

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université du 20 Août 1955 Skikda  
Faculté des Sciences  
Département de Physique



جامعة 20 أوت 1955 سكيكدة  
كلية العلوم  
قسم الفيزياء

N° : D012119001

## Thèse de Doctorat

Spécialité : Physique

Option : Energétique

Présentée par :

**BOUKERMA Karima**

Intitulée

**Etude des moyens d'amélioration des échanges thermiques  
convectifs dans des conduites**

Soutenue le : 05/05/2019

Devant le Jury composé de:

Président :	E. MEZAACHE	Professeur	Université de Skikda
Rapporteur :	M. KADJA	Professeur	Université de Constantine 1
Examineurs:			
	F. MECHIGHEL	MCA	Université de Annaba
	F. MEBAREK OUDINA	MCA	Université de Skikda
	Y. KABAR	MCA	ENP de Constantine

Année universitaire 2018 / 2019

# Remerciements

Je voudrais exprimer ici une reconnaissance toute particulière à mon Directeur de thèse **Mr KADJA Mahfoud**, Professeur à l'Université Mentouri-Constantine 1, pour l'encadrement dont j'ai bénéficié pendant ces longues années de thèse. Je lui exprime ma très profonde reconnaissance pour sa gentillesse, son extrême patience, son encouragement et de m'avoir fait confiance pour cette ambitieuse étude.

Je remercie l'ensemble des membres du jury. Je suis particulièrement très honorée par **Mr E.MEZAACHE**, Professeur à l'Université 20 Août 1955 Skikda, qui a accepté de présider le jury de ma thèse. Je suis extrêmement reconnaissante envers **Mr MECHIGHEL Farid**, MCA à l'Université de Badji Mokhtar Annaba, **Mr MEBAREK OUDINA Fateh**, MCA à l'Université 20 Août 1955 Skikda, et **Mr KABAR Yassine**, MCA à l'Ecole Nationale Polytechnique, Constantine, d'avoir accepté d'évaluer ce travail et de consacrer du temps à l'examen de ce manuscrit.

Tous mes remerciements vont également à : **Pr Djazy Faïçal**, **Dr BOUHEZZA Aïcha** et **M<sup>lle</sup> BOUKERMA Dalila** pour leurs aides précieuses.

# Dédicaces

*Je dédie mon travail,*

- ✓ *À ma très chère mère : mon grand soutien durant mes années d'études.*
- ✓ *À mon cher père : à qui je dois une grande reconnaissance pour son soutien moral*
- ✓ *À ma très chère grand-mère pour tous ces sacrifices durant mes années d'études à l'université.*
- ✓ *À mon très cher oncle « BOUKERMA Ali » : mon inspirant que j'ai toujours pris comme exemple dans ma vie professionnelle.*
- ✓ *À mes frères et mes sœurs, mes neveux et mes nièces « en particulier Kinda » ainsi que toute la famille.*
- ✓ *À tous mes amies et mes collègues à l'université de 20 Août 1955 Skikda qui m'ont encouragé et soutenu pour terminer ce travail.*

*Merci beaucoup.*

# Résumé

Les nanofluides sont des suspensions diluées de nanoparticules inférieures à 100 nm et qui ont une conductivité thermique plus élevée que celle des fluides classiques.

Dans ce travail, nous avons réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée avec des nanofluides dans un tube circulaire sous la condition d'écoulement laminaire; la moitié supérieure du tube est chauffée par un flux de chaleur constant tandis que la moitié inférieure est adiabatique. Pour cela nous avons développé un modèle physique en utilisant les logiciels Gambit et FLUENT.

Dans la première étude nous nous sommes concentrés sur l'effet des mélanges EG-eau en tant que fluides de base, avec une concentration massique allant de 0% à 100% d'éthylène glycol; l'effet des types de nanoparticules ( $Al_2O_3$  et CuO) et leurs fractions volumiques ( $\phi = 0-5\%$ ) et l'effet du nombre de Reynolds (Re) sur l'écoulement et le transfert de chaleur par convection. Les résultats obtenus montrent que les valeurs les plus élevées du coefficient de transfert thermique sont entre 40% et 50% de la concentration de EG dans l'eau pure. Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la concentration de EG et l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que la fraction volumique des nanoparticules.

En deuxième lieu, nous avons étudié l'effet de la taille des nanoparticules  $SiO_2$  (20, 50 et 100 nm), leurs fractions volumiques et l'effet du Re sur les performances thermo-hydrauliques. Nous avons trouvé que la vitesse, le coefficient de transfert thermique, le nombre de Nusselt, la contrainte de cisaillement et la chute de pression augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique et la diminution du diamètre des nanoparticules.

