
Université ABBES LAGHROUR Khenchela



جامعة عباس لغرور خنشلة
Faculté de Sciences et Technologie
كلية العلوم و التكنولوجيا
Département de Génie Mécanique
قسم الهندسة الميكانيكية



Mémoire

de fin d'études Pour l'obtention du diplôme
MASTER (LMD)

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

Thème

***Etude numérique de l'effet de la rugosité sur le transfert
thermique d'un écoulement d'un nano-fluide dans un
cylindre***

Réalisé par :

- **LABIDI Hakim**
- **MENZER Aymen**

Dirigé par :

MAACHE M. (MCA)

Membres de jury :

- **CHEHHAT A. (MCA)**
- **BOULAHROUZ S. (MCA)**

Année universitaire : 2019-2020



Dédicace

Mon premier remerciement vient à Allah qui m'a donné la force et les moyens de préparer ce travail.

■ *A mes très chers parents, pour leur soutien tout au long de mes études, et qui ont fait de moi ce que je suis aujourd'hui. Que dieu leur procure bonne santé et longue vie*

■ *Mes très chers frères : Sami, Soufiane, Adel, Ahmed et Khalil pour leurs soutiens.*

■ *Je dédié aussi ce travail précieusement à mes amis: BOURABHA Islem, OUENNES Oussama, BOUCHERIT Abdelkarim, SAHRAOUI Radhouan et ELBEH Elaid*

■ *A Mr. ZEGHDANI ZOUHIR, Mr KEZZIZ Lazher, Mr SAHRAOUI Mousaab et Mr DOUKHANE Belkacem qui ont nous a dirigés tout au long de cette période de recherche*

■ *A tous mes enseignants du primaire à l'enseignement supérieur.*

■ *A toutes les personnes que je n'ai pas pu citer mais qui restent dans mon cœur.*

■ *A toutes les personnes chères à mon cœur.*

Remerciements

Nous tenons à remercier M^{me} MAACHE M. qui a proposé et dirigé ce travail pour son aide, sa patience et surtout pour les conseils qu'elle nous a fourni tout au long de ce travail.

Nous souhaitons également remercier les enseignants M^r CHEHHAT A. et M^r BOULEHROUZ S. d'avoir accepté de juger notre travail

Sans oublier de remercier l'ensemble de nos enseignants du département de Génie Mécanique avec lesquels nous avons beaucoup appris le long de notre cursus universitaire.

*LABIDI Hakim
MENZER Aymen*

Résumé :

L'objectif de ce mémoire est la simulation numérique et la modélisation de l'écoulement bidimensionnel, turbulent et incompressible avec transfert de chaleur dans un cylindre avec structure de rugosité variable et rempli d'eau et d'un mélange d'eau et de nanoparticules de l'Alumine Al_2O_3 .

Les équations régissant le problème à étudier sont les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie dans un système de coordonnées cylindriques. Ce système d'équations est résolu en utilisant le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis.

L'effet de cette rugosité ainsi que l'effet de la fraction volumique du nano-fluide sur les paramètres thermiques et dynamiques comme le nombre de Nusselt, et le coefficient de frottement seront présentés et discutés.

Mots clés :

Rugosité, nano-fluide, fraction volumique, nombre de Nusselt, coefficient de frottement, Fluent.

Abstract :

The objective of this thesis is the numerical simulation and the modeling of two-dimensional, turbulent and incompressible flow with heat transfer in a micro-tube with shaped roughness structure and filled with water and a mixture of water and Al_2O_3 Alumine nanoparticles.

The equations governing the problem to be studied are the equations of continuity, momentum and energy in a cylindrical coordinate system. This system of equations is solved using the Fluent calculation code based on the finite volume method.

The effect of this roughness as well as the effect of the volume fraction of the nano-fluid on thermal and dynamic parameters such as the Nusselt number and the coefficient of friction will be presented and discussed.

Keywords :

Roughness, nano-fluid, volume fraction, Nusselt number, coefficient of friction, Fluent.

ملخّص :

الهدف من هذه الرّسالة هو محاكاة عددية و نمذجة تدفق ثنائي الأبعاد، مضطرب وغير قابل للضغط مع نقل الحرارة في أنبوب دقيق بهيكل خشونة متغير ومليء بالماء ومزيج من الماء وجسيمات Al_2O_3 النانوية.

المعادلات التي تحكم المشكلة المراد دراستها هي معادلات الاستمرارية وكمية الحركة والطاقة في نظام إحداثيات أسطواني. يتم حل نظام المعادلات هذا باستخدام كود الحساب فلووانت **Fluent** مبني على طريقة الأحجام المتناهية.

سيتم عرض ومناقشة تأثير هذه الخشونة و كذلك تأثير عدد من جزيئات النانو على المعاملات الحرارية والديناميكية مثل عدد نوسالت و معامل الاحتكاك.

كلمات مفتاحية :

الخشونة، النانفلويد، الكسر الحجمي، عدد نوسالت، معامل الاحتكاك، فلووانت.

SOMMAIRE

Remerciements	I
Résumé	II
Sommaire	IV
Liste des figures	VII
Liste des tableaux	IX
Nomenclature	X
Introduction	1
Chapitre I : Revue bibliographique	4
Chapitre II : Généralités sur les nano-fluide	12
II. 1. Introduction	12
II. 2. Nano-Fluide.....	12
II. 2. 1. Définition d'un nano-fluide	12
II. 2. 2. Les nanoparticules et les fluides porteurs	13
II. 2. 3. Etat de l'art sur les nano-fluides	14
II. 2. 4. Types des nanoparticules	15
II. 2. 5. Préparation des nano-fluides	16
II. 2. 6. Application des nano-fluide	17
II. 2. 7. Avantages des nano-fluide	17
II. 2. 8. Inconvénients des nano-fluides	17
II. 3. Propriétés des nano-fluides	17
II.3.1 Fraction volumique	17
II.3.2 Conductivité thermique	18
II.3.3 Viscosité dynamique (μ)	20
II.3.4 Masse Volumique (ρ)	21

II.3.5 Chaleur spécifique	22
Chapitre III : Formulation mathématique	24
III.1 Introduction	24
III. 2. Géométrie du problème	24
III. 3. Formulation mathématique du problème	25
III. 4. Hypothèses simplificatrices	25
III. 5. Equations gouvernantes	25
III. 6. Modèle de turbulence k- ϵ	26
III. 7. Conditions aux limites	27
III. 8. Nombres adimensionnels	28
III. 9. Coefficient de frottement (f)	29
III. 10. Flux de chaleur Q	29
III. 11. Longueur d'établissement hydraulique	29
III. 12. Rugosité	30
III. 13. Calcul des propriétés thermo-physiques du nano-fluide eau- Al_2O_3	31
Chapitre IV : Résolution par Fluent	34
IV. 1. Introduction	34
IV. 2. Principe de la méthode des volumes finis	34
IV. 3. Maillage	36
IV. 3. 1. Composants du maillage	37
IV. 3. 2. Choix de maillage	37
IV. 3. 3. Maillage structurés	38
IV. 3. 4. Maillage non structurés	39
IV. 3. 5. Maillage hybride	40
IV. 3. 6. Présentation de GAMBIT	40

Chapitre V : Résultats et interprétations	42
V. 1. Maillage	42
V. 2. Résultats dynamiques	43
V. 2. 1. Vitesse axiale	43
V. 2. 2. Coefficient de frottement	48
V.3. Résultats thermiques	50
V. 3. 1. Profil de température	50
V. 3. 2 Nombre du Nusselt moyen	54
Conclusion	56
Références	59

Liste des figures

Figure II. 1. Comparaison de la taille des nanoparticules	12
Figure II. 2. Image TEM de certains nano-fluide	13
Figure II.3. Nanoparticules d'oxyde de cuivre et d'oxyde d'aluminium vues par le microscope électronique	SEM 15
Figure III. 1. Géométrie du problème	24
Figure III. 2. Profils des vitesses dans une canalisation	30
Figure III.3. Un cylindre rugueux	31
Figure IV. 1. Volume de contrôle bidimensionnel.....	35
Figure IV. 2. Schéma du maillage (a) nœud de centre P (b) maillage décalé pour u_e (c) maillage décalé pour v_n	36
Figure IV. 3. Composants d'un maillage	37
Figure IV. 4. Types de maillages.....	38
Figure V. 1. Maillage hexaédrique curviligne avec un carré au milieu (a) Vue radiale. (b) Vue axiale.....	42
Figure V. 2. Variation de la vitesse axiale moyenne de l'eau pure à une section de position $z = 1m$, pour $Re=20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.....	43
Figure V. 3. Variation de la vitesse axiale moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 $\phi = 0.1$ une section de position $z = 1m$, pour $Re = 20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.....	44
Figure V. 4. Variation de la vitesse axiale moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 $\phi = 0.1$ une Section de position $z = 1m$, pour $Re = 40\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.....	44
Figure V. 5. Variation de la vitesse axiale moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 20\ 000$, $Re = 30\ 000$ et $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5\ \%$	45
Figure V. 6. Variation de la vitesse axiale moyenne l'eau pure $\phi = 0$ et du nano-fluide eau- Al_2O_3 $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 30\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon=1.26\%$	45
Figure V. 7. Variation de la vitesse axiale moyenne l'eau pure $\phi = 0$ et du nano-fluide eau-	

Al₂O₃ $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 1.26\%$46

Figure V. 8. Variation de la vitesse axiale moyenne l'eau pure $\phi = 0$ et du nano-fluide eau-

Al₂O₃ $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 3.75\%$ 46

Figure V. 9. Vecteurs vitesse axiale de l'eau pure à une section axiale au milieu du cylindre $x = 0$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5\%$ 47

Figure V. 10. Vecteurs vitesse axiale du nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.1$ à une section axiale au milieu du cylindre $x = 0$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5\%$ 47

Figure V. 11. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.01 ; 0.05 ; 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5\%$ 48

Figure V. 12. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.01 ; 0.05 ; 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$ et pour la rugosité $\varepsilon = 1.26\%$ 49

Figure V. 13. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.01 ; 0.05 ; 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$ et pour la rugosité $\varepsilon = 3.75\%$ 49

Figure V. 14. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau pure $\phi = 0$ à une section de position $z = 1\text{m}$ et pour les trois rugosités $\varepsilon = 0.5\%$, $\varepsilon = 1.26\%$ et $\varepsilon = 3.75\%$ 50

Figure V. 15. Variation de la température moyenne de l'eau pure à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $Re = 20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.....51

Figure V. 16. Variation de la température moyenne du nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $Re = 20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.....51

Figure V. 17. Variation de la température moyenne du nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $Re = 20\ 000$, $Re = 30\ 000$ et $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5\%$52

Figure V. 18. Variation de la température moyenne de l'eau pure $\phi = 0$ et du nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $Re = 30\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 1.26\%$ 52

Figure V. 19. Variation de la température moyenne de l'eau pure $\phi = 0$ et du nano-fluide eau-Al₂O₃ $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 1.26\%$ 53

Figure V. 20. Variation de la température moyenne de l'eau pure $\phi = 0$ et du nano-fluide eau- Al_2O_3 $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$, pour $\text{Re} = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 3.75\%$ 53

Figure V. 21. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau pure $\phi = 0$ à une section de position $z = 1\text{m}$ et pour les trois rugosités $\varepsilon = 0.5\%$, $\varepsilon = 1.26\%$ et $\varepsilon = 3.75\%$ 54

Figure V. 22. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau- Al_2O_3 $\phi = 0.1$ à une section de position $z = 1\text{m}$ et pour les trois rugosités $\varepsilon = 0.5\%$, $\varepsilon = 1.26\%$ et $\varepsilon = 3.75\%$ 54

Liste des Tableaux

Tableau III. 1. Constantes de calcul pour le fluide	27
Tableau III. 2. Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.....	27
Tableau III. 3. Conditions aux limites du problème	28
Tableau III. 4. Propriétés de l'eau et de l' Al_2O_3	31
Tableau III. 5. Propriétés du nano-fluide eau- Al_2O_3	32

Nomenclature

A	Section de passage, $[m^2]$.
C_p	Chaleur spécifique, $[J. kg^{-1}. K^{-1}]$.
C_f	Coefficient de frottement.
D_h	Diamètre hydraulique, $[m]$.
h	Coefficient de transfert thermique convectif $[W. m^{-2}. K^{-1}]$.
\vec{i}, \vec{j}	Composantes du vecteur unitaire dans le système de coordonnées cylindrique.
k	Conductivité thermique, $[W. m^{-1}. K^{-1}]$.
L	Longueur du cylindre, $[m]$.
\dot{m}	Débit massique, $[kg.s^{-1}]$.
Nu	Nombre de Nusselt moyen.
P	Pression du fluide, $[Pa]$.
P_m	Périmètre mouillé d'une conduite, $[m]$.
Pr	Nombre de Prandtl adimensionnel
Q	Flux de chaleur, $[W.m^{-2}]$
Q_v	Débit volumique, $[m^3.s^{-1}]$
r, z	Coordonnées cylindriques, $[m]$
R	Rayon du cylindre, $[m]$
Re	Nombre de Renolds adimensionnel
T_w	Température moyenne de la paroi, $[K]$
T_f	Température du fluide à l'entrée, $[K]$
u, v	Vitesse radiale, axiale, $[m. s^{-1}]$

Lettres grecques :

α	Diffusivité thermique, $[m^2 \cdot s^{-1}]$
ε	Rugosité relative, [%]
ϕ	Fraction volumique des nanoparticules
μ	Viscosité dynamique, $[kg^{-1} \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
ν	Viscosité cinématique, $[m^2 \cdot s^{-1}]$
θ	Température adimensionnelle
ρ	Masse volumique, $[kg \cdot m^{-3}]$

Indices / Exposants :

f	Fluide (eau pure)
max	Maximum
nf	Nanofluide
s	nanoparticule
r, z	Direction radiale, axiale

INTRODUCTION

Introduction

Depuis la fin des années 1990, des avancées majeures dans le domaine de la chimie ont rendu la synthèse possible de très petites particules, une dizaine de nanomètres : des nano-fluides dispersés dans un liquide porteur. Le développement des modèles thermodynamiques, et de mécanique des fluides, ont permis de mieux comprendre les mécanismes d'échanges thermiques mettant en jeu des liquides ou des gaz et des solides. La théorie de la couche limite hydrodynamique, développée par Prandtl, a notamment permis la modélisation des écoulements à proximité d'une paroi solide, et de fournir ainsi un modèle mathématique permettant de résoudre les problèmes associés aux transferts pariétaux de matière ou de chaleur.

L'utilisation de nanoparticules à conductivité thermique élevée (par exemple, cuivre, aluminium, argent, etc.) peut augmenter la conductivité thermique du fluide de base et peut ne pas le faire dans certains cas. En raison de ses excellentes propriétés thermiques, les nano-fluides ont attiré l'attention sur une nouvelle génération de fluides caloporteurs dont le chauffage des bâtiments, les échangeurs de chaleur et les applications de refroidissement automobile.

Une étude numérique est menée pour aider à la compréhension des mécanismes liés à la rugosité et son effet sur le transfert thermique d'un écoulement du nano-fluide dans un cylindre.

Dans ce mémoire, le premier chapitre présente une revue bibliographique englobant les contextes du sujet proposé pour rappeler au lecteur les notions physiques associées à cette étude. Le deuxième chapitre dresse un état de l'art des nano-fluides dont on a mentionné les avantages, les inconvénients et les propriétés de ce dernier. Le troisième chapitre expose les principes de conception retenus pour la mise en œuvre des calculs thermo-physiques des nano-fluides à partir des rappels sur les principes de rugosité. Le quatrième chapitre est entièrement consacré pour la mise en œuvre expérimentale par le logiciel Fluent. Le cinquième et dernier chapitre présente les résultats portants sur les transferts dynamiques et thermiques suivi par une conclusion.

CHAPITRE I

Revue bibliographique

Les études de l'influence de la rugosité des conduites sur le transfert thermique lors des écoulements, est un domaine très vaste qu'on peut appliquer sur n'importe quel secteur industriel ou économique. Plusieurs travaux de recherche ont été axés sur ce domaine. Dans ce chapitre, nous allons sélectionner quelques travaux afin de donner un aperçu sur l'application de ces études.

Ahmed et al [1], ont étudié numériquement les caractéristiques du transfert de chaleur du nano-fluide (Eau-CuO) en considérant un canal droit puis un canal corrigé. Les auteurs se sont intéressés aux effets des fraction de volume des nanoparticules et le nombre de Reynolds sur la température, la vitesse et le nombre de Nusselt. Les auteurs concluent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation des fractions de volume des nanoparticules et du nombre de Reynolds pour les trois corrugation considérées (sinusoïdal, triangulaire et trapézoïdal).

Izadi et al. [2] ont étudié numériquement le développement de la convection forcée laminaire d'un nano-fluide constitué d' Al_2O_3 et d'eau. Des équations gouvernantes elliptiques bidimensionnelles ont été résolues pour étudier les comportements hydrodynamiques et thermiques du flux de fluide dans un espace annulaire. L'approche monophasée est utilisée pour la modélisation des nano-fluides. Il est montré que pour un nombre de Reynolds donné, le profil de vitesse axiale adimensionnel ne change pas significativement avec la fraction volumique des nanoparticules mais les profils de température sont affectés par la concentration des nanoparticules.

Kandlikar et al. [3], ont étudié le transfert thermique et la chute de pression d'un écoulement laminaire dans des tubes circulaires lisses et rugueuse avec des diamètres de 1.067 mm et de 0.62 mm. L'effet de changement de la rugosité relative sur la chute de pression était minimal, mais le transfert thermique dans la région d'entrée a montré une dépendance distincte à l'égard de la rugosité. Ils ont montré que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la rugosité relative de 0.161% à 0.355%.

