régime d'écoulement 10
Figure I. 6 Nanofeuillets de graphène. Nanotubes de carbone. Nanoparticules de forme sphérique. 17
Figure I. 7: Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude. 20
Figure I. 8: Canal contenant un seul obstacle Chauffé. 21
Figure I. 9: Schéma physique du modèle. 21
Figure I. 10 Rectangular micro-channel in presence of two trapezoidal baffles. 22
Figure I. 11. Schematic diagram of a channel with semicircle ribs 23
Figure I. 12. Modèles schématiques de l'étude actuelle 24

Chapitre II

Figure II. 1. Géométrie du problème étudié 27
Figure II. 2. Schéma de principe des différentes cornières onduleuses 27

Chapitre III

Figure III. 1 Volume de contrôle dans le cas 2D [34]. 44
Figure III. 2 Structure de base du code Fluent. 45
Figure III. 3 les différentes grilles topologiques traitées par Fluent 47
Figure III. 4 Schéma du canal ondulé: (a) le domaine de calcul, et (b) schéma des différents angles de vagues. 53
Figure III. 5: Maillage bidimensionnel de taille Moyenne du canal ondulée 55
Figure III. 6 Ccomparaison de nombre de Nusselt total entre cette étude et celle de Mohammed et al. [56] 58

Chapitre IV

Figure VI. 1 Variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique je (Φ) des nanoparticules d'oxyde de cuivre (CuO), à un nombre de Reynolds fixe (Re = 20000), ... 63
Figure VI. 2 Evolution de la perte de charge en fonction de la fraction volumique (Φ) des nanoparticules d'Eau-CuO (Re = 20000). 64
Figure VI. 3: Évolution du coefficient d'échange thermique en fonction de la fraction volumique (angle 20°) 65
Figure VI. 4 Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et du nombre de Reynolds sur Nu: (a) Eau–Al_2O_3, (b) Eau–SiO_2, (c) Eau–TiO_2, (d) Eau–Cu 67
Figure VI. 5: Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et du nombre de Reynolds sur chute de pression : (A) Eau–Al_2O_3, (B) Eau–SiO_2, (C) Eau–TiO_2, (D) Eau–Cu 70

Figure VI. 6: Variation du nombre moyen de Nusselt en fonction de la fraction volumique a différents Re: (a) 8000, (b)12000, (c)16000, (d) 20000 72
Figure VI. 7: Variation du chute de pression en fonction de la fraction volumique a différents Re: (a) 8000, (b)12000, (c)16000, (d) 20000 74
Figure VI. 8: Évolution du coefficient d'échange thermique en fonction de la fraction volumique dans un canal ondulé avec un angle de 40° à Re = 20000. 76
Figure VI. 9: Effet du Type de nanoparticules 77
Figure VI. 10: Effet des nanofluides et la fraction volumique sur la chute de pression 80
Figure VI. 11: Variation des nombres moyen de Nusselt en fonction de la fraction volumique du nombre de Reynolds (canal ondulé à 40°) 83
Figure VI. 12: Effet des nanofluides et la fraction volumique sur la chute de pression 85
Figure VI. 13: Évolution du Coefficient de Performance (PEC) en fonction de la fraction volumique pour différents nanofluides dans un canal ondulé (angle = 20°) 86
Figure VI. 14: Évolution du Coefficient de Performance (PEC) en fonction de la fraction volumique pour différents nanofluides dans un canal ondulé (angle = 40°) 88
Figure VI. 15: Variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique d'Eau-CuO pour des canaux ondulés à angles de 20° et 40° 89
Figure VI. 16: Variation perte de pression en fonction de la fraction volumique de CuO pour des canaux ondulés à angles de 20° et 40° 90
Figure VI. 17: Effet de l'angle d'ondulation (20° et 40°) sur les profils de température statique dans un canal ondulé 91
Figure VI. 18: Comparaison des profils de vitesse et des vecteurs d'écoulement pour deux canaux ondulés à angles de 20° et 40° 92

Liste des Tableaux

Chapitre I

Tableau I. 1. les propriétés thermo physiques de différents matériaux 17
Tableau I. 2–Synergies entre nanoparticules et fluides de base[23] 18

Chapitre II

Tableau II. 1 Conditions aux limites 38

Chapitre III

Tableau III. 1: Différentes formes de maillage des faces 47
Tableau III. 2: Description des types de maillages des faces. 47
Tableau III. 3 Propriétés thermophysiques du fluide de base et des nanoparticules[52.53] 54
Tableau III. 4: Maillages utilisés dans l'analyse de d'indépendance de la solution pour le canal ondulé avec un angle de 20°. 55
Tableau III. 5. Maillages utilisés dans l'analyse de d'indépendance de la solution pour le canal ondulé avec un angle de 40° 55
Tableau III. 6 Indépendance du solution par rapport au maillage 57

Introduction générale

Introduction Générale

L'étude du transfert de chaleur est considérée comme un domaine essentiel qui suscite un large intérêt dans de nombreuses applications industrielles et ingénierie, telles que les systèmes de refroidissement et de climatisation, les moteurs à combustion interne, et les systèmes microélectroniques. L'amélioration de l'efficacité du transfert thermique est cruciale dans les industries nécessitant une gestion efficace de la chaleur générée, notamment dans le secteur de l'électronique où une augmentation de la température peut entraîner une défaillance des appareils ou réduire leur durée de vie opérationnelle [1].

Le transfert de chaleur dans les systèmes mécaniques et d'ingénierie se fait principalement par trois mécanismes : la conduction, la convection et le rayonnement. La conduction thermique se produit par le transfert d'énergie thermique à l'intérieur des matériaux solides en raison des différences de température [2]. Le rayonnement implique le transfert d'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques. La convection, quant à elle, dépend du mouvement des particules du fluide pour transférer la chaleur, et se divise en convection naturelle (où le fluide se déplace en raison de la différence de densité causée par des gradients de température) et convection forcée (où le mouvement du fluide est induit mécaniquement par des dispositifs tels que des pompes).

Récemment, l'utilisation des nano fluides est apparue comme une méthode efficace pour améliorer les performances thermiques dans les systèmes à convection forcée. Les nano fluides sont des fluides de base contenant des nanoparticules en suspension, ce qui améliore les propriétés thermiques du fluide telles que la conductivité thermique, la densité et la capacité calorifique. Cette combinaison conduit à une amélioration significative du transfert de chaleur même à faible concentration de nanoparticules [3].

Des études ont également montré que les canaux ondulés, notamment ceux avec des parois en forme de V ondulé, augmentent le transfert de chaleur grâce aux effets de turbulence générés par la géométrie du canal. Lorsqu'ils sont combinés avec des nano fluides, ces canaux présentent un grand potentiel pour améliorer l'efficacité des systèmes thermiques, en particulier dans les applications à haute performance telles que le refroidissement électronique. Les performances du système sont influencées par plusieurs facteurs, notamment le type de nanoparticules, la fraction volumique, le nombre de Reynolds, ainsi que des paramètres géométriques comme l'angle d'ondulation. Par conséquent, une étude détaillée de ces facteurs est essentielle pour comprendre le mécanisme d'échange thermique et évaluer les performances du système sous différentes conditions de fonctionnement.

0.2 Objectifs du mémoire

Cette thèse vise à réaliser une étude numérique bidimensionnelle pour évaluer l'effet de l'utilisation des nano fluides dans un canal ondulé sur la performance thermique et hydraulique. Plus précisément, elle cherche à analyser l'effet du type de nanoparticules (Al_2O_3, CuO, SiO_2, TiO_2) sur l'amélioration du transfert de chaleur, étudier l'impact de la fraction volumique des

nanoparticules sur le nombre de Nusselt et la chute de pression, évaluer l'effet de l'angle d'ondulation (20° et 40°) sur la performance thermique et hydraulique, ainsi que l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur et les pertes hydrauliques. L'étude vise également à fournir des résultats numériques pouvant aider à optimiser la conception des canaux thermiques.

0.3 Structure du mémoire

Ce travail comprend quatre chapitres interconnectés. Le premier chapitre présente les concepts fondamentaux liés au transfert de chaleur, expliquant les différents modes (conduction, convection, rayonnement) et les types d'écoulement (laminaire et turbulent), ainsi que la définition des nombres sans dimension importants tels que le nombre de Reynolds et le nombre de Nusselt. Ce chapitre offre également une vue d'ensemble complète des nano fluides, incluant leur composition et leurs propriétés thermo-physiques, ainsi qu'une revue de la littérature pour situer l'étude dans le contexte des recherches existantes. Le deuxième chapitre définit le problème et les objectifs, et présente en détail les modèles physique et mathématique, incluant les propriétés physiques des nano fluides, les hypothèses adoptées, les équations gouvernantes (continuité, quantité de mouvement, énergie), le modèle de turbulence utilisé, ainsi que les conditions aux limites appliquées. Le troisième chapitre explique la méthodologie numérique employée, en mettant l'accent sur la méthode des volumes finis utilisée pour résoudre les équations gouvernantes, avec une description détaillée de la génération du maillage et de la configuration numérique à l'aide des logiciels Gambit et Fluent. Le quatrième chapitre analyse et discute les résultats numériques, montrant les effets du type de nanoparticules, de la fraction volumique, de l'angle d'ondulation et du nombre de Reynolds sur la performance thermique et hydraulique à l'intérieur du canal ondulé. La thèse se conclut par un résumé des résultats principaux et propose des pistes pour des études futures plus avancées.

Chapitre I
Généralités sur les nano fluides et revue bibliographique

Introduction

Le transfert de chaleur est un processus fondamental dans de nombreuses applications industrielles et technologiques, jouant un rôle crucial dans l'amélioration des performances des systèmes thermiques. Le transfert de chaleur entre deux corps dépend de la différence de température entre eux et s'effectue selon trois modes principaux : la conduction thermique, le rayonnement thermique et la convection. Ces modes sont régis par des lois spécifiques, où la conduction et le rayonnement thermique sont considérés comme des modes fondamentaux, tandis que la convection, bien qu'importante, résulte de la combinaison du mouvement des fluides et de la conduction thermique [4]

Dans le domaine du refroidissement industriel, des fluides conventionnels comme l'eau et l'huile sont largement utilisés. Cependant, leurs propriétés thermophysiques limitées ont poussé les chercheurs à explorer des solutions innovantes pour améliorer les performances thermiques. C'est dans ce contexte que les nanofluides ont émergé comme une nouvelle génération de fluides thermiques. Ces derniers se distinguent par leur capacité à renforcer le transfert de chaleur grâce à l'incorporation de nanoparticules dispersées en faible concentration. Le terme "nanofluides" a été introduit pour la première fois au laboratoire Argonne aux États-Unis en 1995 [5].

Ces fluides présentent des propriétés exceptionnelles qui en font une solution prometteuse pour diverses applications, telles que l'électronique et les systèmes de refroidissement industriel.

Ce chapitre se concentre sur une étude générale des principaux modes de transfert de chaleur et des types d'écoulement des fluides, tout en mettant en lumière les nanofluides en termes de leur composition, méthodes de préparation, avantages, inconvénients et leur importance dans l'amélioration des performances thermiques des systèmes.

I.2 Notions sur les transferts thermiques:

Le transfert de chaleur est un processus fondamental qui se produit entre des corps ayant des températures différentes, où l'énergie thermique est échangée en raison de la différence de température entre ces corps. Ce transfert implique plusieurs mécanismes principaux: la conduction thermique, la convection thermique et le rayonnement thermique. Chacun de ces mécanismes contribue au transfert de chaleur de manière différente et a des applications variées dans de nombreux systèmes d'ingénierie et physiques. Ces mécanismes sont illustrés par la figure I.1. Chaque mécanisme contribue différemment au transfert de chaleur et est utilisé dans divers domaines, des systèmes thermiques industriels aux appareils électroniques [6]. [7] .

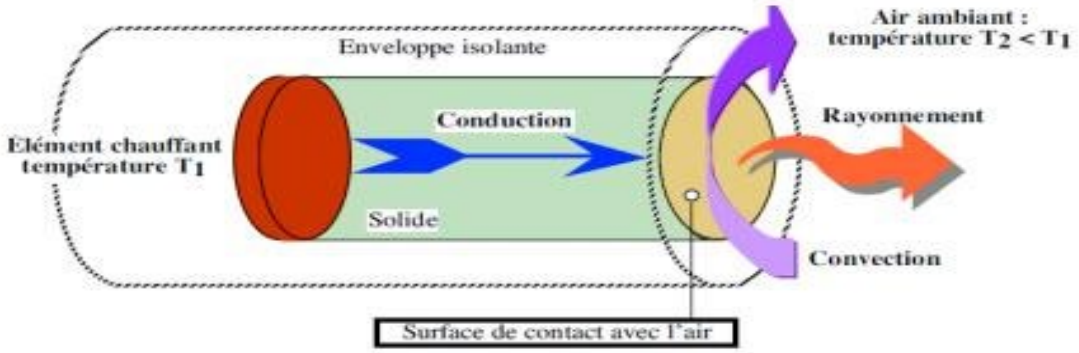


Figure I. 1 modes de transfert de chaleur

I.2 .1 La conduction thermique

La conduction thermique est le processus par lequel l'énergie thermique se déplace à travers un matériau en raison d'une différence de température entre ses parties, sans qu'il soit nécessaire que la matière elle-même se déplace. Ce type de transfert thermique repose sur deux mécanismes principaux : d'abord, les vibrations atomiques ou moléculaires qui entraînent le transfert d'énergie, et ensuite, le transfert des électrons libres dans les matériaux conducteurs. La conduction thermique est le mode de transfert de chaleur fondamental dans les solides, bien qu'elle puisse coexister avec le rayonnement thermique dans les matériaux transparents.

Selon la loi de Fourier, le flux de chaleur est directement proportionnel au gradient de température et à la conductivité thermique du matériau. La chaleur se déplace des zones à température plus élevée vers celles à température plus basse, ce qui permet d'atteindre un équilibre thermique entre les différentes parties du matériau. Ce processus est fondamental dans de nombreuses applications industrielles, car il est utilisé pour améliorer l'efficacité des systèmes thermiques, tels que les systèmes de refroidissement, ainsi que dans le domaine de l'électronique moderne, qui nécessite des matériaux ayant une conductivité thermique élevée pour assurer une performance thermique optimale [6], [8], [9].

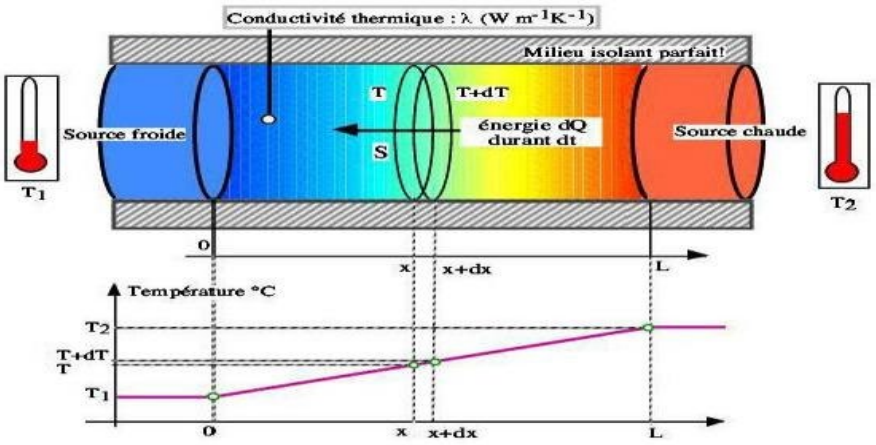


Figure I. 2: Principe de la conduction thermique.

I.2.2 Rayonnement :

Le rayonnement thermique est un processus de transfert de l'énergie thermique d'un corps chaud vers un corps froid par le biais de rayonnement électromagnétiques, générés par les oscillations microscopiques des molécules du corps chaud. Ces ondes, qui incluent généralement des rayonnements infrarouges, se propagent à Travers le vide ou un milieu transparent sans nécessiter de support matériel. Lorsque ces rayons atteignent la surface d'un corps froid, ils sont absorbés et convertis en énergie thermique, ce qui entraîne une augmentation de la température du corps froid, conformément aux lois d'absorption du rayonnement telles que la loi de Planck. Cette méthode est unique dans le transfert de chaleur, car elle ne nécessite aucun support matériel, ce qui en fait le seul moyen de transfert de chaleur à travers le vide, comme dans le cas du chauffage de la Terre par le rayonnement solaire [10].

I.2.3 la convection thermique :

La convection thermique est un mécanisme de transfert de l'énergie thermique au sein des fluides (qu'ils soient gazeux ou liquides) résultant du mouvement des molécules causées par des différences de température. Lorsqu'un corps solide entre en contact avec un fluide en mouvement à des températures différentes, la chaleur est échangée entre le corps et les molécules du fluide qui le touchent par conduction thermique. Après l'échange de chaleur, les molécules chaudes se déplacent vers le haut en raison de leur faible densité, tandis que des molécules froides les remplacent, assurant ainsi la continuation du transfert thermique à travers le fluide. De plus, les molécules en mouvement rencontrent d'autres molécules de fluide au cours de leur déplacement, ce qui entraîne un échange supplémentaire de chaleur par conduction.

Dans ce processus, la conduction thermique est le mécanisme fondamental du transfert de chaleur, mais le phénomène global de la convection thermique résulte de l'intégration de cette conduction avec les mouvements du fluide, qui obéissent à des lois physiques spécifiques. La convection thermique est généralement classée en trois types principaux: convection naturelle, convection forcée et convection mixte. [11] ; [12].

Trois types de convection sont généralement distingués:

I.2.3.1 la convection naturelle (libre):

La convection naturelle est un processus de transfert de chaleur dans un fluide dû aux différences de température qui entraînent des variations de la densité. Ces variations de densité génèrent un champ de forces gravitationnelles qui influencent le mouvement des particules du fluide. Lorsqu'une partie du fluide est chauffée, sa densité diminue et elle monte, tandis que le fluide plus froid et plus dense descend pour prendre sa place. Ce type de convection thermique se produit naturellement, sans nécessiter d'intervention extérieure.

La convection naturelle a un impact considérable sur les systèmes thermiques, car elle aide à distribuer la chaleur à l'intérieur du fluide ou dans les systèmes qui contiennent un fluide, tels que les océans et l'atmosphère. Dans les systèmes techniques, la convection naturelle est utilisée pour refroidir ou chauffer des tuyaux et des échangeurs de chaleur, et elle est particulièrement utile dans les processus qui ne nécessitent pas un écoulement de fluide externe. [2].

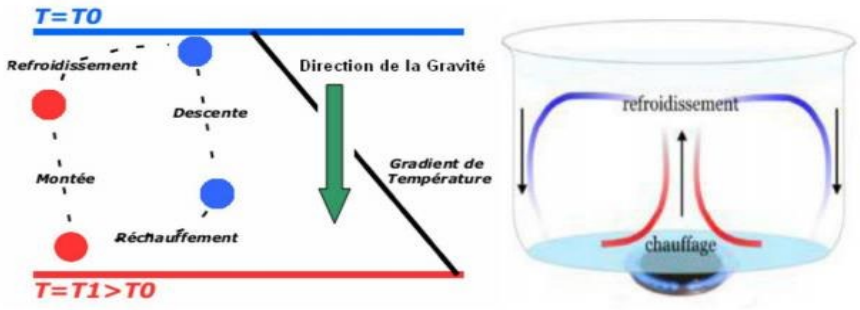


Figure I. 3: Principe physique de la convection naturelle [2]

I.2.3.2 la convection forcée :

La convection forcée est un processus de transfert de chaleur où un fluide, qu'il soit liquide ou gazeux, est mis en mouvement à l'aide d'outils mécaniques tels que des pompes ou des ventilateurs. L'objectif de ce processus est d'augmenter l'efficacité du transfert thermique. Contrairement à la convection naturelle, qui repose sur des différences de densité dues aux variations de température, la convection forcée dépend principalement d'une intervention extérieure pour déplacer le fluide et assurer son écoulement continu.

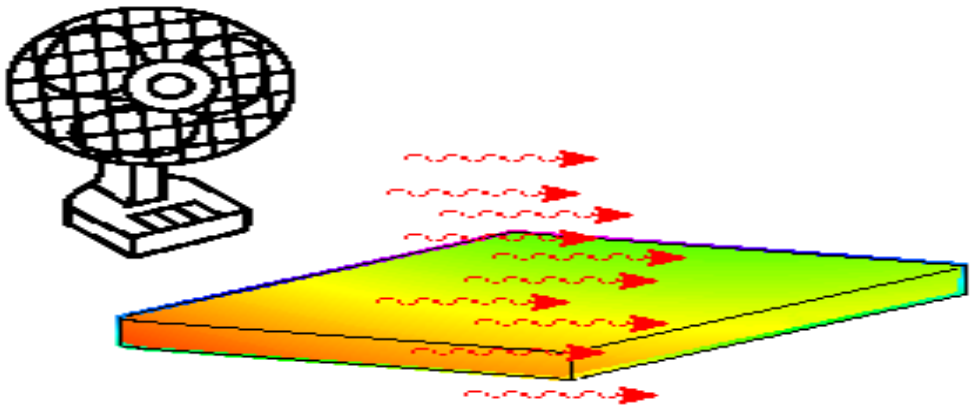


Figure I. 4 Schéma de la convection forcée

I.2.3.3 la convection mixte :

La convection mixte est un phénomène qui se produit lorsque la convection naturelle (causée par la gravité) interagit avec la convection forcée (causée par un mouvement externe du fluide), affectant l'écoulement du fluide et le transfert thermique. Si les forces agissantes sont dans la même direction, le transfert de chaleur augmente (convection mixte assistée), et si elles sont opposées, le transfert de chaleur diminue (convection mixte contrariée).

I.3.régime d'écoulement :

Le régime d'écoulement est le déplacement d'un fluide, qu'il soit liquide ou gazeux, d'un point à un autre dans un système donné en raison de forces telles que la pression, la gravité ou les forces mécaniques. Le régime d'écoulement est l'un des concepts fondamentaux en mécanique des fluides et a un impact considérable sur de nombreux phénomènes physiques tels que le transfert de chaleur, les interactions entre les matériaux et la perte d'énergie dans les canalisations.

Le régime d'écoulement est mesuré à l'aide d'appareils spécialisés tels que le débitmètre. Le type de régime d'écoulement varie en fonction de plusieurs facteurs tels que la vitesse, la viscosité et les dimensions des tuyaux ou canaux à travers lesquels le fluide s'écoule. Le comportement du régime d'écoulement est déterminé à l'aide de critères comme le nombre de Reynolds, qui permet de définir si le régime d'écoulement est laminaire, turbulent ou transitionnel

I.3.1. Écoulement laminaire :

Dans ce type d'écoulement, il n'y a pas de mélange entre les particules du fluide, et les trajectoires des particules sont parallèles les unes aux autres. Dans ce cas, le transfert thermique se fait par conduction entre les différentes couches du fluide.

Conditions nécessaires à son existence :

Comme mentionné précédemment, l'écoulement laminaire se produit lorsque le nombre de Reynolds est faible, c'est-à-dire dans les conditions suivantes :

- Lorsque le fluide a une viscosité élevée ;
- Lorsque les vitesses sont faibles ;
- Lorsque les dimensions sont petites.

En général, l'écoulement est considéré comme laminaire lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à 2000. Au-delà de cette valeur, l'écoulement devient turbulent. Ces conditions sont rares dans les applications hydrauliques classiques et se rencontrent généralement dans des domaines tels que la lubrification ou les écoulements dans des milieux poreux [13].

I.3.2. Écoulement turbulent :

L'écoulement turbulent en dynamiques des fluides est défini par le mouvement irrégulier et aléatoire des particules du fluide, caractérisé par un état de perturbation et de chaos, avec la présence de tourbillons et des variations soudaines de la vitesse et de la direction du fluide. Dans ce régime, les couches de fluide s'interpénètrent et interagissent de manière aléatoire, entraînant des fluctuations temporelles et spatiales continues. Les vitesses élevées et la faible viscosité contribuent à générer des trajectoires imprévisibles qui évoluent constamment.

Dans de nombreuses applications industrielles, notamment dans le domaine de l'ingénierie nucléaire, l'écoulement turbulent prédomine. Il devient donc crucial d'analyser et de comprendre son comportement avec précision pour concevoir et optimiser les systèmes.

Les caractéristiques instables des turbulences représentent un défi majeur dans les analyses des fluides, et cette question reste l'une des dernières problématiques non résolues en physique mathématique classique.

Bien que l'écoulement turbulent soit imprévisible, ses principes théoriques ont été formulés à partir des recherches et découvertes de Léonard de Vinci à la Renaissance, qui ont jeté les bases de la compréhension des comportements des fluides turbulents dans les siècles suivants. [2]

Conditions de l'écoulement turbulent : L'écoulement est généralement turbulent lorsque le nombre de Reynolds est supérieur à **4000**. Lorsque Re dépasse cette valeur, les fluctuations et l'instabilité deviennent dominantes, et l'écoulement devient caractéristique de l'état turbulent.

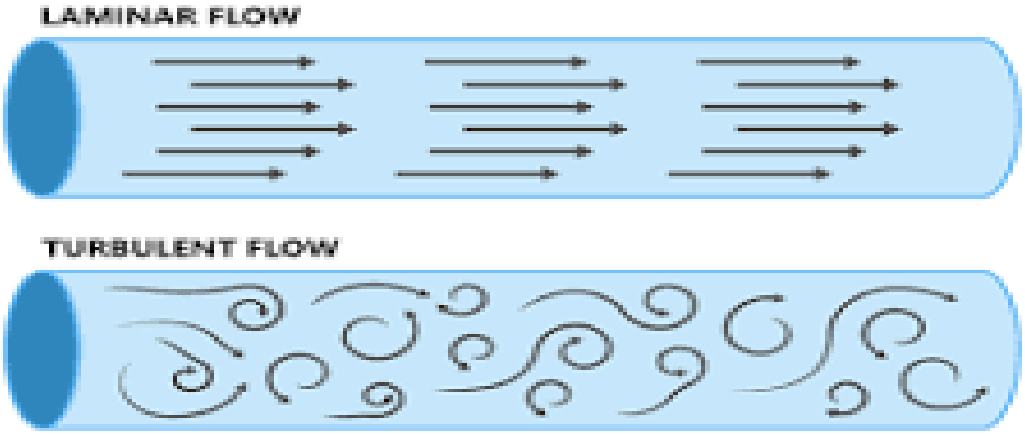


Figure I. 5 le régime d'écoulement

I.3.3. Écoulement transitionnel :

L'écoulement transitionnel est un état où le comportement du fluide évolue progressivement entre l'écoulement laminaire organisé et l'écoulement turbulent chaotique, montrant des perturbations dans le mouvement sans atteindre le chaos total. Dans cette phase, les fluctuations de vitesse et de direction commencent à apparaître, mais elles ne sont pas encore suffisamment fortes pour provoquer un écoulement totalement turbulent.

En termes de nombre de Reynolds, l'écoulement transitionnel se produit généralement lorsque **2000 < Re < 4000**. Dans cette plage, le fluide est susceptible de basculer entre un régime laminaire et un régime turbulent, ce qui rend l'écoulement instable et difficile à prédire

I.4 Les Nombres Adimensionnels :

Dans cette section, nous explorerons certains des nombres sans dimension essentiels utilisés dans l'analyse du transfert thermique et l'étude des écoulements de fluides, en expliquant leur signification physique et leur rôle dans l'interprétation des phénomènes observés dans les systèmes thermodynamiques et hydrodynamiques.

I.4.1 Le Nombre de Reynolds :

Le **nombre de Reynolds (Re)** est un nombre adimensionnel qui représente le rapport entre les forces d'inertie, qui tendent à déplacer le fluide, et les forces visqueuses qui résistent à ce mouvement. Il est utilisé pour déterminer le type d'écoulement dans un système, qu'il soit laminaire ou turbulent. La formule est la suivante:

$$Re = \frac{\rho u l}{\mu} \qquad \textbf{(I.1)}$$

Où:

- **ρ** : Masse volumique du fluide [kg/m³]
- **u** : Vitesse d'écoulement du fluide [m/s]
- **L** : Longueur caractéristique du système étudié, comme le diamètre d'une conduite ou la taille d'un objet dans un fluide [m]
- **μ** : Viscosité dynamique du fluide [Pa·s]

Le nombre de Reynolds est un indicateur essentiel pour déterminer la nature de l'écoulement. Un nombre élevé indique généralement un écoulement turbulent, caractérisé par des mouvements chaotiques et des vortex, tandis qu'un nombre faible signale un écoulement laminaire où les couches de fluide se déplacent de manière régulière, sans perturbations.

Voici la traduction en français de l'organisation des équations :

I.4.1.1. L'équation de Reynolds dans un canal rectangulaire :

L'équation de Reynolds est utilisée pour déterminer le type d'écoulement dans différents milieux mécaniques, comme les canaux. Elle est exprimée comme suit :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot Dh}{\mu} \qquad \textbf{(I.2)}$$

Où :

- Re est le nombre de Reynolds,
- ρ : Masse volumique,
- u : Vitesse moyenne du fluide,
- Dh : Diamètre hydraulique,
- μ : Viscosité dynamique.

- ✓ **Le diamètre hydraulique (DH) :**

Le diamètre hydraulique est une mesure qui représente la taille effective à travers laquelle le fluide s'écoule. Il peut être calculé par la relation suivante :

$$Dh = 4 \cdot \frac{s}{p} \qquad \textbf{(I.3)}$$

Où :

- S : est la section transversale du flux,
- P: est le périmètre mouillé du canal.

- ✓ **La section transversale S et le périmètre mouillé P :**

Section transversale S dans un canal rectangulaire est calculée comme suit :

$$S=L\cdot H \qquad \textbf{(I.4)}$$

Où:

- L est la longueur du canal,
- H est la hauteur du canal.

Périmètre mouillé P dans un canal rectangulaire est calculé comme suit :

$$P=2\cdot (L+H) \qquad \textbf{(I.5)}$$

Où:

- L est la longueur du canal,
- H est la hauteur du canal.

- ✓ **Le diamètre hydraulique après remplacement de S et P :**

En utilisant les valeurs calculées de la section transversale et du périmètre mouillé, le diamètre hydraulique Dh peut être écrit comme suit :

$$Dh = \frac{2\cdot(L\cdot H)}{(L+H)} \qquad \textbf{(I.6)}$$

- ✓ **Réécriture de l'équation de Reynolds en utilisant le diamètre hydraulique :**

En réarrangeant l'équation originale du nombre de Reynolds en utilisant le diamètre hydraulique donné, on obtient :

$$\mathrm{Re} = \frac{2.\rho\cdot u\cdot(L\cdot H)}{(L+H).\mu} \qquad \textbf{(I.7)}$$

Voici l'organisation des équations pour un canal carré :

I.4.1 .2. L'équation de Reynolds dans un canal carré :

L'équation de Reynolds est la même que celle pour les autres canaux, exprimée ainsi :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot Dh}{\mu} \qquad \textbf{(I.8)}$$

Où :

- Re: est le nombre de Reynolds,
- ρ: est la densité,
- u: est la vitesse moyenne du fluide,
- Dh: est le diamètre hydraulique,
- μ: est la viscosité dynamique.

✓ **Le diamètre hydraulique (Dh) pour un canal carré :**

Dans un canal carré, la largeur et la hauteur sont égales, donc le diamètre hydraulique est simplement calculé comme suit :

$$Dh = \frac{4.S}{P} \qquad \textbf{(I.9)}$$

Où :

- S est la section transversale du flux,
- P est le périmètre mouillé du canal.