Enfin, nous avons étudié l'effet de la forme des nanoparticules  $Al_2O_3$  (plaquettes, lames, cylindres et cubes) sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement du fluide pour  $Re = 250$  et une vitesse à l'entrée de 0.2 m/s. Nous avons constaté que pour  $Re = 250$ , les nanofluides avec des nanoparticules de formes de plaquettes ont la vitesse, le coefficient de transfert thermique, le nombre de Nusselt, la chute de pression et le facteur de performance les plus élevés. Pour une vitesse constante à l'entrée, les nanofluides avec des nanoparticules de forme cylindrique ont le coefficient de transfert de chaleur le plus élevé et le nombre de Nusselt le plus faible.

**Mots-clés:** Nanofluides, Fluide de base (EG- eau), Fraction volumique; Diamètre des nanoparticules, Forme des nanoparticules, Indice de performance.

# Abstract

Nanofluids are dilute suspensions of nanoparticles smaller than 100 nm and have a higher thermal conductivity than conventional fluids.

In this work, a numerical study has been performed on the convective heat transfer of nanofluids flowing through a circular tube with circumferentially non-uniform heating (constant heat flux) under the laminar flow condition. The physical model was developed using Gambit CFD for mesh and FLUENT for fluid flow modeling.

In the first study we, focus on the effect of EG-water mixtures as base fluids with mass concentration ranging from 0% up to 100% ethylene glycol on forced convection. The effect on the flow and the convective heat transfer behaviour of nanoparticle types, their volume fractions ( $\phi=1-5\%$ ) and Reynolds number (Re) are also investigated. The results obtained show that the highest values of the average heat transfer coefficient are observed between 40% and 50% of EG concentration. The average Nusselt number increases with the increase in EG concentration, and the increase in the Reynolds number and volume fraction.

In the second study we studied the effect of the size of the SiO<sub>2</sub> nanoparticles (20, 50 and 100 nm), their volume fractions and the effect of Re on thermo-hydraulic performance. We have found that velocity, heat transfer coefficient, Nusselt number, shear stress and pressure drop increase with increasing volume fraction and decreasing diameter of nanoparticles, while the volume fraction and diameter of nanoparticles have a very small effect on the friction coefficient.

The third study considers the shape effect of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoparticles (platelets, blades, cylindrical and bricks) dispersed in an EG-water base fluid (50-50%) on heat transfer and fluid flow for Re = 250 and an inlet velocity of 0.2 m/s. We found that for a Re = 250, nanofluids with nanoparticles of platelet shapes have the highest velocity, heat transfer coefficient, Nusselt number, pressure drop and performance factor. For a constant velocity at the inlet, nanofluids with nanoparticles of cylindrical shape have the highest heat transfer coefficient and the lowest Nusselt number.

Keywords: Nanofluids; EG-water mixtures base fluids, Volume fraction, Diameter of nanoparticle, Nanoparticles shape; Performance index.

## ملخص

السوائل النانوية هي معلقات مخففة للجسيمات النانوية أصغر من 100 نانومتر ولديها موصلية حرارية أعلى من السوائل التقليدية.

في هذا العمل، قمنا بإجراء دراسة عددية على نقل الحرارة عن طريق الحمل الحراري القسري للسوائل النانوية، التي تتحرك داخل أنبوب دائري بتدفق صفائحي. تتم العملية بتسخين النصف العلوي من الأنبوب بتدفق حراري ثابت بينما النصف السفلي يكون معزول حرارياً. اعتمدنا في هذه الدراسة على برنامجين هما: برنامج Gambit الذي ساعدنا في رسم القناة و تشكيل الشبكة، و برنامج Fluent لنمذجة حركة السوائل وتوزيع الحرارة.

ركزنا في الجزء الأول من هذه الدراسة: على تأثير خلائط الماء -الإيثيلين جليكول كسوائل أساسية (مع تركيز كتلي يتراوح من 0 % إلى 100 %). وعلى تأثير أنواع الجسيمات النانوية ( $Al_2O_3$  و  $CuO$ ) وتركيزها الحجمي ( $\phi = 1-5\%$ ) وعلى تأثير رقم رينولدز على نقل الحرارة. أظهرت النتائج التي حصلنا عليها أن أعلى قيم لمعامل انتقال الحرارة المتوسط تتراوح بين 40% و 50% من تركيز EG في المياه النقية. و يزداد عدد نسلت مع زيادة تركيز إيثيلين جليكول، و يزداد كذلك مع عدد رينولدز و حجم الجسيمات النانوية.