Parsazadeh et al. [4] ont étudié numériquement le flux nano-fluide turbulent à convection forcée en analysant les effets de différents types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO, SiO_2 et ZnO et de l'eau pure comme fluide de base) dans un canal rectangulaire ayant des nervures rectangulaires complètement détaché. La paroi inférieure du canal est maintenue à une

température constante alors que la paroi supérieure est thermiquement isolée. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie ont été discrétisées et résolues par la méthode des volumes finis. La concentration en nanoparticules est de 1% à 4%, le diamètre des nanoparticules est de 20 nm à 50 nm, et le nombre de Reynold varie entre 10000 et 50000. Les résultats indiquent que l'amélioration du transfert de chaleur la plus élevée est obtenue avec le nano-fluide (SiO₂/eau) et le facteur de frottement n'a pas changé considérablement avec l'utilisation de différents types de nanoparticules dans le fluide de base.

Schmitt et Kandlikar [5], ont étudié l'écoulement d'air et d'eau dans micro-canaux rectangulaires rugueux de diamètre hydraulique varie de 325 à 819 μm , ont remarqué d'après les résultats une précoce transition vers la turbulence et des chutes de pression irrégulières par rapport aux valeurs conventionnelles.

Al-Shamani et al. [6] ont étudié numériquement le transfert de chaleur d'un écoulement turbulent de nano-fluides à travers un canal muni des rugosités. Les simulations ont été effectuées pour quatre formes de rugosités et quatre types de nanoparticules (Al₂O₃, CuO, SiO₂ et ZnO), des concentrations qui varient entre 1 et 4%, et de différents diamètres de nanoparticules (25 à 70 nm). Le calcul a été effectué à température constante pour un nombre de Reynolds qui varie entre 10.000 et 40.000. Leur résultats ont montrés que la configuration trapézoïdale avec la hauteur croissante dans la direction de l'écoulement à le meilleur taux de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt plus élevé particulièrement le SiO₂-nanofluide. Les résultats indiquent aussi que le nombre de Nusselt augmente par l'augmentation de la concentration, et diminue quand le diamètre des nanoparticules augmente.

V. V. Dharaiya, S. G. Kandlikar [7], ont effectué une étude numérique en deux dimensions à l'aide de code de calcul Fluent, au but de développer un modèle numérique pour prédire les effets dynamiques des éléments de rugosité de forme sinusoïdale, Ces éléments de rugosité sont générés sur les parois des micro-canaux rectangulaires avec un espace variable. Une étude pour comprendre l'effet des paramétrés de la forme de la rugosité sur la perte de charge et le coefficient de transfert de chaleur dans les systèmes d'écoulement du fluide incompressible au régime laminaire , les éléments de rugosité structurés sur la parois des canaux entraînent une diminution de la pression et des améliorations du transfert de chaleur par rapport aux canaux lisses, l'effet de changement de la rugosité relative sur le coefficient de frottement est faible par rapport a le transfert de chaleur. Le schéma numérique est validé avec les données expérimentales.

Vanaki et Mohammed [8] ont mené une étude numérique sur les caractéristiques thermiques et hydrauliques du flux de nano-fluide par convection forcée dans les canaux pour un régime turbulent. Les simulations ont été effectuées sur trois formes de rugosité (rectangulaires, triangulaires et trapézoïdales) en appliquant un flux uniforme de 10 kW/m^2 . Quatre types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et ZnO), des concentrations qui varient entre 1 et 4%, les diamètres des nanoparticules (30 à 80nm) et un nombre de Reynold qui varie entre 5000 et 20000. Le système d'équation (continuité, Navier-Stokes et énergie) a été résolu en utilisant la méthode des volumes finis (FVM). Les résultats estiment que le transfert de chaleur est fortement influencé par la concentration et le diamètre des nanoparticules, et que la rugosité dont la forme triangulaire montre une augmentation de critère d'évaluation de la performance et un nombre de Nusselt le plus élevé. Les nano-fluides ont un nombre de Nusselt plus élevé par rapport à l'eau pure en raison de leur meilleure conductivité thermique et que le nano-fluide (SiO_2/eau) avec un diamètre de particules de 30 nm et une concentration de 4% fournit les valeurs les plus élevées du nombre Nu, du facteur de frottement, de l'indice PEC et de la puissance de pompage requise.

Yangbeng Liu et al. [9], ont fait des expériences sur six pièces d'essai avec différentes rugosités fabriquées en acier inoxydable et divisées en trois groupes. Chaque panneau comprend 30 micro-canaux en parallèle avec des paramètres géométriques uniformes. La largeur et la profondeur des micro-canaux sont 0.4 mm. La rugosité relative de la surface dans le micro-canal allant de 0.58% à 1.26%. Tous les tests ont été effectués avec l'air, pour des nombres de Reynolds allant de 200 à 2100. Les résultats ont montré l'effet remarquable de la rugosité sur le coefficient de frottement ainsi sur le coefficient de transfert de chaleur par rapport aux résultats conventionnels.

Abed et al. [10] ont étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement dans un canal muni d'une paroi inférieure en forme V. L'étude a été réalisée pour quatre types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et ZnO), des concentrations qui varient entre 1 et 4%, et trois différents types de fluide de base (eau, glycérine, éthylène glycol). Ils ont trouvé que le nombre de Nusselt moyen pour les nano-fluides est supérieur à celui du fluide de base. Aussi, ils ont montré que le nanofluide ($\text{SiO}_2/\text{Glycérine}$) a le nombre de Nusselt le plus élevé comparé avec les autres fluides de base.

Timothy P. Brackbill et Satish G. Kandlikar [11], ont réalisé une étude sur un canal rectangulaire dont les hauteurs d'éléments de rugosité varient de 107 à 117 qui ont été employées avec des emplacements de 405 μm et 815 μm , respectivement. Le nombre de Reynolds varie de 200 à 2400. Les mesures de pression sont effectuées à seize emplacements le long de la longueur d'écoulement de 88.9 mm pour déterminer les gradients de pression locale. Les résultats des facteurs de frottement et transition vers un écoulement turbulent sont obtenus et comparés avec les données rapportées par **Schmitt et Kandlikar [5]**, les éléments de rugosité provoquent une transition rapide vers un écoulement turbulent.

Dipprey et Sabersky [12], ont effectué une recherche expérimentale sur la relation entre transmission de chaleur et le frottement dans les tubes simples et rugueux. Ils ont constaté que l'utilisation de la rugosité artificielle sous la forme de rugosités répétées améliore le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulements dans les canaux. La résistance thermique principale au transfert de chaleur par convection est due à la présence d'une sous-couche laminaire sur la surface de transfert de chaleur. Les rugosités cassent la sous-couche laminaire et créent des turbulences sur paroi locales en raison de la séparation du flux entre les consécutives, ce qui réduit la résistance thermique et augmente considérablement le transfert de chaleur.

Glulio Croce et Paola D'Agaro [13], ont étudié l'écoulement laminaire des tubes et des canaux rectangulaires de diamètres de 50 à 150 pour déterminer l'effet de la rugosité sur les pertes de charge et le coefficient de transfert convectif avec un code CFD basé sur les éléments finis. La rugosité de surface est explicitement modélisée par un ensemble de sommets générés au hasard le long de la surface lisse idéale. Différentes formes et distributions ont été considérées. Ils constatèrent que la rugosité influence sur les pertes de charge et qu'il y'a une augmentation significative du nombre de Poiseuille.

Wang et al. [14] ont effectué une étude expérimentale sur l'effet de la rugosité de la paroi sur l'amélioration des caractéristiques d'écoulement dans les canaux. Les conditions expérimentales comprenaient des pressions de 5 à 22 MPa, des vitesses de 15 à 60 m / s et un flux de chaleur maximal de 40000 kW/m². Quatre différents tubes carrés à structure nervurée et deux tubes circulaires à nervures ont été testés. Comparé au tube simple, les résultats ont

montré que les tubes avec rugosité améliorent le transfert de chaleur par rapport aux tubes simples tandis que la chute de pression dans les tubes augmente.

Wu et Cheng [15] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de l'écoulement de l'eau dans un micro-canal de silicium avec des sections transversales triangulaires et trapézoïdales. Les surfaces de canaux étaient lisses. Le nombre de Reynolds s'est tendu de 1500 à 2000, et le diamètre de $25.9 \mu m$ à $29.1 \mu m$. Leurs résultats expérimentaux ont confirmé que les équations de Navier-Stokes sont encore valides pour l'écoulement laminaire de l'eau dans le micro-canal lisse.

Yang et al. [16] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur d'un canal avec deux surfaces opposées rendues rugueuses par des nervures symétriques et décalées pour un nombre de Reynolds qui varie entre 1400 et 9000. La hauteur de la nervure est $e=0,2mm$ et la hauteur des canaux $H=0,33mm$. Le rapport entre les nervures et la hauteur (S/e) est compris entre 5 et 15. Les résultats montrent que les coefficients de transfert de chaleur ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds, mais des pertes de pression plus élevées sont enregistrées. Le coefficient de transfert de chaleur, les pertes de pression et le Nusselt des nervures symétriques sont plus élevés que celles des nervures décalées. Le coefficient de transfert de chaleur du canal nervuré à deux côtés est nettement plus élevé que celui du canal à un côté. Le coefficient de transfert thermique du rapport de blocage $e/H = 0,33$ est supérieur à celui du rapport de blocage $e/H = 0,2$.

Qu et al. [17], ont étudié les caractéristiques de l'écoulement de l'eau dans des micro-canaux de section trapézoïdale rugueuse en silicium, dans une gamme de diamètres hydrauliques allant de $51 \mu m$ à $169 \mu m$. Les nombres de Reynolds considérés dans cette étude sont compris entre 0 et 1500. Ils ont indiqué que le coefficient de frottement d'écoulement était 8-38% plus élevé que ceux donnés par la théorie conventionnelle.

Charef Khodja et Soudani [18], ont mené une étude numérique sur le comportement hydrodynamique et des transferts thermiques par convection forcée de l'eau circulant dans un micro-canal rectangulaire de hauteur allant de $100 \mu m$ à 1 mm. Le nombre de Reynolds est compris entre 50 et 10000. La simulation a été effectuée à l'aide du code de calcul "Fluent" qui est basé sur la méthode des volumes finis. L'étude numérique indique que l'évolution numérique du coefficient de frottement, pour des écoulements laminaires et turbulents dans des micro-canaux lisses, est bien prévue par les lois classiquement utilisées aux échelles

conventionnelles. Les résultats ont également confirmé que le nombre de Nusselt est en bon accord avec les valeurs théoriques, sauf pour les canaux de moins de 200 μm de hauteur où il a été noté une forte diminution des valeurs de Nu.

Li et al. [19], ont examiné les caractéristiques de frottement de l'eau dé-ionisée entrant dans les micro-tubes en verre, de silicium et d'acier inoxydable avec des diamètres s'étendant de 79.9 à 205.3 μm . Ils ont montré que pour les micro-tubes lisses en verre et de silicium, le coefficient de frottement est conforme à la valeur conventionnelle trouvée dans les micro-tubes. Tandis que le coefficient de frottement dans des micro-tubes rugueux d'acier inoxydable avec la rugosité relative de 3-4% était plus élevé que la théorie conventionnelle.

Rawoof et al. [20], ont fait une simulation numérique tridimensionnelle d'écoulement à travers des micro-canaux serpents avec une rugosité conçue sous la forme d'obstructions placée le long de la paroi des canaux. Les résultats ont montré que le facteur de frottement augmente de façon non linéaire avec l'augmentation de la hauteur de l'obstacle.

Ahmed et al. [21], ont considéré un écoulement laminaire d'une convection forcée d'un nano-fluide (Al_2O_3 -eau) dans un canal corrigé sinusoïdal avec des angles de corrugation variant de 0° à 180° . Leurs résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et des fractions volumiques des nanoparticules, et qu'aussi, ce Nusselt moyen augmente quand l'angle de corrugation diminue.

Xuan et Li [22], ont utilisé le nano-fluide (Eau +Cu) pour mesurer le coefficient d'échange en convection forcée pour des nombres de Reynolds variant de 10^4 à $2,5 \cdot 10^4$. Ils ont trouvé que l'ajout des nanoparticules améliore grandement le transfert convectif. Ainsi pour une fraction volumique des nanoparticules de 2% le nombre de Nusselt du nano-fluide croît de 39% comparé à celui l'eau pure. Ce nombre de Nusselt augmente quand on augmente φ ou quand on augmente le nombre de Reynolds. L'inconvénient du recours aux nano-fluides dans ce cas est lié à l'augmentation de la viscosité du nano-fluide. Il faudrait alors rechercher un compromis pour augmenter la viscosité du nano-fluide pour pouvoir le mettre plus facilement en mouvement.

Maiga et al. [23], ont étudié numériquement la convection forcée et les caractéristiques thermique des nano-fluides dans un tube chauffé en utilisant un modèle à une seule phase pour les régimes laminaire et turbulent. Leurs résultats montrent que l'addition des nanoparticules conduit à une augmentation du transfert de chaleur comparé au fluide pur. Ils

ont trouvé que le nano-fluide obtenu avec (l'éthylène glycol + Al_2O_3) assure un meilleur transfert de chaleur que le nano-fluide (Eau + Al_2O_3). Ils ont rapporté que le coefficient de transfert de chaleur augmente de 80% pour l'éthylène glycol + Al_2O_3 tandis qu'il augmente de 60% pour le nano-fluide (Eau+ Al_2O_3) pour une fraction volumique $\varphi = 10\%$ de nanoparticule Al_2O_3 .

Lee et al. [24], ont mesuré la conductivité thermique des nano-fluides utilisant des nanoparticules de CuO de diamètre 18.6 nm dans l'eau ou dans l'éthylène glycol. Ils ont relevé que la conductivité thermique du nano-fluide utilise augmente linéairement en fonction de la fraction volumique des nanoparticules.

CHAPITRE II

Généralités sur les nano-fluides

II. 1. Introduction :

Ce chapitre est un rappel de l'idée de l'apparition des nano-fluides visant à améliorer les propriétés des fluides caloporteurs et donc augmenter le transfert de chaleur.

Avec les progrès récents en technologie, des particules de la taille des nanomètres peuvent être obtenues. Cet avancement technologique a donné l'idée de suspendre ces particules dans un liquide de base pour obtenir une amélioration de la conductivité thermique.

Une suspension de particules dans un fluide de base est appelée nano-fluide. Ce terme a été proposé par **Choi [25]** en 1995 dans le laboratoire national d'Argonne. Le fluide de base est généralement de l'eau de l'huile ou de l'éthylène glycol (EG).

II. 2. Nano-fluides :

II. 2. 1. Définition d'un nano-fluide :

La suspension de nanoparticules de diamètre inférieur à 100 nm à l'intérieur d'un fluide de base tel que l'eau, l'éthylène, le glycol ou les huiles motrices donne un nano-fluide.

En introduisant une fraction volumétrique quantifiable de particules solide (diamètre nanométrique) dans le fluide de base, on peut obtenir une augmentation de la conductivité et du coefficient de transfert de chaleur par convection. En général, cela augmentera l'efficacité du transfert de chaleur réalisée dans le système. Cette nouvelle technologie enrichit énormément la capacité des industries qui se spécialisent dans les produits qui dépendent fortement de la capacité de transfert de chaleur, comme la microélectronique, les industries aérospatiales, les réacteurs nucléaires, les microréacteurs, les automobiles, les échangeurs de chaleur industriels etc. la taille ultrafine des particules dispersées dans le fluide fait des nano-fluides des alternatives prééminentes, en particulier dans la microélectronique.

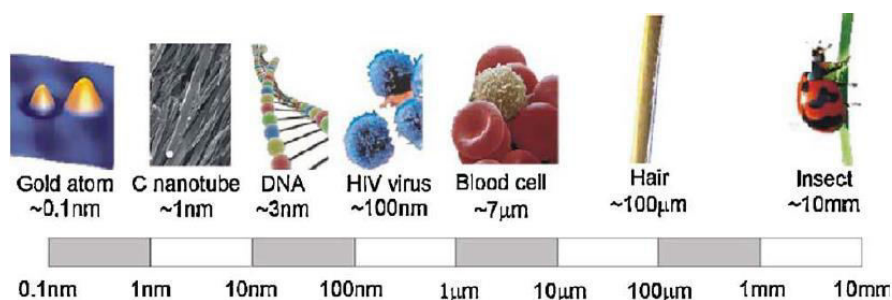
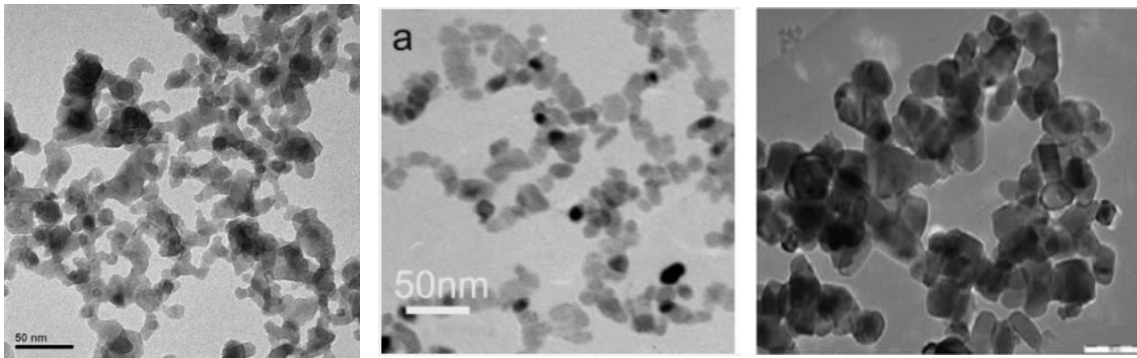


Figure II. 1. Comparaison de la taille des nanoparticules.