✓ **La section transversale S et le périmètre mouillé P pour un canal carré :**

Section transversale S dans un canal carré :

$$S = L^2 \qquad \textbf{(I.10)}$$

Où :

- L: est la longueur de l'un des côtés du canal carré.

Périmètre mouillé P dans un canal carré :

$$P = 4L \qquad \textbf{(I.11)}$$

Où:

- L : est la longueur de l'un des côtés du canal carré.

- ✓ **Le diamètre hydraulique après remplacement de S et P :**

En remplaçant la section et le périmètre mouillé dans la formule du diamètre hydraulique pour un canal carré, on obtient :

$$Dh = 4 \cdot \frac{2.L}{4.L} = L \qquad \textbf{(I.12)}$$

- ✓ **Réécriture de l'équation de Reynolds en utilisant le diamètre hydraulique :**

En réarrangeant l'équation du nombre de Reynolds en utilisant le diamètre hydraulique calculé, on obtient :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu} \qquad \textbf{(I.13)}$$

I.4.2 Le Nombre de Prandtl :

Le **nombre de Prandtl (Pr)** est un nombre adimensionnel qui mesure le rapport entre la diffusivité cinématique (qui reflète l'effet de la viscosité sur le fluide) et la diffusivité thermique (qui mesure la capacité du fluide à transférer la chaleur). Ce nombre permet de mieux comprendre l'interaction entre la chaleur et la viscosité dans un fluide. Il est défini par la formule :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \qquad \textbf{(I.14)}$$

Où :

- **α** : Diffusivité thermique du fluide [m²/s], qui mesure l'efficacité du fluide à transférer la chaleur
- **ν** : Diffusivité cinématique du fluide [m²/s], qui reflète la capacité du fluide à diffuser la quantité de mouvement

Il peut aussi être formulé sous une autre expression telle que :

$$Pr = \frac{Cp\mu}{K} \qquad \textbf{(I.15)}$$

Où:

- $\mathbf{C_p}$: Chaleur spécifique à pression constante [J/kg·K]
- **k** : Conductivité thermique du fluide [W/m·K].

Le nombre de Prandtl est essentiel pour l'analyse du transfert thermique dans les fluides. Il joue un rôle crucial dans la conception des systèmes thermiques, tels que les échangeurs de chaleur, les réacteurs et les systèmes de refroidissement.

I.4.4 Le Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre adimensionnel clé dans l'analyse du transfert de chaleur par convection. Il peut être représenté par l'expression suivante :

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} \qquad \textbf{(I.16)}$$

Où :

- **h** :est le coefficient de transfert thermique par convection [W/m²·K],
- **D:** est une dimension caractéristique de la géométrie du système [m]
- **λ** :est la conductivité thermique du fluide [W/m·K].

Le nombre de Nusselt décrit le rapport entre le flux de chaleur convectif, transmis par le fluide, et le flux de chaleur conductif à travers celui-ci. En d'autres termes, il indique l'efficacité relative du transfert thermique par convection par rapport à la conduction. Le nombre de Nusselt dépend non seulement des propriétés thermiques du fluide, représentées par λ, mais aussi des caractéristiques géométriques de l'écoulement, telles que la dimension caractéristique D, ainsi que de l'intensité du champ de vitesse dans la couche limite, en fonction du coefficient de convection h. Il est à noter qu'il existe un nombre de Nusselt moyen, qui représente la moyenne de Nu sur toute la surface, et un nombre de Nusselt local, qui s'applique à des points spécifiques de la surface étudiée.
Selon [7] le nombre de Nusselt joue un rôle crucial dans la modélisation du transfert de chaleur dans des systèmes à écoulement de fluides. En effet, la détermination de ce nombre permet de prédire le comportement thermique dans des conditions complexes telles que les écoulements turbulents ou laminaires.
Dans les systèmes de convection forcée, le nombre de Nusselt est directement influencé par les nombres de Reynolds (Re) et de Prandtl (Pr). La relation générale pour la convection forcée peut être écrite comme suit :

$$Nu=f\,(Re, Pr)$$

Une forme courante de cette relation, utilisée dans les applications d'écoulements forcés, est la suivante :

$$Nu = c \cdot Re^{n} \cdot Pr^{m} \qquad \textbf{(I.17)}$$

Dans cette équation, **c**, **n** et **m** sont des constantes qui dépendent des propriétés géométriques du problème spécifique et des caractéristiques du fluide. Ces constantes doivent être déterminées expérimentalement ou par des modèles théoriques adaptés au système étudié.
Le nombre de Nusselt en convection forcée permet de déterminer l'intensité du transfert thermique dans des systèmes où le fluide est soumis à un mouvement forcé, par exemple dans des canaux ou des échangeurs de chaleur. [15] ont étudié cette relation pour divers types de fluides et de géométries, fournissant des corrélations précieuses pour une large gamme de conditions d'écoulement. Le nombre de Reynolds, Re, quantifie l'importance relative des forces

d'inertie par rapport aux forces visqueuses, tandis que le nombre de Prandtl, Pr, mesure le rapport entre la diffusivité cinématique et la diffusivité thermique du fluide.

I.5 Généralités sur les nano-fluides

I.5.1 Introduction

L'efficacité d'un processus de transfert thermique est généralement limitée par les propriétés thermophysiques des fluides utilisés. La miniaturisation de nombreuses applications dépend de la possibilité d'évacuer efficacement les puissances thermiques dissipées à l'intérieur des appareils. Le développement considérable récent des recherches sur les nano-fluides est dû au fait qu'il est possible, pour certaines applications, d'augmenter de manière significative les transferts de chaleur en introduisant une faible concentration de nanoparticules dans un fluide pur.

Cette nouvelle génération de fluides est appelée "nano-fluides". Ce terme a été introduit par Choi au laboratoire d'Argonne aux États-Unis en 1995 et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale [16].

Dans cette étude, nous tenterons de montrer la possibilité de remplacer les fluides par des nano-fluides qui peuvent jouer le même rôle que ces fluides ordinaires, mais avec une meilleure efficacité pour le dégagement de chaleur.

L'ajout de particules métalliques dans un fluide a montré une amélioration significative de ses capacités thermiques. Cependant, les expériences menées sur les fluides caloporteurs avec des particules de taille micrométrique ont posé des problèmes de sédimentation des particules, entraînant des chutes de pression lors de l'écoulement. Actuellement, il est possible de fabriquer des particules de taille nanométrique qui résolvent ces problèmes.

I.5.2 Définition

Les nanofluides sont des solutions contenant des particules solides nanométriques (dont les diamètres varient généralement entre 1 et 100 nanomètres) dispersées dans un fluide de base tel que l'eau, l'éthylène glycol ou l'huile, dans le but d'améliorer certaines propriétés physiques du fluide, notamment la conductivité thermique [17]. Le terme nanofluide a été défini pour la première fois en 1995 par le chercheur S. U. S. Choi aux États-Unis, qui a concentré ses recherches sur l'utilisation des particules nanométriques pour améliorer la conductivité thermique des fluides [17].

Depuis la découverte de leurs propriétés thermiques exceptionnelles, les nanofluides sont devenus un sujet de recherche majeur dans diverses applications industrielles et techniques [18]. Bien que les fluides de base utilisés dans les applications de refroidissement et de chauffage aient une faible conductivité thermique, l'ajout de particules nanométriques ayant une conductivité thermique élevée permet d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange, améliorant ainsi les performances de transfert de chaleur dans les systèmes [19].

Les nanofluides sont utilisés dans une large gamme d'applications, telles que les systèmes de refroidissement dans les centrales électriques, le refroidissement des dispositifs électroniques et des moteurs, contribuant ainsi à améliorer l'efficacité thermique et à réduire la consommation d'énergie [20].

I.5.3 Nanoparticules et les fluides porteurs

Une nanoparticule est constituée de plusieurs centaines à plusieurs milliers d'atomes, formant un objet dont au moins une dimension est dans l'échelle nanométrique (1 à 100 nm). Ces particules se trouvent à la limite entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles suscitent un grand intérêt, tant fondamental qu'appliqué, et sont largement étudiées de nos jours. De nombreux physiciens et chimistes les fabriquent, d'autres les étudient pour mieux comprendre la physique des objets nanométriques, tandis que des biologistes les emploient comme marqueurs cellulaires. [21][1].

Les nanoparticules les plus couramment utilisées pour la fabrication de nano-fluides sont :

- L'oxyde d'aluminium, Al2O3.
- L'aluminium, Al.
- Le cuivre, Cu.
- L'or, Au.
- L'argent, Ag.
- Les nanotubes de carbone.
- Le silicium, Si.
- Le dioxyde de titane, TiO2
- L'oxyde de cuivre, CuO.

Les fluides de base les plus utilisés sont :

- L'eau.
- L'éthylène glycol, EG.
- Les huiles.
- Le toluène.

En général, les nanoparticules peuvent être regroupées en trois grandes catégories selon leur forme (figure 1.6):

- Nanoparticules de forme sphérique.
- Nanotubes de carbone.
- Nanofeuillets de graphène.

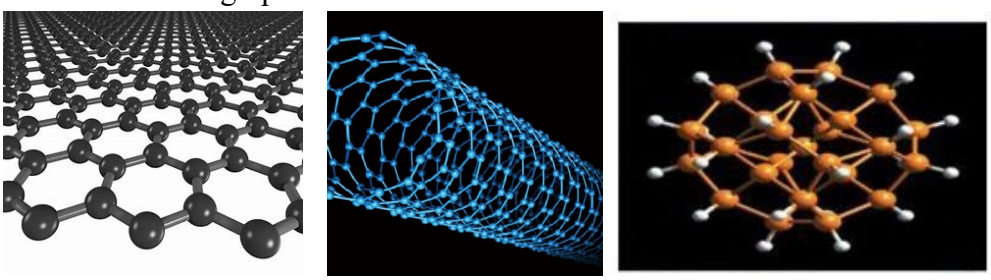


Figure I. 6 Nanofeuillets de graphène ; Nanotubes de carbone ; Nanoparticules de forme sphérique.

Tableau I. 1. Les propriétés thermophysiques de différents matériaux

	Nanoparticule et fluide de base	K (W/mK)	ρ (kg/m3)	Cp (J/kgK)	μ (Pa.s)
Métallique (solides)	Cu	400	8954	383	
	Fe	80,2	7870	447	
	Ni	90,7	8900	444	
	Au	317	19,300	129	
	Ag	429	10,500	235	
	C (diamant)	2300	3500	509	
Oxyde Métallique (solides)	SiO_2	1,38	2220	745	
	TiO_2	8,4	4157	710	
	Al_2O_3	36	3970	765	
	CuO	69	6350	535	
	SiC	490	3160	675	
Liquides non métallique	L'eau	0,613	1000	4183	0,0008
	Ethyléne-glycol(EG)	0,258	1132	2349	513
					0,0157

Le choix des liquides de base est essentiel dans la préparation des nano-fluides, car il permet d'assurer la stabilité de la suspension à long terme et d'éviter tout phénomène d'agrégation. La sélection du fluide se fait en fonction de la nature des nanoparticules utilisées [22]. Le tableau 1.2 présente une variété de combinaisons entre les nanoparticules et les liquides de base développées par diverses équipes de recherche.

Tableau I. 2-Synergies entre nanoparticules et fluides de base[23].

	Acétone	**Eau**	**Ethylene glycol**	**Huile**	**Toluène**	**Décane**
Ag		×				
Au		×				
$Al_{70}Cu_{30}$			×			
Al_2O_3		×	×	×		
Bi_2Te_3						
Diamant (C)						
Graphite (C)					×	
NTC (C)						
Fullèrène(C)					×	×
Cu	×	×				
CuO		×		×		
Fe		×				
SiC						
SiO_2		×				

TiO_2		×				
WiO_3		×				

I.5.4 Préparation des nanofluides

La préparation des nanofluides est une étape clé dans les études expérimentales concernant ces systèmes. Les nanofluides sont constitués de particules solides à l'échelle nanométrique (avec des dimensions allant de 1 à 100 nanomètres) dispersées dans des fluides de base tels que l'eau, le glycol éthylénique (EG) ou les huiles. Ces fluides présentent des propriétés thermiques exceptionnelles qui améliorent l'efficacité du transfert de chaleur. Cependant, pour tirer pleinement parti de ces propriétés, certaines conditions doivent être respectées, telles que la stabilité du système, une répartition homogène des particules, ainsi que l'absence de formation d'agglomérats ou de modifications du fluide de base [1].

Il existe deux méthodes principales pour préparer ces nanofluides :

A. **La méthode à une étape** : Dans cette méthode, les nanoparticules sont directement générées dans le fluide de base. Bien que moins utilisée dans l'industrie, cette approche permet d'éviter l'agglomération des particules et l'oxydation indésirable. Un exemple de cette méthode consiste à condenser des vapeurs métalliques en nanoparticules sur un film de liquide dans un réacteur fonctionnant sous basse pression de vapeur [24].
B. **La méthode à deux étapes** : Cette méthode implique d'abord la production des nanoparticules, puis leur dispersion dans le fluide de base. Pour garantir une bonne dispersion, des techniques mécaniques telles que l'agitation avec un dispositif rotatif ou l'utilisation d'ultrasons sont souvent nécessaires pour briser les agglomérats. De plus, pour prévenir l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules ou en ajustant le pH, ainsi que des forces stériques en utilisant des molécules adsorbées ou greffées à la surface [1], [24].

I.5.5 Avantages et inconvénients des fluides nanométriques

I.5.5.1 Avantages

- Grande surface de transfert thermique entre les molécules et les liquides.
- Haute dispersion et stabilité grâce à un mouvement brownien dominant entre les particules.
- Conductivité thermique légèrement plus élevée par rapport aux fluides de base.
- Volume réduit par rapport aux fluides conventionnels pour obtenir la même intensification du transfert thermique.
- Propriétés modifiables telles que la conductivité thermique et l'humidité de surface par le biais de la modification de la concentration des particules selon les applications spécifiques.

I.5.5.2 Inconvénients

- Augmentation de la viscosité et capacité thermique inférieure par rapport aux fluides conventionnels.
- Augmentation de la perte de pression et de la puissance de pompage requise.
- Incompatibilité des résultats entre différents chercheurs.
- Méconnaissance des mécanismes responsables des changements des propriétés.
- Instabilité des particules nanométriques (dispersion instable).
- Coût élevé des fluides nanométriques.
- Difficultés dans le processus de production.

I.6. Revue bibliographique :

Il existe un grand nombre d'études et de recherches sur la convection libre, forcée et mixte dans différentes géométries en présence de nanofluides. Parmi ces études, on peut citer celle de Habchi et Acharya [1986] qui ont effectué une analyse numérique de la convection mixte de l'air dans un canal vertical (Fig. I.7), contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffée, tandis que l'autre paroi est considérée soit comme adiabatique, soit chauffée également (deux cas étudiés). Les résultats montrent que, pour de faibles valeurs du nombre de Richardson, la vitesse maximale se situe à proximité de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque le nombre de Richardson augmente. Un écoulement inverse est prédit derrière l'obstacle, où les variations de température sont faibles. Le nombre moyen de Nusselt en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque le nombre de Richardson diminue. Derrière l'obstacle, le nombre de Nusselt diminue lorsque le nombre de Grashof augmente. Dans les deux cas, les nombres moyens de Nusselt sont plus faibles que ceux obtenus dans un conduit lisse. [25]

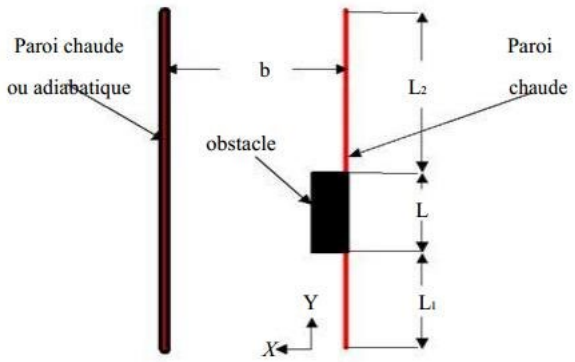


Figure I. 7: Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude.

Young et Vafai [1998] ont mené une étude numérique sur l'écoulement forcé d'un fluide compressible dans un canal équipé d'obstacles chauffés fixés sur son mur inférieur (voir figure I.8). Ils ont examiné les effets de plusieurs facteurs, tels que le nombre de Reynolds, ainsi que la hauteur**,** la largeur, et l'espacement des obstacles, ainsi que leur conductivité thermique. Les

résultats montrent que ces paramètres ont un impact significatif sur la variation du nombre de Nusselt moyen**,** ainsi que sur la distribution de la vitesse et la température dans le fluide [26].

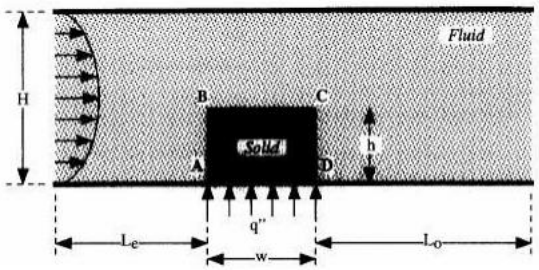


Figure I. 8: Canal contenant un seul obstacle chauffé.

M. AHMED et al. [2012] ont réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur dans un canal ondulé bidimensionnel (voir figure I.9), en utilisant un nano-fluide cuivre-eau, dans un régime laminaire. Les plages du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules considérées varient respectivement de 100 à 800 et de 0 à 5%. Les résultats montrent que le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt augmentent avec l'augmentation de l'amplitude du canal ondulé. De plus, lorsque la fraction volumique des nanoparticules augmente, le nombre de Nusselt augmente également, mais le coefficient de frottement augmente légèrement. Il a également été observé que l'amélioration du transfert de chaleur dépend principalement de la fraction volumique des nanoparticules et de l'amplitude de la paroi ondulée [27].

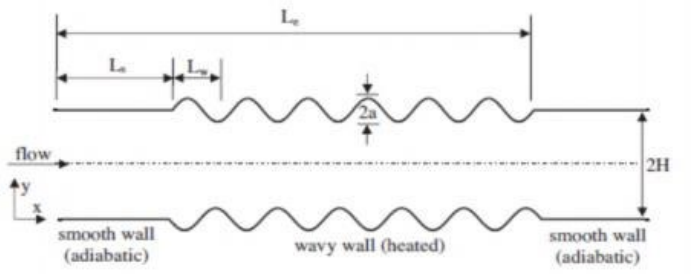


Figure I. 9: Schéma physique du modèle de M. AHMED et al. [2012] .

Dans l'étude de Saha et al. (2021), une analyse numérique a été réalisée sur l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur des nanofluides, en utilisant un nanofluide à base d'eau et d'Al_2O_3 (l'un des nanofluides les plus courants) dans un micro-canal rectangulaire équipé de déflecteurs trapézoïdaux (comme dans la figure I .10)**.** L'objectif de cette étude était d'analyser l'impact des nanofluides sur la performance thermique du fluide à l'intérieur des micro-canaux et d'améliorer l'efficacité du transfert thermique dans des applications d'ingénierie de précision, telles que les systèmes de refroidissement.

Les résultats ont montré que l'utilisation de nanofluides améliore considérablement le transfert thermique par rapport à l'eau pure. Grâce à leur petite taille et à leurs excellentes propriétés conductrices, les nanoparticules d'alumine (Al_2O_3) augmentent la conductivité thermique du fluide. Cette amélioration du transfert thermique a conduit à une augmentation de l'efficacité du refroidissement du système, optimisant ainsi les performances des dispositifs nécessitant une

dissipation thermique efficace. Il a également été observé que cette amélioration thermique ne résultait pas uniquement de la présence des nanoparticules, mais était amplifiée par l'ajout des déflecteurs trapézoïdaux dans le canal.

L'étude a également examiné l'influence des déflecteurs trapézoïdaux sur l'écoulement et les pertes de charge à l'intérieur du canal. Il a été constaté que ces déflecteurs réduisaient l'écoulement laminaire tout en augmentant la turbulence locale du fluide, ce qui favorisait le transfert de chaleur en augmentant la surface de contact entre le fluide et les parois du canal. Cette structure interne a également entraîné une augmentation du frottement interne, améliorant ainsi l'efficacité du refroidissement, bien que cela se soit accompagné d'une élévation de la pression.

D'après les résultats de la simulation numérique, la combinaison des nanofluides et des déflecteurs trapézoïdaux constitue une stratégie efficace pour améliorer la performance des systèmes de refroidissement miniaturisés. Cette approche revêt une importance particulière dans les applications en microélectronique, où la gestion thermique représente un défi majeur. L'étude a démontré que cette configuration hybride permet d'améliorer significativement le transfert de chaleur, sans affecter négativement l'efficacité énergétique ou la pression interne du système[28].

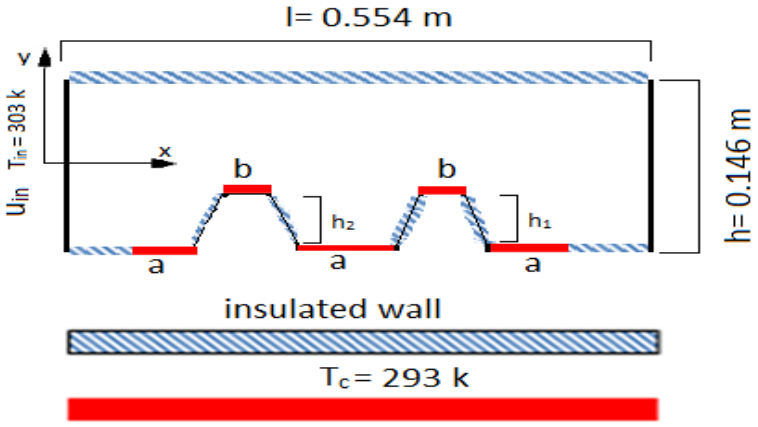


Figure I. 10 Rectangular micro-channel in presence of two trapezoidal baffles.

Dans l'étude réalisée par Hussein Togun et ses collègues (2022), des canaux avec des arêtes semi-circulaires ont été utilisés pour améliorer le transfert thermique du fluide. Les arêtes représentent une configuration géométrique ajoutée aux parois du canal, où des arêtes semi-circulaires sont disposées à des intervalles réguliers sur les parois pour augmenter l'interaction entre le fluide et la surface du canal. Ces arêtes génèrent des perturbations dans l'écoulement du fluide, ce qui améliore le processus de transfert thermique.

Comme le montre la figure I.11, il est évident que le canal est équipé de plusieurs arêtes semi-circulaires réparties le long du canal. Ces arêtes jouent un rôle clé dans l'amélioration des performances thermiques en créant des zones de recirculation après chaque arête. Ces zones provoquent un écoulement supplémentaire du fluide, ce qui augmente l'interaction thermique et améliore le taux de transfert de chaleur.

Le canal équipé des arêtes semi-circulaires présente une disposition qui contribue à une meilleure répartition thermique, où l'on peut observer des zones de température élevée et

d'autres à température plus faible tout au long du canal. Le principal avantage des arêtes est qu'elles augmentent la surface de contact du fluide, ce qui améliore le mélange à l'intérieur du fluide et, par conséquent, le transfert thermique.
En ce qui concerne l'effet des nanofluides hybrides, des concentrations plus élevées de nanofluides Al2O3-Cu dans l'eau (par exemple 2%) associées à des numéros de Reynolds plus élevés entraînent une augmentation significative du nombre de Nusselt, ce qui améliore de manière efficace le transfert thermique. L'effet des arêtes est également plus marqué pour les vitesses élevées et l'écoulement turbulent, renforçant ainsi les performances thermiques.
Comme le montre la figure 10, le nombre de Nusselt augmente avec la concentration du nanofluide, ce qui illustre clairement la relation entre la géométrie des arêtes semi-circulaires et l'amélioration des performances thermiques [29].

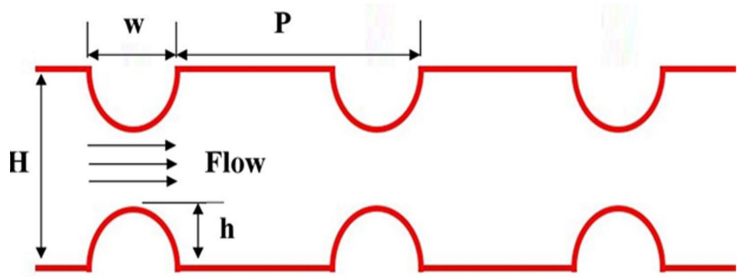


Figure I. 11. Schéma d'un canal à nervures semi-circulaires

Les chercheurs Prince Kumar et Rites Dwivedi**,** dans leur étude publiée en juin 2024, ont mené une étude numérique sur les caractéristiques du transport thermique et hydraulique d'un écoulement de fluide non newtonien à base de nanoparticules à travers un canal ondulé. Ils ont étudié l'impact de la fraction volumique des nanoparticules et du nombre de Prandtl sur les propriétés de transfert de chaleur et la perte de pression dans le canal. Le canal utilisé présentait des angles d'ondulation différents, à savoir 0°, 90° et 180°. L'objectif de l'étude était de comprendre l'impact de ces facteurs sur le nombre de Nusselt (Nu), la perte de pression et les performances globales dans le canal.
Les résultats ont montré qu'une augmentation de la concentration en nanoparticules améliore le nombre de Nusselt, mais entraîne également une augmentation de la perte de pression. De plus, l'angle de phase de l'ondulation a un effet significatif sur la perte de pression ; l'angle 90° a entraîné une diminution de la pression, tandis que les angles 0° et 180° ont montré des augmentations similaires de la perte de pression. En outre, l'augmentation du nombre de Prandtl a considérablement amélioré le transfert de chaleur, ce qui a amélioré l'efficacité des performances. En fin de compte, l'étude montre que les fluides nanoscopiques à faible viscosité offrent de meilleures performances dans les canaux ondulés pour le transfert de chaleur [30].

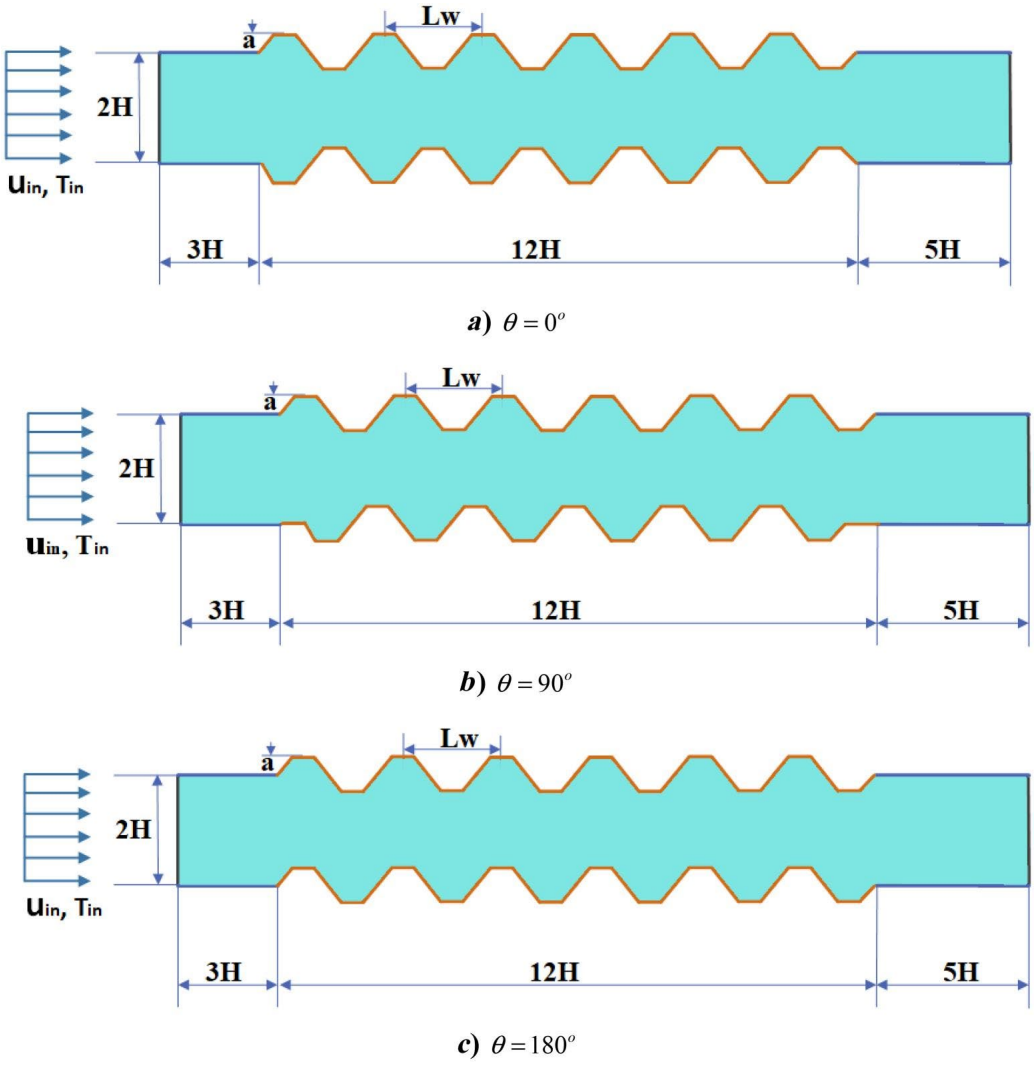


Figure I. 12. Modèles schématiques de l'étude actuelle

I.7 Conclusion :

Ce chapitre a présenté une étude approfondie des différents mécanismes de transfert de chaleur, en mettant l'accent sur les nanofluides et les régimes d'écoulement, ainsi que sur les principaux nombres adimensionnels influençant ce domaine. Nous avons également examiné les méthodes de fabrication des nanofluides, en mettant en avant leurs avantages et leur potentiel pour améliorer la performance thermique, tout en soulignant les défis liés à leur utilisation. En outre, une revue des travaux de recherche précédents a été réalisée, englobant les contributions des chercheurs locaux ainsi que celles d'auteurs internationaux, permettant ainsi d'obtenir une vision globale des avancées scientifiques dans ce domaine.

ChapitreII
Géométrie et modélisation mathématique

II.1 Introduction:

L'amélioration des performances des échangeurs thermiques constitue un enjeu majeur dans les domaines de l'ingénierie thermique et énergétique, où l'optimisation du taux de transfert de chaleur et la réduction des pertes de pression représentent des défis fondamentaux. Pour atteindre cet objectif, des techniques avancées sont mises en œuvre, notamment l'utilisation de surfaces ondulées, connues pour leur capacité à induire des perturbations dans l'écoulement, ce qui favorise le mélange des couches fluides et améliore de manière significative le transfert thermique par convection. Toutefois, ces ondulations peuvent également engendrer une augmentation des pertes hydrodynamiques en raison de la résistance supplémentaire et des phénomènes de recirculation du fluide, ce qui pourrait nuire à l'efficacité globale du système. Il est donc crucial de trouver un équilibre optimal entre l'amélioration du transfert thermique et la minimisation des pertes de charge afin de concevoir des systèmes thermiques plus performants.

Dans cette étude, nous analysons le comportement de l'écoulement turbulent d'un nanofluide dans un mini-canal rectangulaire muni de parois ondulées en forme de V (Figure II.1), en évaluant l'influence de différentes inclinaisons des ondulations (20°, 40°) sur le transfert thermique et les pertes de pression. L'analyse numérique s'appuie sur le modèle k−ε pour simuler les effets de la turbulence, et utilise la méthode des volumes finis (Finite Volume Method) pour la résolution des équations gouvernantes, en combinaison avec l'algorithme SIMPLEC pour le couplage pression-vitesse.