في الجزء الثاني قمنا بدراسة تأثير أقطار جسيمات  $SiO_2$  النانوية (20، 50، 100 ن م) و تأثير كل من تركيز الجسيمات النانوية و عدد رينولدز على أدائهم الهيدروليكي و الحراري. لقد وجدنا أن السرعة، و معامل نقل الحرارة، و عدد نوسيلت، و إجهاد القص و انخفاض الضغط يزداد مع زيادة حجم الجسيمات النانوية و ينخفض مع انخفاض قطر الجسيمات النانوية. في حين أن حجم و قطر الجسيمات النانوية له تأثير صغير جداً على معامل الاحتكاك.

وأخيراً، درسنا تأثير شكل الجسيمات النانوية  $Al_2O_3$  (الصفائح، الشرائح، الأسطوانات والمكعبات) المعلقة في سائل أساس ماء-EG (50-50 %) على نقل الحرارة وخصائص تدفق السائل من أجل عدد رينولدز = 250 وسرعة عند المدخل = 0.2 م / ثا. لقد وجدنا أنه بالنسبة لعدد رينولدز يساوي 250، فإن السوائل النانوية التي تحتوي على جسيمات ذات شكل صفائح لها أعلى سرعة، و معامل نقل الحرارة، و عدد نوسيلت، و انخفاض الضغط، و مؤشر الأداء. في حالة سرعة ثابتة عند المدخل، يكون للسوائل النانوية ذات الجسيمات النانوية الأسطوانية أعلى معامل نقل الحرارة و أقل عدد نوسيلت.

**كلمات المفتاحية:** السائل النانوي، سائل قاعدي (إيثيلين جليكول- ماء)، تركيز حجمي، قطر الجسيمات النانوية، شكل الجسيمات النانوية، مؤشر الأداء.

# Table des matières

<b>Nomenclature</b>	I
<b>Table des figures</b>	III
<b>Liste des tableaux</b>	VII
<b>Introduction générale</b>	1
<b>Chapitre I Etude bibliographique sur les nanofluides</b>	
I.1 Introduction	4
I.2 Les Nanofluides	5
I.3 Types de nanoparticules	5
I.4 Préparation de nanofluides	6
I.4.1 La méthode à une seule étape	7
I.4.2 La méthode à deux étapes	7
I.5 Nanofluides à base d'eau	8
I.5.1 Étude expérimentale	8
I.5.2 Étude numérique	12
I.6 Nanofluides à base d'éthylène glycol	15
I.6.1 Étude expérimentale	15
I.6.1 Étude numérique	17
I.7 Mélange eau-éthylène glycol	19
I.7.1 Étude expérimentale	19
I.7.2 Étude numérique	23
<b>Chapitre II Formulation mathématique et Propriétés thermophysiques des nanofluides</b>	
II.1 Introduction	27
II.2 Equations de conservation	27
II.2.1 Equation de conservation de la masse	27
II.2.2 Equation de conservation de la quantité de mouvement	28
II.2.3 L'équation de l'énergie	28
II.3 Modèle physique	28
II.3.1 Géométrie	28
II.3.2 Hypothèses simplificatrices	29
II.4 Propriétés thermophysiques des nanofluides	30
II.4.1 La masse volumique	31
II.4.2 La capacité thermique	31
II.4.3 La conductivité thermique	32
II.4.3.1 Études expérimentales	33
II.4.3.1.1 Effet de la fraction volumique	33
II.4.3.1.2 Effet de la nature des particules	34
II.4.3.1.3 Effet de la forme et de la taille des particules	35
II.4.3.1.4 Effet du fluide de base	36
II.4.3.1.5 Effet de la température	37
II.4.3.2 Équations théoriques et empiriques	38
II.4.3.2.1 Modèles classiques	38