Les propriétés thermo-physiques d'un nano-fluide dépendent fortement des caractéristiques de ses constituants. La littérature actuelle montre que les propriétés thermo-physiques des nanoparticules et du fluide de base, la fraction volumique des nanoparticules, la taille des nanoparticules, la forme et la température sont les principaux facteurs qui influent sur les propriétés des nano-fluides.

Les nano-fluides peuvent être synthétisés à partir de nombreuses combinaisons de nanoparticules et de fluides de base. Les particules peuvent être un type d'oxyde métallique, d'oxyde non métallique, de métaux, de non métaux et de Carbures métalliques. Les fluides de base les plus courants utilisés dans les industries des nanotechnologies sont l'eau, l'éthylène glycol et l'huile. Parmi les nanoparticules usuelles utilisées dans les industries de transfert de chaleur, on trouve Al_2O_3 , CuO, TiO_2 , SiC, TiC sous forme composée et Ag, Au, Cu et sous forme élémentaires.



Al_2O_3 -eau nanofluide

CuO-eau nanofluide

TiO_2 -eau nanofluide

Figure II. 2. Image TEM de certains nanofluide.

II. 2. 2. Les nanoparticules et les fluides porteurs :

Une nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (100 nm), les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire.

Elles ont un intérêt fondamental et sont très étudiées.

Actuellement, les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nano-fluides sont :

- Les nanoparticules des oxydes métalliques :
 - 1- L'oxyde d'aluminium (Al_2O_3).
 - 2- L'oxyde de cuivre (CuO).
 - 3- L'oxyde de silicium (SiO_2).
 - 4- L'oxyde de Titanium (TiO_2).

- Les nanoparticules métalliques :
 - 1- L'aluminium (Al).
 - 2- Le cuivre (Cu).
 - 3- L'or (Au).
 - 4- L'argent (Ag).
 - 5- La silicone (Si).

- Les nanoparticules non métalliques :
 - 1- Les nanotubes de Carbon (CNT).
 - 2- Le diamant (C).

Le choix des liquides de base est primordial pour un nanofluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tous phénomènes d'agréations, la sélection d'un tel fluide se fera en fonction de la nature de nanoparticule.

- Les liquides de base les plus utilisés sont :
 - 1- L'eau.
 - 2- L'éthylène glycol (EG).
 - 3- Les huiles.
 - 4- Le Toluène.

II. 2. 3. Etat de l'art sur les nano-fluides

Nous présentons ici une synthèse sur quelques études expérimentales et numériques disponibles dans la littérature, qui représentent les propriétés principales des nano-fluides et leur impact sur le transfert de chaleur tel que la conductivité thermique, la chaleur spécifique et la viscosité dynamique. Diverses corrélations ont été proposées avec les expressions classiques.

Les premiers travaux traitant le transfert de chaleur en présence des nanoparticules ont pratiquement commencé en 1995 avec l'étude de **Choi [24]** pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base. Il a trouvé que la conductivité thermique effective du mélange eau- Al_2O_3 augmente de 20% pour une concentration en volume entre 1% et 5% d' Al_2O_3 . De plus l'adjonction dans un liquide de certains types de nanoparticules, même en très faible concentration (1% en volume), permet d'augmenter la conductivité thermique de ce dernier de 150% dans le cas de nanotubes de carbone **Choi et al. [25]**, et de 40% pour des nanoparticules d'oxyde de cuivre et plus de 20% pour des oxydes d'aluminium.

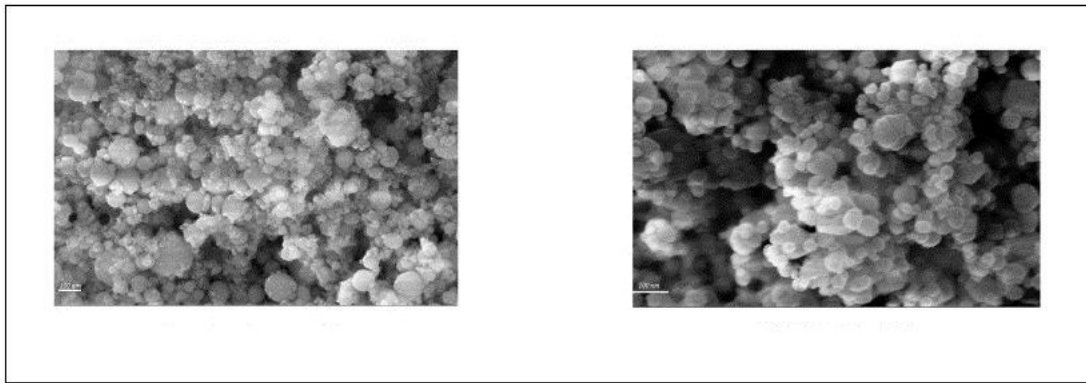


Figure II. 3. Nanoparticules d'oxyde de cuivre et d'oxyde d'aluminium.
Vues par le microscope électronique (SEM)

Plusieurs autres investigations (**Oztop et AbuNada [26]**, **AbuNada [27]**) ont été mené dans les cavités de section carrée et rectangulaire et qui ont montré une augmentation, importante dans la conductivité thermique avec la suspension d'un faible pourcentage de nanoparticules. Cependant peu de modèles numériques ont été proposés pour prédire la convection naturelle dans un cylindre vertical. **Haddad et al. [28]** ont résumé beaucoup d'études expérimentales, numériques et théoriques des nano-fluides dans différents types de cavités. Ils ont trouvé que la plupart des résultats numériques ont montré que les nano-fluides améliorent significativement la performance du transfert thermique dans le fluide conventionnel. Tandis que d'autres résultats expérimentaux ont montré que la présence des nano-fluides détériore le transfert de chaleur systématiquement.

II. 2. 4. Types des nanoparticules :

La production de nouveaux nanomatériaux (nanoparticules) constitue un champ de recherche en pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment utilisées

dans les applications liées aux transferts thermiques sont ici brièvement mentionnées. D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories :

- **Les nanoparticules sphériques** : pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de métaux (cuivre (Cu), aluminium (Al), or (Au), argent (Ag)) ou à base d'oxydes (oxyde de cuivre (CuO), oxyde de l'aluminium (Al₂O₃), oxyde de titane (TiO₂).
- **Les nanotubes** : les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO₂, Nanotube de silicium.

II. 2. 5. Préparation des nano-fluides :

Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux ils peuvent être classés en deux catégories :

- Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- Les procédés chimiques, comme la pyrolyse ou la précipitation chimique.

En outre, il existe deux méthodes principales pour produire des nano-fluides :

- Procédé en une phase : consiste à la dispersion des nanoparticules directement dans un fluide de base et de prévenir l'oxydation des particules de métal pur.
- Procédé à deux phases : dans ce procédé la première phase consiste à fabriquer les nanoparticules par des procédés physico-chimiques (par exemple, l'évaporation et la condensation de traitement de gaz inerte) et dans la seconde phase les nanoparticules sont dispersées dans un fluide de base.

II. 2. 6. Application des nano-fluides :

- Le chauffage solaire de l'eau.
- Les échangeurs de chaleur.
- Le refroidissement des composants électroniques.
- Le refroidissement des systèmes nucléaires.
- Nanoparticules pour l'efficacité des réfrigérateurs.
- Biomédecine.

- Transport (gestion de refroidissement des véhicules à moteur thermique).
- Autres applications (stockage thermique, piles, combustibles...)

II. 2. 7. Avantages des nano-fluides :

- Une augmentation de la conductivité thermique des nanoparticules par rapport à celle du fluide de base et donc une amélioration du transfert de chaleur.
- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité des nanoparticules dans le fluide de base.
- Propriétés thermo-physiques ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications.

II. 2. 8. Inconvénients des nano-fluides :

- Manque de l'accord des résultats obtenus par différents chercheurs.
- Manque de compréhension théorique des mécanismes responsables de changements des propriétés.
- Mauvaise caractérisation des suspensions.
- Viscosité supérieure, chaleur spécifique basse.
- Le coût élevé des nano-fluides.
- Difficultés dans le processus de production.
- Erosion.
- Sédimentation.

II. 3. Propriétés des nano-fluides :

Les propriétés thermo-physiques du nano-fluide dépendent essentiellement du fluide de base (liquide) et de la phase dispersée (nanoparticules) sous une forme solide, donc il paraît nécessaire de recenser et analyser les principales approches déjà élaborées et existantes dans la littérature pour l'évaluation de la viscosité dynamique, la conductivité thermique, la chaleur spécifique et la masse volumique des nano-fluides.

II. 3. 1. Fraction volumique :

La fraction volumique est une propriété très importante pour les nano-fluides, car elle est la base des calculs des autres propriétés du nano-fluide. La fraction volumique est définie par le rapport entre

le volume des particules solides (nanoparticules) sur le volume total (nanoparticules + fluide de base). La valeur de la fraction volumique varie entre 0 (fluide de base pure) et 1.

La fraction volumique est donnée par la relation suivante :

$$\Phi = \frac{V_p}{V_p + V_f} \quad (\text{II.1})$$

V_p : Volume des particules solides [m³]

V_f : Volume du fluide de base [m³]

II. 3. 2. Conductivité thermique :

La conductivité thermique est une propriété d'une grande importance, spécialement dans cette étude car elle joue un rôle primordial dans le phénomène de transfert de chaleur. Elle peut indiquer clairement l'efficacité du transfert de chaleur du fluide ou du solide, la conductivité dépend de la température. En plus de sa variation en fonction de la température, la conductivité thermique du nano-fluide varie en fonction de la fraction volumique aussi. La conductivité thermique d'un nano-fluide est calculée selon les deux modèles suivants :

A- Modèle de Maxwell [29] :

Maxwell a présenté son modèle pour calculer la conductivité thermique d'un nano-fluide en fonction de la fraction volumique du nano-fluide, mais ce modèle est valable uniquement dans le cas des nano-fluides qui contiennent des nanoparticules sphériques et cette condition peut être considérée comme un point négatif pour le modèle, donc pour l'utilisation de ce modèle il faut considérer seulement les nanoparticules de forme sphérique. Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivante :

$$K_{nf} = \frac{K_p + 2K_f - 2\Phi(K_f - K_p)}{K_p + 2K_f + \Phi(K_f - K_p)} K_{bf} \quad (\text{II.2})$$

(Φ : fraction volumique ; p : particule ; f : fluide de base ; nf : nano-fluide)

B- Modèle de Hamilton et Crosser [30] :

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour franchir la limite du modèle de Maxwell. Il a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nano-fluide quelque soit la forme de la nanoparticule et ce, en introduisant la notion du

facteur géométrique appelé la sphéricité (ψ). Ce facteur est défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule.

La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivante :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + (n-1)k_f - (n-1)(k_f - k_s)\varphi}{k_s + (n-1)k_f + (k_f - k_s)\varphi} \quad (\text{II.3})$$

Où :

n est un facteur de forme donnée par : $n = \frac{3}{\psi}$ ($n = 3$ pour les particules sphériques et $n = 6$ pour les particules cylindriques.)

Ψ est la sphéricité défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule et φ la concentration volumique des nanoparticules dans le fluide. Pour les particules sphériques ($\Psi=1$), le modèle de Hamilton-Crosser est identique au modèle de Maxwell.

C- Modèle de Pak et Cho [31] :

Sous la supposition que la dispersion des nano particules suspendues produit une augmentation de la conductivité thermique Pak et Cho (1998) [31] ont développé un modèle de conductivité thermique :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = 1 + 7.47\varphi \quad (\text{II.4})$$

D- Modèle de Yu et Choi [32] :

Yu et Choi (2003) [32] ont modifié le modèle de maxwell en introduisant la couche inter-faciale :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f + 2\varphi(k_s - k_f)(1 + \beta)}{k_s + 2k_f - \varphi(k_s - k_f)(1 + \beta)} \quad (\text{II.5})$$

E- Modèle de Bhattacharya et al. [33] :

En introduisant la conductivité thermique combinée du fluide de base et nanoparticules Bhattacharya et al. (2004) [33] ont développé le modèle suivant :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \phi k_s + (1 - \phi)k_f \quad (\text{II.6})$$

F- Modèle de Maiga et al. [34] :

Pour la conductivité thermique du mélange Al₂O₃-eau, Maiga et al. [34] ont développé ce schéma :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = 4.97 \phi^2 + 2.72 \phi + 1 \quad (\text{II.7})$$

II. 3. 3. Viscosité dynamique (μ) :

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé. La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nano-fluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température. Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité dynamique du fluide de base et la fraction volumique du nano-fluide. Pour ce qui suit, deux modèles pour le calcul des viscosités apparentes vont être cités :

A- Modèle d'Einstein [35] :

La viscosité dynamique d'un nano-fluide est donnée par la relation d'Einstein pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines rigides la relation d'Einstein et la suivant :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1 + 2,5 \cdot \emptyset \quad (\text{II.8})$$

Cette relation est valable juste pour $\emptyset=0,03$.

B- Modèle de Brinkman (1952) [36] :

Par contre, Brinkman a généralisé la formule pour qu'elle puisse être utilisée dans une large plage de concentrations volumiques. Elle est valable jusqu'à une concentration volumique de 4%.

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{1}{(1-\emptyset)^{(5/2)}} \quad (\text{II.9})$$

Pour les faibles fractions volumiques, la relation de Brinkman conduit exactement à celle d'Einstein.

C- Pak et Cho [37] :

Pack et Cho ont obtenu une corrélation spécifique pour le nanofluide (eau+Al₂O₃).

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 39.11\emptyset + 533.9\emptyset^2) \quad (\text{II.10})$$

D- Maiga et al. [34] :

Maiga et al. (2004) [34] ont développé un modèle spécifique pour l'alumine (Al₂O₃) :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 123\emptyset^2 + 7.3\emptyset + 1 \quad (\text{II.11})$$

II. 3. 4. Masse volumique (ρ) :

La détermination de la masse volumique d'un nano fluide parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique \emptyset à une température T donnée, se fait à partir de la définition de la masse volumique d'un mélange.

Dans le cas d'un mélange, la masse volumique est donnée par la relation suivante :

$$\rho = \left(\frac{m}{v}\right)_{nf} = \frac{m_f + m_s}{v_f + v_s} = \frac{\rho_f v_f + \rho_s v_s}{v_f + v_s} \quad (\text{II.12})$$

Alors on déduit que la masse du nano-fluide comme est exprimée comme suit :

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

II. 3. 5. Chaleur spécifique :

La chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un

système homogène $C_p = \frac{dQ}{mdT}$. La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température d'une unité de substance soit 1 K lors de la transformation

considérée. Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nano-fluide, deux modèles sont cités :

A- Modèle du Pak et Cho [39] :

Pack et Cho ont utilisé la formule suivante :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \emptyset)(C_p)_f + \emptyset(C_p)_s \quad (\text{II.14})$$

B- Modèle Xuan et Roetzel [40] :

Ce modèle est basé sur l'hypothèse d'équilibre thermique entre les particules et le fluide de base. Il est exprimé selon la formule suivante :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \emptyset)(\rho C_p)_f + \emptyset(\rho C_p)_s \quad (\text{II.15})$$

CHAPITRE III

Formulation mathématique

III. 1. Introduction :

Les transferts thermiques entre fluide et paroi revêtent une grande importance dans beaucoup de domaines tels que : la mécanique des fluides, l'énergie solaire, les systèmes d'isolation, ainsi que dans la conception des échangeurs de chaleur. Ils peuvent concerner également l'agro-alimentaire et le biomédical. La forme des parois délimitant le domaine d'étude est variable, les parois peuvent être constituées par des plaques planes ou ondulées ou par des conduits cylindriques ou à section variable. Les études théoriques consistent à décrire l'écoulement et les transferts de chaleur en résolvant numériquement les équations de Navier-Stokes accouplées à l'équation de chaleur.

Dans ce chapitre, la géométrie considérée et les équations mathématiques gouvernantes sont présentées.

III. 2. Géométrie du problème :

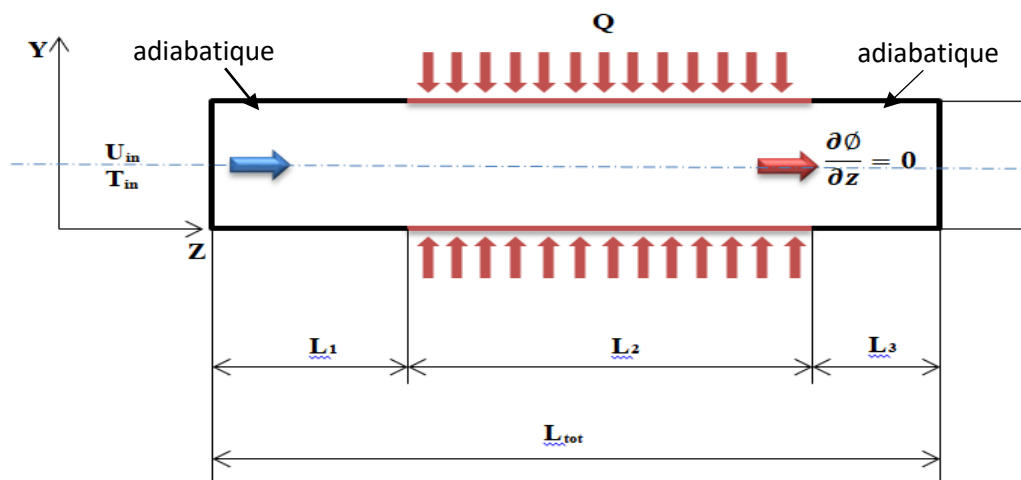


Figure III. 1. Géométrie du problème.