L'étude prend en compte une série de paramètres géométriques, notamment la hauteur totale du canal (12,5 mm) et la hauteur des crêtes des ondulations (2,5 mm). Les simulations sont réalisées pour des écoulements avec des nombres de Reynolds compris entre 8000 et 20000, sous l'application de flux thermiques constants sur les surfaces ondulées. L'objectif principal de cette étude est d'identifier les configurations géométriques optimales permettant d'obtenir un renforcement thermique maximal tout en minimisant les pénalités hydrodynamiques, afin de proposer des configurations géométriques optimisées pour le développement d'échangeurs thermiques compacts à haute performance.

II.2 Description du problème:

Le problème fondamental étudié consiste à améliorer l'efficacité du transfert thermique dans les canaux thermiques tout en minimisant les pertes de pression. Les surfaces ondulées représentent une méthode efficace pour renforcer le transfert de chaleur en générant des turbulences et en favorisant le mélange des couches fluides. Dans cette étude, le comportement de l'écoulement turbulent de nanofluide à l'intérieur d'un canal rectangulaire ondulé en forme de V est analysé afin d'étudier l'effet de différents paramètres géométriques, tels que les angles d'inclinaison des ondulations (20°et40°), sur les performances thermiques et hydrodynamiques du canal.

Un écoulement turbulent est imposé à l'entrée du canal, avec des nombres de Reynolds variant entre 8000 et 20000, tandis qu'un flux thermique constant compris entre 3 kW/m² est appliqué sur les parois supérieure et inférieure. Ces conditions modifient la dynamique de l'écoulement

en créant des zones de recirculation et en influençant la distribution de la vitesse et de la pression, ce qui affecte directement le transfert thermique et l'efficacité du système.
Les dimensions du canal étudié sont les suivantes : hauteurs de 12,5 mm avec une largeur suffisamment grande par rapport à la hauteur pour justifier une modélisation bidimensionnelle. La longueur totale du domaine varie en fonction du nombre d'ondes généré par l'angle d'inclinaison. Les hauteurs d'ondulation testées sont de 2,5 mm. Le modèle de turbulence k−ε est utilisé pour simuler précisément les effets turbulents, et les paramètres clés tels que le nombre de Nusselt (Nu) et le coefficient de frottement (Cf) sont calculés afin d'évaluer l'équilibre entre l'amélioration du transfert thermique et l'augmentation des pertes de charge.
Cette étude vise à fournir des données précises sur l'influence des ondulations sur le transfert thermique et le comportement de l'écoulement, en vue d'optimiser la conception des échangeurs thermiques pour diverses applications, telles que les systèmes de refroidissement électronique et les systèmes énergétiques. Trouver un équilibre optimal entre ces paramètres permettrait d'améliorer l'efficacité thermique tout en réduisant la consommation énergétique.

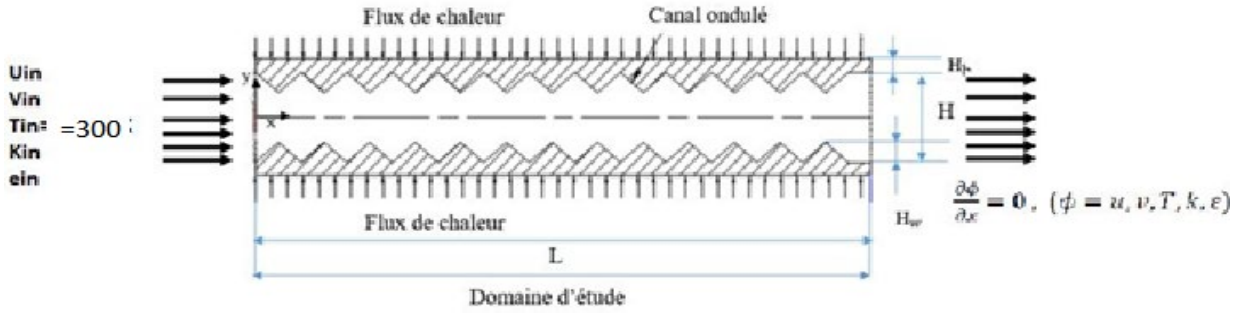


Figure II. 1. Géométrie du problème étudié

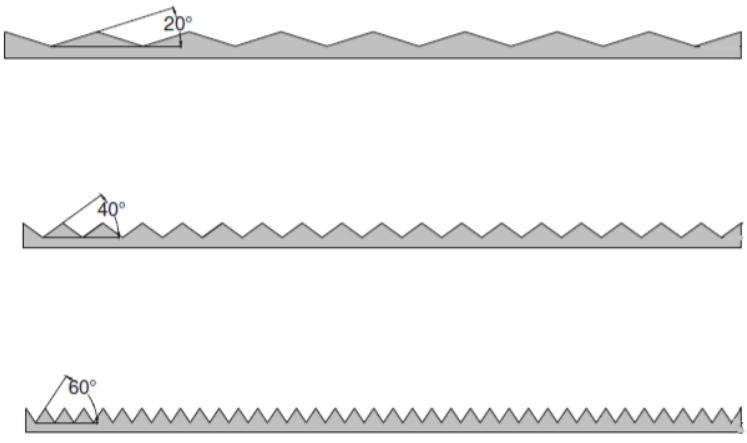


Figure II. 2. Schéma de principe des différentes cornières onduleuses

II.2.2 Formulation mathématique du problème :

La modélisation du phénomène étudié repose sur un ensemble d'équations différentielles partielles décrivant l'écoulement et le transfert thermique à l'intérieur du canal ondulé. Ces équations sont basées sur les principes fondamentaux de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, et sont résolues à l'aide de la méthode des volumes finis (FVM)

en utilisant l'algorithme SIMPLEC pour assurer l'équilibre de l'écoulement et l'ajustement de la pression.

La formulation mathématique comprend :

- L'équation de continuité, qui exprime la préservation de la masse dans le domaine d'écoulement.
- Les équations de Navier-Stokes, représentant l'interaction de l'écoulement avec les ondulations ainsi que l'effet de la viscosité.
- L'équation énergétique, qui relie les gradients de température aux phénomènes de conduction thermique et de convection forcée.
- Le modèle de turbulence k−ε standard, enrichi par des fonctions murales améliorées pour modéliser avec précision les effets dans les zones proches des parois.
- Des conditions aux limites spécifiques sont appliquées pour assurer un comportement réaliste de l'écoulement :
    - Une vitesse d'entrée uniforme est imposée à l'entrée du domaine.
    - À la sortie du canal, une valeur de pression constante est fixée pour permettre un écoulement pleinement développé.
- Un flux thermique constant est appliqué sur les parois ondulées supérieures et inférieures, tandis que les parois planes sont supposées parfaitement isolées thermiquement.
- Enfin, une condition de symétrie est appliquée le long de l'axe central de la géométrie afin d'optimiser le temps de calcul.

Cette approche vise à fournir une représentation précise de l'influence des paramètres géométriques des ondulations sur les phénomènes de transfert thermique et la dynamique de l'écoulement dans les canaux.

II.2.3 Objectifs de l'étude :

Cette étude a pour objectifs :

- Analyser l'impact des paramètres géométriques des ondulations (angle d'inclinaison, hauteur du canal, hauteur des ondulations) sur l'amélioration du transfert de chaleur dans les canaux ondulés, en calculant le nombre de Nusselt (Nu) sous des conditions d'écoulement turbulent avec l'eau et les fluides nanoscopiques comme fluides de travail.
- Évaluer l'impact des ondulations sur la perte de pression, en calculant le facteur de friction (f) et en observant sa relation avec les angles d'ondulation différents.
- Étudier la distribution de la vitesse et de la température à l'intérieur du canal pour comprendre comment les ondulations affectent le comportement de l'écoulement et favorisent l'échange thermique.
- Déterminer les paramètres géométriques optimaux (angle d'inclinaison, hauteur du canal, hauteur des ondulations) permettant d'obtenir les meilleures performances thermiques tout en réduisant les pertes de pression, afin d'améliorer la conception des échangeurs thermiques et d'augmenter leur efficacité dans les applications industrielles.

II.2.4 Importance de l'étude :

Cette étude présente une grande importance dans l'analyse de l'impact des paramètres géométriques des ondulations sur l'efficacité du transfert thermique et la perte de pression dans des canaux thermiques ondulés, avec comme fluides de travail l'eau pure ainsi que des nanofluides pour améliorer les performances thermiques. Cette recherche contribue à l'optimisation de la conception des échangeurs thermiques compacts et à l'augmentation de leur efficacité, permettant ainsi de réduire la consommation énergétique dans divers systèmes thermiques. À travers cette analyse détaillée, des données précises sont obtenues sur l'effet des angles d'inclinaison, de la hauteur du canal et de l'amplitude des ondulations, tout en examinant l'impact de l'intégration des nanofluides sur l'amélioration du comportement thermique et hydrodynamique. Cela fournit une base scientifique solide pour l'optimisation de la géométrie des canaux thermiques utilisés dans un large éventail d'applications industrielles, telles que le refroidissement des composants électroniques et les systèmes énergétiques à haute performance.

II.3. Propriétés thermophysiques des nanofluides

L'ajout de nanoparticules aux fluides conventionnels entraîne des modifications significatives de leurs propriétés thermophysiques, notamment la conductivité thermique, la viscosité dynamique et cinématique, ainsi que la capacité thermique massique. L'ampleur de ces variations dépend deplusieurs facteurs, tels que la nature du matériau, la taille des nanoparticules, le rapport d'aspect, la concentration des particules en suspension, la conductivité thermique du fluide de base et la température du milieu.
Malgré les avancées majeures dans les recherches théoriques et expérimentales, les mécanismes physiques fondamentaux régissant ces transformations restent partiellement compris. À ce jour, aucun modèle mathématique global ne permet de prédire avec précision le comportement des nano-fluides, laissant ainsi ce domaine ouvert aux études futures pour mieux appréhender l'influence des différents paramètres sur leurs propriétés thermophysiques.

II.3.1 Fraction volumique (φ) :

La fraction volumique est le rapport entre le volume des nanoparticules et le volume total du nano-fluide, qui comprend à la fois le fluide de base et les particules solides ajoutées. Ce paramètre est essentiel dans l'analyse des nano-fluides, car il influence directement leurs propriétés thermophysiques, telles que la conductivité thermique, la viscosité et la capacité thermique massique. Sa valeur varie entre 0 et 1, où φ = 0 représente un fluide pur sans particules, tandis que φ = 1 correspond à un milieu entièrement composé de particules solides.

La fraction volumique (φ) est déterminée par l'équation suivante [31] :

$$\varphi = \frac{Vs}{Vs+Vf} \qquad \textbf{(II.1)}$$

Où :

- φ: Fraction volumique des nanoparticules.
- Vs : Volume des particules solides(nanoparticules) (m^3).
- Vf : Volume du fluide de base(m^3).

II.3.2 Viscosité dynamique :

La viscosité dynamique est une propriété essentielle qui détermine la résistance d'un fluide à l'écoulement, reflétant la capacité des différentes couches du fluide à glisser les unes sur les autres sous l'effet d'une force appliquée. Cette propriété est directement liée à la perte de charge, l'efficacité du transfert thermique et le comportement de l'écoulement, ce qui en fait un paramètre crucial pour l'analyse des nano-fluides dans les applications industrielles et énergétiques. La viscosité dynamique d'un nano-fluide dépend de plusieurs facteurs, notamment la fraction volumique des nanoparticules, leur taille, leur forme et leur interaction avec le fluide de base.
De nombreux modèles théoriques et expérimentaux ont été développés pour prédire l'impact des nanoparticules sur la viscosité dynamique. Ces modèles incluent à la fois des approches théoriques et empiriques, permettant une meilleure compréhension de l'effet de la fraction volumique sur le comportement des nano-fluides. Les principaux modèles sont les suivants:

1. Modèle d'Einstein (Einstein, 1906)

Albert Einstein a proposé l'un des premiers modèles décrivant la variation de la viscosité dynamique des fluides contenant des particules solides sphériques en faible concentration ($\phi <$ 0.02). La relation qu'il a formulée est la suivante [32]:

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \qquad \textbf{(II.2)}$$

2.Modèle de Brinkman (Brinkman, 1956)

Brinkman a étendu l'équation d'Einstein pour inclure une gamme plus large de fractions volumiques, introduisant des effets non linéaires qui deviennent plus significatifs lorsque la concentration en nanoparticules augmente. La relation est donnée par [33]:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}}. \qquad \textbf{(II.3)}$$

3.Modèle de Batchelor (Batchelor, 1977)

Batchelor a amélioré le modèle d'Einstein en tenant compte des interactions hydrodynamiques et du mouvement brownien des nanoparticules. La relation proposée est la suivante[34] :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi + 6.2\varphi^2) \qquad \textbf{(II.4)}$$

4.Modèle de Wang et al. (Wang et al., 1999)

Wang et ses collaborateurs ont étudié expérimentalement la viscosité dynamique d'un nano-fluide composé d'eau comme fluide de base et de nanoparticules d'alumine (Al_2O_3). Ils ont confirmé la validité du modèle de Batchelor en proposant la relation suivante [35]:

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 7.3\varphi + 123\varphi^2) \qquad \textbf{(II.5)}$$

5 Modèle de Pack et Cho (Pack & Cho, 2007)

Pack et Cho ont proposé une autre relation expérimentale pour estimer la viscosité dynamique des nano-fluides Al_2O_3-eau, donnée par l'équation suivante [36]:

$$M_{nf} = \mu_f\ (533.9\varphi^2 + 39.11\varphi + 1) \qquad \textbf{(II.6)}$$

II.3.3 Masse volumique du nanofluide ρ_{nf}

La masse volumique d'un mélange est définie comme le rapport entre la masse totale et le volume total, donnée par l'expression:

$$\rho_{nf} = (m/v) = \frac{(m_f + m_s)}{(V_f + Vs)} = \frac{(\rho_f V_f + \rho_f V_s)}{(V_f + Vs)} \qquad \textbf{(II.7)}$$

En utilisant les équations (1.1) et (1.2), on peut exprimer la masse volumique du nanofluide à une température spécifique comme suit [37]:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s \qquad \textbf{(II.8)}$$

- ρ_{nf}: Masse volumique du nanofluide,
- ρ_f: Masse volumique du fluide de base,
- ρ_s: Masse volumique des nanoparticules solides

Ainsi, la masse volumique du nanofluide dépend de la fraction volumique ϕ des nanoparticules, indiquant qu'une augmentation de la concentration des nanoparticules entraîne une modification de la masse volumique du mélange.

II3.1 Capacité Calorifique

La capacité calorifique exprime la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température d'une unité de masse d'une substance d'un kelvin (1K) lors de la transformation étudiée. Pour déterminer la capacité calorifique d'un nanofluide, on applique l'une des deux relations suivantes :

a) Modèle de Pak et Cho [38] :

$$(Cp)_{nf} = (1 - \varphi)(Cp)_f + \varphi(Cp)_p \qquad \textbf{(II.9)}$$

b) Modèle de Xuan et Roetzel [39] :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1 - \varphi)\ (\rho Cp)_f + \varphi(Cp)_p \qquad \textbf{(II.10)}$$

Où les paramètres représentent :

- Cp: La capacité calorifique des nanoparticules, du fluide de base et du nanofluide, respectivement.
- ρ: La masse volumique du nanofluide, calculée selon la relation:

$$\rho = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_p \qquad \textbf{(II.11)}$$

Le modèle de Pak et Cho est basé sur la loi du mélange pour une solution homogène, mais il ne permet pas de représenter les effets complexes du transfert thermique dans le nanofluide. En revanche, le modèle de Xuan et Roetzel repose sur l'équilibre thermique entre les nanoparticules et le fluide de base, ce qui en fait le plus utilisé dans les études thermiques [39].

II.4. Modèles de calcul de la conductivité thermique des nanofluides

1. Définition de la conductivité thermique

La conductivité thermique (k) est la capacité d'un matériau à transmettre et à conduire la chaleur à travers lui. Il s'agit d'une propriété physique influençant l'efficacité des systèmes de transfert thermique. La conductivité thermique joue un rôle crucial dans l'amélioration des performances des fluides thermiques, notamment lorsqu'on y ajoute des nanoparticules, ce qui augmente leur efficacité en matière de transfert de chaleur.

Les chercheurs ont développé plusieurs modèles mathématiques pour calculer la conductivité thermique des nanofluides. Ces modèles dépendent des propriétés des nanoparticules, de leur concentration, de leur forme et de l'influence de leur mouvement à l'intérieur du fluide de base.

2. Modèle de Maxwell (Maxwell, 1873)

Ce modèle s'applique aux suspensions diluées contenant des nanoparticules sphériques. Il suppose que ces particules sont uniformément réparties dans le fluide de base et que leurs interactions mutuelles sont négligeables. La conductivité thermique est exprimée par [40] :

$$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_{pf} - 2\phi(k_{pf} - k_p)}{k_p + 2k_{pf} + \phi(k_{pf} - k_p)} k_{pf} \qquad \textbf{(II.12)}$$

où :

- k_p : conductivité thermique des nanoparticules.

- k_{pf} : conductivité thermique du fluide de base.

- k_{nf} : conductivité thermique du nanofluide.

- ϕ: fraction volumique des nanoparticules.

3- Modèle de Hamilton et Crosser (Hamilton & Crosser, 1962)

Ce modèle a été développé pour dépasser les limites du modèle de Maxwell, qui ne prenait pas en compte l'influence des formes non sphériques des nanoparticules. Il est basé sur le concept de sphéricité (ψ), qui exprime le rapport entre la surface réelle de la particule et celle d'une sphère de volume équivalent. La conductivité thermique est donnée par [41]:

$$k_{nf} = \frac{k_p+(n-1)k_{pf}-(n-1)(k_{pf}-k_p)\phi}{k_p+(n-1)k_{pf}+(k_{pf}-k_p)\phi} k_{pf} \quad \textbf{(II.13)}$$

où

$n = \frac{3}{\psi}$ est déterminé par la sphéricité selon la relation :

- Pour des particules sphériques (ψ = 1), (n = 3), et le modèle devient équivalent à celui de Maxwell.

- Pour des particules cylindriques, (n=6), ce qui traduit l'effet de la géométrie sur la conductivité thermique.

Relations empiriques pour le calcul de la conductivité thermique

En plus des modèles théoriques, plusieurs relations empiriques ont été proposées à partir de données expérimentales pour améliorer la précision des prédictions de la conductivité thermique des nanofluides [42] :

$$K_{nF} = (28.905\,\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1)K_f \quad \textbf{(II.14)}$$

$$K_{nF} = (-13\,\varphi^2 + 6.3\varphi + 1)K_f \quad \textbf{(II.15)}$$

$$K_{nF} = (11.6\varphi^2 + 9.6\varphi + 1)K_f \quad \textbf{(II.16)}$$

Ces relations empiriques s'appliquent à des nanofluides spécifiques tels que (Al_2O_3+EG); (Al_2O_3+H_2O, (Cu+H_2O) et (Oil+CNT), fournissant ainsi des estimations plus précises basées sur des données expérimentales [42].

4- Modèle de Yu et Choi (Yu & Choi, 2003)

Ce modèle considère que les nanoparticules sont entourées d'une couche nanométrique qui agit comme un pont thermique entre le fluide de base et les particules. La conductivité thermique est alors donnée par [43] :

$$k_{nf} = \frac{kp+2kbf+2(kp-kbf)(1+\beta)^3}{kp+2kbf-(kp-kbf)(1+\beta)^3} k_{pf} \quad \textbf{(I.17)}$$

Où

(β): représente le rapport entre l'épaisseur de la couche nanométrique et le rayon des particules.

5- Modèle de Bruggeman (Bruggeman, 1935)

Ce modèle est plus général que les autres et ne pose pas de restrictions sur les concentrations de nanoparticules. La conductivité thermique est exprimée par[44] :

$$k_{nf} = \frac{1}{4}\left[(3\varphi - 1)k_n + (2-3\varphi)k_f\right] + \frac{k_f}{4}.\sqrt{\Delta} \quad \textbf{(II.18)}$$

Où :

$$\Delta = (3\phi-1)^2\left(\frac{kbf}{kp}\right)^2 + (2-3\phi)^2 + 2(2+9\phi-9\phi^2)\frac{kbf}{kp} \quad \textbf{(II.19)}$$

6- Modèle de Chon et al. (Chon et al., 2005)

Ce modèle prend en compte l'effet du mouvement brownien des nanoparticules. Il repose sur le nombre de Reynolds (Re), qui est lié à la vitesse du mouvement brownien des particules. La conductivité thermique est donnée par [45] :

$$k_{nf} = k_{pf}[1 + 64.7\phi^{0.746}(\frac{d_{bf}}{d_b})^{0.369}(\frac{k_b}{k_{bf}})^{0.7476}Pr_{bf}^{0.9955}Re^{1.2321}] \quad \textbf{(II.20)}$$

Où :

Re : dépend de la vitesse du mouvement brownien des particules

Pr_{bf}: est le nombre de Prandtl du fluide de base.

II.4.1- Hypothèses de l'étude

Le modèle mathématique a été construit et l'écoulement a été analysé selon les hypothèses suivantes :

- **Stabilité des propriétés physiques du fluide** : Il est supposé que la densité (ρ), la viscosité dynamique (μ), la conductivité thermique (λ), et la capacité thermique spécifique (cp) restent constantes localement le long du canal. Lors de l'utilisation de nanofluide, ces propriétés sont modifiées en fonction de la composition du nanofluide.
- **Conditions initiales régulières** : Le fluide (eau ou nanofluide) entre dans le canal avec une vitesse uniforme et une température homogène, sans perturbations initiales.
- **Condition de flux thermique constant sur les parois** : Un flux thermique constant est appliqué sur les parois supérieures et inférieures du canal ondulé.
- **Utilisation du modèle de turbulence k-ε** : Le modèle standard k-ε avec des fonctions de paroi améliorées est adopté pour simuler l'écoulement turbulent et analyser la distribution de la vitesse et de l'énergie cinétique turbulente.
- **Condition de non-glissement aux parois** : La vitesse du fluide aux parois est supposée être nulle (u = 0 aux parois) en raison des effets des forces de friction.
- **Écoulement bidimensionnel et stable** : Les effets tridimensionnels sont Négligés, et il est supposé que l'écoulement soit stable dans les directions horizontale et verticale.

II.4.2. Hypothèses de l'écoulement :

- **Bidimensionnel (2D)** : L'étude est réalisée dans un seul plan sans prendre en compte les effets tridimensionnels.
- **Turbulent** : L'écoulement est caractérisé par une turbulence évidente avec des nombres de Reynolds variant entre 8000 et 20000, ce qui améliore le mélange interne et le transfert de chaleur.

- **Présence de tourbillons secondaires** : Les ondulations créent des zones de recirculation et des tourbillons secondaires, ce qui améliore le transfert de chaleur tout en augmentant la perte de pression.

II.4.3. Propriétés du fluide (eau ou nanofluide) :

- **Densité et propriétés modifiées** : Lors de l'utilisation de nanofluide, la densité, la viscosité et les propriétés thermiques sont calculées en fonction des caractéristiques du fluide de base et des particules nano particulaires.
- **Viscosité et conductivité thermique améliorées** : L'effet des particules nano particulaires améliore la conductivité thermique et peut augmenter la viscosité par rapport à l'eau pure.
- **Capacité thermique spécifique effective** : La capacité thermique dépend des proportions de mélange entre l'eau et les particules nano particulaires.
- **Interaction avec les parois** : Les ondulations augmentent le mélange et la turbulence thermique, que ce soit avec de l'eau ou du nanofluide, ce qui améliore le transfert de chaleur mais augmente la résistance à l'écoulement.
- **Modélisation avec k-ε** : Le modèle k-ε est utilisé.

II.5 Équations gouvernantes

L'étude numérique de l'écoulement turbulent et du transfert de chaleur dans le canal rectangulaire ondulé repose sur des équations reliant la pression, la température et la vitesse. Ces équations sont basées sur les principes fondamentaux suivants :

- Fondement de conservation de la masse.
- Fondement de conservation de la quantité de mouvement.
- Fondement de conservation de l'énergie.

Soient (u, v) les composantes du vecteur vitesse selon les directions Ox et Oy respectivement. En tenant compte des hypothèses formulées précédemment, les équations classiques de conservation en deux dimensions (2D) sont :

1. Relation de continuité

En mécanique des fluides, la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel peut être formulée à travers l'équation de continuité. Cette équation se manifeste par la corrélation suivante :

$$\frac{dp}{dt} + \rho \nabla V = 0 \qquad \textbf{(II.21)}$$

2. Relation de quantité de mouvement

Pour un écoulement incompressible (avec constante) présentent une viscosité uniforme (constante), l'expression de la conservation de la quantité de mouvement d'un fluide newtonien incompressible dans un champ gravitational est formulée par l'équation de Navier-Stokes suivante:

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho\vec{F} - \overrightarrow{grad}\ P + \mu\Delta\vec{V} \quad \textbf{(II.22)}$$

Avec:

- $\vec{F}$: Les forces volumiques.
- P: La pression [Pa].
- ρ: La variation de masse volumique due à la convection forcée.
- $\mu\Delta\vec{V}$: Forces de viscosité (contraintes).

3. Relation de conservation d'énergie

L'équation de conservation de l'énergie découle du premier principe de la thermodynamique, qui établit une relation entre les différentes formes d'énergie :

$$\rho Cp \frac{dT}{dt} = div(k\overrightarrow{grad}\ T) + T\beta \frac{dp}{dt} + q + \Psi \quad \textbf{(II.23)}$$

Avec:

- Ψ: Fonction de dissipation regroupant tous les termes contenant la viscosité.
- q: La source de chaleur interne. [J]
- k: La conductivité thermique. [W/m·K]

II.6 Formulation du problème

II.6 .1 Modèle mathématique

a. Pour un fluide pur

❖ Relation de conservation de la masse (Equation de continuité) :

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} = 0 \quad \textbf{(II.24)}$$

❖ Relation de conservation de la quantité de mouvement selon x:

$$\rho\left(u\frac{du}{dx} + v\frac{du}{dy}\right) = -\frac{dp}{dx} + u(\frac{d^2u}{d^2x} + \frac{d^2u}{d^2y}) \quad \textbf{(II.25)}$$

❖ Relation de conservation de la quantité de mouvement selon y :

$$\rho\left(u\frac{dv}{dx} + v\frac{dv}{dy}\right) = -\frac{dp}{dy} + u(\frac{d^2v}{d^2x} + \frac{d^2v}{d^2y}) \quad \textbf{(II.26)}$$

❖ Relation de conservation de l'énergie :

$$\rho c_p\left(u\frac{dT}{dx} + v\frac{dT}{dy}\right) = K(\frac{d^2T}{d^2x} + \frac{d^2T}{d^2y}) \quad \textbf{(II.27)}$$

Les relations du modèle de turbulence k−ε sous leur forme initiale avec détails

- ❖ Relation de conservation de l'énergie cinétique turbulente k:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k u) = \nabla \cdot (\frac{\mu_t}{\sigma k} \nabla k) + Gk - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.28)}$$

Où:

- k: représente l'énergie cinétique généré par la turbulence.
- Gk: est le taux de production de k dû au cisaillement de l'écoulement.
- ε: est le taux de dissipation de k en chaleur.
- μ_t: est la viscosité turbulente, qui dépend de k.

- ❖ Relation de dissipation de l'énergie turbulente ε:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\varepsilon u) = \nabla \cdot (\frac{\mu_t}{\sigma\varepsilon} \nabla\varepsilon) + c_1 \frac{\varepsilon}{k} \mathrm{Gk} - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \qquad \textbf{(II.29)}$$

Où:

k: apparaît dans le terme $c_1 \frac{\varepsilon}{k} \mathrm{Gk}$ qui représente la production de ε.

k: est aussi présent dans le terme $-c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$ qui décrit la dissipation de l'énergie turbulente.

Les constantes empiriques du modèle turbulent sont déterminées par un ajustement précis des données issues d'un large éventail d'écoulement turbulents [37,38] :

$C\mu$ = 0.09, $C1\mathcal{E}$ = 1.47, $C2\varepsilon$ = 1.92, σk = 1.0 et $\sigma\varepsilon$ = 1.3

- ❖ Relation de la viscosité turbulente μt:

$$\mu_t = \rho C\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad \textbf{(II.30)}$$

Où

Cμ=0.09est un coefficient empirique.

- ❖ Génération de l'énergie turbulente Gk:

$$Gk = \mu_t (2(\frac{du}{dx})^2 + 2(\frac{dv}{dy})^2 + (\frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx})^2) \qquad \textbf{(II.31)}$$

Les relations présentées précédemment peuvent être écrites en forme dimensionnelle comme suit:

$$\frac{d(\rho u)}{dx} + \frac{d(\rho v)}{dy} = 0 \qquad \textbf{(II.32)}$$

$$\rho u \frac{\mathrm{du}}{\mathrm{dx}} + \rho v \frac{\mathrm{du}}{\mathrm{dy}} = -\frac{\mathrm{dp}}{\mathrm{dx}} + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dx}} [(\mu + \mu_t)(2\frac{\mathrm{du}}{\mathrm{dx}})] \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dy}} [(\mu + \mu_t)(\frac{\mathrm{du}}{\mathrm{dy}} + \frac{\mathrm{dv}}{\mathrm{dx}})] \qquad \textbf{(II.33)}$$

$$\rho u \frac{\mathrm{dv}}{\mathrm{dx}} + \rho v \frac{\mathrm{dv}}{\mathrm{dy}} = -\frac{\mathrm{dp}}{\mathrm{dx}} + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dx}} [(\mu + \mu_t)(2\frac{\mathrm{dv}}{\mathrm{dx}})] \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dy}} [(\mu + \mu_t)(\frac{\mathrm{du}}{\mathrm{dy}} + \frac{\mathrm{dv}}{\mathrm{dx}})] \qquad \textbf{(II.34)}$$

$$\rho \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dx}} [u(\rho E + p)] = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dx}} [(k + \frac{\mathrm{Cp}\mu_t}{\mathrm{pr}}) \frac{\mathrm{dT}}{\mathrm{dx}} + u(\tau)] \qquad \textbf{(II.35)}$$

Ou:

T : effort de cisaillement de mur

U: vitesse de interne

Ut: vitesse de turbulente

$$\frac{d}{dx}[\rho k u_i] = \frac{d}{dx}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma}\right)\frac{dk}{dx}\right] + G_k - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.36)}$$

$$\frac{d}{dx}[\rho k u_i] = \frac{d}{dx}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma}\right)\frac{dk}{dx}\right] + c_1\frac{\varepsilon}{k}G_k - \rho c_1\frac{\varepsilon^2}{k} \qquad \textbf{(II.37)}$$

b. Pour un nano -fluide

- Relation de continuité:

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} = 0 \qquad \textbf{(II.38)}$$

- Relation de conservation de la quantité de mouvement selon x:

$$\rho_{uf}\left(u\frac{du}{dx} + v\frac{du}{dy}\right) = -\frac{dp}{dx} + u_{nf}\left(\frac{d^2u}{d^2x} + \frac{d^2u}{d^2y}\right) \qquad \textbf{(II.39)}$$

- Relation de conservation de la quantité de mouvement selon y :

$$\rho_{uf}\left(u\frac{dv}{dx} + v\frac{dv}{dy}\right) = -\frac{dp}{dy} + u_{uf}\left(\frac{d^2v}{d^2x} + \frac{d^2v}{d^2y}\right) \qquad \textbf{(II.40)}$$

- Relation de conservation de l'énergie :

$$\rho_{uf}c_{p_{uf}}\left(u\frac{dT}{dx} + v\frac{dT}{dy}\right) = K_{uf}\left(\frac{d^2T}{d^2x} + \frac{d^2T}{d^2y}\right) \qquad \textbf{(II.41)}$$

II6.2 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites du problème étudié sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau II. 1 Conditions aux limites

	U (m /s)	V (m /s)	T (°C)	K (m^2/s^2)	ε (m^2/s^3)
Entrée du canal	U_{in}	0	300	K_{in}	ε_{in}
Sortie du canal	$\frac{du}{dx} = 0$	$\frac{dv}{dx} = 0$	$\frac{dT}{dx} = 0$	$\frac{dk}{dx} = 0$	$\frac{d\varepsilon}{dx} = 0$
Parois	q=3kw/m^2				

Conclusion

Dans ce chapitre, la formulation mathématique du problème de convection forcée dans le canal rectangulaire ondulé a été présentée. Les équations fondamentales régissant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ont été établies, accompagnées des conditions aux limites appropriées. De plus, ces équations ont été mises sous forme adimensionnelle afin de simplifier l'analyse et de réduire le nombre de paramètres influents.
L'effet de l'écoulement forcé sur la structure mathématique du modèle a été examiné, avec l'élimination de la flottabilité et l'ajout d'une condition de flux thermique constant aux parois, reflétant la nature de la convection forcée qui dépend uniquement de la vitesse imposée à l'entrée.
Cette étude constitue la base théorique de la modélisation numérique, permettant de mieux comprendre la dynamique de l'écoulement et l'impact des différents paramètres physiques sur les performances de refroidissement dans le canal. Les prochains chapitres seront consacrés aux méthodes de résolution numérique et à l'analyse des résultats issus de la simulation.