VI.2.1	Modèle la conductivité thermique	78
VI.2.2	Fluide de base	79
IV.3	Conductivité thermique et viscosité dynamique des nanofluides	80
VI.4	Effet de la concentration de EG sur le transfert de chaleur	83
VI.4.1	Profils de température	83
VI.4.2	Distribution du coefficient de transfert de chaleur	83
VI.4.3	Distribution du nombre de Nusselt	84
VI.5	L'effet de la concentration de EG, de la fraction volumique des nanoparticules et du nombre de Reynolds sur la performance des nanofluides	88
VI.5.1	Contours de la température	88
VI.5.2	Distribution du coefficient de transfert thermique	93
VI.5.3	Distribution du nombre de Nusselt	93
VI.5.4	Rapport du coefficient de transfert thermique moyen	94
VI.5.5	Rapport du nombre de Nusselt moyen	95
VI.5.5	Facteur de performance thermique	99
VI.6	L'effet du diamètre des nanoparticules	104
VI.6.1	L'effet de la taille des nanoparticules sur le profil de vitesse	104
VI.6.2	L'effet de la taille des nanoparticules sur la conductivité thermique	104
VI.6.3	L'effet de la taille des nanoparticules sur la température	105
VI.6.4	L'effet de la taille des nanoparticules sur le transfert thermique	105
VI.6.5	L'effet de la taille des nanoparticules sur les caractéristiques dynamiques des nanofluides	107
VI.6.6	Facteur de performance thermique	109
VI.7	L'effet de la forme des nanoparticules	118
VI.7.1	L'effet des différentes formes de nanoparticules sur le profil de la vitesse	119
VI.7.2	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le transfert thermique	120
VI.7.3	L'effet des différentes formes de nanoparticules sur la chute de pression	123
VI.7.4	Facteur de performance thermique	123
	<b>Conclusion générale</b>	129
	<b>Bibliographie</b>	133

# Nomenclature

$C_p$	chaleur spécifique ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$D$	diameter de tube, (m)
$d_p$	diameter des nanoparticules (m)
$f$	coefficient de perte de charge de Darcy
$h$	coefficient de transfert thermique, ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ )
$k$	conductivité thermique, ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
$L$	longueur de tube (m)
$Nu$	nombre de Nusselt
$P$	pression, (Pa)
$q_w$	densité de flux de chaleur, ( $\text{W m}^{-2}$ )
$Re$	nombre de Reynolds $\left( = \frac{\rho w_{in} D}{\mu} \right)$
$r$	direction radiale
$T$	température, (K)
$u$	vitesse tangentielle, ( $\text{m s}^{-1}$ )
$v$	vitesse radiale, ( $\text{m s}^{-1}$ )
$w$	vitesse axiale, ( $\text{m s}^{-1}$ )
$Z$	direction axiale

## symboles grecques

$\Delta P$	perte de pression, (Pa)
$\theta$	coordonnée angulaire
$\mu$	viscosité, ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ )
$\varphi$	fraction volumique
$\psi$	fraction volumique du mélange
$\eta$	facteur de performance
$\rho$	densité, ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )

$\kappa$  constante de Boltzmann,  $1.381 \times 10^{-23}$ , (J K<sup>-1</sup>)

$\tau_w$  contrainte de cisaillement, (N. m<sup>-2</sup>)

### Indices

ave moyen (average)

b moyenne (bulk)

bf fluide de base

CFD dynamique des fluides numérique

CNT nanotubes de carbone

EG éthylène-glycol

in entrée (inlet)

MWNT nanotubes de carbone multi-feuillets

nf nanofluide

p nanoparticule

SWCNT nanotubes de carbone mono-feuillet

w mur (wall)

## Table des figures

II-1	Géométrie du problème	29
II-2	(a) Schéma de la nano-couche, (b) L'effet de l'épaisseur de la nano-couche (h) et le diamètre de particule (d) sur la conductivité thermique	41
III-1	Les formes de cellules et les types de maillages générés par le logiciel Gambit	61
III-2	Algorithme d'approche numérique utilisé par les logiciels de simulation	69
III-3	Maillage de la section transversale et le long du tube	70
III-4	Convergence des résidus	71
III-5	Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt locale pour différents choix de maillage	74
III-6	Comparaison du nombre de Nusselt locale numérique avec les valeurs expérimentales	75
III-7	Comparaison du coefficient de transfert thermique local de l'étude actuelle avec des données numériques	75
III-8	Comparaison du coefficient de perte de charge de Darcy de l'étude actuelle avec l'équation de Hagen-Poiseuille	76
IV-1	Variation de la conductivité thermique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides $Al_2O_3$	81
IV-2	Variation de la viscosité dynamique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides $Al_2O_3$	81
IV-3	Variation de la conductivité thermique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides $CuO$	82
IV-4	Variation de la viscosité dynamique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides $CuO$	82
IV-5	Profil de température de paroi le long de tube pour différentes concentrations de EG	85
IV-6	Profil de température moyenne le long de tube pour différentes concentrations de EG	85
IV-7	Variation du coefficient de transfert thermique local le long de tube pour différentes concentrations de EG	86
IV-8	Variation de $(T_w - T_b)$ pour différentes concentrations de EG à $Re = 750$	86
IV-9	Variation du coefficient de transfert thermique moyen pour différentes concentrations de EG	87
IV-10	Effet de la concentration de EG dans l'eau sur le nombre de Nusselt	87
IV-11	Contours de la température pour le nanofluide $Al_2O_3$ /eau ( $\phi=0.01$ )	90
IV-12	L'effet de la fraction volumique des nanoparticules sur les contours de la température pour le nanofluide $Al_2O_3$ /eau à la position axiale $Z= 0.9m$ et	91