Il s'agit d'un cylindre rugueux de diamètre 10 mm et de longueur 2m, les deux quart du cylindre à l'entrée et à la sortie sont adiabatique ($L_1 = L_2 = 0.5$ m), la partie du milieu est soumise extérieurement à un flux constant de 40 kW/m^2 . Trois valeurs du coefficient de rugosité sont considérées ($\epsilon = 0.5 \%$ soit une hauteur de rugosité de 0.5×10^{-4} m, $\epsilon = 1.26 \%$ soit une hauteur de rugosité de 1.26×10^{-4} m et $\epsilon = 3.75 \%$ soit une hauteur de rugosité de 0.5

$\times 10^{-4}$ m). Les calculs sont faits pour trois valeurs de Reynolds ($Re = 20\ 000$, $Re = 30\ 000$ et $Re = 40\ 000$). L'entrée du cylindre est soumise à une vitesse basée sur le nombre de Reynolds, tandis que la sortie du canal est soumise à une pression atmosphérique. L'écoulement entrant est supposé turbulent à une température de $T_{in} = 300$ K.

III. 3. Formulation mathématique du problème :

Les formulations mathématiques du phénomène reposent sur les équations liant des différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Les équations gouvernantes sont les l'équation de continuité et l'équation de Navier Stocks et l'équation d'énergie.

III. 4. Hypothèses simplificatrices :

La modélisation du système étudié est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- Le fluide est newtonien incompressible.
- L'écoulement engendré dans le canal est turbulent.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les propriétés thermo-physiques de fluide (ρ , C_p , μ , k) qui sont respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique sont considérées constantes.

III. 5. Equations gouvernantes :

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial(rv)}{\partial z} = 0 \quad (\text{III-1})$$

- **Equation de quantité de mouvement :**

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenue dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquée.

Selon la direction radiale r :

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right] \quad (\text{III-2})$$

Selon la direction axiale z :

$$u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \right] \quad (\text{III-3})$$

- Equation de quantité d'énergie :

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

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{nf} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (\text{III-4})$$

Où $\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{\rho c_{p_{nf}}}$ est la diffusivité thermique du nano-fluide.

III. 6. Modèle de turbulence k- ε :

Les équations k- ε exactes contiennent de nombreux termes inconnus et inadmissibles. Pour une approche beaucoup plus pratique, nous avons utilisé le modèle standard de turbulence k- ε (**Lauder et Spalding [41]**) qui repose sur notre meilleure compréhension des processus pertinents, minimisant ainsi les inconnus et présentant un ensemble d'équations qui peuvent être appliqué à un grand nombre d'applications turbulentes.

Pour l'énergie cinétique turbulente k [42] :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (\text{III-5})$$

Pour la dissipation ε [42] :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C1 \varepsilon \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) G_k + C2 \varepsilon \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right) \quad (\text{III-6})$$

Dans l'équation ci-dessus, G_k représente la génération d'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse moyenne. Les σ_k et σ_ε sont des nombres effectifs de Prandtl pour

l'énergie cinétique turbulente et pour le taux de dissipation, respectivement. $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$ sont des constantes, et μ_t est la viscosité par turbulence.

$$\mu_t = \frac{(\rho C_\mu K^2)}{\varepsilon} \quad (\text{III-7})$$

C_μ est une constante et sa valeur est de 0,09.

Dans les équations (III.5) et (III.6), les constantes sont obtenues à partir du logiciel de calcul fluent, elles sont données dans le tableau suivant :

C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Tableau III.1. Constantes de calcul pour le Fluent.

III. 7. Conditions aux limites :

Des conditions aux limites pour chaque variable sont obligatoires pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment. Dans notre travail, les conditions aux limites hydrodynamique et thermique se basent sur le travail numérique de **Vanaki et Mohammed [8]**.

Nombre de Reynolds	Vitesse Initiale (m/s)
20000	2.01
30000	3.015
40000	4.02

Tableau III. 2 : Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.

Le tableau III. 3. présente les conditions aux limites.

Limites	Conditions thermiques
Entrée $z = 0$	$T_{in}=300K$ $U_{in}=\frac{Re\mu}{\rho D_h}$
Paroi extérieure $0 < z < L$	$Q = 40 \text{ kW/m}^2$
Sortie $X=L+L=L, 0 < y < H$	$\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0, \phi = u, v, T, P, k, \varepsilon$

Tableau III. 3 : Conditions aux limites du problème.

III. 8. Nombres adimensionnels :

Les équations adimensionnelles sont utilisées afin de simplifier et trouver les solutions générales aux problèmes physiques des systèmes de mesure.

- Nombre de Reynolds (Re) :

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides, il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime par exemple dans notre cas turbulent le nombre de Reynolds est lié la viscosité, densité, et une longueur de référence, et définit de la manière suivant :

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (\text{III-8})$$

Avec :

U : est la vitesse moyenne de l'écoulement de fluide.

On définit le diamètre hydraulique D_h comme étant le rapport de la surface mouillée A (Section de passage du liquide) sur le périmètre mouillé P (Périmètre de la conduite en contact avec liquide).

$$D_h = \frac{4 \text{ section de passage}}{\text{Périmètre mouillé}} = \frac{4A}{P} \quad (\text{III-9})$$

- **Nombre de Nusselt (Nu) :**

Nusselt est un nombre adimensionnel du coefficient h, utilisé dans les opérations de transfert thermique.

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k} \quad (\text{III-10})$$

- **Nombre de Prandtl (Pr) :**

Pr représente l'efficacité relative de transport de quantité de mouvement et de chaleur par diffusion.

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{III-11})$$

III. 9. Coefficient de frottement (f) :

C'est le rapport entre les forces de pression exercées par le fluide sur les parois et l'énergie cinétique du fluide le long de la paroi.

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho U_i^2 4L} \quad (\text{III-12})$$

III. 10. Flux de chaleur Q :

$$Q = q_m C_p (T_f - T_i) \quad (\text{III-13})$$

q_m : Débit massique du fluide [kg/s].

C_p : chaleur spécifique [kJ/kg.K].

T_f : Température finale de fluide.

T_i : Température initiale de fluide.

III. 11. Longueur d'établissement hydraulique :

La figure (2.2) schématise l'évolution du profil de vitesse n'est pas établi et les effets visqueux sont très importants près de la paroi et nuls au centre. Dans cette zone, la couche dans laquelle se développent les gradients de vitesse, dite couche limite, qui commence au début du canal augmente en fonction de la longueur (x). Cette longueur s'appelle « **longueur d'établissement hydraulique** ». Dans la deuxième zone, le profil de vitesse est établi et les effets visqueux dus aux gradients de vitesse, se font sentir dans toute la section. En régime

laminaire, la forme du profil de vitesse est parabolique tandis que si le régime turbulent le profil des vitesses est plus pointu près de la paroi et plus aplati vers le centre de la canalisation.

Pour le régime Turbulent, White [42] propose la relation suivante :

$$Le = 10 D_h \quad (\text{III-14})$$

Pour le régime laminaire, l'extension de la zone d'établissement étant d'environ $50 D_h$ [42].

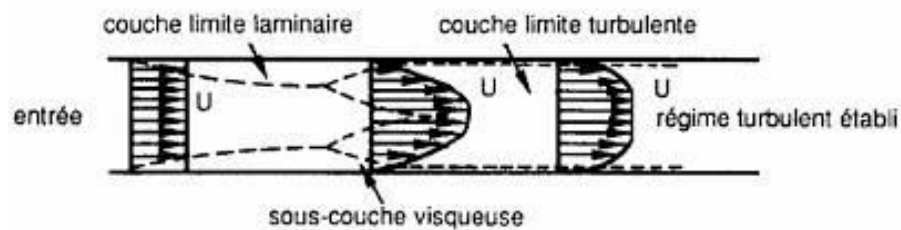


Figure III. 2. Profils des vitesses dans une canalisation.

III. 12. Rugosité :

La rugosité est une caractéristique de l'état de surface d'un matériau solide. Elle est le résultat de la modification micro-géométrique d'une surface, provoquée par le bombardement intensif de cette surface par des projectiles.

La rugosité peut être considérée comme un élément complémentaire du degré de soins (état de propreté) ou comme l'élément essentiel de contrôle, suivant la nature des traitements ou revêtements postérieurs.

Dans le cadre du calcul des pertes de charge linéiques d'un écoulement dans un tube plein-écoulement en charge, la rugosité relative est le paramètre déterminant du calcul, plutôt que la rugosité intrinsèque de la canalisation.

- Rugosité relative :

Il s'agit du rapport de la rugosité "R" au diamètre intérieur du tube " D_h ". La formule ci-contre donne son expression :

$$\varepsilon = \frac{R}{D_h} \quad (\text{III.15})$$

ε : Rugosité relative.

R : la hauteur de l'élément de rugosité.

D_h : Diamètre hydraulique.

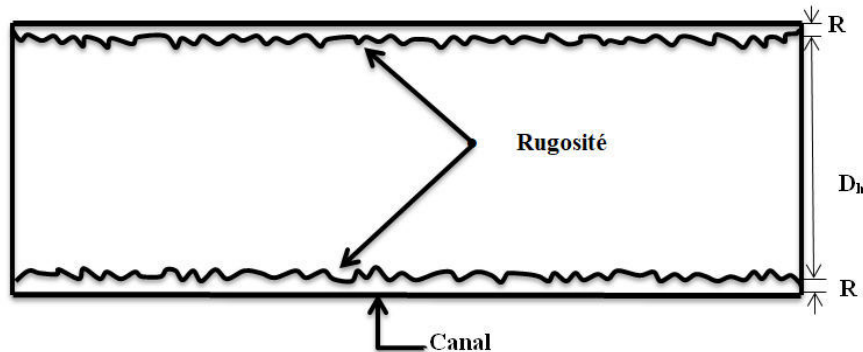


Figure III. 3. : Un cylindre rugueux.

III. 13. Propriétés thermo-physique du fluide pur et des nanoparticules :

Propriétés	Fluide pur (Eau)	Solide (Al_2O_3)
Masse volumique (ρ [kg/m^3])	998.2	3970
Capacité thermique spécifique (C_p [$J / kg K$])	4182	765
Conductivité thermique (k [$W/m K$])	0.6	40
Viscosité dynamique (μ [Pa / s])	0.001003	-

Tableau III. 4 : Propriétés de l'eau et de l' Al_2O_3 .

III. 14. Calcul des propriétés thermo-physiques du nano-fluide eau- Al_2O_3 :

Les équations utilisées, dans ce travail, pour le calcul des propriétés du nano-fluide sont :

- Masse volumique :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{III-15})$$

- Chaleur spécifique :

Le modèle donné par Pak et Cho [39] :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_s)_f + \varphi(C_p)_s \quad (\text{III-16})$$

- **Viscosité dynamique :**

Le modèle spécifique pour l'alumine (Al_2O_3) développé par Maiga et al. (2004)

[34] :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 7.3 \varphi + 123 \varphi^2) \quad (\text{III-17})$$

- **Conductivité thermique :**

Le modèle spécifique pour l'alumine (Al_2O_3) développé par Maiga et al. (2004)

[34] :

$$\lambda_{nf} = \lambda_f(1 + 2.72 \varphi + 4.97 \varphi^2) \quad (\text{III-18})$$

ϕ	ρ [kg/m ³]	Cp [J / kg K]	μ [Pa / s]	λ [W/m K]
1 %	1026.829	4144.86	9.1225	0.6299
5 %	1145.745	4008.3	10.012	0.7039
10 %	1294.39	3837.6	11.125	0.8102

Tableau III. 5 : Propriétés du nano-fluide (eau- Al_2O_3)

CHAPITRE IV

Résolution numérique

IV. 1. Introduction :

L'objectif des méthodes numériques est de fournir une solution approchée de comportement réel des phénomènes physiques. La physique possède des caractères tri-dimensionnels, temporels et non linéaires c'est à dire très complexes. Le rôle d'un modélisateur est de simplifier suffisamment le problème tout en conservant l'originalité du phénomène physique étudié.

En mécanique des fluides, les écoulements que ce soit en régime laminaire ou en régime turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles (E.D.P). Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie ; qu'il convient de résoudre pour caractériser les champs de l'écoulement dynamique et thermique.

Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transfert de chaleur on cite :

1. La méthode des différences finies.
2. La méthode des éléments finis.
3. La méthode des volumes finis.

Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou instationnaire.

Dans la présente étude, on utilisera la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, sa fiabilité quant aux résultats, son adaptation aux problèmes physiques, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numérique.

IV. 2. Principe de la méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar [45]. Elle consiste à transformer les dérivées en expressions algébriques faciles à résoudre. La résolution par cette méthode passe par quatre étapes principales :

- Effectuer un maillage du domaine d'étude : ceci se fait en plaçant un certain nombre de nœuds dans ce domaine et en construisant un volume fini ou un volume de contrôle autour de chaque nœud. Ce volume de contrôle est délimité par des interfaces.
- Intégrer l'équation aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle. Ceci nous conduit à l'obtention d'une équation algébrique simple appelée équation discrétisée, qui est propre à chaque nœud du domaine.
- Résoudre le système d'équations obtenu par l'une des méthodes de résolution des équations algébriques linéaires.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, la méthode de volume fini comporte essentiellement [45] :

- La discrétisation du domaine considéré en volumes de contrôle ;
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations.

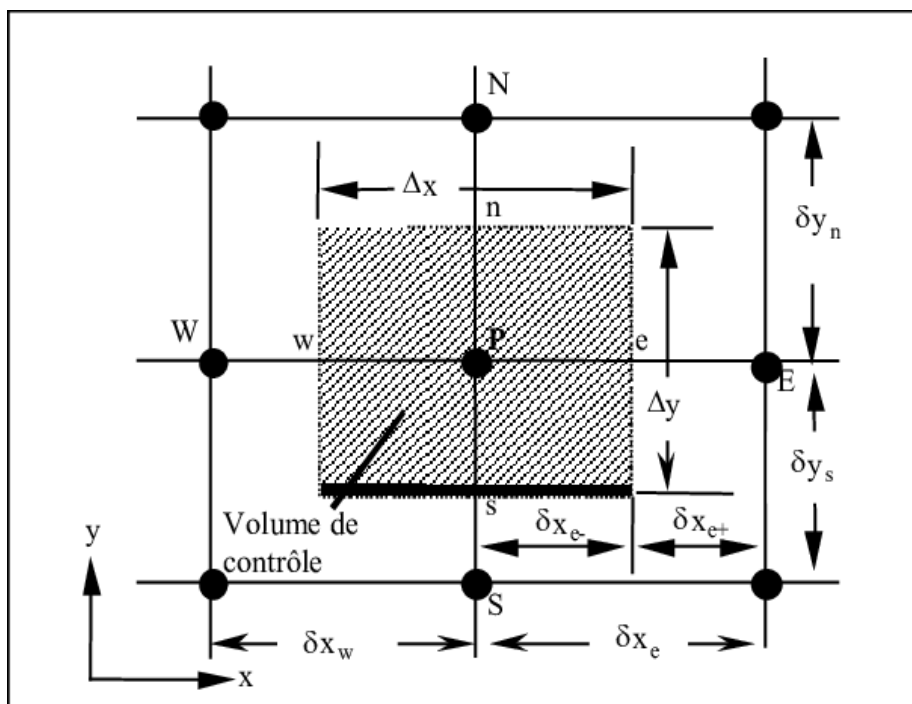


Figure. IV. 1. Volume de contrôle bidimensionnel

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle, comme indiqué dans la figure IV. 1. Chacun de ces dernières englobe un nœud dit nœud principal P, les pointes E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x, n et s dans la direction y.

IV. 3. Maillage :

Un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continue, ou aussi une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. L'objet d'un système et éventuellement son environnement (le milieu) dans l'optique de simulation de calculs ou de représentation graphiques.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale figure (IV. 2. (b)), celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction y figure (IV. 2. (c)). Ce type de maillage dit «maillage décalé » permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution. La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans figure (IV.2.).

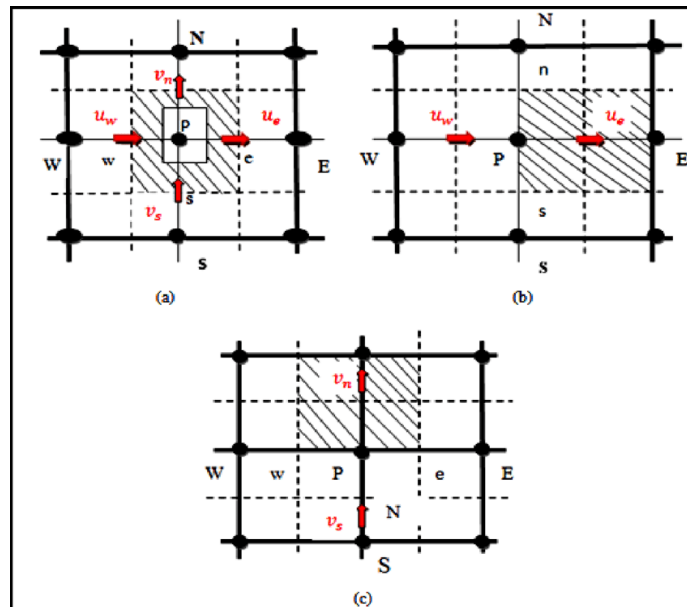


Figure IV. 2. Schéma du maillage
(a) nœud de centre P (b) maillage décalé pour u_e (c) maillage décalé pour v_n

IV. 3. 1. Composants du maillage :

Les composants sont définis dans un processeur : Cell = volume de contrôle divisant la géométrie. Le domaine de calcul est défini par un maillage qui représente le fluide et les faces solides qui interviennent.