Chapitre III : Méthodologie de simulation et modélisation numérique

III.1 Introduction:

La simulation numérique à l'aide de la dynamique des fluides numérique (CFD) est devenue un outil essentiel dans l'étude du transfert de chaleur et de l'écoulement des fluides, en particulier dans le domaine de la convection forcée. Ces phénomènes physiques complexes sont décrits par des équations aux dérivées partielles non-linéaires, elliptiques et couplées, ce qui rend leur résolution analytique extrêmement difficile. Par conséquent, on recourt aux méthodes numériques, parmi lesquelles on distingue la méthode des différences finies (FDM), la méthode des éléments finis (FEM), la méthode spectrale (SM) et la méthode des volumes finis (FVM), qui est l'une des plus efficaces pour la simulation numérique des écoulements et du transfert de chaleur.

Cette étude adopte la méthode des volumes finis (FVM) comme approche principale pour la résolution des équations gouvernantes, en raison de sa grande précision dans la conservation des grandeurs physiques à travers le domaine étudié. La simulation est réalisée à l'aide de ANSYS Fluent, tandis que la géométrie numérique et le maillage Computationnel sont générés avec Gambit. Ce travail met l'accent sur les différentes étapes de la modélisation numérique, allant de la génération du maillage, en passant par la définition des conditions aux limites et les critères de convergence, jusqu'à l'analyse des résultats physiques, permettant ainsi une meilleure compréhension de l'effet de la convection forcée sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans les canaux rectangulaires.

La méthode des différences finies est l'une des plus anciennes et des plus utilisées numériquement pour résoudre les équations aux dérivées partielles. Elle repose sur l'approximation des dérivées en utilisant des différences finies en des points spécifiques du domaine étudié. Cette méthode consiste à diviser le domaine en un réseau de nœuds, dont le nombre est déterminé en fonction de la précision requise. Une augmentation du nombre de nœuds améliore la précision de la solution, mais au prix d'une complexité computationnelle accrue.

Le Principe fondamental de cette méthode est de représenter la fonction recherchée à chaque nœud du domaine à l'aide d'un développement en série de Taylor, ce qui permet de remplacer les dérivées par des expressions différentielles calculées aux points du maillage. Ainsi, l'équation aux dérivées partielles est transformée en un système d'équations algébriques, résolu numériquement pour obtenir des valeurs approchées des inconnues à chaque nœud.

La méthode des différences finies (FDM) est particulièrement efficace lorsqu'elle est appliquée à des maillages réguliers ou structurés, où les calculs sont plus simples et plus stables.

Toutefois, elle présente certaines limitations, notamment lorsqu'elle est utilisée sur des maillages non uniformes ou grossiers, car elle ne garantit pas la conservation de quantités physiques importantes telles que la quantité de mouvement, l'énergie et la masse, ce qui peut entraîner des erreurs numériques significatives (CHADI, K. 2020 ; Reggadi, M. 2018).

III.2. Méthode des éléments finis (MEF) :

La méthode des éléments finis est l'une des approches numériques les plus couramment utilisées et les plus efficaces pour résoudre les équations aux dérivées partielles. Elle repose sur la subdivision du domaine étudié en petites régions appelées éléments finis, dans lesquelles les variables recherchées sont représentées par des approximations polynomiales. Ce maillage est généralement composé de triangles ou de rectangles, où les valeurs inconnues sont définies aux sommets des éléments, avec l'hypothèse que ces valeurs varient linéairement en fonction des coordonnées à l'intérieur de chaque élément.

Le Principe fondamental de cette méthode consiste à transformer les équations différentielles en formes intégrales, en appliquant le principe de minimisation d'une grandeur physique, comme l'énergie, afin d'obtenir une représentation précise du domaine étudié. Ensuite, les relations mathématiques sont établies dans chaque élément fini, les calculs sont organisés sous forme matricielle, et le système algébrique résultant est résolu pour obtenir les valeurs approchées des variables inconnues.

Cette méthode est largement utilisée pour l'analyse des systèmes à géométries complexes, notamment en mécanique des structures, mais elle est également appliquée à la modélisation des écoulements de fluides, offrant une bonne précision même sur des maillages grossiers. Cependant, elle nécessite une discrétisation complète du domaine en éléments finis, ce qui entraîne une consommation importante de mémoire et des temps de calcul élevés, nécessitant l'utilisation de systèmes informatiques puissants, en particulier pour les problèmes industriels à grande échelle. De plus, son application aux écoulements turbulents présente certaines limitations en raison de sa complexité numérique [51].

III.3. Méthodes spectrales :

Les méthodes spectrales sont des approches numériques avancées pour la résolution des équations aux dérivées partielles. Elles reposent sur la représentation des variables inconnues à l'aide de séries de Fourier tronquées ou de polynômes de Chebyshev. Contrairement aux méthodes des différences finies et des éléments finis, où l'approximation est locale, les méthodes spectrales offrent une approximation valide sur l'ensemble du domaine de calcul,

permettant ainsi d'atteindre une grande précision avec un nombre réduit de points de discrétisation.

Ce procédé consiste à projeter l'équation différentielle sur un ensemble de fonctions de base appropriées, transformant ainsi le problème initial en un système d'équations algébriques permettant de déterminer les coefficients des expansions spectrales. De plus, ces méthodes utilisent le concept du résidu pondéré, similaire à celui appliqué dans la méthode des éléments finis, où l'approximation est imposée pour correspondre à la solution exacte en des points spécifiques du maillage.

Les méthodes spectrales se distinguent par leur rapidité de convergence et leur grande précision, en particulier pour les problèmes nécessitant une haute résolution numérique ou présentant des solutions régulières. Toutefois, elles peuvent rencontrer des difficultés dans le traitement des domaines irréguliers ou des phénomènes comportant des discontinuités marquées, ce qui requiert l'emploi de transformations de coordonnées ou de techniques hybrides pour améliorer leur performance.

III.4. Méthode des volumes finis (M.V.F)

La méthode des volumes finis a été introduite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding, puis publiée de manière étendue en 1980 par Patankar. Cette méthode repose sur une technique de discrétisation qui transforme les équations aux dérivées partielles (EDP) de conservation en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Elle est considérée comme une méthode efficace pour résoudre des équations décrivant des phénomènes physiques complexes, où le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de cellules de calcul appelées volumes de contrôle, et où la variation de chaque propriété dans ces volumes est mesurée en fonction du flux traversant leurs frontières. Ces équations aux dérivées partielles sont ensuite transformées en équations algébriques par l'intégration sur chaque volume de contrôle.

III.4.1. Principe fondamental

Le principe de conservation constitue la base de la méthode des volumes finis. Il stipule que toute variation d'une propriété, telle que la vitesse ou la température, est liée au flux net traversant la frontière S entourant le volume Ω. Cette variation est exprimée à travers les équations aux dérivées partielles, qui sont reformulées à l'aide du théorème de la divergence pour être transformées en équations algébriques résolubles numériquement. Ce principe a été

initialement développé pour les écoulements compressibles par Godunov [46] et Glimm [47], puis largement diffusé dans la communauté scientifique par Patankar et Spalding [48] dans les années 70, et a été abondamment discuté par Patankar [49] en 1980.

III.4.2 Étapes de la méthode des volumes finis

- Discrétisation du domaine en volumes de contrôle.
- Reformulation intégrale des équations différentielles en utilisant le théorème de la divergence.
- Écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution du système algébrique obtenu par les méthodes numériques appropriées.

III.4.3. Application à la grille de calcul

Pour illustrer le principe, comme le montre la figure III.1, le domaine de calcul est discrétisé à l'aide d'une grille après, qu'elle soit régulière ou non, dans les directions x et y. La direction x est orientée vers la droite (Est) et la direction y vers le haut (Nord). Lors de l'écriture du schéma de discrétisation en un point P, une nomenclature adaptée au principe de la méthode des volumes finis est choisie pour organiser le stockage des variables dans le maillage, facilitant ainsi les étapes suivantes de la discrétisation. Ainsi, l'élément P, tel que défini dans la figure III.1, utilise des indices majuscules (E, W, N, S) pour représenter les variables associées aux centroïdes voisins de P, tandis que des indices minuscules (e, w, n, s) sont utilisés pour désigner les faces correspondantes.

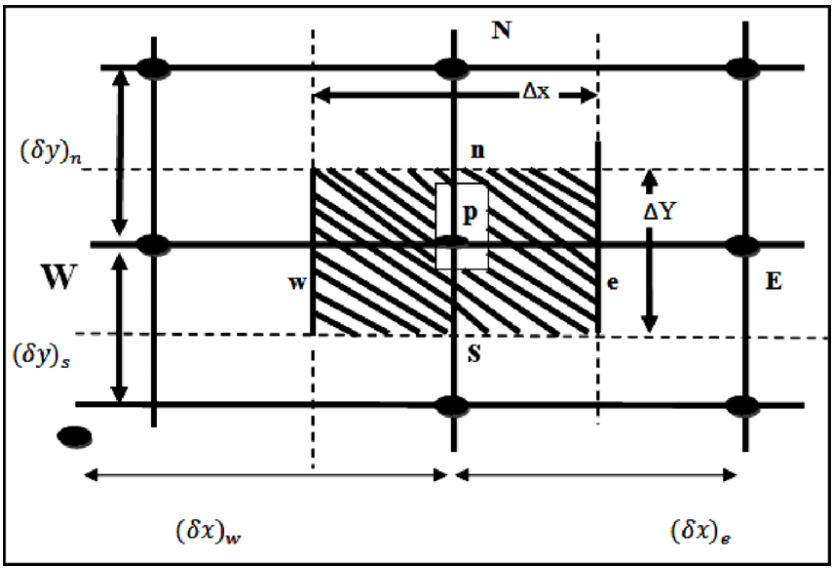


Figure III. 1 Volume de contrôle dans le cas 2D [34].

III.5. Étapes de la modélisation numérique

La simulation numérique avec ANSYS Fluent repose sur une série d'étapes méthodiques nécessitant une maîtrise des concepts théoriques fondamentaux, notamment les équations gouvernant l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur. Les principales étapes sont les suivantes:

1. Création du modèle géométrique : La géométrie du canal rectangulaire ondulé est générée à l'aide du logiciel GAMBIT, en prenant en compte les dimensions et la complexité topologique.
2. Génération du maillage numérique : Une stratégie de maillage adaptée est choisie, et plusieurs grilles de résolution différentes sont créées afin d'analyser l'effet de la densité du maillage sur la précision des solutions numériques.
3. Définition des conditions aux limites : Les conditions aux limites sont rigoureusement spécifiées dans GAMBIT, incluant les conditions d'entrée, de sortie et des parois, conformément aux données physiques de l'étude.
4. Configuration des paramètres numériques dans FLUENT : Cette étape comprend l'importation du maillage dans FLUENT, la vérification de sa qualité, le choix du modèle de turbulence approprié et la définition des propriétés physiques du fluide (densité, viscosité, conductivité thermique, etc.).
5. Réalisation des calculs numériques : La résolution numérique est effectuée dans FLUENT en utilisant des méthodes de différences finies, avec un contrôle de la convergence des solutions à l'aide de critères d'arrêt adaptés.
6. Analyse et validation des résultats : Les résultats numériques sont comparés aux solutions de référence (si disponibles) en analysant la distribution de la vitesse, de la température ainsi que les performances hydrodynamiques et thermiques. Une étude de convergence du maillage est également réalisée pour garantir l'indépendance des résultats par rapport au maillage utilisé.

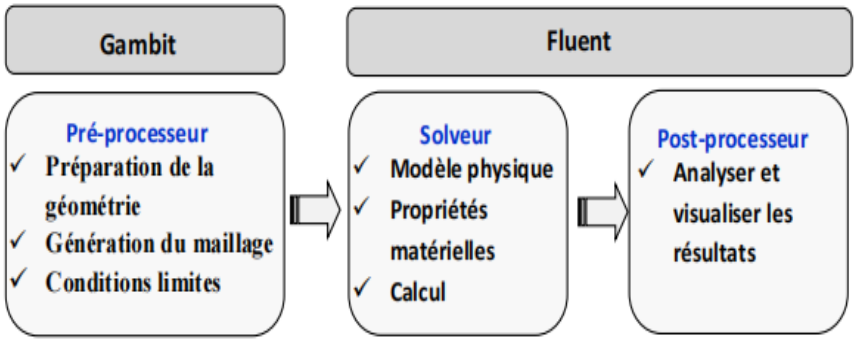


Figure III. 2 Structure de base du code Fluent.

III.6. Présentation des logiciels Gambit et fluent

Gambit est un logiciel industriel avancé dédié à la génération de maillages numériques, qu'ils soient structurés (structured) ou non structurés (unstructured). Il offre des capacités étendues d'exportation de maillages, facilitant leur intégration avec d'autres logiciels de simulation numérique, tels que ANSYS Fluent.

Lors de l'initialisation d'une nouvelle session, Gambit génère automatiquement quatre fichiers essentiels, chacun ayant une fonction spécifique :

1. Fichier avec l'extension "dbs" : Contient l'ensemble des données associées à la session, y compris les informations géométriques et les paramètres de maillage.
2. Fichier avec l'extension "jou" : Enregistre l'historique des commandes et des opérations effectuées durant la session, facilitant ainsi l'automatisation des processus.
3. Fichier avec l'extension " trm" : Conserve un enregistrement détaillé de toutes les commandes exécutées et de leurs résultats, permettant une analyse approfondie du déroulement des sessions.
4. Fichier avec l'extension "lok" : Utilisé pour la gestion de l'état de la session et l'optimisation du fonctionnement du programme.

- Choix du maillage :

Le maillage joue un rôle fondamental dans la précision et la fiabilité des résultats issus des simulations numériques. Pour garantir une modélisation fidèle des phénomènes physiques, il est indispensable de définir une stratégie de maillage adaptée aux objectifs de l'étude. Cela implique le choix judicieux de plusieurs paramètres, parmi lesquels :

- **Le nombre de mailles**, qui conditionne la finesse de la discrétisation du domaine ;
- **La répartition ou concentration des mailles**, particulièrement critique dans les zones à forts gradients (près des parois, changements brusques de géométrie, etc.) ;
- **La forme des éléments du maillage**, qui peut affecter la stabilité et la qualité des résultats (mailles quadrilatérales, triangulaires, tétraédriques, etc.) ;
- **Les paramètres de déformation**, dans le cas d'un maillage dynamique ou adapté aux géométries variables.

Un bon compromis entre précision et coût de calcul doit être recherché à travers une optimisation de ces paramètres.

Tableau III. 1: Différentes formes de maillage des faces

	Description
Quad	Maille quadrilatéral.
Tri	Maille triangulaire.
Quad/Tri	Maillage composé principalement des mailles quadratiques mais inclut les mailles faisant le coin triangulaire aux endroits choisis par l'utilisateur

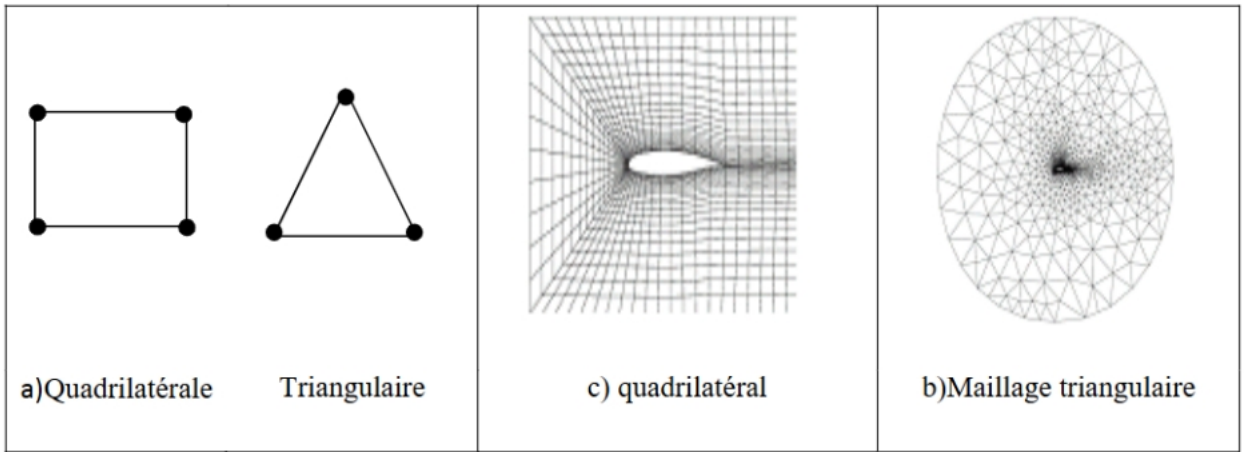


Figure III. 3 les différentes grilles topologiques traitées par Fluent

Tableau III. 2: Description des types de maillages des faces.

	Description
Map	Créé une grille régulière et structurée des éléments du maillage.
Sub map	Divise une face en plusieurs régions de façon à ce qu'on puisse leur appliquer map
Pave C	Créé une grille non structurée des éléments du maillage.
Tri primitive	Divise une face en trois régions quadrilatérales et créé un maillage dans chaque région de la face.

Conditions aux limites

Dans cette simulation, les conditions aux limites ont été définies en fonction des caractéristiques physiques du modèle étudié. À l'entrée du domaine, une condition aux limites de type « entrée de vitesse » (Velocity Inlet) a été appliquée, où une vitesse horizontale uniforme $u=u_{in}$ a été imposée, avec une vitesse verticale nulle, et une température initiale constante. Les valeurs initiales de l'énergie cinétique turbulente (k) et de la dissipation de l'énergie turbulente (ε) ont été déterminées à l'aide de relations basées sur l'intensité de la turbulence et le nombre de Reynolds.

À la sortie du domaine, une condition aux limites de type « sortie de pression » (Pressure Outlet) a été adoptée, où les gradients de vitesse, de température, d'énergie cinétique turbulente

et de dissipation sont nuls dans la direction de l'écoulement, garantissant une sortie du flux de manière naturelle sans introduire de perturbations numériques indésirables.
Quant aux parois supérieure et inférieure du canal, elles ont été soumises à une condition de non-glissement (No-slip condition), avec un flux thermique constant de 3 kW/m², ce qui favorise le transfert de chaleur à travers le fluide. Il est également supposé que l'ensemble du domaine de calcul soit rempli du fluide étudié au début de la simulation pour assurer une stabilité initiale des solutions numériques.

III.7. Programme Fluent

Le programme Fluent constitue une plateforme performante de simulation numérique spécialisée dans l'étude des écoulements de fluides et des transferts thermiques. Fondé sur la méthode des volumes finis, il permet de résoudre avec une grande précision les équations gouvernantes décrivant le comportement complexe des systèmes physiques. Fluent se distingue par sa capacité à traiter une large gamme d'écoulements, qu'ils soient laminaires ou turbulents, stationnaires ou instationnaires, tout en intégrant d'autres phénomènes comme la dissipation d'énergie, les échanges thermiques, en garantissant une combinaison harmonieuse entre la précision numérique et la performance computationnelle. Le principe de fonctionnement repose sur la discrétisation du domaine d'étude en volumes de contrôle, où les équations différentielles sont transformées en un ensemble d'équations algébriques résolues numériquement. Grâce à son environnement de travail interactif et flexible, Fluent offre aux utilisateurs la possibilité de définir avec précision les propriétés des fluides, d'imposer les conditions aux limites, de sélectionner les modèles de turbulence adéquats, et d'ajuster les méthodes de résolution en fonction des caractéristiques du problème traité. Reconnu pour sa robustesse et sa fiabilité, Fluent est largement utilisé dans les milieux académiques et industriels pour la modélisation et l'optimisation des systèmes thermohydrauliques. Sa capacité à prédire avec exactitude les comportements complexes en fait un outil indispensable pour les recherches scientifiques avancées ainsi que pour le développement et l'amélioration des technologies thermiques.

III.7.1. Importation du maillage

L'importation du maillage constitue la première étape fondamentale dans la préparation d'un modèle de simulation numérique à l'aide du programme Fluent. Généralement, le maillage est généré par des logiciels spécialisés tels que Gambit, et est sauvegardé avec l'extension (msh)

afin d'être directement lu dans Fluent via l'option File > Read > Mesh accessible dans le menu principal du programme. Après l'importation du fichier, il est essentiel d'effectuer une vérification approfondie pour garantir l'intégrité et la qualité du maillage. Cette vérification comprend l'identification d'éventuelles anomalies géométriques telles que les éléments fortement déformés ou les superpositions de mailles, et l'assurance d'une distribution équilibrée des cellules afin de favoriser la stabilité de la solution numérique. De plus, il est indispensable de s'assurer que toutes les conditions aux limites (Boundary Conditions), définies lors de la génération du maillage, ont été correctement reconnues et importées dans Fluent, où elles apparaissent automatiquement dans la liste dédiée après chargement. Il est également nécessaire de vérifier la conformité des dimensions géométriques importées avec les valeurs physiques du problème étudié. Une attention particulière doit être portée à l'unité de mesure adoptée (mètre, millimètre, etc.), car toute incohérence pourrait entraîner des écarts significatifs dans les résultats, voire compromettre la stabilité de la simulation. Le non-respect de cette phase de validation peut engendrer ultérieurement des erreurs de convergence ou produire des résultats numériquement inexacts. Ainsi, garantir dès le départ la qualité du maillage est une exigence essentielle pour assurer le succès de la simulation numérique et obtenir un équilibre optimal entre précision des résultats et efficacité du calcul [50].

1. **Définition du pas de temps :** Dans la méthode implicite, l'utilisateur doit définir le pas de temps en fonction des caractéristiques physiques de l'écoulement. Il est crucial de choisir un pas de temps suffisamment grand pour assurer l'efficacité des calculs, mais suffisamment petit pour maintenir la stabilité de la solution. Il est conseillé de calculer le pas de temps en fonction des propriétés de l'écoulement telles que la vitesse, le nombre de Reynolds, ainsi que le niveau de turbulence du système.
2. **Définition des paramètres mathématiques :** Les équations mathématiques devant être résolues doivent être configurées dans le programme, telles que les équations de mouvement, de chaleur et d'énergie turbulente. Dans le cadre de la simulation implicite, des modèles mathématiques adaptés comme le modèle $k-\epsilon$ ou $k-\omega$ sont utilisés pour définir les interactions entre la vitesse, la pression et la température, tout en tenant compte des effets turbulents. Ces modèles sont essentiels pour analyser les écoulements turbulents.
3. **Définition des conditions aux frontières :** Les conditions aux frontières sont définies au début de la simulation en fonction des caractéristiques du système étudié. Cela inclut :

- **Condition d'entrée (Velocity Inlet) :** où la vitesse est définie à l'entrée.
- **Condition de sortie (Pressure Outlet) :** où les gradients de vitesse, température et énergie turbulente sont supposés nuls à la sortie.
- **Conditions des parois (No-Slip Condition) :** où l'écoulement est supposé sans glissement sur les parois du canal, ce qui reflète l'effet des parois sur l'écoulement.

4. **Vérification de la stabilité de la simulation :** La vérification de la stabilité de la simulation est une étape clé pour s'assurer que les solutions numériques ne présentent pas de fluctuations indésirables. Cela se fait par un test préliminaire de stabilité avant de commencer les calculs complexes, et les paramètres (comme le pas de temps ou les propriétés des modèles mathématiques) doivent être ajustés, si nécessaire, pour garantir la stabilité.
5. **Vérification de la précision des résultats :** Une fois les calculs terminés, il est essentiel de vérifier que la solution a atteint un état stable ou qu'elle reflète fidèlement la dynamique de l'écoulement dans le système étudié. Cela se fait en comparant les résultats obtenus avec des données expérimentales ou en examinant les sorties telles que la distribution de la vitesse, de la température et de l'énergie turbulente à travers différents points du canal.
6. **Réajustement des paramètres si nécessaire :** En cas de problèmes de stabilité ou de précision des solutions, il est conseillé de réajuster les conditions aux frontières ou les paramètres utilisés dans les modèles mathématiques. Ces ajustements peuvent inclure la modification du pas de temps ou l'utilisation de modèles de turbulence différents pour améliorer la précision de la simulation.

III.7.2 Définition des conditions et des critères de convergence

La définition précise des propriétés du fluide ainsi que l'ajustement rigoureux des conditions de référence et des conditions aux limites constituent des étapes essentielles pour garantir le succès de la simulation numérique des écoulements. Il est nécessaire d'établir une liste détaillée des propriétés du fluide, incluant la viscosité, la densité, la capacité thermique spécifique et la conductivité thermique, en adéquation avec la nature du système étudié. La pression de référence doit également être déterminée avec précision afin d'assurer la cohérence de la distribution des valeurs à travers les différentes zones du domaine simulé. Concernant les conditions aux limites, elles doivent être soigneusement définies afin de représenter fidèlement

la réalité physique de l'écoulement aux frontières du domaine étudié, que ce soit par l'imposition de vitesses, de pressions, de températures ou de flux thermiques, garantissant ainsi l'équilibre du modèle numérique et la stabilité de ses résultats. Les critères de convergence jouent un rôle clé dans le contrôle de l'arrêt des calculs numériques. Ces critères reposent sur la surveillance des résidus, c'est-à-dire des écarts entre les itérations successives. La solution est considérée comme convergée lorsque les résidus deviennent inférieurs à un seuil préalablement fixé. Les critères de convergence varient selon le modèle d'écoulement utilisé ; par exemple, dans le cas d'un écoulement turbulent (comme avec le modèle k-ε), la stabilité de grandeurs supplémentaires telles que l'énergie cinétique turbulente (k) et son taux de dissipation (ε) doit être vérifiée, tandis que pour un écoulement laminaire, la convergence est généralement évaluée sur la base de la stabilité de la vitesse et de la pression. Il est donc essentiel de définir des critères de convergence adaptés et équilibrés afin d'assurer une grande précision des résultats tout en évitant une augmentation inutile du temps de calcul. Ces critères doivent être ajustés en fonction des caractéristiques du modèle numérique, de la taille du maillage et de la complexité des conditions d'écoulement étudiées [50].

III.8. Mise en place de la simulation

III.8.1. Détermination du domaine du calcul

Le domaine de calcul a été établi conformément à la géométrie illustrée à la figure (III .4), représentant un canal bidimensionnel comportant des parois internes ondulées, avec des ondulations disposées selon une configuration hors-phase (out-of-phase). Une modélisation bidimensionnelle a été adoptée, étant donné que la largeur du canal est considérablement plus grande que sa hauteur, ce qui permet de négliger les effets tridimensionnels sans compromettre la précision des résultats.

Le domaine se compose de trois parties principales :

- Zone l'entrée (L_1 = 100 mm): une vitesse uniforme et une température constante y sont imposée.
- Zone ondulée (zone active) : de longueur $\tilde{\sigma}$, variant en fonction de l'angle d'ondulation et du nombre d'ondes. Cette longueur se situe approximativement entre 102 mm et 196 mm.
- Zone de sortie (L_2) : sa longueur est calculée à l'aide de la relation suivante :

$$L_2 = L - (L_1 + \tilde{\sigma})$$

Où L=300 mm représente la longueur totale du canal. La longueur L_2 est choisie de manière à garantir que l'écoulement atteigne un régime pleinement développé (fully developed flow) avant la sortie.

Conditions aux limites physiques :

- Dans la direction axiale (x): le domaine est délimité par une surface l'entrée et une surface de sortie.
- Dans la direction verticale (y): les parois du canal sont ondulées et soumises à un flux thermique constant.

Caractéristiques géométriques du canal:
- Hauteur minimale: H_{min} = 7.5 mm
- Hauteur maximale: H_{max} = 12.5 mm
- Diameter hydrauliques: Dh = H_{min} + H_{max} = 20 mm
- Angles d'ondulation utilisés: 20°, 40°, 60°
- Hauteur d'ondulation: 2.5 mm

Conditions d'écoulement et thermiques:
- À l'entrée: vitesse uniforme et température constante.
- À la sortie: condition de gradient nul (zero-gradient) pour toutes les variables.
- Sur les parois ondulées :
  • Condition de non-glissement (no-slip) pour le fluide.
  • Application d'un flux de chaleur constant
- Une condition de symétrie est imposée sur l'axe horizontal afin de réduire le coût de calcul.