Re=250

IV-13	L'effet de la concentration de EG dans le fluide de base sur les contours de la température pour le nanofluide $Al_2O_3/EG$ -eau pour $Re=250$ , $\phi=0.01$ et à la position axiale $Z=0.9m$	92
IV-14	Variation du coefficient de transfert thermique moyen avec la fraction volumique pour $Al_2O_3/eau-EG$ à $Re = 1000$	95
IV-15	Variation du coefficient de transfert thermique moyen avec la fraction volumique pour $CuO/EG-eau$ à $Re = 1000$	96
IV-16	Variation du nombre de Nusselt avec la fraction volumique pour les nanofluides $CuO/EG-eau$	96
IV-17	Variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Reynolds pour les nanofluides $Al_2O_3/EG-eau$	97
IV-18	Effet de différents fluides de base sur l'amélioration du transfert de chaleur pour différents nombres de Reynolds	97
IV-19	Effet des paramètres $\phi$ , $Re$ et la concentration de EG sur l'amélioration du nombre de Nusselt	99
IV-20	Variation du facteur de performance avec la fraction volumique (a) pour les nanofluides $Al_2O_3/EG-eau$ , et (b) pour les nanofluides $CuO/EG-eau$	101
IV-21	Variation du facteur de performance avec la concentration de EG (a) avec des nanofluides $Al_2O_3/EG-eau$ et (b) avec des nanofluides $CuO/EG-eau$	102
IV-22	Evolution du facteur de performance en fonction du nombre de Reynolds pour différents fluides de base	102
IV-23	Variation du facteur de performance avec des nanofluides $Al_2O_3/EG-eau$ pour différentes fractions volumiques	103
IV-24	Variation du facteur de performance avec des nanofluides $CuO/EG-eau$ pour différentes fractions volumiques	103
IV-25	Profils de la vitesse axiale à $Re=250$ pour différents diamètres et différentes positions axiales avec $\phi=1\%$ (à gauche) et $\phi=5\%$ (à droite)	110
IV-26	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur la conductivité thermique	111
IV-27	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur les profils de la température pour différentes positions axiales	111
IV-28	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur les contours de la température	112
IV-29	L'effet des différents diamètres des nanoparticules avec le nombre de Reynolds sur le coefficient de transfert thermique moyen pour différentes concentrations	113
IV-30	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport du coefficient de transfert thermique moyen en fonction du nombre de Reynolds	114
IV-31	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le nombre de Nusselt	115
IV-32	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport du nombre de	115

## Nusselt

IV-33	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport de la contrainte de cisaillement en fonction du nombre de Reynolds	116
IV-34	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur la chute pression en fonction du nombre de Reynolds	116
IV-35	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport la chute pression en fonction de la fraction volumique des nanoparticules	116
IV-36	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le coefficient de frottement	117
IV-37	L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le facteur de performance thermique	117
IV-38	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la vitesse axiale	124
IV-39	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la viscosité dynamique	125
IV-40	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le coefficient de transfert thermique moyen ( $Re=250$ )	125
IV-41	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport $h_{nf}/h_{bf}$ ( $Re=250$ )	125
IV-42	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le nombre de Nusselt ( $Re=250$ )	126
IV-43	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport $Nu_{nf}/Nu_{bf}$ ( $Re=250$ )	126
IV-44	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la conductivité thermique	126
IV-45	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le coefficient de transfert thermique moyen ( $W_{in}=0.2$ m/s)	127
IV-46	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport $h_{nf}/h_{bf}$ ( $W_{in}=0.2$ m/s)	127
IV-47	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le nombre de Nusselt ( $W_{in}=0.2$ m/s)	127
IV-48	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport $Nu_{nf}/Nu_{bf}$ ( $W_{in}=0.2$ m/s)	128
IV-49	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la chute de pression	128
IV-50	L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le facteur de performance	128