- Face = frontière d'une cell
- Edge = frontière d'une face
- Nod = point de maillage
- Zone = groupe de nœuds, face et/ou cell

Les conditions aux limites sont assignées aux faces zones. Les données des matériaux et les termes sources sont assignés aux cell zones.

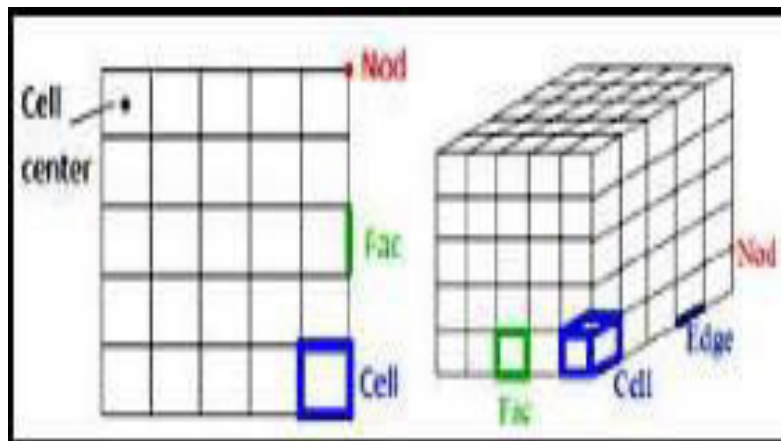


Figure IV. 3. Composants d'un maillage

IV. 3. 2. Choix de maillage :

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

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

Les différentes formes de maillage des faces montré dans la figure :

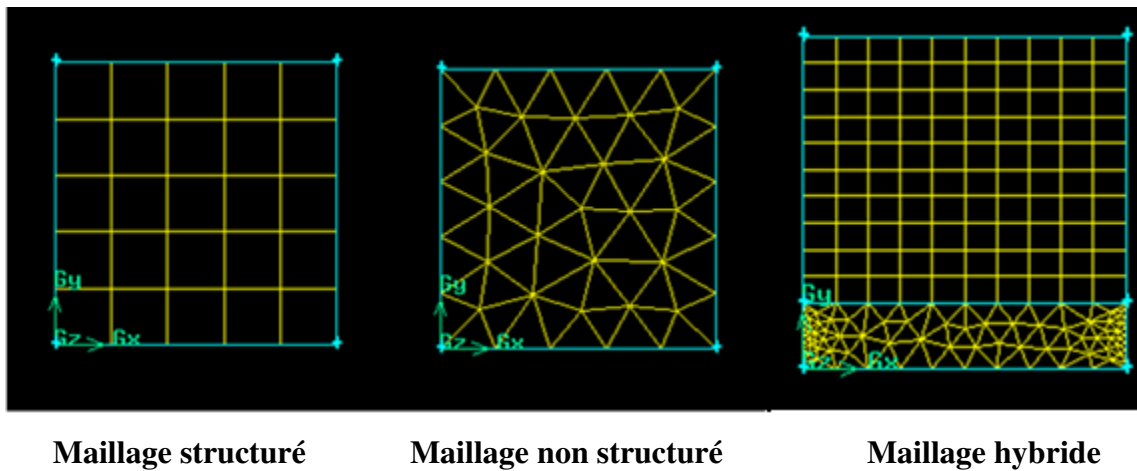


Figure IV. 4. Types de maillages.

IV. 3. 3. III.2.3 Maillages structurés :

Un maillage est dit structuré lorsque la localisation des nœuds qui le constituent est défini par des indices, le nombre d'indices étant égal à la dimension géométrique du problème (un en 1D, deux en 2D et trois en 3D). Graphiquement, ces maillages se caractérisent sous la forme de grilles. Le maillage structuré est généré en reproduisant plusieurs fois une forme de maille élémentaire, il tire profit de la numérotation et la topologie est implicite (stockage quasi-nul, pas de table de connectivité). Les avantages et les inconvénients de ce type de maillage sont

Avantages :

- Bon contrôle de l'épaisseur des mailles (au voisinage des parois à courbure régulière).
- Facilité pour mailler des géométries très allongées (contrôle aisé du nombre de nœuds dans une direction privilégiée)
- L'opérateur a le contrôle total de la qualité du maillage, contrairement aux maillages non structurés plus dépendants de l'algorithme de maillage. Il est donc plus facile de faire varier la densité du nombre de mailles selon les phénomènes physiques observés.
- Les calculs sont généralement plus rapides dans un maillage structuré que dans un maillage non structuré.

Inconvénients

- Limitation d'emploi aux domaines descriptibles par un quadrilatère 2D et un hexaèdre 3D.

- Pas de possibilité de raffiner le maillage sans augmenter la taille.
- L'expertise humaine est nécessaire. Un maillage structuré doit répondre à un cahier des charges précis. L'exemple de la jonction en T montre qu'il n'est pas facile d'obtenir un résultat satisfaisant.

IV. 3. 4. Maillages non structurés :

Dans le cas d'un maillage bidimensionnel 2D, les éléments qui le constituent sont de type triangle ou quadrilatère. Pour une géométrie élémentaire donnée, il est possible de considérer différents nombres de nœuds par élément. L'élément triangle peut ainsi se décliner :

- à trois nœuds : noté T_3 , il est associé à des fonctions d'approximation linéaire,
- à six nœuds : noté T_6 , il est associé à des fonctions d'approximation quadratique, En trois dimensions 3D, nous avons des éléments de type tétraèdres, prismes, d'hexaèdres et de pyramides. La particularité majeure des maillages structurés est, qu'à partir d'une numérotation des nœuds et des éléments qui peut être aléatoire, ils sont définis par la connaissance :
- d'un tableau des coordonnées de tous les nœuds qui constituent le maillage,
- d'une table des connectivités définissant chaque élément par les numéros des nœuds qui le composent,

Les avantages et les inconvénients de ce type de maillage sont :

Avantages :

- Création de maillages triangulaires ou tétraédriques dans des géométries quelconques et complexes.
- Economie de points par rapport aux maillages structurés notamment dans les zones de raffinement.
- Possibilités d'associer différentes topologie d'éléments.

Inconvénients :

- Le temps de calcul est en général plus long et il est plus difficile de stocker les données de calcul.
- Il est difficile de contrôler localement la densité des mailles.

IV. 3. 5. Maillage hybride :

C'est un maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D. Il Combine les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré en réduisant les erreurs dues à la diffusion numérique. Ce type de maillage demeure encore difficile à générer notamment dans les endroits de liaison entre le maillage structuré et le maillage non structuré.

IV. 3. 6. Présentation de GAMBIT :

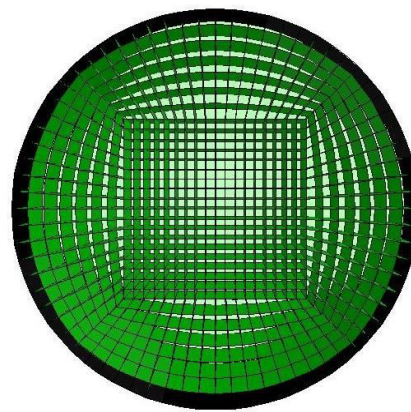
Gambit est un logiciel qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous FLUENT. Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur [43].

CHAPITRE V

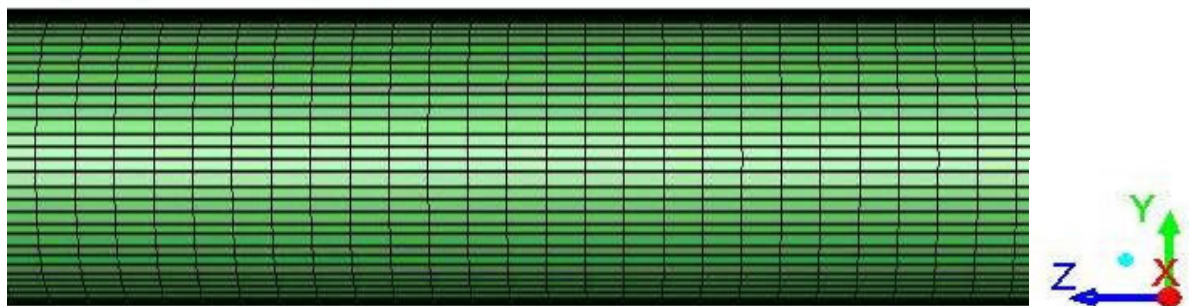
Résultats et discussion

Dans ce chapitre, les résultats de la simulation obtenus et leurs interprétations sont présentés. Une analyse du comportement dynamique et thermique de l'écoulement turbulent d'un nano-fluide (eau- Al_2O_3) dans un cylindre avec trois valeurs de la rugosité est faite. Une comparaison avec un écoulement de l'eau pure est effectuée.

V. 1. Maillage :



(a)



(b)

Figure V. 1. Maillage hexaédrique curviligne avec un carré au milieu

(a) Vue radiale. (b) Vue axiale.

A l'aide du pré-logiciel Gambit (2.0) [43], on a pu générer un maillage standard appelé parfois « une grille papillon » avec 92000 éléments. C'est un maillage qui a donné de bons résultats auparavant pour le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ dans un cylindre [44]. Sa forme est hexaédrique curviligne avec un carré au milieu.

V. 2. Résultats dynamiques :

V. 2. 1. Vitesse axiale :

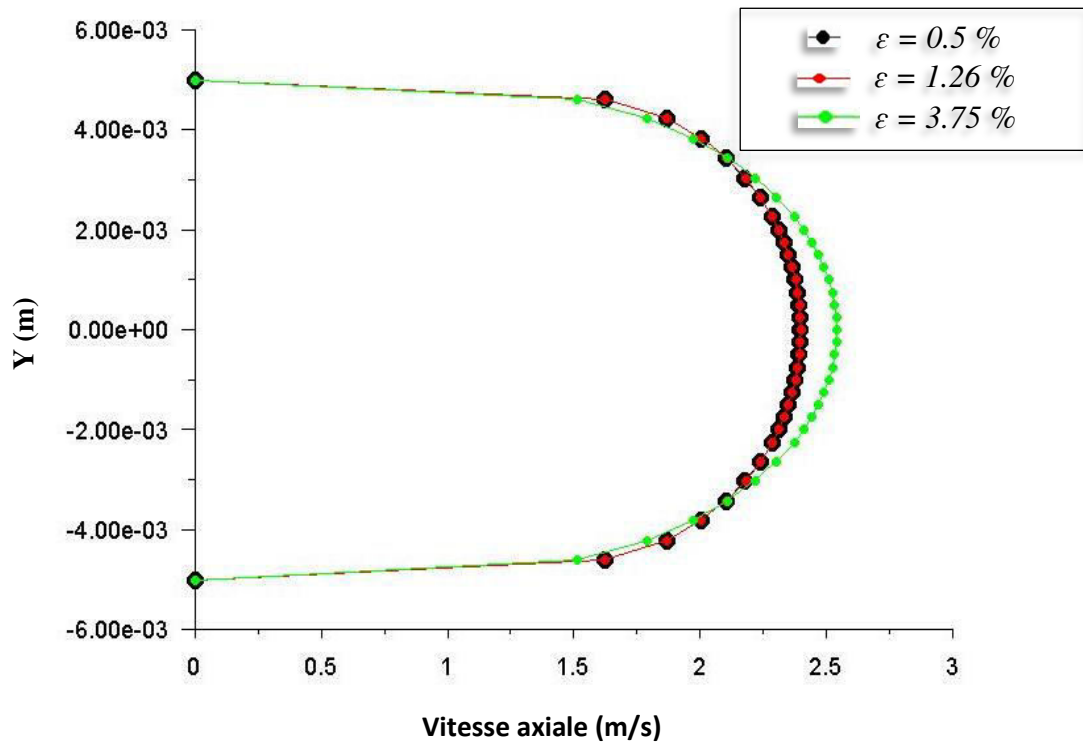


Figure V. 2. Variation de la vitesse axiale moyenne de l'eau pure à une section de position $z = 1m$, pour $Re=20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.

Les résultats obtenus sur les figures V. (2 – 8) représentent l'évolution de la vitesse axiale à une section $z = 1\ m$ pour l'eau pure et/ou pour un nano-fluide (eau/ Al_2O_3) choisi de concentration 1% respectivement à un nombre de Reynold $Re = 20000$, $Re = 30000$ et $Re = 40000$. Il est à noter que les valeurs des vitesses axiales diminuent lorsque l'écoulement est près des parois à cause du frottement jusqu'à atteindre une valeur nulle. Les valeurs maximales des vitesses axiales sont observées aux centres du cylindre.

Sur la figure V. 2. La variation de la vitesse axiale pour l'eau pure à $Re = 20000$ est presque la même pour les deux petites valeurs de la rugosité ($\varepsilon = 0.5\%$ et $\varepsilon = 1.26\%$) et une légère augmentation dans la vitesse axiale est enregistrée avec l'augmentation de la rugosité $\varepsilon = 3.75\%$. Tandis que pour le nano-fluide dont la valeur de la fraction volumique est de 1% ($\varphi = 0.1$) et sur la figure (V. 3.), l'augmentation de l'intensité de la vitesse axiale est remarquable avec l'augmentation de la rugosité.

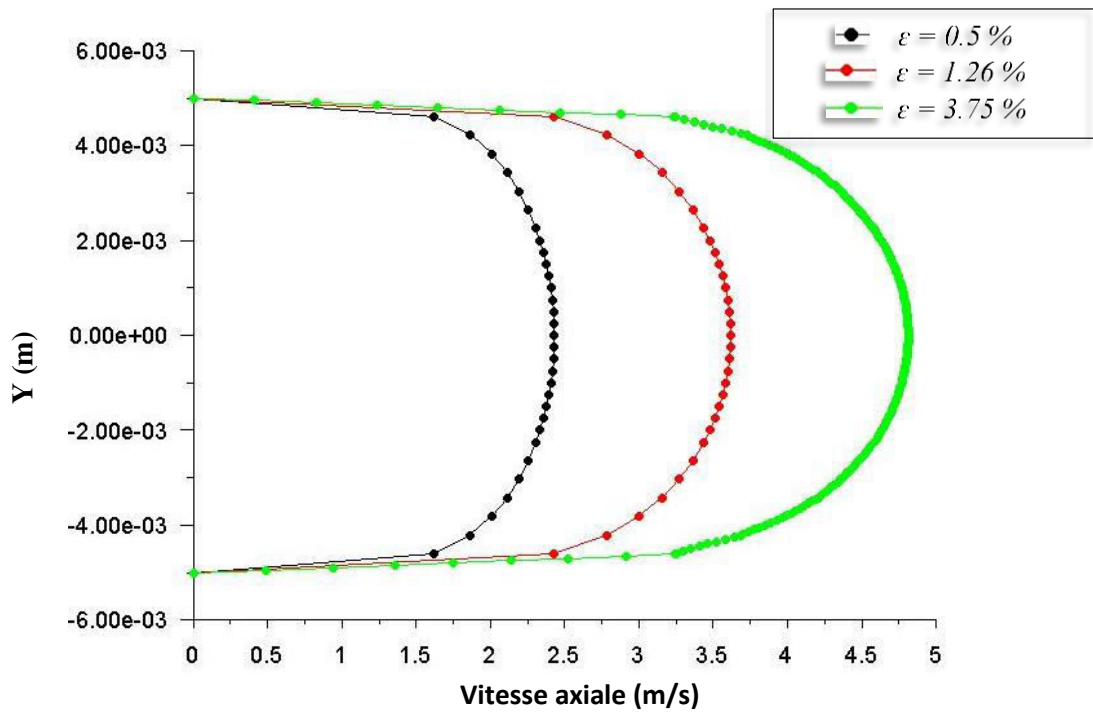


Figure V. 3. Variation de la vitesse axile moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) une section de position $z = 1m$, pour $Re = 20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.

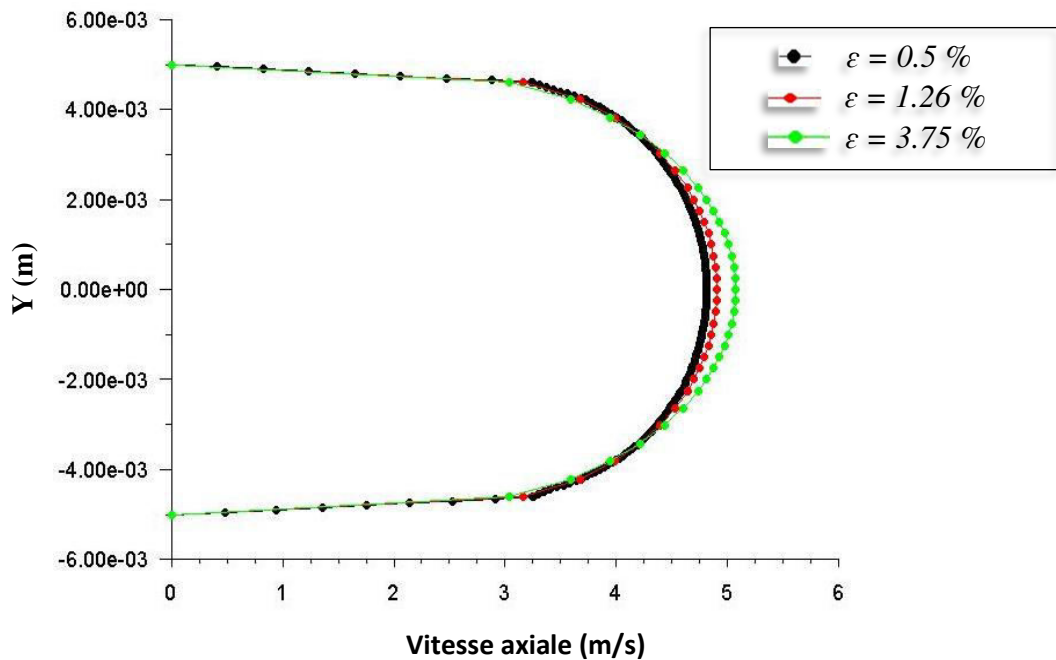


Figure V. 4. Variation de la vitesse axile moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) une section de position $z = 1m$, pour $Re = 40\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.