Afin d'assurer des conditions d'écoulement représentatives et d'éviter les perturbations numériques aux extrémités du domaine, deux zones plates adiabatiques de longueur L1 =100mm en amont et L2 en aval de la section ondulée ont été introduites. Ces zones permettent à l'écoulement de se développer progressivement avant d'atteindre la région active et de se stabiliser après celle-ci. Ce choix est justifié par la nécessité d'obtenir un profil d'écoulement pleinement développé à l'entrée de la zone ondulée, garantissant ainsi la fiabilité des résultats dans la région d'intérêt. De plus, la présence d'une zone de sortie suffisamment longue permet d'éviter les rétroactions numériques indésirables liées à la condition de sortie. Cette configuration respecte les bonnes pratiques en simulation numérique, notamment en mécanique des fluides numérique (CFD), où l'on recommande systématiquement l'ajout de

sections de transition afin de reproduire fidèlement les conditions aux limites hydrodynamiques réelles et d'assurer la stabilité des calculs

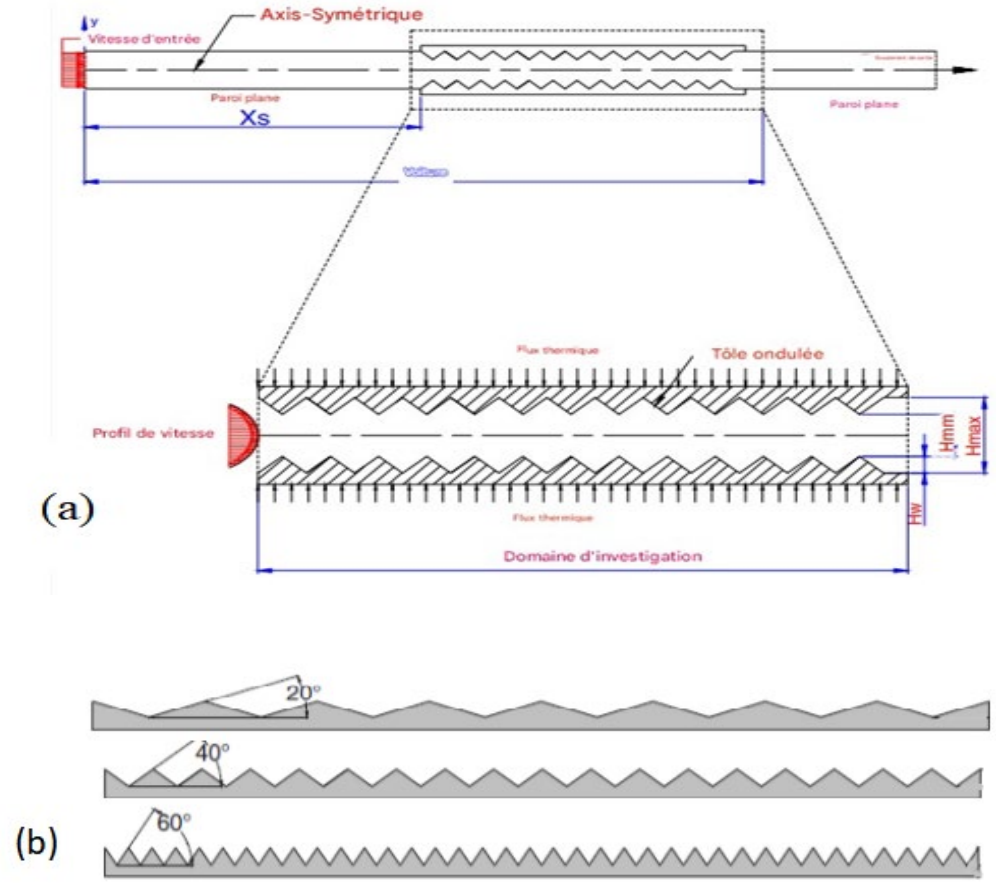


Figure III. 4 Schéma du canal ondulé : (a) le domaine de calcul, et (b) schéma des différents angles de vagues.

Dans la présente étude, il est supposé que les nanoparticules sont en équilibre thermique parfait avec le fluide de base, c'est-à-dire que leur température est identique à celle du fluide environnant. L'eau est utilisée comme fluide de base, et l'effet de l'ajout de différentes nanoparticules a été étudié, notamment le dioxyde de titane (TiO_2), l'oxyde d'aluminium (Al_2O_3), l'oxyde de cuivre (CuO) et l'oxyde de silicium (SiO_2).

Les propriétés thermophysiques du nanofluide sont supposées constantes au cours de la simulation, à l'exception de la densité, qui est considérée variable selon le modèle de Boussinesq, afin de prendre en compte les effets de la poussée thermique**.**

Pour le calcul des propriétés effectives du nanofluide, le modèle de Brinkman est utilisé pour déterminer la viscosité dynamique effective, tandis que le modèle de Maxwell est employé pour évaluer la conductivité thermique effective.

Les propriétés thermophysiques du fluide de base et des nanoparticules à la température de référence de 25°C sont présentées dans le tableau III.3.

Tableau III. 3 Propriétés thermophysiques du fluide de base et des nanoparticules [52.53]

Properties	**Water**	**CuO**	**Al_2O_3**	**TiO2**	**SiO_2**
Cp (J/kg·K)	**4179**	**561**	**765**	**686.2**	**745**
k(W·m·K)	0.613	20	40	8.9538	**1.38**
ρ(kg/m^3)	**997.1**	**6450**	**3970**	**4250**	**2220**
β×105 (K^{-1})	21	1.8	0.85	0.9	0.6
k(W·m·K)	0.613	20	40	8.9538	**1.38**
μ×104 (kg/ms)	8.55	**-**	**-**	**-**	**-**

III.8.2. Génération du maillage

La génération du maillage constitue une étape cruciale dans l'analyse numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur à l'intérieur des canaux ondulés, où le domaine de calcul est discrétisé en volumes de contrôle selon la méthode des volumes finis.

Les caractéristiques du maillage telles que son type (structuré ou non structuré), sa qualité, le nombre de cellules, ainsi que le raffinement local, notamment à proximité des parois ondulées influencent directement la convergence et la précision de la solution numérique

Compte tenu de la géométrie du canal étudié, composée de deux sections rectilignes et d'une zone centrale ondulée de longueur définie, un maillage structuré de type quadrilatéral a été adopté afin de permettre une distribution uniforme des éléments et une représentation fidèle de la paroi ondulée.

Après avoir défini avec précision le domaine géométrique, cinq maillages structurés de densités différentes ont été générés afin d'évaluer l'influence du nombre de cellules sur les résultats numériques.

Une étude d'indépendance de la solution vis-à-vis du maillage a été menée pour s'assurer que les résultats ne dépendent pas de la densité du maillage, et ses détails seront présentés dans la section.

L'utilisation d'un maillage structuré a permis de réduire le nombre total de cellules, et par conséquent, de diminuer le temps de calcul, ce qui constitue un critère essentiel dans les simulations CFD appliquées aux géométries complexes comme les canaux ondulés.

Tableau III. 4: Maillages utilisés dans l'analyse de d'indépendance de la solution pour le canal ondulé avec un angle de 20°.

Maillage	Nombre de cellules	Nombre de noeud
Grossier	18120	18782
Moyen	34650	35647
Fin	50400	51738

Tableau III. 5. Maillages utilisés dans l'analyse de d'indépendance de la solution pour le canal ondulé avec un angle de 40°

Maillage	Nombre de cellules	Nombre de noeud
Grossier	51460	53180
Moyen	75600	77770
fin	105000	107198

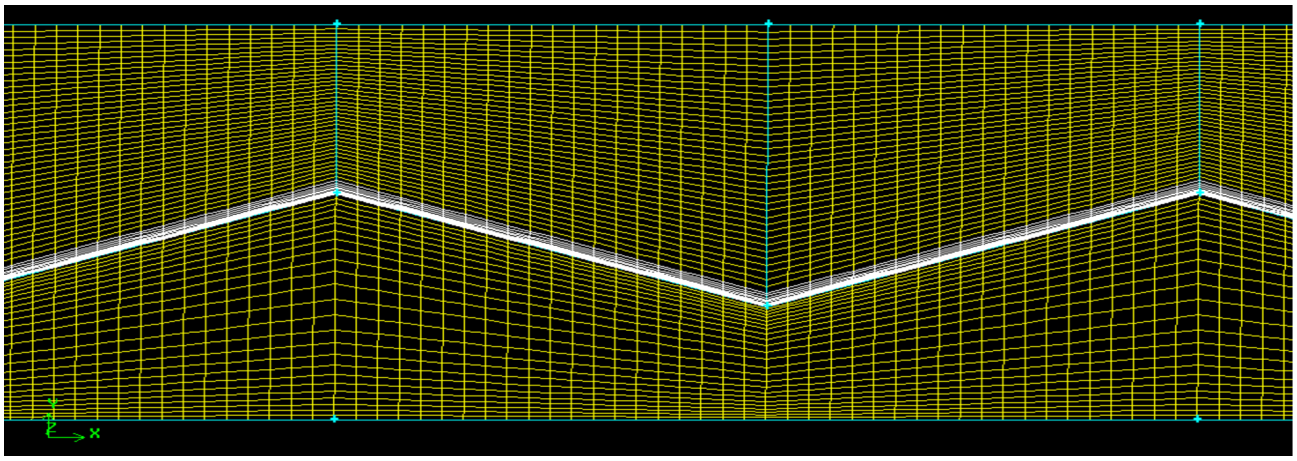


Figure III. 5: Maillage bidimensionnel de taille Moyenne du canal ondulée

III..9. Résolution numérique bidimensionnelle de l'écoulement

Les calculs numériques de l'écoulement turbulent stationnaire bidimensionnel ont été réalisés à l'aide de la méthode des volumes finis, dans le but d'analyser les performances thermiques et hydrauliques au sein d'un canal ondulé avec une configuration hors phase (out-of-phase).
Le modèle de turbulence k–ε standard a été adopté pour représenter les effets des fluctuations turbulentes, en association avec la fonction murale standard pour le traitement de la couche limite près des parois solides.

Un schéma d'ordre deux (Second-order upwind) a été appliqué pour le traitement précis des termes de convection et de diffusion, tandis que l'algorithme SIMPLE a été utilisé pour le couplage des champs de pression et de vitesse.

Le système d'équations algébriques obtenu a été résolu à l'aide de l'algorithme matriciel tridiagonal (TDMA) selon une approche ligne par ligne.

Un critère de convergence rigoureux a été fixé, avec des résidus numériques de l'ordre de 10^{-5} pour toutes les équations, garantissant la stabilité et la précision de la solution.

Les conditions aux limites adoptées dans cette étude numérique sont basées sur celles décrites [56], avec une adaptation spécifique à l'utilisation d'un nanofluide comme fluide colporteur en lieu et place de l'eau.

Les conditions suivantes ont été appliquées au modèle de canal ondule en configuration out of phase (déphasée):

• Les parois supérieure et inférieure de la section ondulée sont soumises à un flux thermique constant, reproduisant les conditions de fonctionnement réelles d'un échangeur thermique.

• En revanche, les parois planes situées en amont et en aval de la section ondulée sont supposées adiabatiques, c'est-à-dire sans transfert de chaleur

À l'entrée du canal (X = 0):

• Une vitesse horizontale uniforme est imposée: U = Uin

• La vitesse verticale est nulle: V = 0

• La température d'entrée est fixée à: Tin = 300 K

• L'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation de l'énergie turbulente sont spécifies selon les relations classiques en mécanique des fluides.

À la sortie du canal (X = L), un écoulement pleinement développé est supposé, Ce qui implique que les gradients des grandeurs principales dans le sens de l'écoulement sont nuls.

Le modèle de turbulence retinue est le modèle standard k - ε, couplé à un traitement améliore des parois (enhanced wall treatment). Les premières cellules adjacentes aux parois sont positionnées de manière à satisfaire les critères de résolution de la couche limite visqueuse.

Le nanofluide est considérée comme un fluide newtonien, incompressible, en écoulement stationnaire et turbulent. Étant donné que le nombre de Reynolds est élevé, l'effet de la poussée d'Archimède (buoyancy effect) a été négligé, car les forces d'inertie dominent largement les effets de la variation de densité induite par la température. Ses propriétés thermophysiques sont ajustées en fonction du type et de la concentration des nanoparticules utilisées.

L'étude de d'indépendance de la solution par rapport au maillage constitue une étape essentielle dans toute simulation numérique par CFD, afin de s'assurer que les résultats physiques obtenus ne dépendent pas de la taille ou de la finesse du maillage, mais uniquement du modèle physique adopté. Pour atteindre cet objectif, trois maillages de densités différentes ont été utilisés pour chacune de géométrie étudiée, à savoir :

- Un canal ondulé avec un angle de θ=20∘

Les maillages adoptés sont les suivants :

- **Maillage grossiers** : environ 18 000 cellules
- **Maillage moyen** : environ 34000 cellules
- **Maillage fin** : environ 50 000 cellules

Les simulations ont été réalisés dans les mêmes conditions : nombre de Reynolds constant Re=12000, hauteur du canal Hmax=12.5, hauteur d'ondulation H_W=2.5 mm et flux de chaleur constant q=3 kW/m^2 appliqué sur les parois ondulées.

Pour chaque cas, le nombre de Nusselt moyen Nu a été calculée et comparé pour les trois maillages. Les résultats montrent que la différence entre le maillage moyen et le maillage fin reste inférieure à 2.1 % dans tous les cas, ce qui confirme que le maillage moyen fournit une solution stable et suffisante.

Tableau III. 6 Indépendance de la solution par rapport au maillage

Maillage	Nombre de cellules	Nu_t	Nu_b	Error (%)	Fd
Grossier	18120	72	78	7.6	0.445
Moyen	34650	76.35	78	2.1	0.4428
fin	50400	76.15	78	2.37	0.4421

Toutes les valeurs sont inférieures à la limite acceptable pour les maillages structurés (Fd<0.75), ce qui confirme la bonne qualité des maillages utilisés dans cette étude. Étant donné la proximité des résultats entre le maillage moyen et le maillage fin, ainsi que la réduction significative du coût de calcul avec le maillage moyen, celui-ci a donc été retinue pour la suite des simulations numériques.

III..10. Validation des résultats numériques

Dans cette section, nous nous intéressons à la validation du modèle numérique adopté dans le cadre de notre étude pour le cas d'un canal ondulé avec un angle de θ=20∘.

Cette validation repose sur la comparaison entre les résultats de la simulation numérique et ceux publiés par Mohammed et al. [56]. Leurs résultats numériques, obtenus à l'aide du logiciel ANSYS Fluent, avec des données expérimentales publiées précédemment, notamment celles rapportées dans l'étude de Naphon [13]. Cette comparaison visait à valider la précision du modèle numérique utilisé, en particulier en ce qui concerne le nombre de Nusselt et la température de la plaque ondulée. Les résultats ont montré un bon accord entre les simulations numériques et les données expérimentales, avec une marge d'erreur d'environ ±8 %, ce qui confirme la fiabilité du modèle dans la représentation des phénomènes thermiques et hydrodynamiques dans le canal ondulé. Sur cette base, ce modèle a été retenu pour comparer mes propres résultats numériques et en vérifier la cohérence.

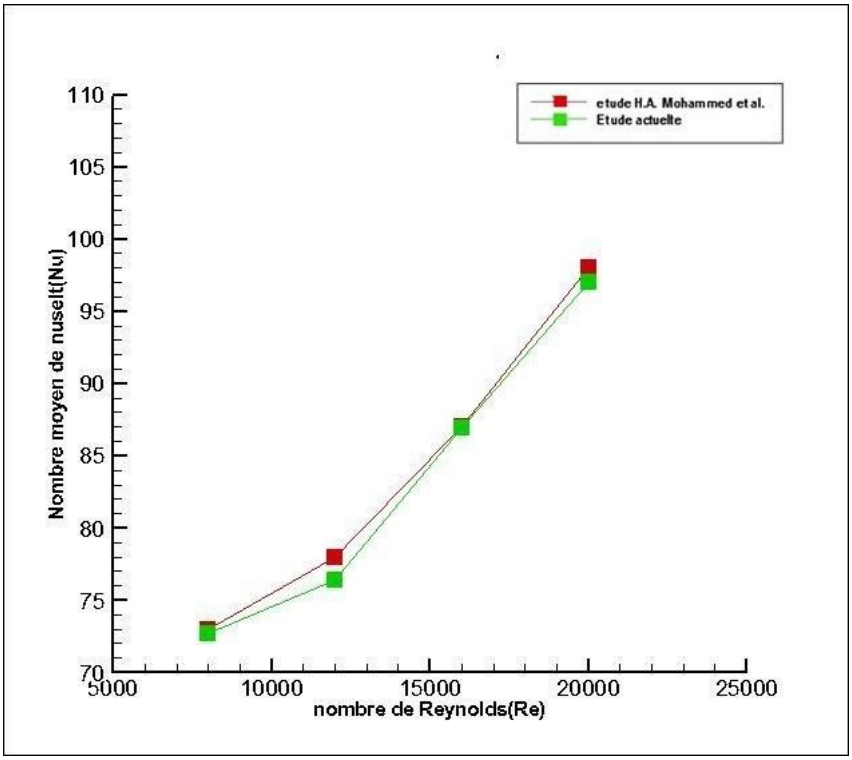


Figure III. 6. Comparaison de nombre de Nusselt total entre cette étude et celle de Mohammed et al. [56]

Le figure (III.6) illustrent la comparaison du nombre de Nusselt moyen Nu en fonction du nombre de Reynolds, entre les données issues de Mohammed et al. [56] et celles obtenues dans le présent travail, pour les parois ondulées supérieure et inférieure, respectivement.

La comparaison révèle une bonne concordance globale entre les deux jeux de résultats, avec un écart relatif inférieur à ±3 % sur l'ensemble du domaine étudié. Cette correspondance

témoigne de la validité du modèle numérique mis en œuvre, en particulier de l'efficacité du modèle de turbulence k−ε, ainsi que de la pertinence des conditions aux limites appliquées.
On peut donc, considérer que les résultats numériques obtenus sont suffisamment fiables pour analyser l'influence des paramètres géométriques sur le transfert thermique dans les canaux ondulés.
Il est observable à partir de la figure (III.6) que les courbes numériques obtenues dans cette étude suivent le même trajet que celles présentées par Mohammed et al. (H.A. Mohammed et al.) [56], ce qui indique que le modèle utilisé reproduit fidèlement le comportement de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les canaux ondulés.
La similarité des pentes entre les courbes actuelles et celles de l'étude de référence suggère que le modèle adopté représente correctement les profils de vitesse et de température Cette concordance, tant en trajectoire qu'en pente, confirme la validité du modèle numérique utilisé pour simuler l'écoulement turbulent dans un canal ondulé avec un angle $\theta=20\circ$.
Par conséquent, la simulation présentée dans cette étude peut être considérée comme fiable pour prédire les performances thermiques et hydrodynamiques de ce type de géométrie, et peut servir de base pour évaluer l'efficacité des fluides ou nanofluides dans les applications de refroidissement.

III.11. Conclusion

Dans ce chapitre, une étude numérique bidimensionnelle de l'écoulement turbulent à l'intérieur d'un canal rectangulaire ondulé a été réalisée, dans le but d'analyser les performances thermiques et hydrodynamiques du système de refroidissement en fonction de la géométrie ondulée.
L'étude s'est focalisée sur l'influence de plusieurs paramètres géométriques tels que l'angle d'ondulation (20°et 40°).la hauteur des ondulations, et la hauteur totale du canal, ainsi que l'effet du nombre de Reynolds, afin de mieux comprendre les mécanismes thermophysiques ré gissant le transfert de chaleur et les pertes de pression dans ces types de canaux, utilisés notamment dans les échangeurs thermiques à plaques
La méthodologie de simulation a été décrite de manière rigoureuse, à commencer par la définition de la géométrie du canal, la génération du maillage via Gambit puis l'application des conditions aux limites dans ANSYS Fluent, en adoptant le modèle de turbulence k−ε avec traitement amélioré des parois (Enhanced Wall Treatment).

La validation du modèle numérique a été assurée en comparant les résultats simulés pour les canaux ondulés aux angles (θ=20◦ et 40◦), avec les données publiées dans l'étude de Mohammed et al..[56] . Cette comparaison a révélé une bonne concordance en termes de nombre de Nusselt et de perte de pression**,** confirmant ainsi la fiabilité du modèle numérique utilisé pour reproduire avec précision les phénomènes physiques et évaluer les performances thermiques des systèmes de refroidissement en régime turbulent.

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV. Introduction

Ce chapitre présente et analyse les résultats des simulations numériques obtenues, portant sur l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur à l'aide de nanofluides dans un canal rectangulaire ondulé, dont les ondulations sont arrangées selon un motif hors phase (out-of-phase). L'objectif de cette étude est d'améliorer les performances des systèmes de refroidissement thermique et des échangeurs de chaleur en exploitant les propriétés améliorées des nanofluides.

La simulation a porté sur l'utilisation de quatre types de nanoparticules (Eau-Al_2O_3, Eau-CuO, Eau-TiO_2, Eau- SiO_2) à différentes fractions volumiques (0.01, 0.03, 0.05), dans une plage de nombres de Reynolds allant de 8000 à 20000, avec l'application d'un flux thermique constant de 3000 W/m²·K sur les parois. L'étude a également pris en compte l'effet de certains paramètres géométriques du canal, tels que l'angle des ondulations.

L'étude se concentre sur l'évaluation des performances thermiques (nombre de Nusselt) et hydrauliques (perte de charge), ainsi que sur la comparaison entre les effets de deux canaux ondulés avec des angles différents, afin de déterminer la configuration optimale en termes de type de fluide et de géométrie du canal. Les résultats obtenus sont analysés en détail pour fournir une compréhension approfondie des mécanismes physiques sous-jacents et proposer des recommandations pour améliorer la conception des systèmes de refroidissement.
Les résultats ont montré un comportement thermique amélioré grâce à l'utilisation des nanofluides, ce qui confirme leur potentiel pour les applications thermiques à haute efficacité.

IV.2. Comparaison entre une canal lisse et autre ondulée

IV.2.1. Effet de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt

La figure IV.1 représente la variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique (Φ) des nanoparticules d'Eau-CuO, à un nombre de Reynolds fixe (Re = 20000).

Deux cas sont comparés:

- Un canal ondulé avec un angle de 20°
- Un canal lisse

On observe une augmentation progressive du nombre de Nusselt avec l'augmentation de Φ dans les deux configurations, ce qui reflète une amélioration du transfert thermique due à la hausse de la conductivité thermique du nanofluide.
Le canal ondulé présente une performance thermique nettement supérieure :

- Pour Φ = 0.05 :
  - Nu ≈ 115,94 (canal ondulé)
  - Nu ≈ 47,66 (canal lisse)

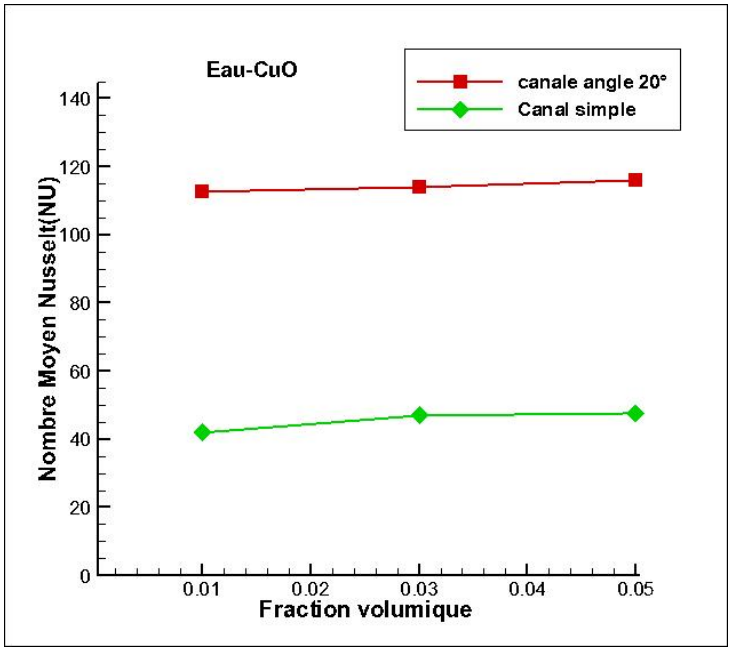


Figure IV. 1 Variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique je (Φ) des nanoparticules d'oxyde de cuivre (CuO), à un nombre de Reynolds fixe (Re = 20000),

Cette différence significative est attribuée aux ondulations qui :

- Favorisent le mélange du fluide
- Génèrent des turbulences locales
- Réduisent la résistance thermique

Conclusion :

La combinaison d'une fraction volumique élevée et d'un canal ondulé avec un angle adapté permet une amélioration notable des performances thermiques, ce qui en fait une solution prometteuse pour les systèmes de refroidissement à base de nanofluides.

IV. 2.2. Effet de la fraction volumique sur la chute de pression

La courbe de figure IV.2 montre l'évolution de la perte de charge (ΔP) en fonction de la fraction volumique (Φ) des nanoparticules d'Eau-CuO, à un nombre de Reynolds fixe (Re = 20000).

Deux configurations sont comparées:

- Un canal ondulé avec un angle de 20°
- Un canal lisse

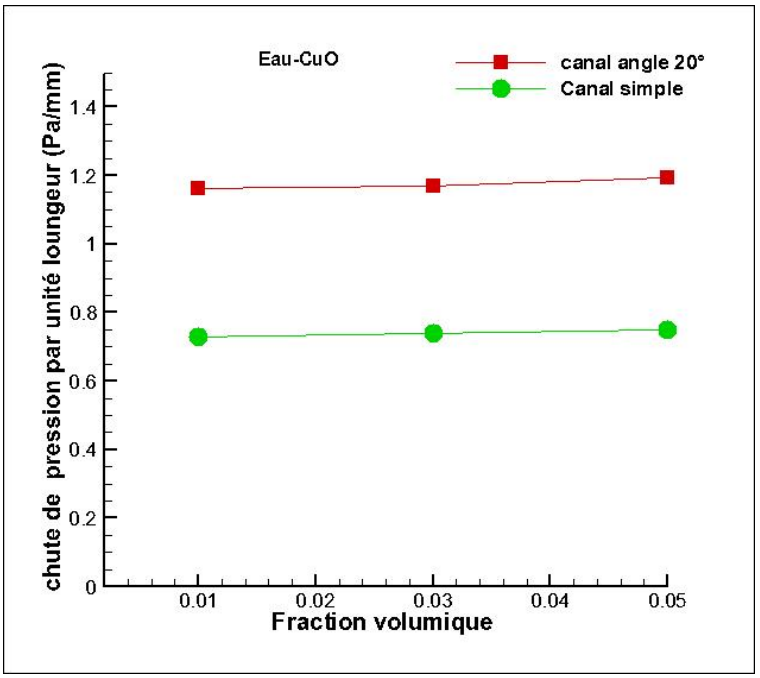


Figure VI. 2 Evolution de la perte de charge en fonction de la fraction volumique (Φ) des nanoparticules d'Eau-CuO (Re = 20000).

On observe que la perte de charge augmente progressivement avec l'augmentation de la fraction volumique dans les deux cas. Cette tendance est liée à l'augmentation de la viscosité du nanofluide due à l'ajout des nanoparticules, ce qui entraîne une résistance plus importante à l'écoulement.

Le canal ondulé présente des pertes de charge nettement supérieures à celles du canal lisse :

- Pour $\Phi = 0.05$:
  - $\Delta P \approx 1.192$ Pa/m (canal ondulé)
  - $\Delta P \approx 0.75$ Pa/m (canal lisse)

Cette augmentation est due à l'effet des ondulations qui génèrent davantage de perturbations et de tourbillons, augmentant ainsi la résistance hydraulique.

Conclusion :

Bien que les ondulations améliorent le transfert thermique, elles entraînent également une augmentation significative des pertes hydrauliques. Il est donc nécessaire de trouver un compromis judicieux lors de la conception des systèmes de refroidissement utilisant des nanofluides, afin d'optimiser à la fois la performance thermique et hydraulique.

IV .3. Effet du type de nanofluide et de la fraction volumique sur le transfert thermique (angle 20°)

Dans cette partie, l'effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le coefficient d'échange thermique dans un canal ondulé avec un angle de 20◦, à un nombre de Reynolds constant égal à 20000, est analysé. Quatre nanofluides ont été étudiés : Eau-Al_2O_3, Eau- TiO_2, Eau-SiO_2 et Eau-CuO.

La figure IV.3 illustre l'évolution du coefficient d'échange thermique en fonction de la fraction volumique Φ pour quatre types de nanofluides (Eau-Al_2O_3, Eau- TiO_2, Eau-SiO_2 et Eau-CuO.), dans un canal ondulé avec un angle d'ondulation de 20◦, et à un nombre de Reynolds constant égal à 20000.

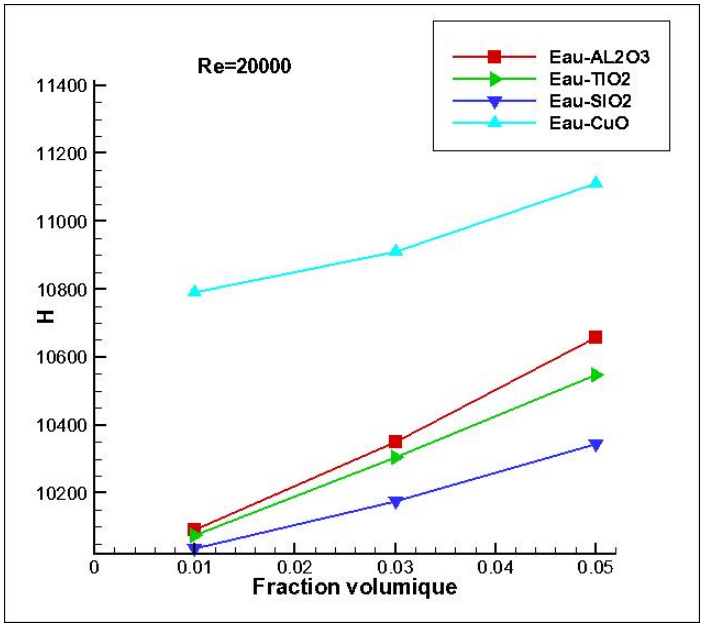


Figure VI. 3: Évolution du coefficient d'échange thermique en fonction de la fraction volumique (angle 20°)

Les résultats montrent que le nanofluide à base d'Eau-CuO offre la meilleure amélioration de l'échange thermique, grâce à sa conductivité thermique élevée, suivi par Eau-Al_2O_3 et Eau-TiO_2, tandis que l'Eau-SiO_2 présente les performances les plus faibles. L'augmentation de la fraction volumique améliore les performances thermiques de tous les nanofluides, mais à des degrés différents.

Ces résultats suggèrent que l'Eau- CuO est le choix le plus efficace pour optimiser le transfert thermique, alors que l'Eau-SiO_2 reste une option moins performante thermiquement.

IV 3.2. Effet de la fraction volumique sur Nu

Dans cette partie de l'étude, l'effet de différents types de nanoparticules et de leurs fractions volumiques, ainsi que l'influence de la forme ondulée du canal, ont été analysés sur le transfert de chaleur dans un écoulement turbulent en convection forcée à l'intérieur de canaux rectangulaires ondulés.

Quatre types de nanoparticules ont été utilisés : l'oxyde d'aluminium (Eau-Al_2O_3), l'oxyde de titane (Eau-TiO_2), l'oxyde de silicium (Eau-SiO_2) et l'oxyde de cuivre (Eau-CuO), ajoutés à l'eau en tant que fluide de base. L'étude a porté sur quatre fractions volumiques différentes de nanoparticules, allant de 1 % à 5 %.

Les simulations ont également pris en compte des variations de l'angle d'ondulation tout en maintenant un flux thermique constant appliqué aux parois ondulées. Quatre valeurs du nombre de Reynolds, comprises entre 8000 et 20000, ont été utilisées pour étudier leur effet sur la performance thermique et hydraulique.

Il ressort de figure IV.4 que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, pour différents types de nanofluides et à travers une large gamme de nombres de Reynolds, entraîne une amélioration notable du nombre moyen de Nusselt. Cette amélioration est principalement due à l'élévation de la conductivité thermique du nanofluide, induite par la concentration accrue en nanoparticules, ce qui améliore l'efficacité du transfert de chaleur par convection forcée.