## Liste des tableaux

I-1	Chaleur spécifique et conductivité thermique de quelque nanoparticules et fluide de base.	5
II-1	Les corrélations de $\beta$ pour des différentes nanoparticules	43
II-2	Les corrélations de $\beta$ pour des différentes nanoparticules	43
II-3	Résumé des études sur les modèles théoriques et expérimentaux de la conductivité thermique des nanofluides	44
II-4	Constantes de la corrélation de viscosité pour différents nanofluides	53
II-5	Résumé des modèles de viscosité basés sur des données expérimentales trouvées dans la littérature	53
III-1	Menu consacré à la génération de la géométrie	60
III-2	Menu du maillage	61
III-3	Qualité de maillage en fonction de Skewness	62
III-4	panneau pour spécifier la dimensionnalité du problème et le type de précision du calcul	63
IV-1	Les chercheurs qui ont utilisé la formule de Vajjha et Das pour la conductivité thermique	78
IV-2	Propriétés thermophysiques des nanoparticules, de l'eau et de EG	80
IV-3	Les coefficients de la conductivité thermique pour les différentes formes de nanoparticules	119
IV-4	Les coefficients de la viscosité pour les différentes formes de nanoparticules	119

## Introduction générale

Le transfert de chaleur joue un rôle important dans de nombreuses applications, par exemple, le refroidissement d'automobile et d'avionique dans l'industrie du transport, le chauffage et le refroidissement hydrauliques dans les bâtiments, le chauffage industriel et les systèmes de refroidissement dans les industries pétrochimiques et le refroidissement des équipements électroniques ...etc. Dans la plupart de ces applications, le transfert de chaleur est réalisé par l'intermédiaire de certains dispositifs de transfert de chaleur; tels que les échangeurs de chaleur, les évaporateurs, les condenseurs et les dissipateurs thermiques. L'augmentation de l'efficacité du transfert de chaleur de ces dispositifs a été depuis longtemps le souci des industriels. Différentes techniques ont été employées pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur. Elles peuvent être divisées en deux catégories principales : à savoir les méthodes actives et passives. Les techniques actives comprennent la vibration de surface, le champ électrique, les forces acoustiques, l'injection et l'aspiration, et les techniques passives comprennent le changement de la géométrie, la modification des conditions aux limites, les traitements de surface et les additifs [1, 2]. En raison de l'exigence d'utiliser des flux de chaleur plus élevés, ces techniques ont atteint leur limite, donc, d'autres techniques sont proposées pour améliorer les taux de transfert de chaleur [3, 4], par exemple l'amélioration de la conductivité thermique du fluide de refroidissement.

Depuis plus d'un siècle les chercheurs ont essayé d'augmenter la conductivité thermique des fluides de base en mettant en suspension des particules solides de taille millimétrique ou micrométrique dans les fluides parce que la conductivité thermique du solide est typiquement plus élevée que celle des liquides. Cependant, l'utilisation de particules aussi grosses entraîne la corrosion des tuyaux, de fortes pertes de charge et la sédimentation [5].

Au cours des deux dernières décennies et avec le développement de la nanotechnologie, une nouvelle catégorie de liquides appelés nanofluides a été utilisée pour augmenter le transfert de chaleur.

Un nanofluide est produit en dispersant des particules solides de taille nanométrique inférieure à 100 nm métallique ou non métallique ou de plusieurs types

de carbone dans un fluide de base comme l'eau, l'éthylène glycol ou l'huile, ces particules sont généralement utilisés pour améliorer les caractéristiques thermiques des fluides. Étant donné que le rapport surface / volume pour les particules de 10 nm de diamètre est mille fois plus grand que celui des particules de 10  $\mu\text{m}$  de diamètre, une amélioration beaucoup plus importante de la conductivité thermique des nanofluides est attendue en raison de la réduction de la taille des particules [6]

Les nanofluides sont considérés comme des fluides de transfert de chaleur de prochaine génération, ces nanofluides ont des avantages par rapport aux suspensions solides-liquides classiques pour les intensifications de transfert de chaleur, leurs avantages sont les suivants [7] :

- Zone de surface spécifique élevée et donc plus de surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute stabilité de la dispersion avec un mouvement brownien prédominant des particules.
- Réduction de la puissance de pompage par rapport au liquide pur pour obtenir une intensification équivalente du transfert de chaleur.
- Réduction de colmatage des particules par rapport aux suspensions classiques, favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- Propriétés réglables, y compris la conductivité thermique et la mouillabilité superficielle, en faisant varier les concentrations de particules pour s'adapter à différentes applications.