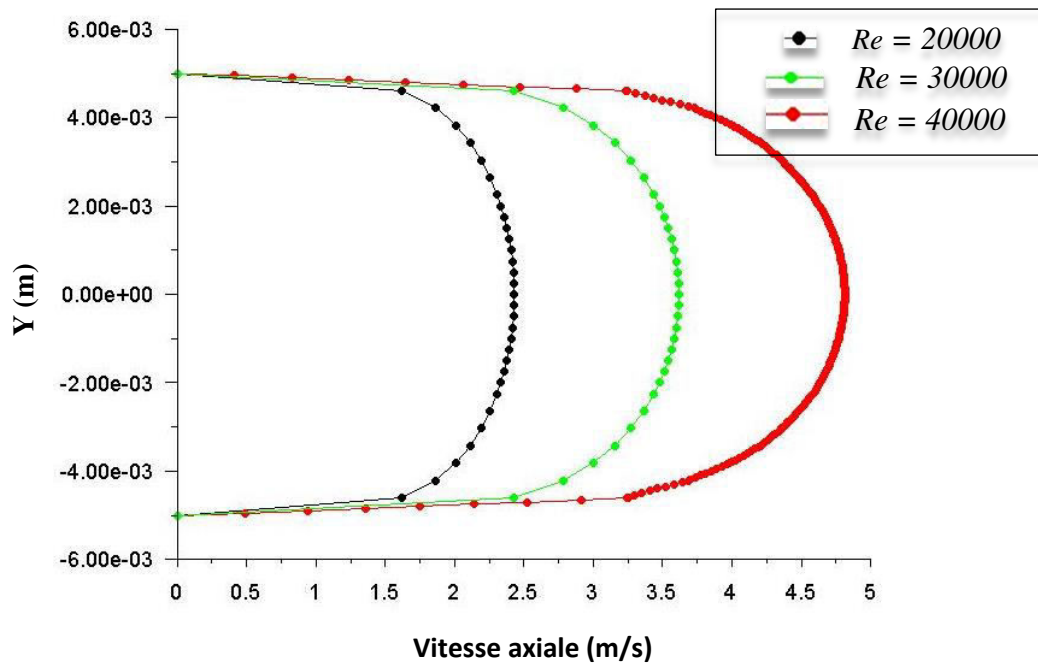


Figure V. 5. Variation de la vitesse axiale moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 20\ 000$, $Re = 30\ 000$ et $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\epsilon = 0.5\ \%$.

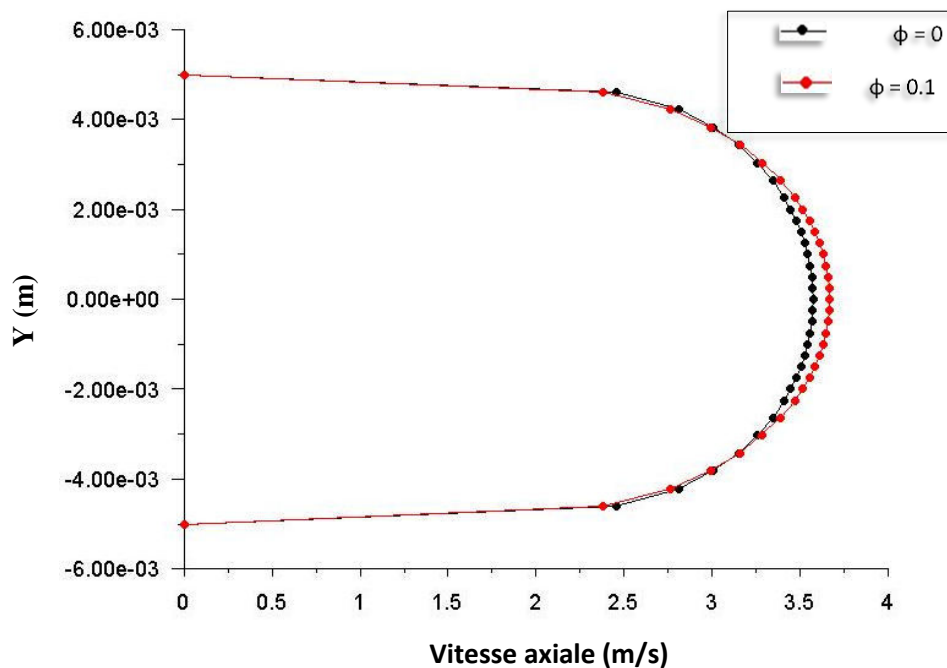


Figure V. 6. Variation de la vitesse axiale moyenne l'eau pure ($\phi = 0$) et du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 30\ 000$ et pour la rugosité $\epsilon = 1.26\ \%$

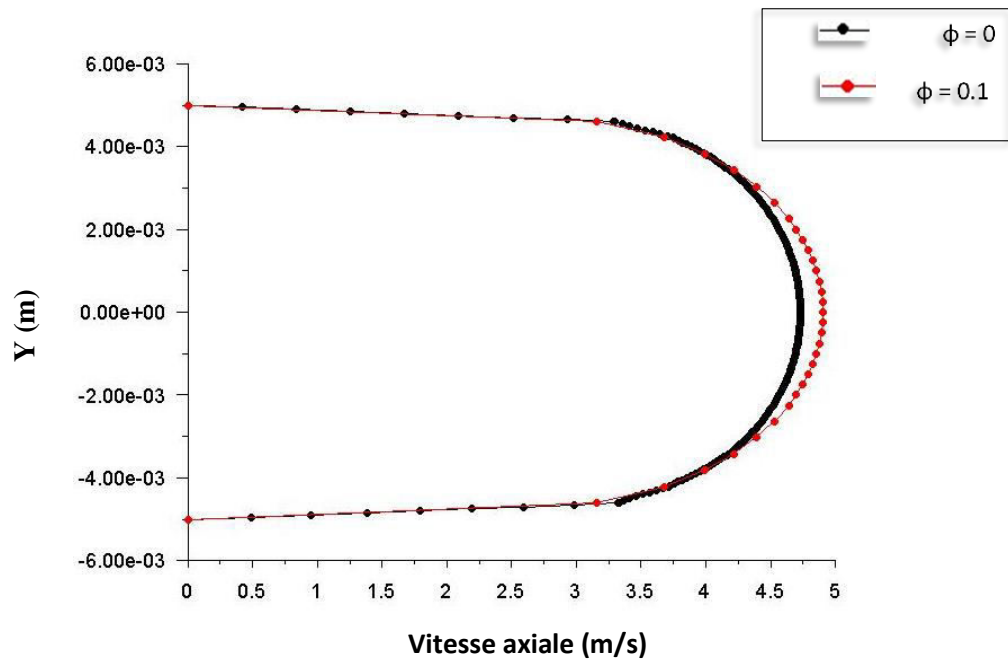


Figure V. 7. Variation de la vitesse axiale moyenne l'eau pure ($\phi = 0$) et du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 1.26\ %$.

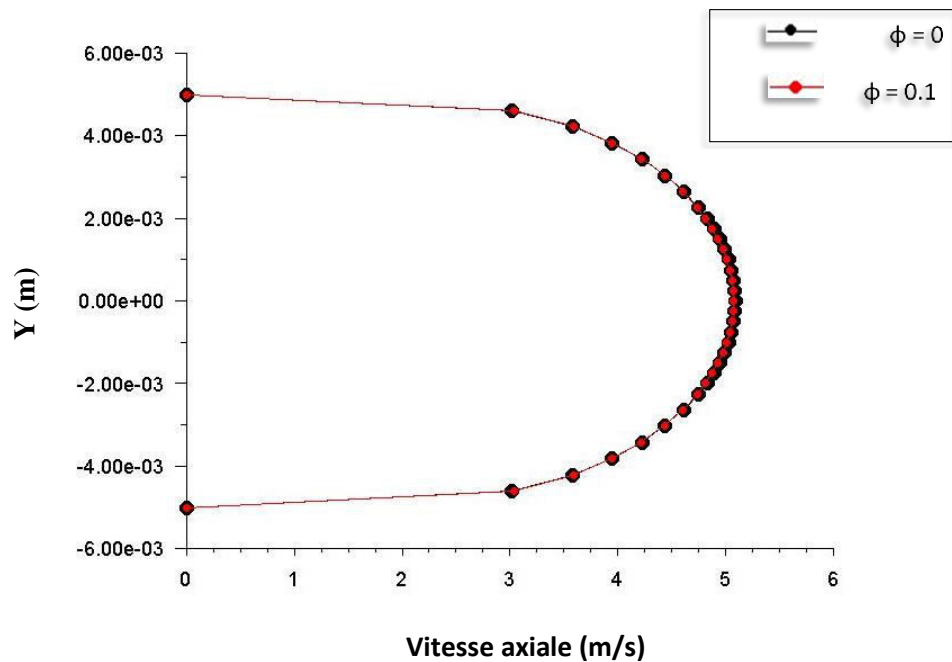


Figure V. 8. Variation de la vitesse axiale moyenne l'eau pure ($\phi = 0$) et du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 3.75\ %$.

Sur les figure V. 7 et V. 8. La variation de la vitesse axile est représentée pour $Re=40000$ pour l'eau pur et pour le nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$ et ceci pour $\varepsilon = 1.26 \%$ et $\varepsilon = 3.75 \%$ respectivement. Pour $\varepsilon = 1.26 \%$, l'ajout des nanoparticules au fluide de base augmente la vitesse axile mais pour la rugosité plus importante $\varepsilon = 3.75 \%$ la valeur de la vitesse axile n'est presque pas influencée par la présence des nanoparticules. Sur les figures V. 9. et V. 10. les vecteurs vitesses axiles sont représentés au milieu de la partie soumise au flux de chaleur extérieur. Le profil des vecteurs vitesses axiles est parabolique confirmant le régime turbulent de l'écoulement

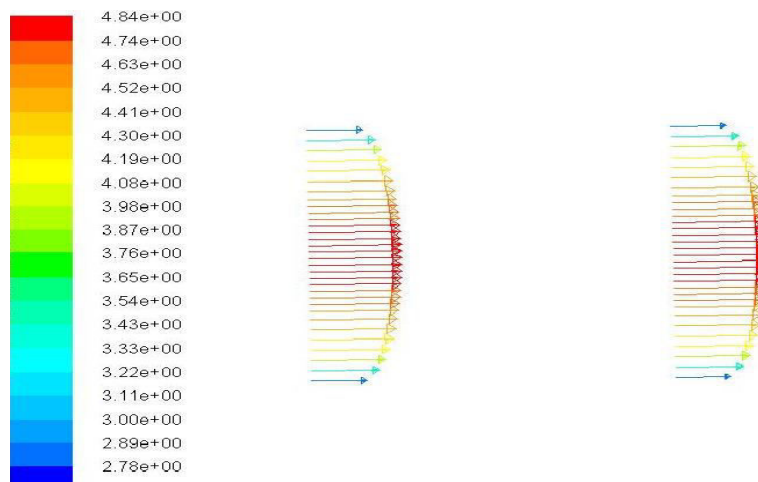


Figure V. 9. Vecteurs vitesse axile de l'eau pure à une section axiale au milieu du cylindre $x = 0$, pour $Re=40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5 \%$

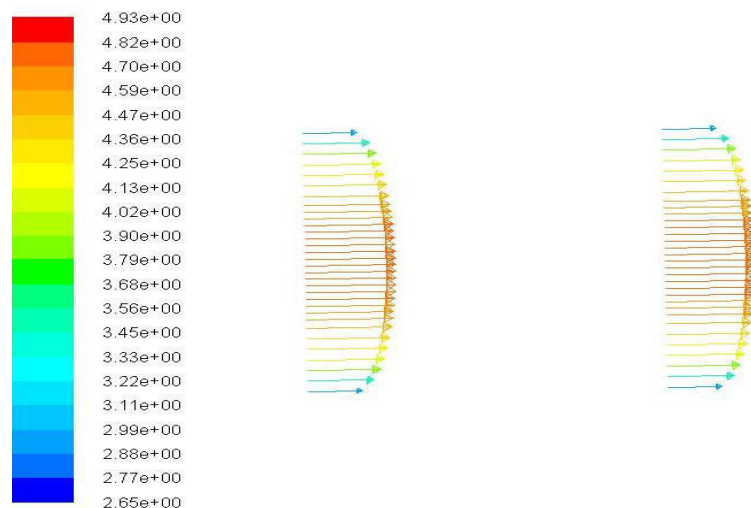


Figure V. 10. Vecteurs vitesse axile du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section axiale au milieu du cylindre $x = 0$, pour $Re=40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5 \%$

V. 2. 2. Coefficient de frottement :

Le calcul numérique est effectué pour trois valeurs de Reynolds (20000, 30000 et 40000) afin d'étudier l'influence de la variation de la vitesse axiale sur les coefficients moyens de frottement. D'après les figures V. 11, V. 12 et V.13 qui représentent la variation du coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds pour les trois rugosités, il est clair que le coefficient moyen de frottement augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, et augmente également avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. En comparant la plage des valeurs du coefficient de frottement sur ces trois mêmes figures, on remarque que ce coefficient augmente avec l'augmentation du coefficient de frottement. Ceci est aussi valable pour l'eau pure dont la variation du coefficient de frottement est représentée sur la figure V. 14. C'est-à-dire le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation de la rugosité.

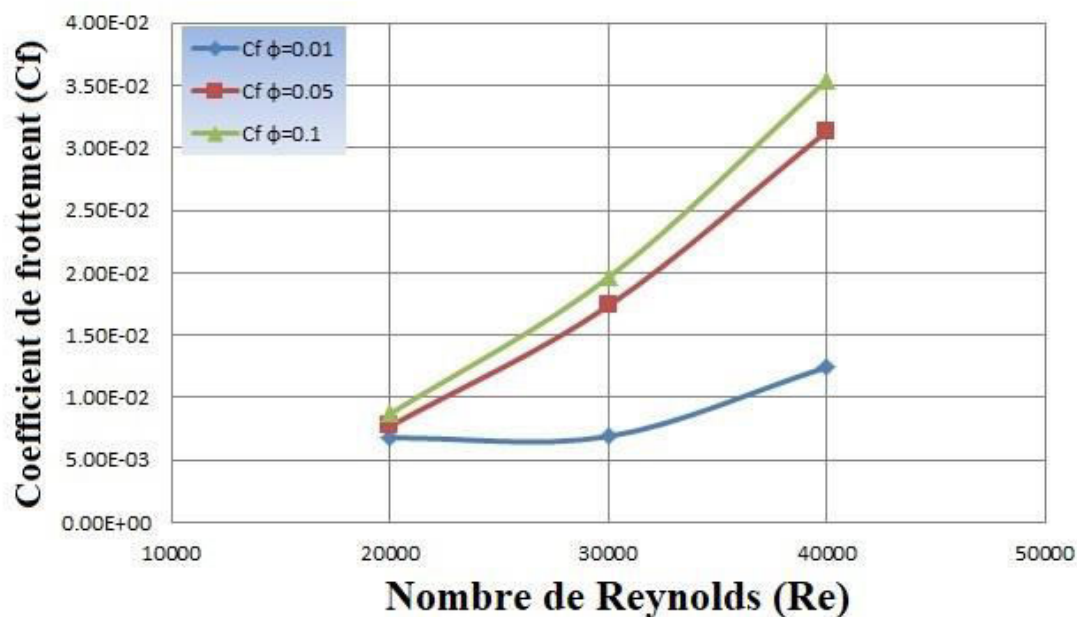


Figure V. 11. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.01 ; 0.05 ; 0.1$) à une section de position $z = 1m$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5 \%$

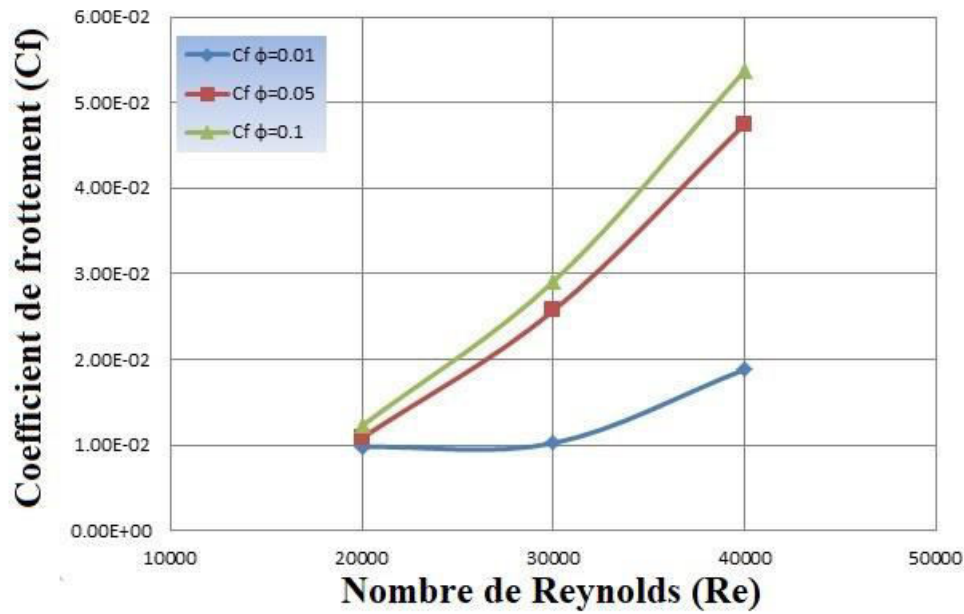


Figure V. 12. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.01 ; 0.05 ; 0.1$) à une section de position $z = 1m$ et pour la rugosité $\epsilon = 1.26 \%$