Interprétation des résultats – Effet du type de nanoparticules (θ = 20°)

- Le nanofluide Eau-CuO–eau présente la meilleure
- Performance thermique, avec une augmentation du nombre moyen de Nusselt atteignant environ 38 % pour une fraction volumique φ = 5 % et un nombre de Reynolds Re = 20000, en raison de sa conductivité thermique élevée.
- Le nanofluide Eau- Al_2O_3–eau affiche également une amélioration significative du transfert de chaleur, attribuée à ses bonnes propriétés thermiques globales et à sa stabilité dans l'eau.
- Le fluide Eau- TiO_2–eau montre une performance moyenne, avec une augmentation du Nusselt inférieure à celle d'Eau-CuO et Eau-Al_2O_3, due à une conductivité thermique relativement plus faible.
- Le nanofluide à base d'Eau-SiO_2–eau (dioxyde de silicium) présente une amélioration limitée du transfert thermique, avec une augmentation maximale d'environ 15 %, même

à une fraction volumique élevée, en raison de sa faible conductivité thermique, bien qu'il reste relativement stable dans le fluide de base.

- L'efficacité de toutes les nanoparticules augmente avec l'élévation du nombre de Reynolds, car l'écoulement turbulent favorise le mélange du fluide et réduit l'épaisseur de la couche limite thermique, ce qui améliore le transfert de chaleur.

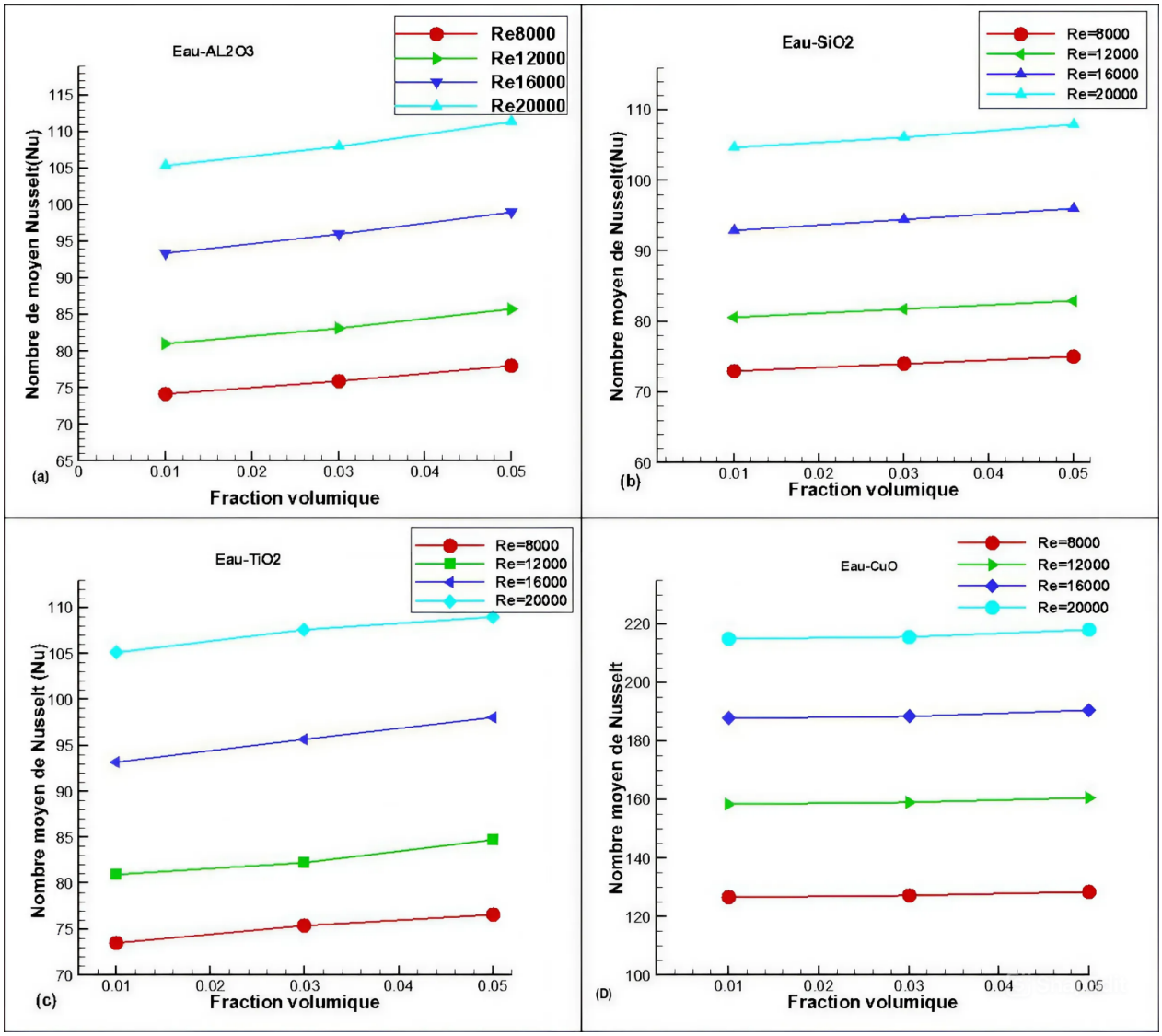


Figure VI. 4 Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et du nombre de Reynolds sur Nu: (a) Eau–Al_2O_3, (b) Eau–SiO_2, (c) Eau–TiO_2, (d) Eau–Cu

Effet du type de nanoparticules

Les résultats numériques montrent que le type de nanoparticule a un impact significatif sur les performances du transfert thermique. Les nanoparticules d'oxyde de cuivre (Eau-CuO) ont présenté les meilleures performances en termes d'augmentation du nombre de Nusselt, grâce à leur conductivité thermique supérieure par rapport aux autres types testés, à savoir Eau-Al_2O_3, Eau- Eau-TiO_2 et Eau- SiO_2.

Effet de la fraction volumique

Les résultats indiquent qu'une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules entraîne une augmentation quasi linéaire du nombre de Nusselt. Cela s'explique par l'amélioration de la conductivité thermique globale du nanofluide, qui compense généralement l'augmentation de viscosité induite par la présence des particules.

Dans un canal ondulé avec un angle d'ondulation de 20°, le choix du type de nanoparticule et l'optimisation de la fraction volumique sont essentiels pour améliorer les performances thermiques. Les nanoparticules d'Eau-CuO à forte concentration offrent les meilleures performances en termes d'augmentation du nombre de Nusselt dans le système étudié.

La performance thermique des nanofluides dépend fortement du type de nanoparticule et de ses propriétés thermophysiques, telles que la conductivité thermique. L'Eau- CuO est le plus performant, suivi de l'Eau-Al_2O_3, tandis que l'Eau- SiO_2 offre l'effet thermique le plus faible.

Pour un rendement thermique optimal, il est recommandé d'utiliser des nanoparticules d' Eau- CuO ou d'Eau-Al_2O_3 dans les systèmes de refroidissement haute performance, tout en prenant en compte les éventuels effets hydrauliques associés.

IV 5. Effet du type de nanofluide et de la fraction volumique sur la chute de pression (angle 20°)

Dans cette partie de l'étude, l'analyse portera sur l'effet du type de nanofluide et de la fraction volumique des nanoparticules sur la perte de pression dans un canal ondulé avec un angle d'ondulation fixe de 20 degrés. La perte de pression est un facteur clé qui détermine l'efficacité du système hydraulique, car elle influence directement les besoins énergétiques nécessaires pour pomper le fluide et assurer un écoulement continu.

L'importance de cette analyse réside dans l'évaluation de la performance hydraulique des différents types de nanofluides, tels que l'oxyde de cuivre (Eau-CuO), l'oxyde d'aluminium (Eau-Al_2O_3), le dioxyde de titane (Eau-TiO_2) et le dioxyde de silicium (Eau-SiO_2), ainsi que dans l'étude de l'impact de la fraction volumique des nanoparticules sur cette perte sous différentes conditions d'écoulement représentées par des nombres de Reynolds variés.

La compréhension de ces effets est essentielle pour atteindre un équilibre entre l'amélioration du transfert thermique et la réduction de la perte de pression, ce qui contribue à la conception de systèmes d'échange thermique efficaces utilisant des canaux ondulés. Les résultats obtenus sont présentés à la figure IV.5

Influence du type de nanoparticules

Les résultats montrent que le type de nanoparticules influence clairement la perte de charge hydraulique dans le canal ondulé.

Parmi les particules étudiées (Eau-CuO, Eau-Al_2O_3, Eau-TiO_2, Eau- SiO_2), les nanofluides contenant d'Eau- CuO ont présenté les valeurs les plus élevées de perte de pression. Cela s'explique par la densité élevée et la viscosité relativement importante de ce type de particules, ce qui accroît la résistance à l'écoulement dans le canal. En revanche, les nanofluides à base de l'Eau-SiO_2 ont enregistré la plus faible perte de pression, ce qui les rend plus adaptés aux systèmes où l'efficacité de pompage est prioritaire.

Influence de la fraction volumique

L'étude révèle qu'une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules entraîne une augmentation notable de la perte de pression, en raison de la hausse de la viscosité du nanofluide avec la concentration des particules. Cet effet est accentué par l'augmentation du nombre de Reynolds, car l'écoulement turbulent combiné à une viscosité plus élevée augmente la résistance de paroi et les forces de frottement.

Bien que cette augmentation de la perte de pression soit acceptable dans certaines applications thermiques, elle représente un défi pour la conception des systèmes de pompage.

Influence du nombre de Reynolds

Les résultats montrent que le nombre de Reynolds influence directement la magnitude de la perte de pression dans le canal ondulé, indépendamment du type de nanofluide utilisé. Lorsque le nombre de Reynolds augmente, c'est-à-dire lorsque la vitesse d'écoulement s'accroît, on observe une augmentation importante de la perte de pression pour tous les types de nanofluides.

Cela est dû au passage d'un régime d'écoulement plus stable à un régime turbulent, où les forces de cisaillement et de frottement sur les parois augmentent, particulièrement dans les zones ondulées qui génèrent des perturbations supplémentaires.

Cet effet est plus marqué pour les nanofluides à viscosité élevée comme le CuO, où la résistance à l'écoulement croît davantage comparée aux fluides purs ou aux nanofluides tels que le SiO_2.

Ces résultats indiquent que la perte de pression dépend non seulement des propriétés du fluide, mais aussi du régime d'écoulement, ce qui nécessite de prendre en compte le nombre de Reynolds lors de la conception des systèmes thermiques et hydrauliques.

IV. 5.4. Interprétation des résultats

L'analyse des résultats montre que la perte de pression est principalement influencée par les propriétés physiques du nanofluide telles que la densité et la viscosité, ainsi que par la géométrie du canal ondulé. Les nanoparticules de type CuO, en raison de leur densité élevée et de leur viscosité plus grande, augmentent la résistance à l'écoulement, ce qui élève la perte de pression comparé à d'autres types comme le SiO_2, caractérisé par une viscosité plus faible et une densité moindre. De plus, l'augmentation de la fraction volumique accroît la viscosité du nanofluide, ce qui intensifie la perte de pression, notamment en régime turbulent à haut nombre de Reynolds où le frottement et les perturbations sont accentués dans la zone ondulée. Ainsi, une interaction complexe existe entre les propriétés des nanoparticules, leur concentration, et l'état d'écoulement, influençant directement les performances hydrauliques du système et nécessitant un équilibre précis entre amélioration du transfert thermique et réduction de la perte de pression.

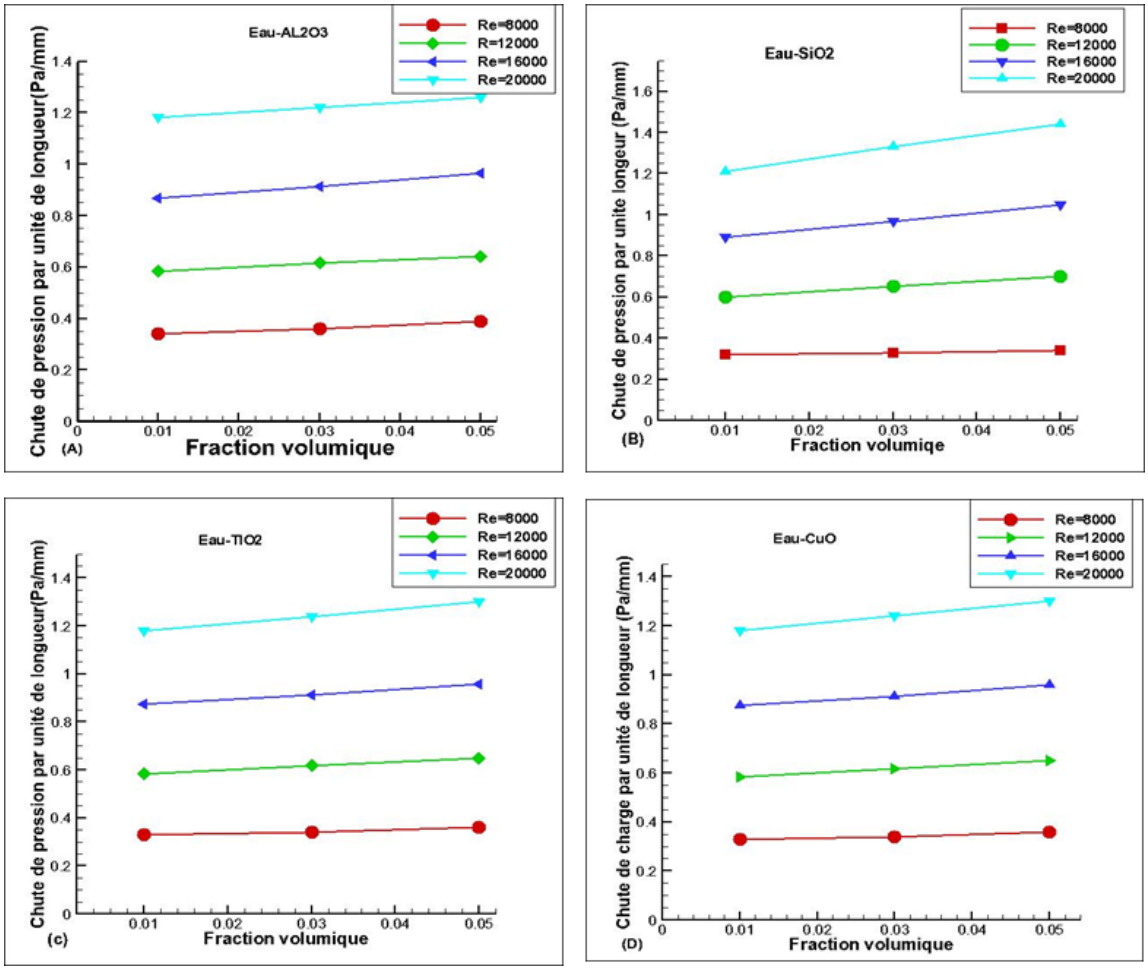


Figure VI. 5: Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et du nombre de Reynolds sur chute de pression : (A) Eau–Al_2O_3, (B) Eau–SiO_2, (C) Eau–TiO_2, (D) Eau–Cu

D'après les résultats obtenus on peut conclure :

L'étude met en évidence que la perte de pression dans un canal ondulé dépend de manière interdépendante du type de nanoparticules, de la fraction volumique, ainsi que du nombre de Reynolds reflétant l'état d'écoulement. D'une part, les nanofluides à base d'Eau- CuO enregistrent les pertes de pression les plus élevées en raison de leurs propriétés physiques telles que la viscosité et la densité élevées, ce qui accroît la résistance à l'écoulement. D'autre part, l'augmentation de la fraction volumique des particules augmente la viscosité du fluide, ce qui élève la perte de pression, un effet qui s'amplifie avec l'augmentation du nombre de Reynolds en raison du passage à un régime d'écoulement plus turbulent. Bien que l'utilisation de nanofluides comme Eau- CuO améliore significativement le transfert thermique, l'augmentation notable de la perte hydraulique peut représenter un obstacle dans des applications nécessitant une haute efficacité énergétique ou une capacité de pompage limitée. Il est donc essentiel de trouver un compromis entre les propriétés thermiques et hydrauliques du nanofluide, en choisissant le type et la concentration optimale selon les exigences du système, tout en tenant compte de l'effet de la vitesse d'écoulement (nombre de Reynolds) sur la performance globale.

IV .6. Comparaison des performances des nanofluides à différents nombres de Reynolds (angle 20°)

Dans cette section, une comparaison a été effectuée entre les performances de quatre types de nanofluides dans un canal ondulé (avec un angle d'ondulation de 20°), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Cette comparaison vise à mettre en évidence l'effet du type de nanofluide sur l'amélioration du transfert thermique à chaque régime d'écoulement, en se concentrant sur la manière dont Eau-CuO, Eau-Al_2O_3, Eau-TiO_2 et Eau-SiO_2 interagissent avec les caractéristiques du flux.

IV.6.1. Analyse thermique

- Pour Re = 8000 (écoulement faible)

- Eau-CuO : Affiche les valeurs de Nusselt les plus élevées, ce qui indique une excellente performance thermique même avec un écoulement faible.
- Eau-Al_2O_3 : Bonne performance thermique, en deuxième position après Eau-CuO.
- Eau-TiO_2 : Amélioration thermique limitée comparée à Eau-CuO et Eau-Al_2O_3.
- Eau-SiO_2 : Montre la performance thermique la plus faible parmi les fluides étudiés.

- Pour Re = 12000 (écoulement modéré)

- Eau-CuO : Garde sa supériorité thermique grâce à sa conductivité élevée et une pente plus prononcée dans les courbes.

- Al_2O_3 : Offre une performance stable et équilibrée.
- TiO_2 : Performance thermique modeste à cause de sa faible conductivité.
- SiO_2 : Le moins performant en matière de transfert de chaleur, malgré une bonne stabilité en suspension.

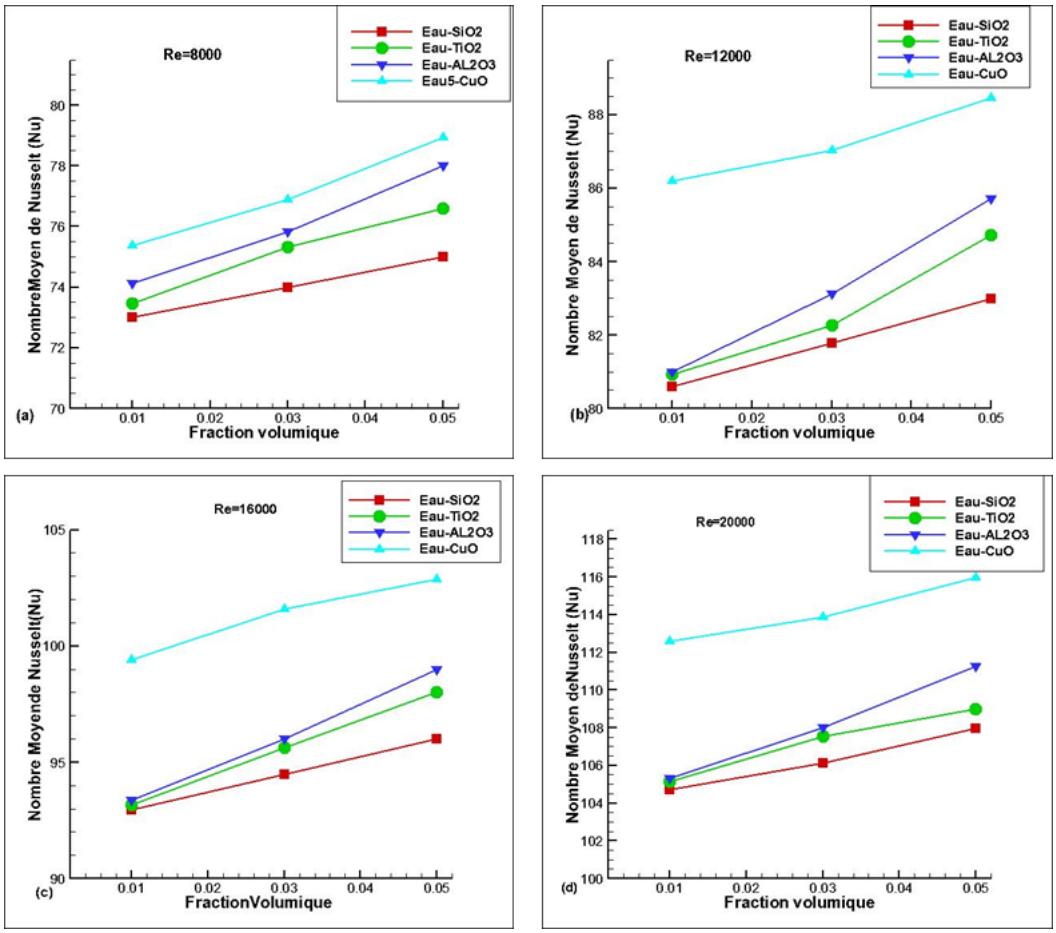


Figure VI. 6: Variation du nombre moyen de Nusselt en fonction de la fraction volumique a différents Re: (a) 8000, (b)12000, (c)16000, (d) 20000

- Pour Re = 16000 (écoulement turbulent)

- Eau-CuO : Atteint la meilleure efficacité thermique, grâce à l'effet des ondulations et à l'interaction des particules avec le régime turbulent.
- Eau-Al_2O_3 : Bonne performance grâce à l'équilibre entre conductivité thermique et stabilité chimique.
- Eau-TiO_2: Performance relativement faible.
- Eau-SiO_2 : Continue à enregistrer les valeurs de Nusselt les plus basses.

- Pour Re = 20000 (écoulement à grande vitesse)

- Eau-CuO : Fournit la performance thermique maximale, idéal pour les applications à haute vitesse d'écoulement.
- Eau-Al_2O_3 : Bonne performance, bien qu'inférieure à celle de l'Eau- CuO.
- Eau-TiO_2 : Efficacité thermique toujours limitée.
- Eau-SiO_2 : Reste le moins performant, en raison de sa faible conductivité thermique

Cette comparaison montre que les performances des nanofluides s'améliorent avec l'augmentation du nombre de Reynolds, mais la hiérarchie de performance reste globalement constante. L'Eau- CuO confirme sa supériorité dans toutes les situations grâce à sa conductivité thermique élevée et sa bonne interaction avec l'écoulement. En revanche, l'Eau-SiO_2, bien qu'il soit stable, reste limité par sa faible conductivité. L'Eau- Al_2O_3 constitue une option équilibrée, tandis que l'Eau- TiO_2 offre des performances intermédiaires à faibles selon le cas.

IV 6.2. Analyse hydraulique

Cette section est consacrée à l'analyse comparative des pertes de pression induites par différents nanofluides circulant dans un canal ondulé présentant un angle d'ondulation de 20°. Pour chaque valeur fixe du nombre de Reynolds, l'étude vise à évaluer l'impact du type de nanofluide sur le comportement hydraulique du système. Cette approche permet de mieux comprendre comment les propriétés physiques des nanoparticules influencent la résistance à l'écoulement, et par conséquent, les exigences énergétiques associées au pompage.

- **Pour Re = 8000 (écoulement faible)**
- **Eau-CuO** : Présente la perte de pression la plus élevée en raison de sa densité et viscosité élevées.
- **Eau-Al_2O_3** : Perte de pression modérée, inférieure à celle du CuO.
- **Eau-TiO_2** : Offre une résistance relativement faible à l'écoulement.
- **Eau-SiO_2** : Affiche la perte de pression la plus faible grâce à ses propriétés physiques légères.
- **Pour Re = 12000 (écoulement modéré)**
- **Eau-CuO** : Continue à générer une perte de pression importante, nécessitant une puissance de pompage plus élevée.
- **Eau-Al_2O_3** : Offre un bon compromis entre performance thermique et perte de pression.
- **Eau-TiO_2** : Résistance modérée à l'écoulement.
- **Eau-SiO_2** : Maintient la perte de pression la plus faible, ce qui en fait un choix économe en énergie.

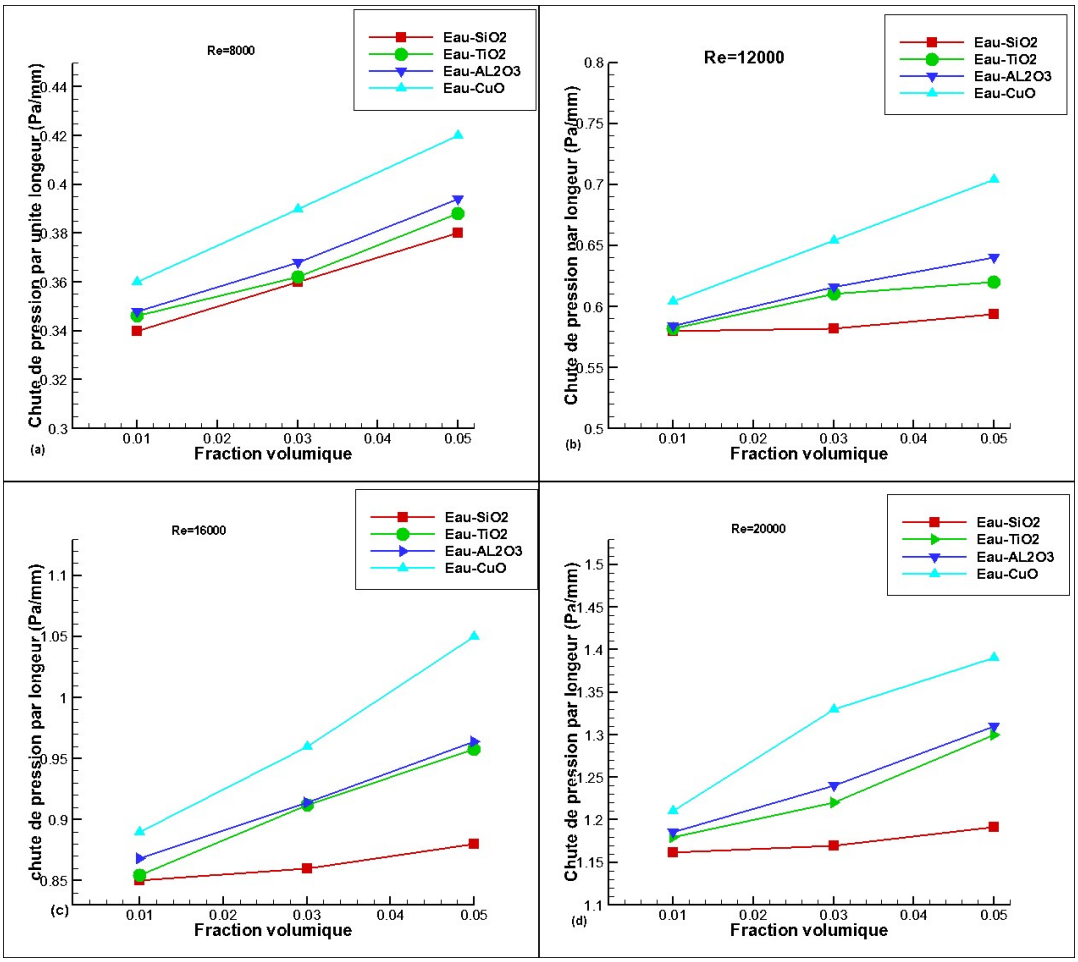


Figure VI. 7: Variation de la chute de pression en fonction de la fraction volumique pour différents Re : (a) 8000, (b)12000, (c)16000, (d) 20000

- **Pour Re = 16000 (écoulement turbulent)**
  - **Eau-CuO** : Les pertes de pression augmentent fortement avec la turbulence, pouvant affecter l'efficacité globale.
  - **Eau-Al_2O_3** : Perte de pression notable, mais reste inférieure à celle de l'Eau-CuO.
  - **Eau-TiO_2 :** Bonne performance hydraulique dans ce régime.
  - **Eau-SiO_2** : Reste le meilleur en matière de réduction des pertes de pression.
- **Pour Re = 20000 (écoulement à grande vitesse)**
  - **Eau-CuO** : Enregistre les pertes de pression les plus élevées, nécessitant une puissance de pompage élevée.
  - **Eau-Al_2O_3** : Performance acceptable, mais supérieure à celle du SiO_2.
  - **Eau-TiO_2** : Perte de pression relativement élevée.
  - **Eau-SiO_2** : Reste en tête en matière de minimisation des pertes de pression, même à grande vitesse.

Cette comparaison montre que les pertes de pression augmentent avec le nombre de Reynolds pour tous les nanofluides, mais à des degrés différents selon le type de nanoparticule.

L'Eau- CuO, bien qu'il offre la meilleure performance thermique, impose une charge hydraulique élevée.

À l'inverse, l'Eau- SiO_2, grâce à sa faible viscosité et densité, est le plus adapté pour minimiser les pertes de pression.

L'Eau- Al_2O_3 représente une solution équilibrée, combinant de bonnes performances thermiques avec des pertes modérées, tandis que l'Eau- TiO_2 se situe à un niveau intermédiaire en termes de performance hydraulique.

On peut conclure que :

Le choix du nanofluide doit être fait en fonction des exigences du système. Si l'objectif est d'optimiser le transfert thermique, l'Eau- CuO est le plus approprié, bien qu'il entraîne des pertes de pression élevées. En revanche, si l'objectif est de réduire la consommation d'énergie hydraulique, l'Eau- SiO_2 constitue le meilleur choix grâce à sa faible résistance à l'écoulement.

IV .7. Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et de Re sur le transfert thermique (angle 40°)

IV.7.1 Effet de la fraction volumique sur le coefficient de transfert thermique

La figure IV.8 illustre l'évolution du coefficient d'échange thermique en fonction de la fraction volumique Φpour quatre types de nanofluides (Eau- Al_2O_3, Eau- TiO_2, Eau- SiO_2 et Eau- CuO), dans un canal ondulé caractérisé par un angle d'ondulation de 40∘à un nombre de Reynolds constant de 20000.

Dans cette partie de l'étude, j'ai analysé l'effet de l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules sur le coefficient d'échange thermique. Les résultats indiquent que les nanofluides à base d'Eau- CuO présentent les performances thermiques les plus élevées, atteignant 16934 à Φ=0,01et jusqu'à 17177 à Φ=0,05grâce à leur conductivité thermique supérieure.

Les nanofluides Eau- Al_2O_3 et Eau- TiO_2 ont montré une amélioration graduelle de la performance thermique avec l'augmentation de Φ, tandis que les nanofluides à base d'Eau- SiO_2 ont affiché une amélioration limitée, liée à la faible conductivité thermique de leurs particules.

Ces résultats montrent clairement qu'Eau- CuO est le meilleur choix pour maximiser le transfert de chaleur, tandis qu'Eau- Al_2O_3 constitue une alternative équilibrée, et qu'Eau- SiO_2 reste moins efficace dans ce type de configuration

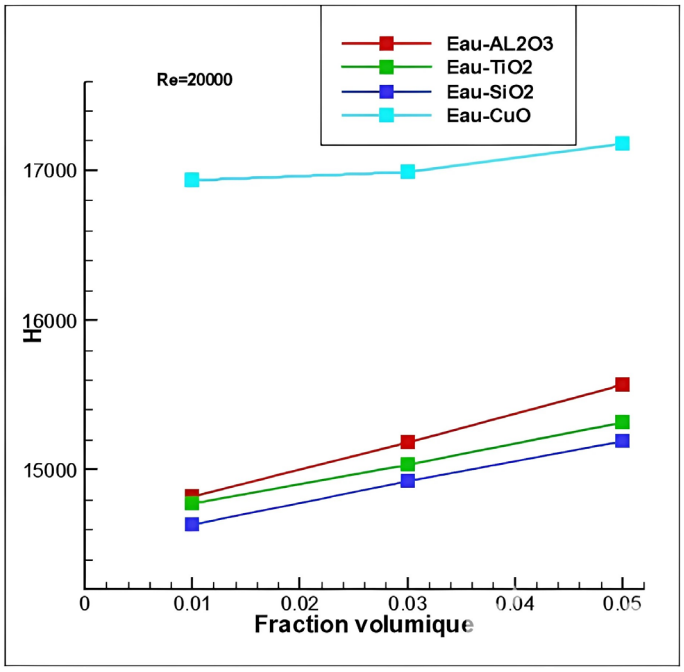


Figure VI. 8: Évolution du coefficient d'échange thermique en fonction de la fraction volumique dans un canal ondulé avec un angle de 40° à Re = 20000.