Depuis l'invention du nanofluide par Choi [8], de nombreuses études ont été menées pour évaluer les propriétés thermophysiques et les caractéristiques thermiques de divers nanofluides. Ces derniers sont appliqués dans des domaines importants tels que [9] : le refroidissement des composants électroniques, le transport, le refroidissement industriel, le chauffage des bâtiments et la réduction de la pollution, le refroidissement des systèmes nucléaires, l'espace, la défense, le stockage de l'énergie, l'absorption solaire, l'activité antibactérienne, les piles à combustible microbiennes...etc.

## **Objectif de la recherche**

L'objectif de ce travail est d'étudier les moyens les plus efficaces pour améliorer le transfert de chaleur convectif dans les conduites. Pour cela nous avons mené une étude numérique afin d'obtenir des informations sur l'écoulement, le transfert de chaleur et la distribution de la température dans la conduite et d'analyser l'influence du mélange de liquide de base, du type, de la taille, de la fraction volumique et de la forme des nanoparticules ainsi que celle du nombre de Reynolds sur le transfert thermique.

## **Structure de la thèse**

Le présent travail est organisé comme suit : d'abord nous présentons une introduction générale sur les fluides de transfert de chaleur de la nouvelle génération connu sous le nom de nanofluides et leur application dans les systèmes d'ingénierie. Dans le premier chapitre, nous discutons les principales étapes impliquées dans la préparation des nanofluides, ainsi que les résultats obtenus de l'application des nanofluides dans le transfert de chaleur convectif existant dans les études expérimentales et théoriques pour différents fluides de base. Dans le deuxième chapitre, nous présentons les équations de conservation décrivant l'écoulement et le transfert de chaleur ainsi que la géométrie de notre modèle physique. Ensuite nous présentons les propriétés thermophysiques des nanofluides et les principales corrélations présentées dans la littérature. La modélisation et le traitement sous "Gambit" et "Fluent" sont l'objet du troisième chapitre, une description et une explication de ces deux logiciels sont faites. Le processus de cette modélisation sous "Gambit" comprend la construction de la géométrie et du maillage et la définition des conditions aux limites. Une fois que le maillage est jugé digne de test, nous validons les résultats obtenus avec ceux des cas déjà traités et publiés dans la littérature.

Dans le chapitre 4, les résultats obtenus en appliquant la modélisation 3D du logiciel FLUENT sont discutés afin de mieux comprendre les mécanismes sous-jacents de l'amélioration du transfert de chaleur par convection avec les nanofluides. Finalement, les conclusions importantes de cette étude de thèse sur l'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides sont indiquées, et des suggestions de travaux futurs sont fournies.

## Chapitre I Etude bibliographique sur les nanofluides

### I.1 Introduction

Le transfert de chaleur que ce soit le chauffage ou le refroidissement constitue une partie essentielle et intégrante des dispositifs microélectroniques, des machines de fabrication, de la production d'énergie, du fonctionnement des automobiles... etc. L'efficacité des dispositifs de transfert de chaleur dépend de la performance du fluide de refroidissement utilisé. L'amélioration des caractéristiques de transfert de chaleur d'un fluide de refroidissement a toujours été un objectif majeur en génie thermique. Les liquides classiques de transfert de chaleur tels que l'eau, l'éthylène glycol ou l'huile moteur ont une conductivité thermique limitée [10].

Depuis plus d'un siècle, les chercheurs ont fait de grands efforts pour améliorer la faible conductivité thermique des liquides classiques en ajoutant des particules solides dans les liquides. En 1881 Maxwell [11] a présenté une base théorique pour prédire la conductivité thermique effective des suspensions contenant des particules solides, et cela a été suivi par de nombreuses études théoriques et expérimentales telles que celles faites par Hamilton et Crosser [12] et Jeffrey [13]. A première vue ces modèles montrent une promesse encourageante avec l'augmentation significative de la conductivité des fluides due aux conductivités élevées des solides. Tout au long de cette période, et en raison des problèmes technologiques associés, la majorité des études sur le transfert de chaleur des suspensions ont été limitées aux suspensions avec des particules de taille millimétrique ou micrométrique. Malheureusement ces grandes particules peuvent causer de graves problèmes dans les équipements de transfert de chaleur. En particulier, les grandes particules ont tendance à sédimenter rapidement en formant une couche sur la surface qui réduit l'efficacité du transfert de chaleur du fluide. De telles grandes particules dans des suspensions ne fonctionnent pas avec les dispositifs miniaturisés car ils peuvent obstruer les canaux minuscules de ces dispositifs, et elles peuvent aussi augmenter considérablement la perte de pression. En outre, les actions abrasives des particules provoquent l'érosion des dispositifs de transfert de chaleur et des conduites [14].