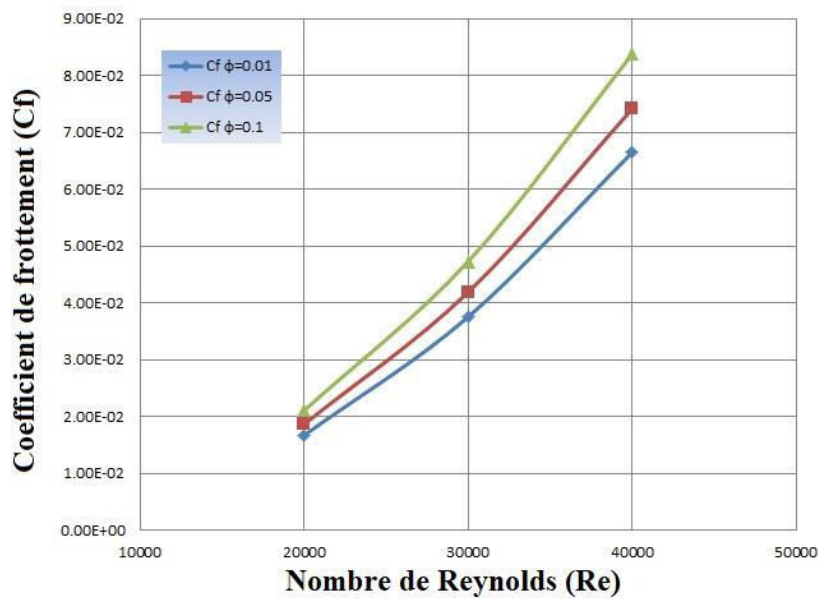


Figure V. 13. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.01 ; 0.05 ; 0.1$) à une section de position $z = 1m$ et pour la rugosité $\epsilon = 3.75 \%$

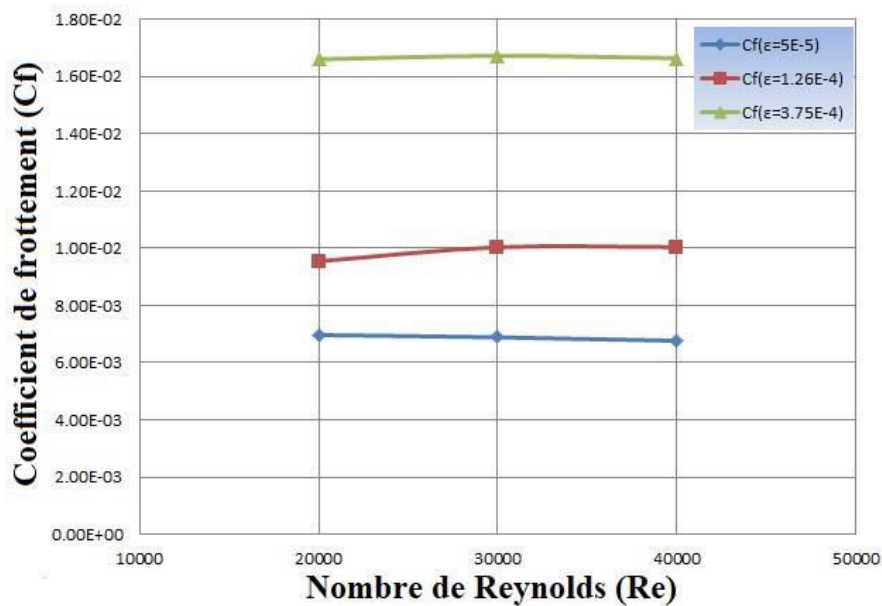


Figure V. 14. Variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau pure ($\phi = 0$) à une section de position $z = 1m$ et pour les trois rugosités $\epsilon = 0.5 \%$, $\epsilon = 1.26 \%$ et $\epsilon = 3.75 \%$

V. 3. Résultats thermiques :

V. 3. 1. Profil de température :

Les figures V. 15 et V. 16, montrent la variation de la température pour l'eau pure et du nano-fluide ($\phi = 0.1$) respectivement et pour trois valeurs de la rugosité et pour un nombre de Reynolds égal à 20000 et un flux de chaleur constant de 40 kW/m^2 appliqué sur la paroi extérieure du milieu du cylindre. Il s'agit d'un régime turbulent dans un cylindre, alors le temps de séjour de ce fluide est très petit pour que la température aura des variations remarquables (environ 300.5 K au milieu du cylindre et dépasse légèrement 306 K près des parois). La température aux parois diminue avec l'augmentation de la rugosité. Sur la figure V. 17, est représentée la variation de la température moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) pour les trois valeurs de Reynolds. Il est clair que la température diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds c'est-à-dire avec l'augmentation de l'intensité de la turbulence. Ceci est aussi constaté en comparant les valeurs de températures aux parois sur les figures V.18 et V. 19. De ces dernières on peut constater que le flux extérieurement appliqué influence la température en l'absence des nanoparticules plus qu'en leur présence. Par une comparaison entre les figure V. 19 et V. 20. Les figures V. 21 et V. 22. présentent la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau pure ($\phi = 0$) et

nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) respectivement. Il est clair que l'intensité du transfert thermique au sein du fluide à l'intérieur du cylindre augmente avec l'augmentation de la rugosité et aussi avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

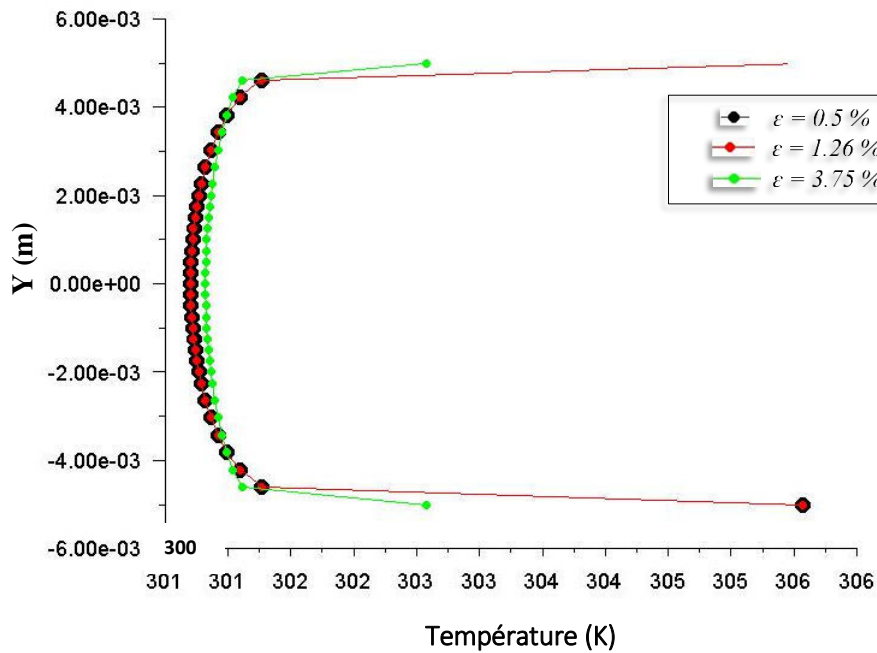


Figure V. 15. Variation de la température moyenne de l'eau pure à une section de position $z = 1m$, pour $Re=20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.

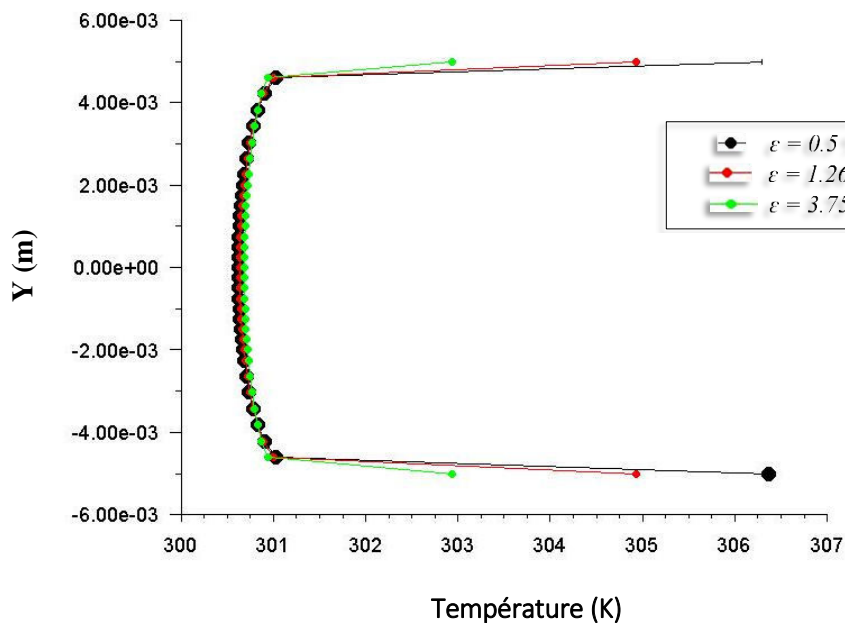


Figure V. 16. Variation de la température moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 20\ 000$ et pour trois valeurs de la rugosité.

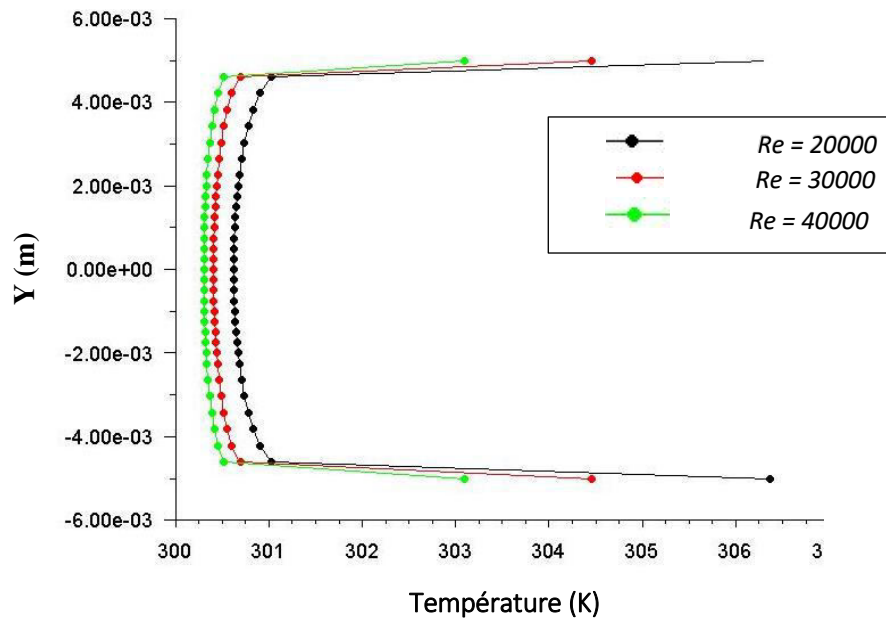


Figure V. 17. Variation de la température moyenne du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 20\ 000$, $Re = 30\ 000$ et $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 0.5\ \%$.

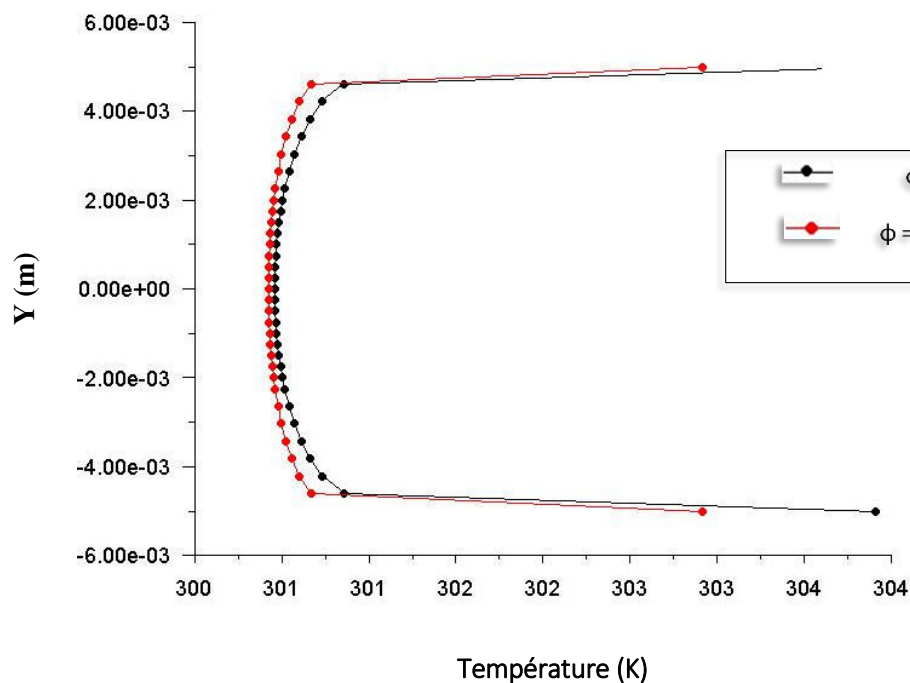


Figure V. 18. Variation de la température moyenne de l'eau pure ($\phi = 0$) et du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 30\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 1.26\ \%$

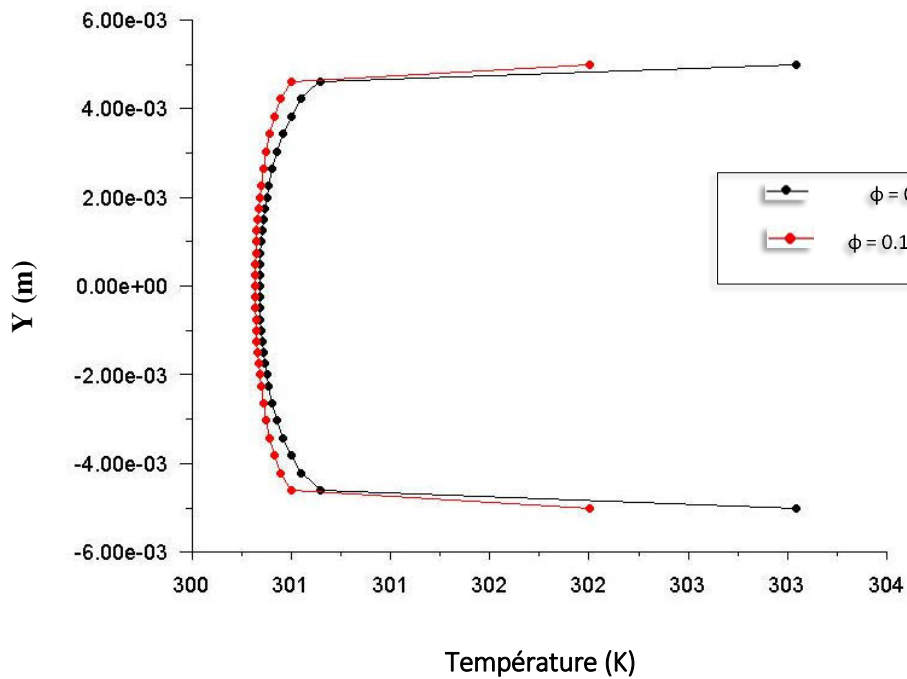


Figure V. 19. Variation de la température moyenne de l'eau pure ($\phi = 0$) et du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 1.26\ %$

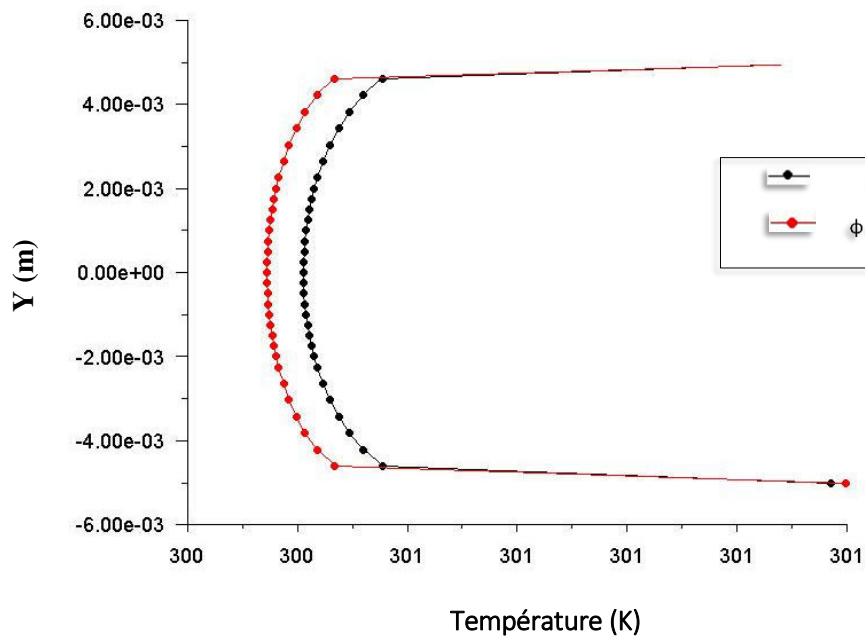


Figure V. 20. Variation de la température moyenne de l'eau pure ($\phi = 0$) et du nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$, pour $Re = 40\ 000$ et pour la rugosité $\varepsilon = 3.75\ %$