Dans cette section, une analyse des performances thermiques a été réalisée pour un canal ondulé avec un angle d'ondulation de 40° et une hauteur d'onde de 2,5 mm, en utilisant une simulation numérique bidimensionnelle sous régime d'écoulement turbulent. L'objectif de cette analyse est d'étudier l'influence du type de nanoparticules, de la fraction volumique (φ) et du nombre de Reynolds (Re) sur le transfert de chaleur.

Quatre types de nanofluides ont été utilisés, avec l'application d'un flux thermique constant sur les parois ondulées pour représenter les conditions thermiques imposées. La figure IV.8 illustre l'évolution du nombre de Nusselt en réponse à ces paramètres.

Les résultats montrent que le type de nanoparticule a un effet clair et direct sur la performance du transfert thermique dans la conduite ondulée à un angle de 40°.

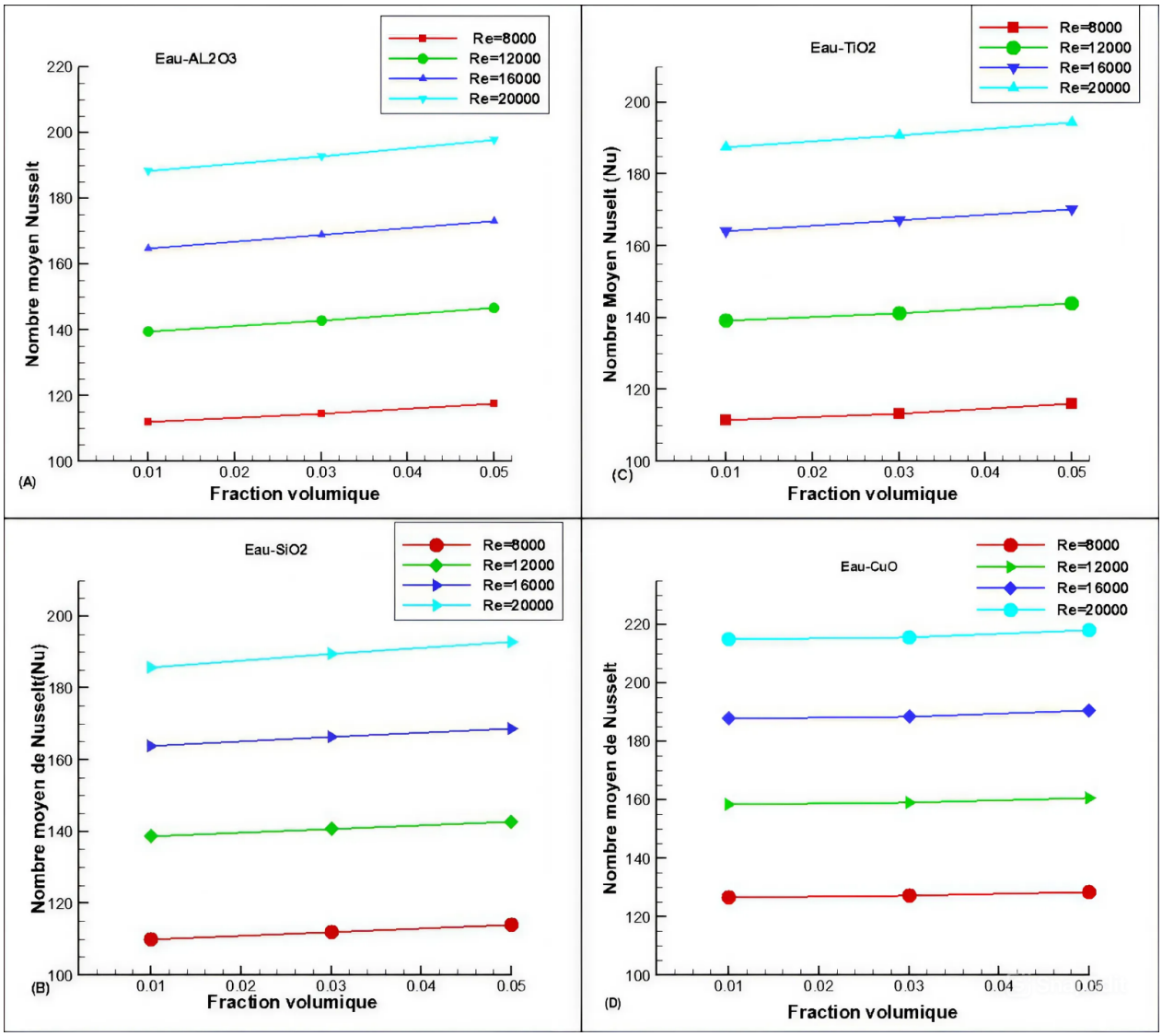


Figure VI. 9: **Effet du Type de nanoparticules**

Parmi les quatre types étudiés (Eau-CuO, Eau-Al_2O_3, Eau-TiO_2, Eau-SiO_2), l'oxyde de cuivre (Eau-CuO) a démontré la meilleure performance thermique, atteignant les valeurs les plus élevées du nombre de Nusselt dans tous les cas. Cela est attribué à la conductivité thermique élevée des particules d'Eau- CuO comparée aux autres types, ce qui améliore significativement la conduction thermique du nanofluide. Les particules d'Eau-Al_2O_3 et d'Eau-TiO_2 suivent, présentant aussi de bonnes performances, tandis que SiO_2 affiche les valeurs les plus basses du nombre de Nusselt. Cette différence met en évidence l'importance des propriétés thermiques des particules (conductivité, diffusion), particulièrement dans les écoulements turbulents générés par la forte ondulation à 40°.

Par exemple, pour φ = 0,05 et Re = 20000, les valeurs maximales du nombre de Nusselt sont :

- 217,99 (Eau-CuO)
- 197,55 (Eau-Al_2O_3)

- 194,34 (Eau-TiO_2)
- 182,06 (Eau-SiO_2)

La différence de performance entre les nanofluides devient plus marquée à des nombres de Reynolds élevés, où les particules interagissent mieux avec les écoulements turbulents dus à l'ondulation prononcée.

IV .7.2. Effet de la fraction volumique

L'augmentation de la fraction volumique (φ) des nanoparticules améliore progressivement et nettement le nombre de Nusselt, ce qui traduit un renforcement efficace de la conductivité thermique du nanofluide.

Cette amélioration est liée à l'augmentation de la concentration des particules qui favorise la conduction thermique à l'intérieur de la conduite.

L'effet de la fraction volumique est plus évident à des nombres de Reynolds élevés (Re ≥ 16000), où les mécanismes de convection forcée sont renforcés par les perturbations dues à la vitesse élevée et à la forte ondulation.

Malgré l'augmentation de la viscosité avec la fraction volumique, l'effet positif sur la conductivité thermique dépasse l'impact négatif.

Par exemple, à φ = 0,05 et Re = 20000, on observe une augmentation significative du nombre de Nusselt pour tous les nanofluides, avec une prédominance d'Eau-CuO puis d' Eau-Al_2O_3.

La relation entre Nu et φ est quasiment linéaire, ce qui facilite la prédiction de l'amélioration des performances thermiques en ajustant la fraction volumique.

IV .7.3. Effet du Nombre de Reynolds

L'augmentation du nombre de Reynolds (Re) entraîne une amélioration significative du transfert thermique, visible par une augmentation notable du nombre de Nusselt à chaque accroissement de Re.

Cette amélioration est due au renforcement des mécanismes de convection forcée et aux effets turbulents qui réduisent l'épaisseur de la couche limite thermique et augmentent le mélange à l'intérieur de la conduite. Dans la conduite à angle 40°, les ondulations prononcées contribuent à générer des tourbillons secondaires actifs, dont l'efficacité croît avec Re, améliorant ainsi l'échange thermique.

L'effet de l'augmentation de Re dépasse celui de l'augmentation de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt, avec des gains importants en faisant passer Re de 8000 à 20000, même pour une fraction volumique constante.

Par exemple, à φ = 0,05, le nombre de Nusselt augmente de :

- 128,38 → 217,99 (Eau-CuO)
- 117,43 → 197,55 (Eau Al_2O_3)
- 115,96 → 194,34 (Eau TiO_2)
- 107,61→182,06 (Eau SiO_2)

Cette augmentation du nombre de Nusselt avec Re suit un comportement quasi-exponentiel plutôt que linéaire, illustrant la complexité thermodynamique liée à l'écoulement turbulent dans la géométrie ondulée.

Interprétation des résultats

L'interaction entre le type de nanoparticules, la fraction volumique et le nombre de Reynolds forme un ensemble de facteurs qui influencent conjointement l'amélioration du transfert thermique.

La meilleure performance est obtenue avec les particules de (Eau-CuO à haute fraction volumique (5%) et à un nombre de Reynolds élevé (20000), soulignant l'importance du choix de particules à haute conductivité thermique et du contrôle de la vitesse d'écoulement Malgré des améliorations plus modestes, Eau-SiO_2 reste un choix stable adapté à des applications moins exigeantes.

Les résultats confirment que les améliorations dues aux nanofluides sont plus efficaces dans des conditions d'écoulement à nombre de Reynolds élevé, nécessitant une conception appropriée des systèmes pour exploiter pleinement ces effets.

- Le type de nanoparticules à un impact crucial sur l'amélioration du transfert thermique dans les conduites ondulées, Eau- CuO se distinguant par sa conductivité thermique élevée.
- L'augmentation de la fraction volumique entraîne une amélioration continue du nombre de Nusselt, bien qu'il faille équilibrer cela avec l'augmentation de la viscosité.
- L'effet du nombre de Reynolds est plus déterminant que celui de la fraction volumique pour optimiser le transfert thermique, grâce à une turbulence accrue et une réduction de l'épaisseur de la couche limite thermique.
- La combinaison d'un nombre de Reynolds élevé et d'une fraction volumique optimale, avec un choix adapté de nanoparticules, permet d'atteindre la meilleure performance thermique, comme illustré par Eau-CuO à φ = 0,05 et Re = 20000.
- L'utilisation de nanofluides dans les conduites ondulées à 40° constitue une solution prometteuse pour améliorer l'efficacité du refroidissement dans les applications

industrielles et techniques, en insistant sur le choix adéquat des particules et le réglage des paramètres d'exploitation.

IV. 8. Effet du type de nanofluide, de la fraction volumique et de Re sur la chute de pression (angle 40°)

Dans cette partie, nous avons mené une analyse des pertes de pression dans un canal ondulé présentant un angle d'ondulation de 40° et une hauteur d'onde de 2,5 mm, en régime turbulent. L'étude vise à évaluer l'impact du type de nanofluide, de la fraction volumique (φ) et du nombre de Reynolds (Re) sur les pertes de charge induites par la géométrie ondulée du canal.

La présence des ondulations modifie significativement le profil d'écoulement et génère des zones de recirculation et de turbulence accrues, ce qui affecte directement la résistance à l'écoulement. Cette analyse est essentielle pour évaluer le compromis entre l'amélioration du transfert thermique et l'augmentation des pertes de pression. La figure IV. 10 présente l'évolution des pertes de pression en fonction des différents paramètres étudiés.

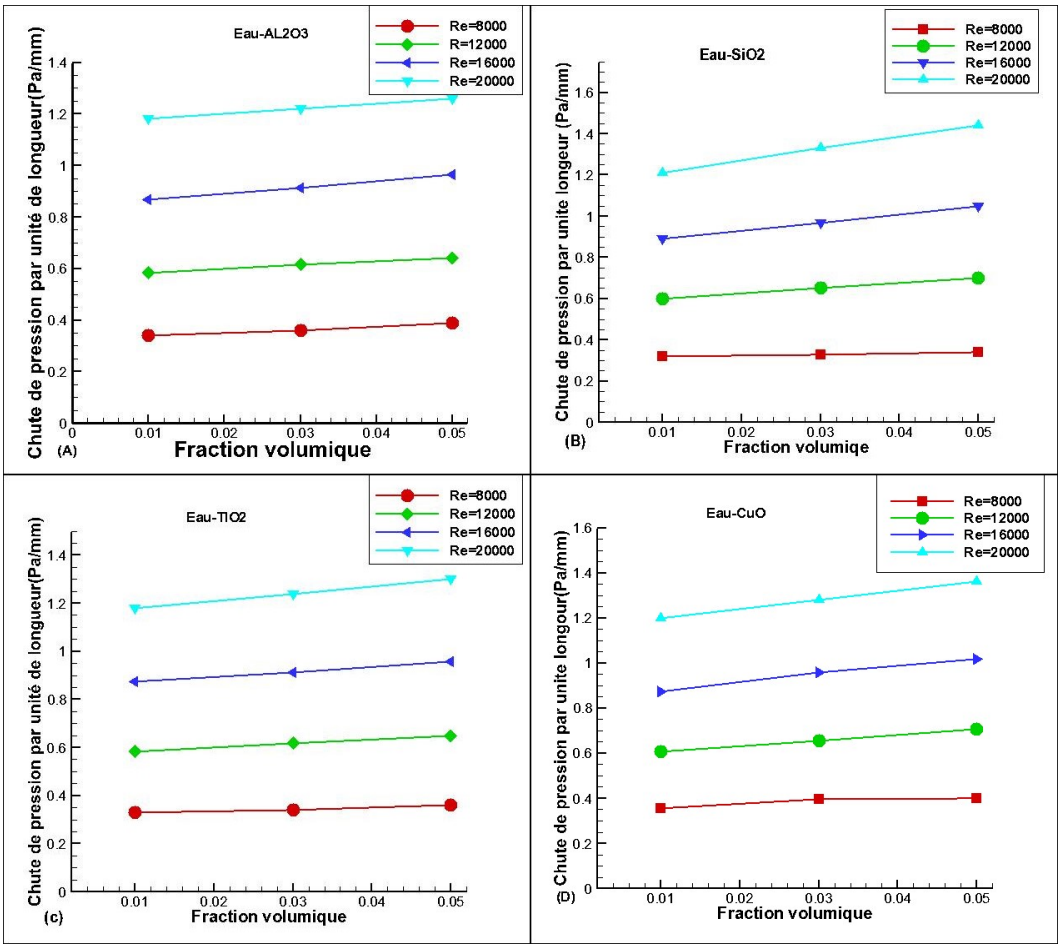


Figure VI. 10: Effet des nanofluides et la fraction volumique sur la chute de pression

IV .8.1. Effet du Type de nanoparticules

Les résultats indiquent que le type de nanoparticules influence considérablement la perte de dans la conduite ondulée. Les nanofluides à base de (Eau-CuO augmentent notablement la viscosité du fluide plus que les autres types, entraînant ainsi une résistance accrue à l'écoulement et une perte de charge élevée. En revanche, les nanofluides Eau-SiO_2 et Eau-TiO_2 présentent une viscosité moindre, contribuant ainsi à une diminution relative de la perte de charge. Al_2O_3 occupe une position intermédiaire, offrant un compromis entre amélioration du transfert thermique et augmentation de la viscosité. Le choix du type de nanofluide est donc crucial pour optimiser les performances globales du système.

IV .8.2. Effet de la fraction volumique

L'augmentation de la concentration des nanoparticules dans le fluide (fraction volumique) provoque une augmentation notable de la perte de charge, liée à la viscosité croissante du nanofluide. La relation entre la fraction volumique et la perte de charge suit une tendance généralement ascendante, particulièrement à faibles et moyens nombres de Reynolds où la viscosité domine la résistance à l'écoulement.

À mesure que le nombre de Reynolds augmente, les turbulences croissantes dans l'écoulement atténuent l'effet de la viscosité sur la perte de charge, rendant cette augmentation moins prononcée.

Cela signifie que l'impact de la fraction volumique est plus marqué dans les écoulements calmes ou modérés que dans les écoulements rapides.

IV .8.3. Effet du Nombre de Reynolds

L'augmentation du nombre de Reynolds indfuit une hausse significative de la perte de charge dans la conduite, due à l'augmentation de la vitesse et de la résistance au frottement. Cette augmentation n'est pas linéaire et résulte d'interactions complexes entre l'écoulement et la géométrie ondulée de la conduite.

Les ondulations aiguës à 40° génèrent des tourbillons secondaires et des turbulences accrues qui amplifient la résistance à l'écoulement et la perte de charge, surtout à haut Re. Toutefois, ces turbulences réduisent aussi l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique, ce qui modère partiellement l'augmentation de la perte.

Comparativement à l'effet de la fraction volumique, l'augmentation du nombre de Reynolds exerce une influence plus forte et plus rapide sur la perte de charge.

IV .8.4. Interprétation des résultats et conclusion

Les trois facteurs (type de nanoparticules, fraction volumique et nombre de Reynolds) interagissent de manière complexe pour déterminer le comportement de la perte de charge dans la conduite.

L'étude montre que les nanofluides Eau- CuO, malgré leur excellente performance thermique, augmentent significativement la viscosité, ce qui accroît la perte de charge et peut poser des défis pour les applications d'écoulement.

Les nanofluides Eau- SiO_2 offrent un meilleur équilibre entre amélioration thermique et maintien d'une perte de charge acceptable, faisant d'eux un choix judicieux pour les applications nécessitant stabilité et contrôle du débit.

Le choix judicieux du type de nanofluide et de la fraction volumique est essentiel pour optimiser la performance globale, en équilibrant le transfert thermique et la perte de charge. La vitesse d'écoulement est un paramètre clé pour moduler l'interaction entre la viscosité et la turbulence, permettant ainsi un contrôle optimal de la perte de charge.

Enfin, les conduites ondulées à 40° utilisant des nanofluides représentent une solution prometteuse pour améliorer le refroidissement, mais une conception soigneuse est nécessaire pour assurer un équilibre entre efficacité thermique et contraintes hydrodynamiques.

IV .9. Comparaison des performances à différents Re dans un canal à 40°

Cette section présente une analyse comparative des performances thermiques de quatre nanofluides Eau-CuO, Eau-Al_2O_3, Eau-TiO_2 et Eau-SiO_2 circulant dans un canal ondulé caractérisé par un angle d'ondulation de 40°, pour des nombres de Reynolds compris entre 8000 et 20000. L'objectif est de mettre en évidence l'influence du type de nanofluide sur l'amélioration du transfert thermique à travers les différents régimes d'écoulement.

IV .9.1. Transfert thermique

Pour Re = 8000 (écoulement faible)

- **Eau-CuO** : Affiche les valeurs de Nusselt les plus élevées, indiquant une forte capacité de transfert thermique même à faible débit
- **Eau-Al_2O_3** : Bonne performance thermique, juste derrière CuO.
- **Eau-TiO_2** : Amélioration thermique modérée, limitée par une faible conductivité.
- **Eau-SiO_2** : La performance la plus faible, avec peu d'évolution malgré l'augmentation du volume de nanoparticules.

Pour Re = 12000 (écoulement modéré)

- **Eau-CuO** : Conserve sa supériorité avec une pente plus prononcée des courbes Nu–ϕ, traduisant une réponse plus sensible à l'ajout de nanoparticules.
- **Eau-Al_2O_3** : Reste performant, bien que l'écart avec CuO commence à se creuser.
- **Eau-TiO_2** : Affiche une performance constante mais modeste.
- **Eau-SiO_2** : Toujours en dernière position en raison de sa conductivité thermique limitée.

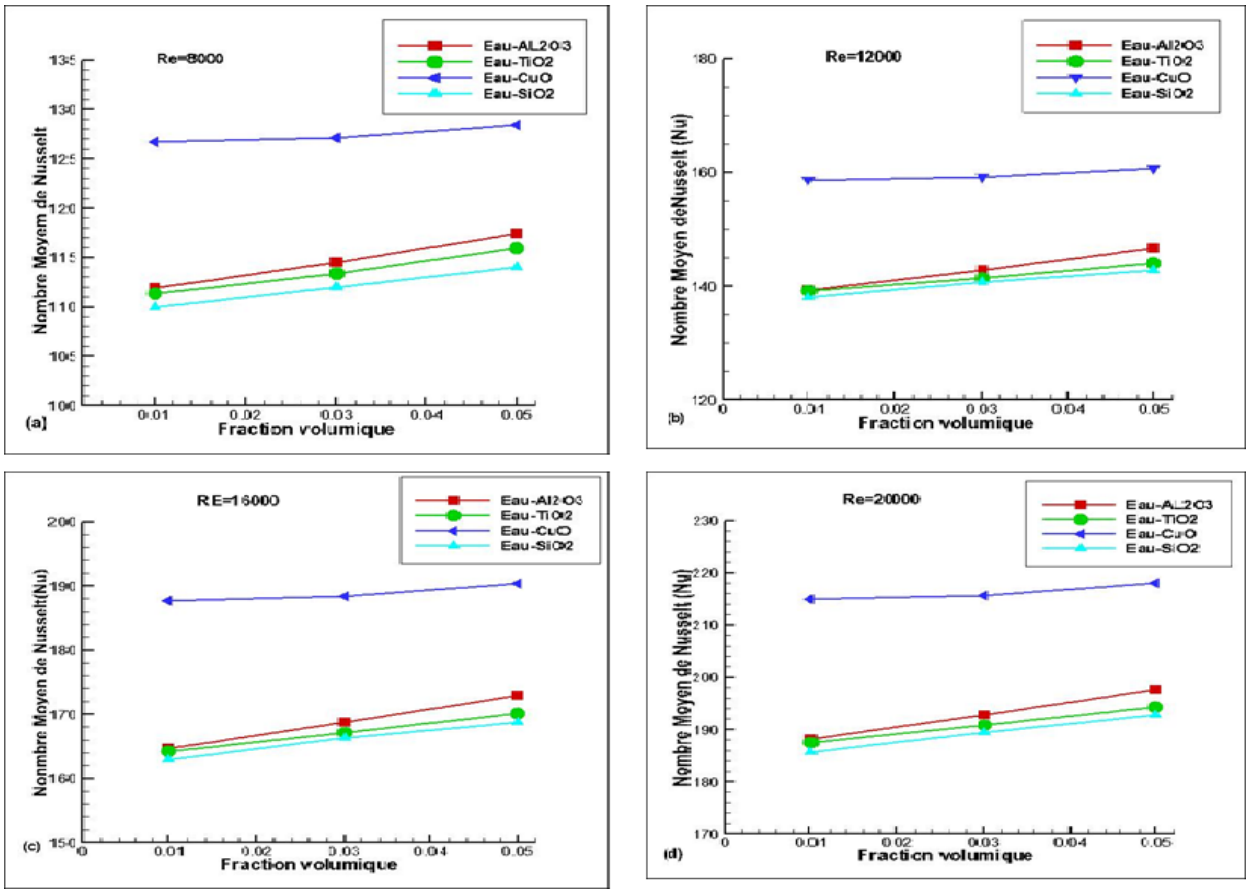


Figure VI. 11: Variation des nombres moyen de Nusselt en fonction de la fraction volumique du nombre de Reynolds (canal ondulé à 40°)

Pour Re = 16000 (écoulement turbulent modéré)

- **Eau-CuO** : Tire avantage de l'effet synergique entre la turbulence et les ondulations accentuées, atteignant des valeurs de Nusselt nettement supérieures.
- **Eau-Al_2O_3** : Bonne efficacité, en particulier pour les fractions volumiques élevées.
- **Eau-TiO_2** : Performance légèrement améliorée, mais reste en retrait.
- **Eau-SiO_2** : Montre une croissance très lente des performances thermiques.

Pour Re = 20000 (écoulement fortement modéré)

- **Eau-CuO** : Atteint la **performance thermique maximale**, ce qui le rend idéal pour les applications à haut débit.
- **Eau-Al_2O_3** : Suit avec un bon rendement, mais reste derrière CuO.
- **Eau-TiO_2** : Performance stable mais faible.
- **Eau-SiO_2** : Ne parvient toujours pas à rivaliser, limitant son utilité dans des applications thermiques exigeantes.

D'après les résultats on constate que :
Avec l'augmentation du nombre de Reynolds, les performances thermiques augmentent de manière significative pour tous les nanofluides. Toutefois, l'ordre de performance reste constant.

➞ Eau-CuO > Eau- Al_2O_3 > Eau-TiO_2 > Eau-SiO_2

- **L'Eau-CuO** bénéficie d'une conductivité thermique élevée et d'une forte interaction avec les structures turbulentes créées par les ondulations à 40°.
- **L'Eau- Al_2O_3** constitue un bon compromis entre efficacité thermique et stabilité chimique.
- **L'Eau- TiO_2** montre des performances intermédiaires, utiles dans des cas non critiques.
- **L'Eau- SiO_2**, malgré sa stabilité, souffre de sa faible conductivité thermique, ce qui limite son potentiel.

Le choix du nanofluide dépend directement des exigences thermiques et hydrodynamiques du système :

- **Eau-CuO** est recommandé pour des performances thermiques maximales.
- **Eau-Al_2O_3** est adapté aux applications nécessitant un équilibre entre performance et stabilité.
- **Eau-SiO_2** pourrait être utilisé là où la perte de charge est une contrainte critique.
- **Eau-TiO_2** peut convenir si des compromis entre coût, disponibilité et performance sont envisagés

IV. 9.2. Perte hydraulique

Les résultats de la simulation indiquent que la perte de pression dans le canal augmente avec la hausse du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules. Ce comportement est dû à l'augmentation de la viscosité du nanofluide causée par l'ajout de particules solides, ce qui entraîne une résistance accrue à l'écoulement. Parmi les fluides étudiés, le nanofluide Eau-(Eau-CuO) présente la perte de pression la plus élevée, en raison de

sa densité relativement élevée et de sa conductivité thermique importante, tandis que le nanofluide (Eau-SiO_2) affiche la perte de pression la plus faible, grâce à sa légèreté relative et à ses propriétés physiques plus stables.

Malgré cette augmentation de la perte de pression, l'amélioration de la performance thermique, notamment avec le (Eau- CuO), compense cet inconvénient, ce qui en fait un choix efficace pour les applications où l'on privilégie le renforcement du transfert de chaleur, même au prix d'une consommation d'énergie hydraulique accrue.

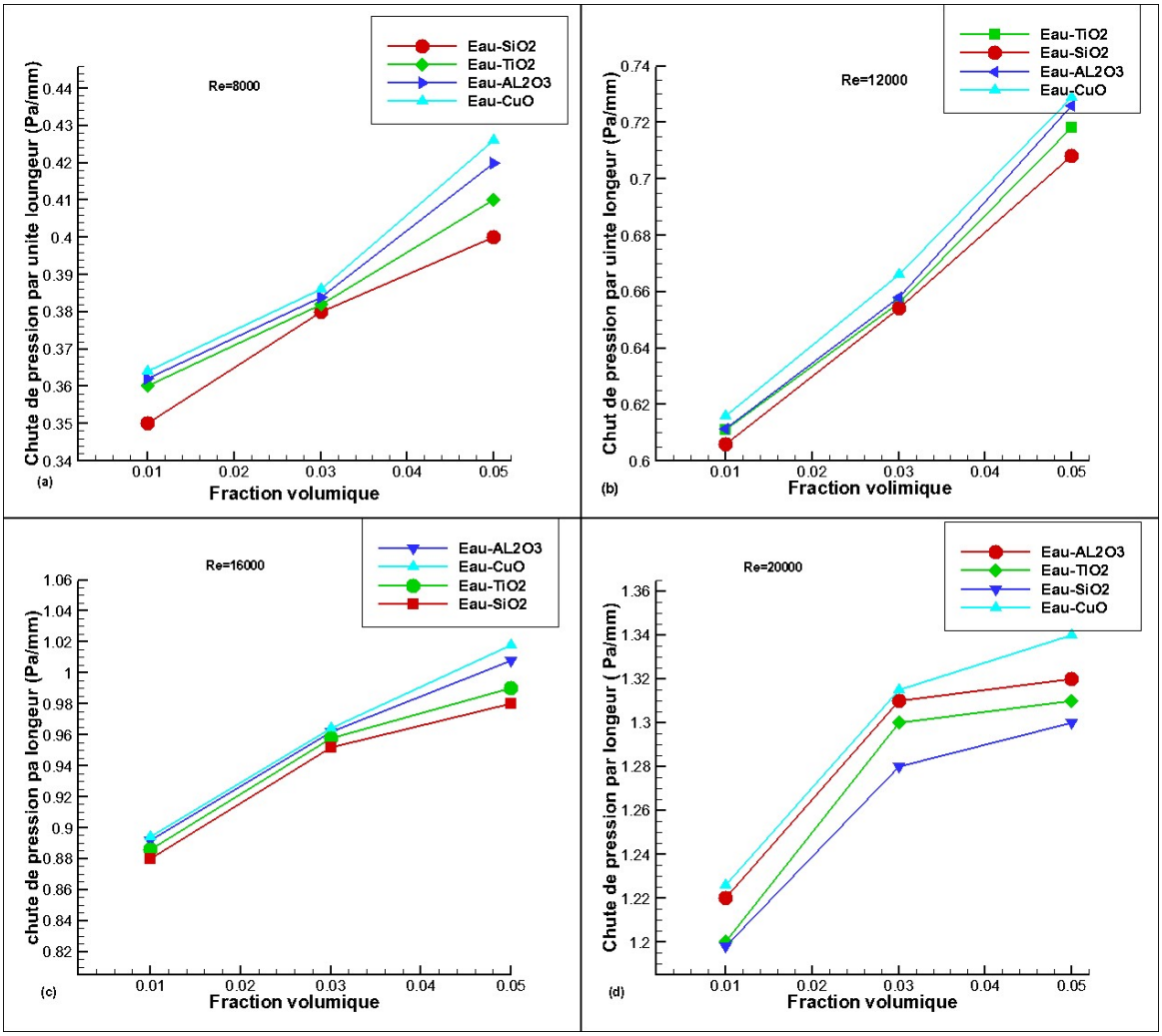


Figure VI. 12: Effet des nanofluides et la fraction volumique sur la chute de pression

IV .10. Coefficient de performance (PEC) à Re = 20000

Dans cette partie, nous avons étudié le taux d'amélioration (Performance Coefficient Enhancement), défini comme le rapport entre le nombre de Nusselt du fluide nanométrique et celui du fluide de base, divisé par le rapport du facteur de frottement du fluide nanométrique sur celui du fluide de base, élevé à la puissance 1/3 Mathématiquement :

$$PCE = \frac{\frac{NU_{NFE}}{NU_{BASE}}}{\left(\frac{F_{NF}}{F_{BASE}}\right)^{\frac{1}{3}}}$$

Nous comparerons l'amélioration pour chaque fluide nanométrique à la valeur maximale du nombre de Reynolds étudiée dans notre travail, soit Re=20000

IV .10.1. Canal à 20°

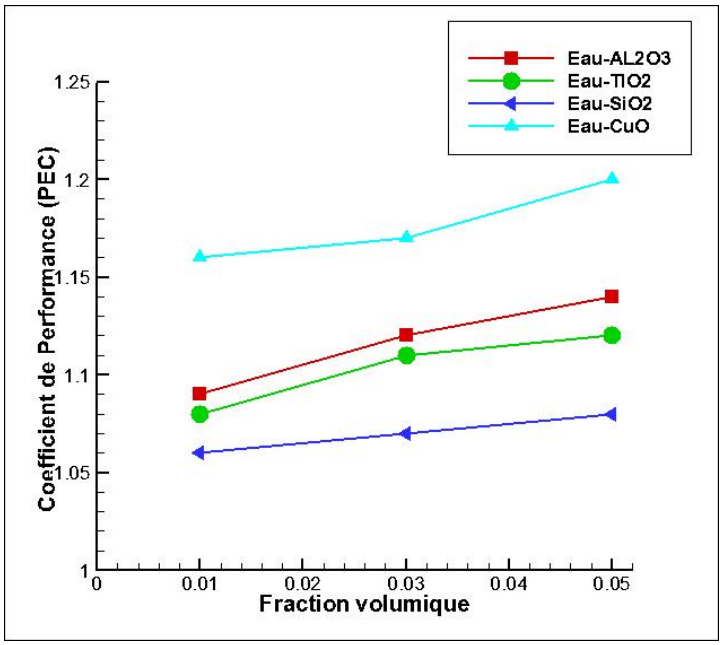


Figure VI. 13: Évolution du Coefficient de Performance (PEC) en fonction de la fraction volumique pour différents nanofluides dans un canal ondulé (angle = 20°)

Dans cette partie de l'étude, j'ai analysé l'impact de la fraction volumique des particules nanométriques sur le coefficient d'amélioration (PEC) à nombre de Reynolds constant, en utilisant quatre types de nanofluides : (Eau-CuO), (Eau-Al_2O_3), (Eau-TiO_2) et (Eau-SiO_2). L'objectif de cette analyse est d'évaluer la relation entre l'amélioration du transfert thermique et l'augmentation concomitante de la perte de charge, afin d'identifier le fluide optimal en termes de performances thermique et hydraulique équilibrées dans un canal ondulé présentant un angle d'ondulation de 20°.