V. 3. 2. Nombre du Nusselt moyen :

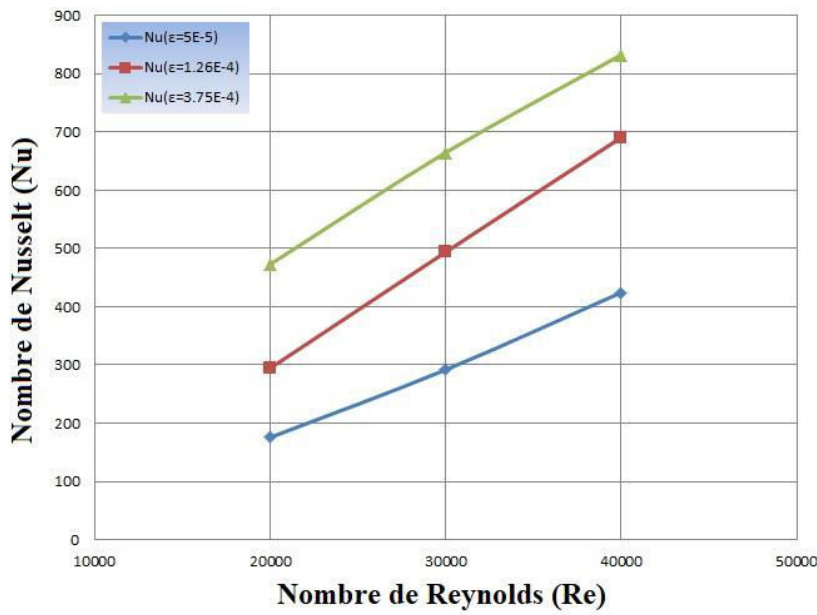


Figure V. 21. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau pure ($\phi = 0$) à une section de position $z = 1m$ et pour les trois rugosités $\epsilon = 0.5 \%$, $\epsilon = 1.26 \%$ et $\epsilon = 3.75 \%$

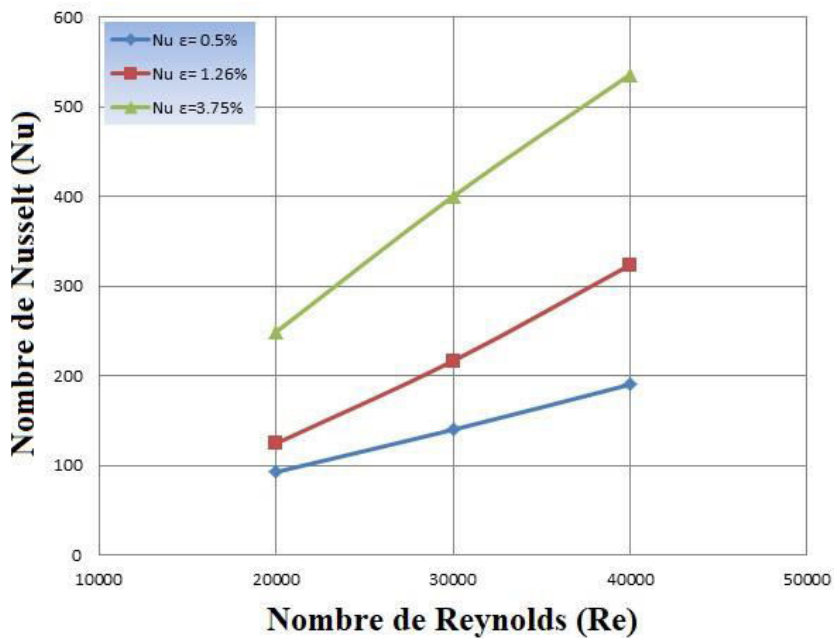


Figure V. 22. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour le nano-fluide eau- Al_2O_3 ($\phi = 0.1$) à une section de position $z = 1m$ et pour les trois rugosités $\epsilon = 0.5 \%$, $\epsilon = 1.26 \%$ et $\epsilon = 3.75 \%$

Conclusion

Ce travail rapporte les résultats d'une étude numérique en 3D du comportement dynamique et thermique d'un écoulement de fluide en convection forcée turbulente dans un cylindre horizontal. Le premier et le dernier quart du cylindre sont adiabatiques. La partie du milieu de ce cylindre est soumise à un flux thermique uniforme. En utilisant le modèle k- ϵ standard avec l'application des conditions aux limites, les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis et en se servant du solveur Fluent. Trois valeurs de la rugosité ont été prises en compte. Le fluide considéré en premier lieu est l'eau pure ensuite un nano-fluide (eau- Al_2O_3) avec trois valeurs de concentrations volumiques. L'étude a été faite pour trois valeurs du nombre de Reynolds ($Re = 2 \times 10^4$; $Re = 3 \times 10^4$; $Re = 4 \times 10^4$). Les résultats présentés sont l'évolution de la vitesse axiale, le coefficient moyen de frottement, la variation de la température moyenne dans une section de passage au milieu du cylindre et le nombre de Nusselt moyen. Ces résultats sont rapportés pour illustrer les effets de la hauteur des rugosités et de la fraction volumique du nano-fluide sur ces paramètres, ainsi que le nombre de Reynolds.

Après la création de la géométrie et le maillage par GAMBIT, les résultats de la simulation numérique faits à l'aide de solveur FLUENT ont été obtenus et les conclusions suivantes ont été tirées :

- Le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation de la concentration du nano-fluide. En général, l'augmentation de la concentration de nano-fluide entraîne une augmentation de la viscosité du fluide qui diminue le mouvement des fluides.
- Le nano-fluide eau- Al_2O_3 influence beaucoup le transfert de chaleur.
- Le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que le nombre de Reynolds augmente. Il est plus faible avec une concentration de 1% que celui de pour l'eau pure.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la hauteur de rugosité.

En perspective, plusieurs points peuvent être développés au futur en se basant sur ce travail.

Parmi les plus importants, les points suivants sont recommandés :

- Etudier le comportement des nano fluides pour d'autres nano-fluides (CuO , SiO_2 , TiO_2 et ZnO ...) et/ou en présence conjuguée de plusieurs nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 , TiO_2 et ZnO ...).
- Etudier le comportement des fluides avec changement de phases en présence des

nanoparticules.

- Etudier le comportement des nano fluides en changeant le fluide de base (huile, éthylène glycol, glycérine, huile moteur,...).
- Voir l'influence du changement de la taille des nanoparticules sur le comportement thermo-hydraulique des écoulements en question.

Références

- [1] M. A. Ahmed et al. «Effect of corrugation profile on the thermal-hydraulic performance of corrugated channels using CuO-Water nano-fluide» Case studies in thermal Engineering. Vol. 4, 2014, pp 65-75.
- [2] M. Izadi, A. Behzadmehr, D. Jalali-Vahida « Numerical study of developing laminar forced convection of a nanofluid in an annulus» International Journal of Thermal Sciences, volume 48, 2009, pp 2119 - 2129.
- [3] S.G.Kandlikar, S.Joshi and S.Tian : Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes, Heat Trans.Eng, Vol24(3), P.P 4-16, 2003.
- [4] M. Parsazadeh, H.A. Mohammed, F. Fathinia «Influence of nanofluid on turbulent forced convective flow in a channel with detached rib-arrays». International Communications in Heat and Mass Transfer, volume 46, 2013, pp 97 - 105.
- [5] Schmitt, D.J., and Kandlikar, S. G., Effects of Repeating Microstructures on Pressure Drop in Rectangular Mini-channels, Third International Conference on Micro-channels and Mini-channels (ICMM05), Page no. ICMM2005-75111, ASME, 2005.
- [6] N. Al-Shamani, K. Sopian, H. A. Mohammed, Sohif Mat, Mohd Hafidz Ruslan, Azher M.Abed «Enhancement heat transfer characteristics in the channel with Trapezoidal rib-groove using nanofluids». Case Studies in Thermal Engineering, volume 5, 2015, pp 48 - 58.
- [7] V. V. Dharaiya, S. G. Kandlikar, "A numerical study on the effects of 2d structured sinusoidal elements on fluid flow and heat transfer at micro-scale" International Journal of Heat and Mass Transfer" volume 57, 2013, 190-201. Elsevier Ltd.
- [8] Sh. M. Vanaki, H. A. Mohammed «Numerical study of nanofluid forced convection in channels using different shaped transverse ribs». International Communications in Heat and Mass Transfer, volume 67, 2015, pp 176 - 188.
- [9] Yangpeng Liu, Guoqiang Xu, Jining Sun, Haiwang LI. "Investigation of the roughness effect on flow behavior and heat transfer characteristics in micro-channels", International Journal of Heat and Mass Transfer, volume 83, 2015, pp 11-20.
- [10] Azher M. Abed, K. Sopian, H. A. Mohammed, M. A. Alghoul, Mohd Hafidz Ruslan, Sohif Mat, AliNajah Al-Shamani «Enhance heat transfer in the channel with V-shaped wavy lower plate using liquid nanofluids» Case Studies in Thermal Engineering, volume 5, 2015, pp 13 - 23.

- [11] Timothy P. Brackbill & Satish G. Kandlikar. “Effect of Sawtooth Roughness on Pressure Drop and Turbulent Transition in micro-channels”, *Heat Transfer Engineering*, 28 :89, 2007, pp 662-669.
- [12] D. F. Dipprey, R. W. Sabersky «Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers» *Int. J. Heat Mass Transfer*, volume 6, 1963, pp 329 - 353.
- [13] Croce. Gluio, D’Agaro. Paola. “Numerical analysis of roughness effect on micro-tube heat transfer”, *Super lattices and Microstructures*, volume 35, 2004, pp601-616.
- [14] H. Wang, Y. Luo , H. Gu, H. Li, T. Chen, J. Chen, H. Wu, «Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of kerosene at supercritical pressure in square and circular tube with artificial roughness» *Experimental Thermal and Fluid Science*, volumes 42, 2012, pp 16 - 24.
- [15] Wu, H.Y., Cheng, P. “Friction factors in smooth trapezoidal silicon micro-channels with different aspect ratios”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Volume 46, 2003, pp 2519-2525.
- [16] W. Yang, S. Xu, Y. He, W. Li, «Experimental study on the heat transfer characteristics of high blockage ribs channel» *Experimental Thermal and Fluid Science*, volume 83, 2017, pp 248 - 259.
- [17] Qu, W. Mohiuddingh. Mala and D. Li, “Pressure driven water flows in trapezoidal siliconmicro-channels”, *Int.J.of Heat and Mass Transfer*, Volume 43, 2000, pp 353-364.
- [18] C. Khodja et A. Soudani, «étude hydrodynamique et thermique des écoulements dans les micro-canaux », Edition Universitaire Européenne, 2013.
- [19] Li, Z. X., Du, D. X. and Guo, Z. Y. “Experimental study on flow characteristics of liquid in circular micro-tubes”, *Microscale Thermophysical Engineering*, volume 7, 2003, 253-265.
- [20] A. S. Rawool, S. K. Mirta, S. G. Kandlikar, “Numerical simulation of flox through micro-channels with designed roughness” *Microfluid Nanofluid*, 2, 2006, 215-221.
- [21] M. A. Ahmed et al. « The effect of wavy wall phase shift on thermal-hydraulic performance of Al₂O₃-Water nano-fluid flow in sinusoidal wavy channel. Case studies in thermal Engineering. Volume 4, 2014, pp 65-75.

- [22] Y. Xuan and Q. Li. "Heat transfer enhancement of nano-fluid", International Journal of Heat Fluid Flow, volume 21, 2000, pp 58-64.
- [23] S. E. B. Maiga, C.T.Nguyen, N.Galanis, and G.Roy. "Heat transfer behaviors of nano-fluid in a uniformly heated tube". Super lattices and Microstructures, volume 35, 2004, pp 543-557.
- [24] S. Lee, S.U.S. Choi, S. Li, and J. A. Eastman. "Measuring thermal conductivity of fluides containing oxide nanoparticles". ASME J. Heat Transfer, volume 121, 1999, 280-289.
- [25] S.U.S Choi. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Developments and applications of Non –Newtonian Flows.D.A.Siginer and H.P. Wang (Eds.), FED-vol. 231/MD –vol. 66, ASME, New York, 99-105, 1995
- [26] F. Oztop and E. Abu-Nada (2008). Numerical Study of Natural Convection in Partially Heated Rectangular Enclosures Filled with Nanofluids, Int. J. Heat and Fluid Flow, vol. 29, pp. 1326-1336, 2008.
- [27] E. Abu-Nada (2009). Effects of Variable Viscosity and Thermal Conductivity of Al₂O₃-Water Nanofluid on Heat Transfer Enhancement in Natural Convection, Int. J. Heat and Fluid Flow, vol. 30, pp. 679-690, 2009.
- [28] Z. Haddad, F. Oztop, E. Abu-Nada, and A. Mataoui (2012). A Review on Natural Convective Heat Transfer of Nanofluids, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, pp. 5363-5378, 2012.
- [29] J.C. Maxwell. A Treatise on electricity and magnetism, Clarendon Press, U.K., 1891.
- [30] R.L. Hamilton and O.K. Crosser. Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals 1(3), 187-191, 1962.
- [31] B. C. Pak and Y. I. Cho, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles," Experimental Heat Transfer an International Journal, vol. 11, pp. 151-170, 1998.
- [32] S.U.S. Choi, Z.G. Zhang, W. Yu, F.E. Lockwood, and E.A Grulke (2001). Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotube suspension. Applied Physics Letters, 79(14), pp. 2252-2254, 2001

- [33] Bhattacharya P, Saha, S. K., Yadav, A. Phelan, P. E., and Prasher, R. S., “Brownian dynamics simulation to determine the effective thermal conductivity of nanofluids”. *Journal Applied Physics*, volume 95(11), 2004, 6492–6494.
- [34] S. B. Maiga, C. T. Nguyena, N. Galanisb, G. Roy “Heat transfer behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube” *Superlattices and Microstructures* 35 (2004) 543–557.
- [35] A. Einstein. *Investigations on the Theory of the Brownian Mouvement*. Dover Publications, New York, 1956.
- [36] H.C. Brinkman. The viscosity of concentrated suspensions and solution. *J. Chem.Phys.* 20, 571–581, 1952.
- [37] B. C. Pak and Y. I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer: A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion*. 11: 151-170, 1998.
- [38] X. Wang and X. Xu and S. U. S. Choi, “Thermal Conductivity of Nanoparticle–Fluid Mixture”. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* Vol. 13, No. 4, October–December 1999
- [39] B.C. Pak and Y.I. Cho. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151–170, 1998.
- [40] Y. M. Xuan, W. Roetzel, Conceptions for heat transfer correlation of nano-fluids. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43/19 (2000), 3701-3707.
- [41] B.E. Launder, D.B. Spalding « The numerical computation of turbulent flows» *Methods in Applied Mechanics and Engineering*, volume 3, 1974, pp 269 - 289.
- [42] White, F. M., “Viscous Fluid Flow” Fourth Edition, Mc Graw Hill, 2001.
- [43] Gambit 2.0, ‘Documentation 2001, User’s Guide’, Modelling Guide, Tutorial Guide, Fluent. Inc.
- [44] A. Zeghib, et K Talbi, « Comparaison des différents modèles de turbulence d’un écoulement aérodynamique dans un cyclone » *Revue des Energies Renouvelables CISM’08 Oum El Bouaghi* (2008) 311 – 324.
- [45] Patankar SV “Heat and mass transfer in turbulent boundary layers”, Ph.D. Thesis, Imperial College, London University, UK (1967).

Résumé :

L'objectif de ce mémoire est la simulation numérique et la modélisation de l'écoulement bidimensionnel, turbulent et incompressible avec transfert de chaleur dans un cylindre avec structure de rugosité variable et rempli d'eau et d'un mélange d'eau et de nanoparticules de l'Alumine Al_2O_3 .

Les équations régissant le problème à étudier sont les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie dans un système de coordonnées cylindriques. Ce système d'équations est résolu en utilisant le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis.

L'effet de cette rugosité ainsi que l'effet de la fraction volumique du nano-fluide sur les paramètres thermiques et dynamiques comme le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement seront présentés et discutés.

Mots clés :

Rugosité, nano-fluide, fraction volumique, nombre de Nusselt, coefficient de frottement, Fluent.

Abstract :

The objective of this thesis is the numerical simulation and the modeling of two-dimensional, turbulent and incompressible flow with heat transfer in a micro-tube with shaped roughness structure and filled with water and a mixture of water and Al_2O_3 Alumine nanoparticles.

The equations governing the problem to be studied are the equations of continuity, momentum and energy in a cylindrical coordinate system. This system of equations is solved using the Fluent calculation code based on the finite volume method.

The effect of this roughness as well as the effect of the volume fraction of the nano-fluid on thermal and dynamic parameters such as the Nusselt number and the coefficient of friction will be presented and discussed.

Keywords :

Roughness, nano-fluid, volume fraction, Nusselt number, coefficient of friction, Fluent.

ملخص :

الهدف من هذه الرسالة هو محاكاة عددية و نمذجة تدفق ثنائي الأبعاد، مضطرب وغير قابل للضغط مع نقل الحرارة في أنبوب دقيق بهيكل خشونة متغير وملئ بالماء ومزيج من الماء وجسيمات Al_2O_3 النانوية.

المعادلات التي تحكم المشكلة المراد دراستها هي معادلات الاستمرارية وكمية الحركة والطاقة في نظام إحداثيات أسطوانية. يتم حل نظام المعادلات هذا باستخدام كود الحساب فلووانت Fluent مبني على طريقة الأحجام المتناهية.

سيتم عرض ومناقشة تأثير هذه الخشونة و كذلك تأثير عدد من جزيئات النانو على المعاملات الحرارية والديناميكية مثل عدد نوسالت وعدد بوازوي ومعامل الاحتكاك.

كلمات مفتاحية :

الخشونة، النانفلويد، الكسر الحجمي، عدد نوسالت، معامل الاحتكاك، فلووانت.