Les résultats ont montré que les nanofluides à base de (Eau- CuO) ont enregistré les valeurs de PEC les plus élevées, passant de 1,16 à ϕ = 0,01 à 1,20 à ϕ = 0,05. Cette performance est attribuée à la conductivité thermique élevée des particules de (Eau-CuO), qui favorise un transfert de chaleur efficace dépassant l'effet de l'augmentation des pertes de pression.

Les nanofluides (Eau-Al_2O_3) ont montré une performance équilibrée, avec un PEC variant entre 1,08 et 1,14 lorsque la fraction volumique augmente, ce qui en fait une option appropriée pour les systèmes nécessitant une efficacité thermique modérée avec une résistance hydraulique acceptable.

Les nanofluides (Eau-TiO_2) ont présenté une performance moyenne, avec un PEC n'excédant pas 1,11 même à la plus grande fraction volumique étudiée, indiquant une contribution limitée à l'amélioration thermique.

En revanche, les nanofluides SiO_2 ont affiché les plus faibles valeurs de PEC dans toutes les situations (de 1,06 à 1,08), ce qui s'explique par leur faible conductivité thermique, malgré leur capacité à réduire les pertes de charge.

Sur la base de ces résultats, je conclus que les nanofluides à base de (Eau-CuO) représentent le meilleur choix pour les applications visant à maximiser le transfert thermique, tandis que les nanofluides SiO_2 sont préférables dans les systèmes où la réduction de la consommation d'énergie hydraulique est prioritaire. Les nanofluides (Eau-Al_2O_3) constituent une solution intermédiaire appropriée pour atteindre un bon compromis entre efficacité thermique et exigences de pompage.

Cette étude souligne l'importance de choisir le type de nanofluide en fonction des besoins spécifiques de l'application, entre amélioration des performances thermiques et réduction des pertes hydrauliques, dans un canal ondulé avec un angle de 20°.

IV .10.2. Canal à 40°

Une étude numérique a été menée pour évaluer la performance de quatre types de nanofluides (Eau-TiO_2, Eau-Al_2O_3, Eau-SiO_2 et Eau-CuO) dans un canal ondulé présentant un angle d'ondulation de 40°, en analysant l'évolution du coefficient de performance (PEC) pour trois fractions volumiques différentes (ϕ = 0.01, 0.03, 0.05) à nombre de Reynolds constant. L'objectif est d'examiner l'impact de l'augmentation de la concentration en nanoparticules sur l'efficacité thermique globale par rapport aux pertes de charge induites.

Les résultats montrent que le nanofluide à base d'Eau-CuO présente la meilleure performance thermohydrauliques dans toutes les configurations. Le PEC passe de 1.23 à ϕ = 0.01 à 1.25 à ϕ = 0.05, soulignant une capacité accrue à améliorer le transfert thermique, même dans une géométrie fortement ondulée. Ce comportement est attribué à la conductivité thermique élevée du CuO, favorisant un transfert de chaleur par convection plus efficace.

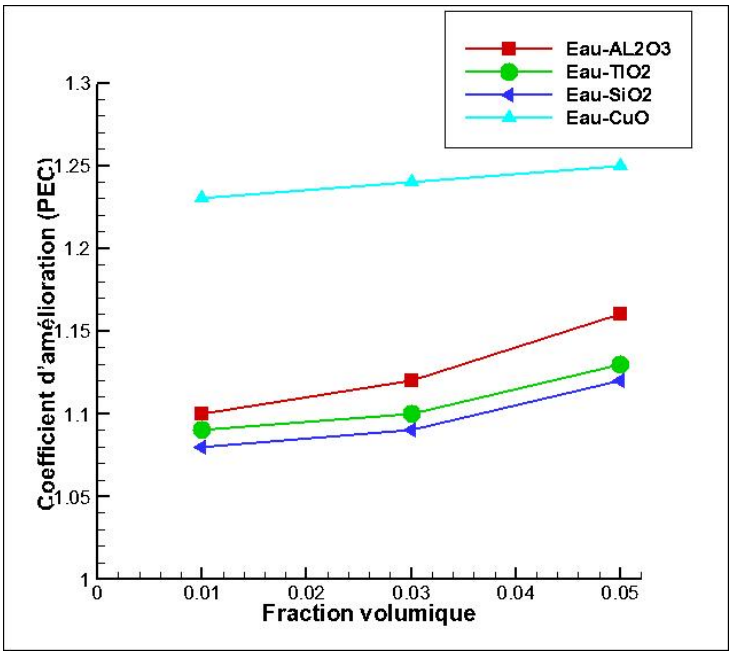


Figure VI. 14: Évolution du Coefficient de Performance (PEC) en fonction de la fraction volumique pour différents nanofluides dans un canal ondulé (angle = 40°)

Le nanofluide Eau-Al_2O_3 montre également une amélioration progressive du PEC (de 1.10 à 1.13), indiquant un bon compromis entre efficacité thermique et pertes de pression modérées, ce qui en fait un choix pertinent pour les systèmes énergétiquement équilibrés.

Concernant l'Eau-TiO_2, le PEC évolue de 1.10 à 1.16, positionnant ce fluide comme une solution intermédiaire dans les applications nécessitant une performance thermique correcte sans pénalités hydrauliques excessives.

Enfin, l'Eau-SiO_2 affiche les valeurs de PEC les plus faibles (de 1.08 à 1.12), mais reste le plus avantageux en termes de résistance hydraulique. Ce comportement le rend adapté aux systèmes où la réduction des coûts de pompage est prioritaire.

Dans une configuration géométrique fortement ondulée (40°), l'Eau-CuO est recommandé pour maximiser le transfert thermique, tandis qu'Eau-Al_2O_3 et Eau- TiO_2 constituent des alternatives équilibrées. L'Eau- SiO_2, malgré un gain thermique limité, reste idéal pour minimiser les pertes de pression.

IV.11. Analyse comparative de l'effet de l'angle d'ondulation (20° vs 40°)

Étant donné que l'oxyde de cuivre (Eau-CuO) a présenté les meilleures performances en matière de transfert thermique parmi les nanofluides étudiés, il a été sélectionné comme fluide de référence pour analyser l'effet des ondulations sur les performances

thermohydrauliques. Cette analyse a été réalisée à un nombre de Reynolds constant (Re = 20000) dans deux canaux ondulés présentant des angles d'ondulation de 20° et 60°, respectivement. L'objectif est d'évaluer l'influence de la géométrie du canal sur le nombre de Nusselt et la perte de pression dans des conditions d'écoulement intense.

IV .11.1. Nombre de Nusselt

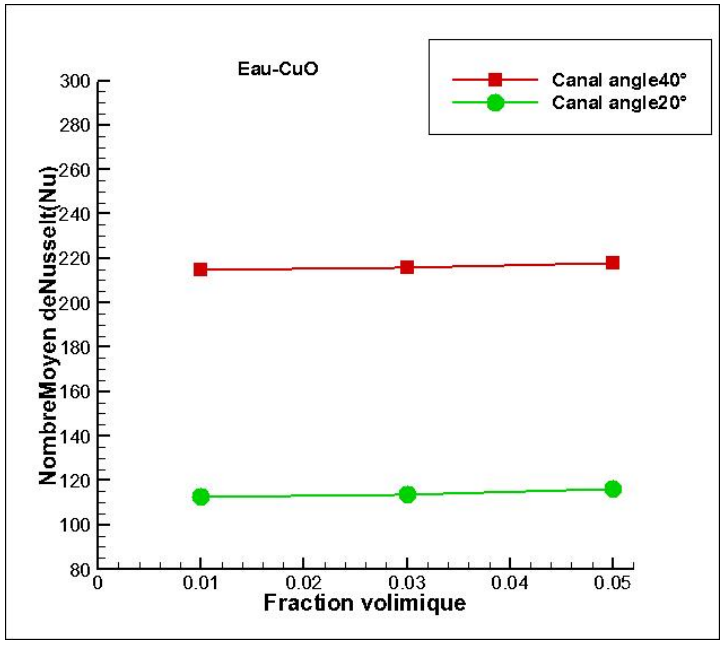


Figure VI. 15: Variation du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique d'Eau-CuO pour des canaux ondulés à angles de 20° et 40°

- Évolution du nombre de Nusselt en fonction de la fraction volumique d'Eau-CuO dans des canaux ondulés à angles de 20° et 40°

Les résultats montrent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules d'Eau-CuO entraîne une élévation progressive du nombre de Nusselt dans les deux géométries. Cette amélioration est due à l'augmentation de la conductivité thermique effective du nanofluide. Cependant, les valeurs observées dans le canal à 40° sont nettement plus élevées que dans celui à 20°, en raison d'un effet plus prononcé du mélange thermique induit par les ondulations.

Il convient de noter que la longueur réelle de la surface ondulée est de 124,47 mm dans le canal à 40°, contre 102,35 mm dans celui à 20°. Cette différence augmente la surface d'échange thermique, ce qui contribue directement à une meilleure performance thermique. À titre d'exemple, pour $\Phi = 0.05$, le nombre de Nusselt atteint 217,99 dans le canal à 40°, contre 115,94 dans celui à 20°, mettant en évidence l'impact combiné de la géométrie et de la surface d'échange sur l'efficacité thermique.

IV. 11.2. Chute de pression

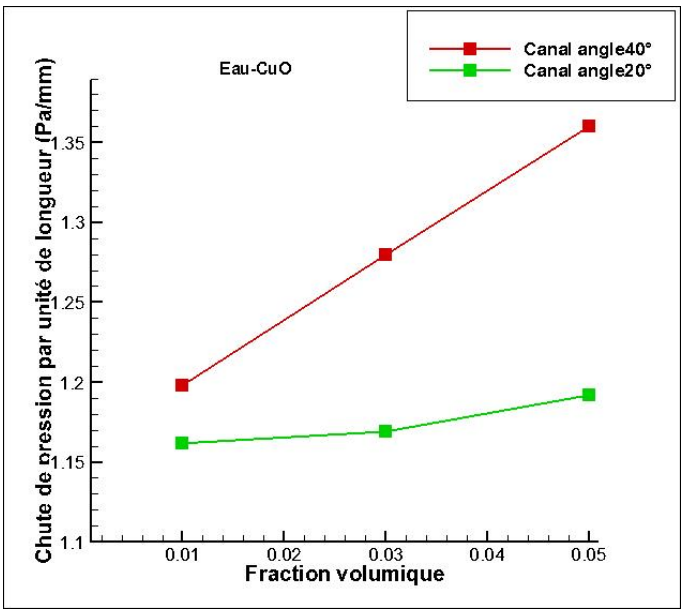


Figure VI. 16: Variation perte de pression en fonction de la fraction volumique de CuO pour des canaux ondulés à angles de 20° et 40°

- Analyse de l'effet de l'angle de l'ondulation sur la perte de pression en utilisant le nanofluide CuO–Eau

La figure IV.16 montre la relation entre la fraction volumique des nanoparticules et la perte de pression par unité de longueur dans deux canaux ondulés ayant des angles différents (20° et 40°), avec le nanofluide CuO–Eau. Les résultats indiquent que le canal avec un angle de 40° présente une augmentation significative de la perte de pression avec l'augmentation de la fraction volumique, passant d'environ 1,20 Pa/mm à ϕ = 0,01 à plus de 1,35 Pa/mm à ϕ = 0,05. En revanche, le canal avec un angle de 20° montre une augmentation faible, avec des valeurs comprises entre 1,15 et 1,18 Pa/mm.

Ce comportement peut être expliqué par la différence de longueur de surface ondulée entre les deux canaux : elle est d'environ 102,35 mm pour le canal à 20°, et de 124,47 mm pour celui à 40°. Cette longueur supplémentaire dans le canal plus incliné complexifie le cheminement de l'écoulement, ce qui augmente la résistance hydraulique et donc la perte de pression. Il en ressort que l'angle géométrique du canal joue un rôle déterminant dans le contrôle des caractéristiques d'écoulement, surtout lors de l'utilisation de nanofluides à viscosité relativement élevée.

IV .11.3. Distribution du champ thermique

La figure IV.17 illustre l'influence de deux angles d'ondulation (20° et 40°) sur la distribution de la température dans le canal. On observe que le canal avec un angle plus élevé (40°) présente un gradient thermique plus prononcé et une extension plus large des zones de refroidissement près des parois, ce qui indique une amélioration du transfert de chaleur due à un mélange accru provoqué par des ondulations plus marquées. En revanche, le canal à 20° montre une distribution plus uniforme, avec un impact moindre sur la performance thermique. Ces résultats confirment que l'augmentation de l'angle d'ondulation favorise le transfert thermique, bien qu'elle puisse engendrer une augmentation des pertes de pression.

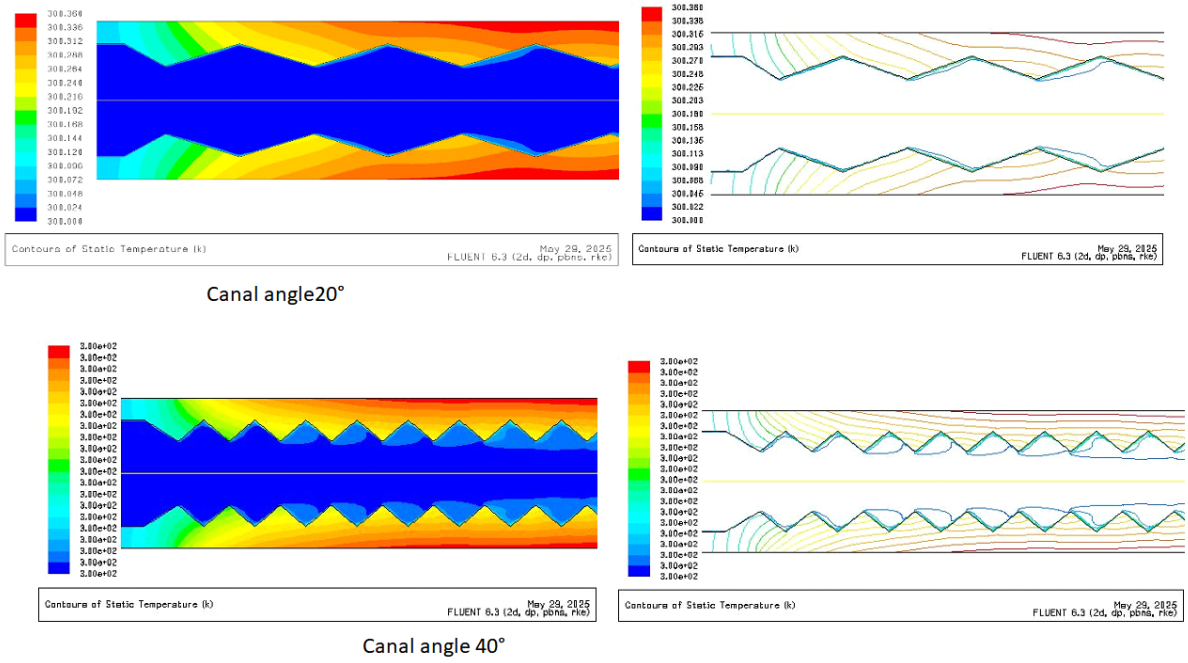


Figure VI. 17: Effet de l'angle d'ondulation (20° et 40°) sur les profils de température statique dans un canal ondulé

IV .11.4. Champs de vitesse et vecteurs d'écoulement

La figure IV.18 illustre la distribution de la vitesse ainsi que les directions de l'écoulement dans deux canaux ondulés, l'un avec un angle d'ondulation de 20° et l'autre de 40°. À partir des contours de vitesse et des vecteurs d'écoulement, on observe que le canal avec un angle de 40° génère des perturbations et des tourbillons plus intenses et plus concentrés que celui à 20°.

Ce comportement hydrodynamique est dû à l'augmentation de la sévérité des ondulations, provoquant une séparation d'écoulement plus marquée, ce qui favorise un meilleur mélange du fluide et améliore ainsi le transfert thermique. Cependant, cette amélioration s'accompagne d'une élévation des pertes de charge en raison des turbulences accrues et de la résistance à l'écoulement.

Par conséquent, le choix de l'angle d'ondulation doit viser un compromis entre l'amélioration de la performance thermique et la maîtrise des exigences énergétiques liées au pompage.

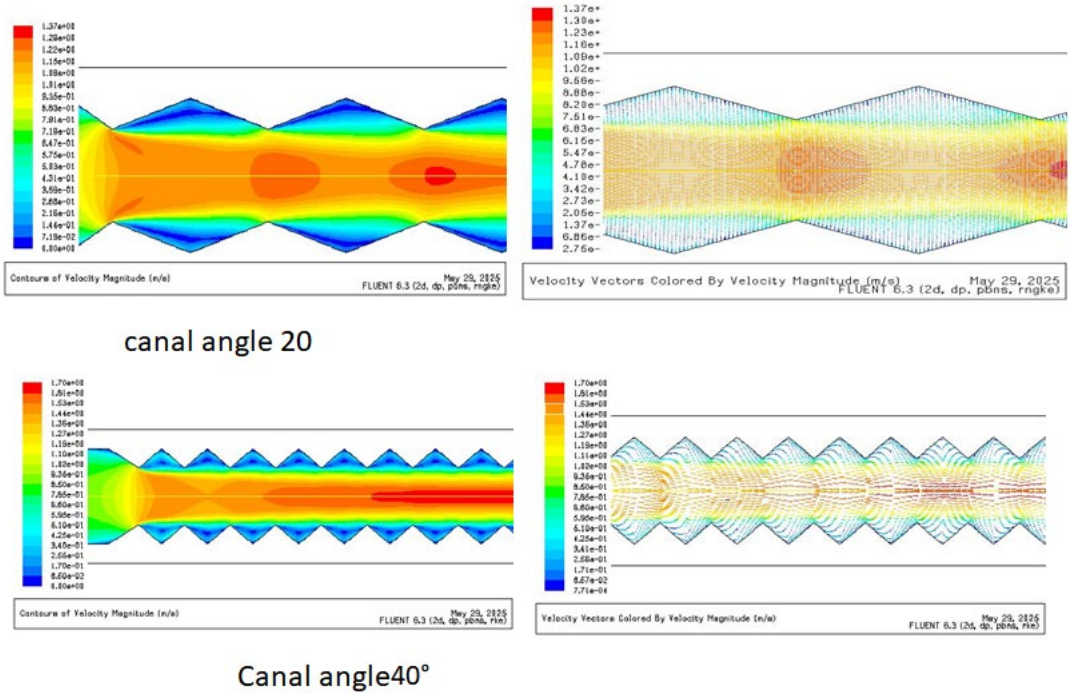


Figure VI. 18: Comparaison des profils de vitesse et des vecteurs d'écoulement pour deux canaux ondulés à angles de 20° et 40°

IV .12. Conclusion

Dans ce chapitre, une analyse détaillée des résultats de simulation numérique a été présentée, concernant l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur dans des canaux rectangulaires ondulés, en utilisant divers nanofluides et sous l'effet de plusieurs paramètres géométriques et opératoires. Les résultats ont clairement montré que l'amélioration de la performance thermique dépend fortement du type de nanoparticules, de leur fraction volumique, du nombre de Reynolds ainsi que de l'angle d'ondulation du canal.

Il a été démontré que l'utilisation de nanofluides, en particulier celui à base d'oxyde de cuivre (Eau–CuO), permet d'obtenir des valeurs du nombre de Nusselt nettement supérieures à

celles obtenues avec le fluide de base, notamment dans les canaux à forte ondulation (40°), ce qui reflète une intensification efficace du mélange interne et du transfert thermique. Toutefois, ces gains thermiques s'accompagnent d'une augmentation significative des pertes de charge, ce qui représente un défi hydraulique à prendre en compte.

L'étude a également révélé que la géométrie du canal, notamment l'angle d'ondulation, joue un rôle déterminant : un angle de 40° améliore les performances thermiques mais engendre des pertes hydrauliques plus importantes par rapport à un angle de 20°. Ainsi, un compromis judicieux entre performance thermique et perte de pression est nécessaire, en choisissant soigneusement le type de nanofluide et la configuration géométrique selon les exigences de l'application.

Globalement, les résultats confirment que les nanofluides constituent une solution prometteuse pour améliorer l'efficacité des systèmes de refroidissement, à condition d'évaluer conjointement les performances thermiques et hydrauliques afin d'identifier l'option optimale en termes de conception et de rendement énergétique.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale et perspectives

Face aux défis croissants liés à la gestion thermique dans les systèmes modernes, les nanofluides apparaissent comme une solution innovante et efficace pour améliorer les performances d'échange thermique, notamment dans les applications à forte densité de chaleur et à espace restreint, telles que les échangeurs de chaleur miniatures et les composants électroniques. Dans ce contexte, notre étude a visé à évaluer l'impact du type de nanoparticules, de l'angle d'ondulation, de la fraction volumique et du nombre de Reynolds sur les performances thermiques et hydrauliques d'un écoulement bidimensionnel dans un canal ondulé asymétrique (out-of-phase).

Les résultats des simulations numériques ont montré que l'introduction de nanoparticules dans le fluide de base (l'eau) améliore de manière significative le transfert de chaleur, avec une augmentation notable du nombre de Nusselt par rapport au cas de référence. Cette amélioration devient plus marquée avec l'augmentation de la fraction volumique, en raison de l'élévation de la conductivité thermique effective des nanofluides. Toutefois, cette amélioration s'accompagne d'une augmentation des pertes de charge, ce qui nécessite un compromis entre performance thermique et efficacité de pompage.

Par ailleurs, l'angle d'ondulation s'est révélé être un facteur déterminant dans l'intensification du mélange du fluide. Le canal présentant un angle de 40° a montré de meilleures performances thermiques comparé à celui de 20°, grâce aux perturbations locales induites par les ondul plus prononcées. Néanmoins, cette amélioration entraîne une augmentation de la résistance hydraulique et donc une demande énergétique plus importante.

En ce qui concerne le type de nanoparticules, les nanofluides à base de CuO ont offert les meilleures performances thermiques, suivis par Al_2O_3, TiO_2 et SiO_2, ce qui s'explique par la conductivité thermique élevée des particules de cuivre. Il a cependant été observé que les nanofluides à base de CuO engendrent également les pertes de charge les plus élevées, soulignant ainsi l'importance d'un équilibre global entre transfert thermique et coût hydraulique.

De plus, le nombre de Reynolds a montré une influence directe sur le transfert thermique. Une augmentation de ce nombre entraîne une élévation significative du nombre de Nusselt, ce qui reflète une intensification des échanges thermiques en régime turbulent. Toutefois, cette amélioration thermique est accompagnée, là encore, par une hausse des pertes de pression.

Perspectives de recherche futures :

À partir des résultats obtenus, plusieurs pistes peuvent être envisagées pour élargir les connaissances et améliorer encore les performances des systèmes utilisant les nanofluides :

- Étudier l'impact de différentes géométries de canaux (ondulations symétriques, hélicoïdales, à plusieurs phases) pour identifier les configurations optimales du point de vue thermique et hydraulique.
- Mettre en œuvre une optimisation multi-objectifs en utilisant des algorithmes intelligents (comme les algorithmes génétiques ou l'optimisation par essaim particulaire) afin de déterminer les meilleurs compromis entre angle d'ondulation, fraction volumique et nombre de Reynolds.
- Explorer les nanofluides hybrides (bi- ou tri-composants), combinant plusieurs types de nanoparticules pour tirer profit des propriétés thermiques et rhéologiques complémentaires.
- Étudier les effets de l'instationnarité et des régimes transitoires, notamment dans des applications dynamiques comme le refroidissement d'électroniques pulsées ou de systèmes thermiques cycliques.
- Réaliser des validations expérimentales en laboratoire à l'aide de prototypes physiques de canaux ondulés fonctionnant avec des nanofluides, afin de confirmer la fiabilité des modèles numériques utilisés.
- Développer des nanoparticules fonctionnalisées pour améliorer la stabilité à long terme des nanofluides et prévenir l'agglomération, ce qui est essentiel pour préserver les performances thermiques.
- Envisager des systèmes de refroidissement hybrides, combinant les nanofluides avec des technologies de refroidissement avancées (comme le refroidissement thermoélectrique ou par évaporation), afin de créer des solutions de dissipation thermique à très haute efficacité.

En conclusion, cette étude met en évidence le potentiel important des nanofluides dans l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur des canaux ondulés, et ouvre la voie à des recherches futures visant à concevoir des systèmes de refroidissement plus performants, durables et adaptés aux exigences des applications modernes.

References

[1] Ouadah Sabrina et Ould Amer Nassira, "Simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nano fluide dans un dissipateur de chaleur", 2018.
[2] Y. Boubaker et al., "Étude de la convection forcée dans un canal munie d'ailettes", 2019.
[3] MOUSSOUS Hamza, TALBI Hamou, "Convection naturelle dans une cavité en présence d'un nanofluide", 2012.
[4] Klaleche, S. et al., "Simulation numérique de la convection forcée entre deux disques en présence d'un nano-fluide", 2015.
[5] Sarit K. Das, Stephen U.S. Choi, Wenhua Yu, "Nanofluids Science and Technology", 2007.
[6] Philippe Marty, "Cours de transfert thermique", 2012.
[7] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.)", 2007.
[8] DJAOUD Houa et al., "Introduction to Heat Transfer Mechanisms", 2015.
[9] Stanford University, "Thermal Conductivity in Engineering Applications", 2020.
[10] Halliday, D., & Resnick, R., "Fundamentals of Physics (9th ed.)", 2010.
[11] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P., "Introduction to Heat Transfer", 2002.
[12] Giblin, R., "Transmission de la chaleur par convection naturelle", 1974.
[13] SALHI, Hicham, "etude numerique de la convection naturelle dans les enceintes : nanofluide", 2015.
[14] M. Daguenet, "Les séchoirs solaires", 1985.
[15] Kays, W. M., & Crawford, M. E., "Convective Heat and Mass Transfer (3rd ed.)", 1993.
[16] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.)", 2007.
[17] Choi, S. U. S., "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles", 1995.
[18] Das, S. K., Choi, S. U. S., Yu, W., & Pradeep, T., "Nanofluids: Science and Technology", 2006.
[19] Keblinski, P., Phillpot, S. R., Choi, S. U. S., & Eastman, J. A., "Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids)", 2002.
[20] Wang, X. Q., & Mujumdar, A. S., "Heat transfer characteristics of nanofluids: a review", 2007.
[21] RIBIERO João-Paulo, "Nano-fluides pour les applications thermiques", 2009.
[22] Okba, bouafia., "Développement thermique de l'écoulement d'un nanofluide entre deux plaques parallèles",

[23] LABIED, A., "Nano-Fluides et distillation solaire des eaux saumâtres, Perspectives Et Défis", 2021.

[24] Khentoul, M., & Bessaïh, R., "Numerical Simulation of Nanofluid-Cooling Enhancement of Three Fins Mounted in a Horizontal Channel", 2016.

[25] Habchi, S., & Acharya, S., "Laminar mixed convection in a symmetrically or asymmetrically heated vertical channel", 1986.

[26] Young, T. J., & Vafai, K., "Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles", 1998.

[27] M. Ahmed et al., "None", 2012.

[28] Saha, S., Raut, S., & Das, A., "Numerical study of laminar water-Al_2O_3 nanofluids flow and transfer of heat through a rectangular micro-channel in presence of trapezoidal baffles", 2021.

[29] Togun, H. et al., "Efficient Heat Transfer Augmentation in Channels with Semicircle Ribs and Hybrid Al2O3-Cu/Water Nanofluids", 2022.

[30] Kumar, Prince, Dwivedi, Ritesh, "Thermo-hydraulic transport characteristics of non-Newtonian nanofluid flow through wavy channel", 2024.

[31] ZITOUNE Mounir et al., "Étude numérique de la convection forcée dans un canal en utilisant un nano-fluide", 2014.

[32] Einstein, A., "Investigations on the Theory of the Brownian Movement", 1956.

[33] Brinkman, H. C., "The viscosity of concentrated suspensions and solutions", 1952.

[34] Batchelor, G., "Brownian diffusion of particles with hydrodynamic interaction", 1976.

[35] Wang, X., Xu, X., & Choi, S. U., "Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture", 1999.

[36] Pak, B.C., & Cho, Y.I., "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles", 1998.

[37] Launder, B.E., & Spalding, D. B., "The numerical computation of turbulent flow", 1974.

[38] Patankar, S. V., "Numerical heat transfer and fluid flow", 1980.

[39] Xuan, Y., & Roetzel, W., "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids", 2000.

[40] Maxwell, J. C., "A treatise on electricity and magnetism (Vol. 1)", 1873.

[41] Hamilton, R. L., & Crosser, O. K., "Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems", 1962.

[42] Islam, Z. I. D., "L'intensification des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur par nano fluides",.

[45] Chon, C. H., Kihm, K. D., Lee, S. P., & Choi, S. U. S., "Empirical correlation for thermal conductivity enhancement of nanofluid (Al2O3)", 2005.

[46] Godunov, S., "Finite difference methods for the computation of discontinuous solutions of the equations of fluid dynamics", 1959.

[47] Glimm, J., "Solutions in the large for nonlinear hyperbolic systems of equations", 1965.

[48] Patankar, S. V., & Spalding, D. B., "Heat and mass transfer in boundary layers", 1967.

[49] Patankar, S. V., "Numerical heat transfer and fluid flow", 2018.

[50] Mdouki, R., "Investigation pour le Retardement du Phénomène de Décrochage dans les Compresseurs par une Méthode Passive Originale", 2014.

[51] Benahmed et al., "Simulation numérique des transferts thermiques dans un capteur solaire plan à air à double passe", 2016.