La technologie moderne a permis de produire des particules ultra fines métalliques ou non métalliques de dimensions nanométriques, ce qui fait une révolution dans les méthodes

d'amélioration du transfert de chaleur. Compte tenu de la très petite taille des particules et de leur faible fraction volumique, les problèmes rencontrés dans les suspensions, tels que la sédimentation, le colmatage et l'augmentation de la chute de pression, deviennent insignifiants [15].

## I.2 Les Nanofluides

Choi [8] a conçu le nouveau concept de dispersion de particules de taille nanométrique dans les fluides de base et il a proposé le nom de nanofluides en 1995. Les nanofluides sont des suspensions diluées de nanoparticules inférieures à 100 nm et qui ont une conductivité thermique plus élevée que celle des fluides classiques.

## I.3 Types de nanoparticules

Certains matériaux ont été utilisés pour produire des nanoparticules et de les disperser dans des liquides de base tels que : la céramique d'oxyde ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ , CuO), céramiques de nitrure (AlN, SiN), céramiques carbure (SiC, TiC), métaux (Ag, Al, Au, Cu, Fe), semi-conducteurs ( $\text{SiO}_2$ ,  $\text{TiO}_2$ ), les nanotubes de carbone (CNT) ; parmi ces matériaux cités si- dessus, les nanotubes ont montré la plus grande conductivité thermique. On distingue, parmi eux, les nanotubes de carbone mono-feuillet [SWNT ou SWCNT, pour *Single-Walled (Carbon) Nanotubes*] et multi-feuillets [MWNT ou MWCNT, pour *Multi-Walled (Carbon) Nanotubes*].

Les types de particules utilisés dans les nanofluides et leurs propriétés thermophysiques peuvent être classés comme suit:

**Tableau I-1:** Chaleur spécifique et conductivité thermique de quelque nanoparticules et fluide de base [16].

	Nanoparticules et fluide de base	Conductivité thermique (W/mK)	Chaleur spécifique (J/kg K)
Solides métalliques (pur)	Argent (Ag)	429	235
	Cuivre (Cu)	401	385
	Or (Au)	317	129
	Aluminium (Al)	237	904

Carbures métalliques	Carbure de silicium (SiC)	350	1340
	Carbure de titane (TiC)	330	711
Solides non métalliques	Nitride d'aluminium (AlN)	285	740
	Silicium (Si)	148	714
	Alumine (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	40	773
	Oxyde de cuivre (CuO)	32.9	551
	Dioxyde de titane (TiO <sub>2</sub> )	8.4	692
	Zircone (ZrO <sub>2</sub> )	2.2	418
	Dioxyde de silicium (SiO <sub>2</sub> )	1.2	703
Carbone	Diamant	3300	509
	Nanotube de carbone	3000	410
	Graphite	120	701
Liquide métallique	Sodium (Na)	72.3	1230
Liquides non métalliques	Eau	0.613	4187
	Éthylène glycol (EG)	0.253	2200
	Huile moteur (EO)	0.15	1800

## I.4 Préparation des nanofluides

La préparation des nanofluides est l'étape préliminaire dans les études expérimentales. La nanotechnologie ouvre de larges possibilités pour produire des particules à l'échelle nanométrique avec des formes différentes, sachant que les nanofluides ne sont pas simplement des mélanges liquides-solides. Il existe principalement deux techniques pour la préparation des nanofluides: la méthode à une seule étape (single-step) et la méthode en deux étapes (two-step). Dans ces deux méthodes, ils ont utilisé différents types de techniques

chimiques et physiques pour s'assurer que le mélange solide-liquide est stable afin d'éviter les problèmes à savoir : l'agglomération, la résistance supplémentaire à l'écoulement, l'érosion et le colmatage possibles, la mauvaise conductivité thermique et le mauvais transfert de chaleur.

## **I.4.1 La méthode à une seule étape**

Dans cette méthode, la fabrication de nanoparticules et la préparation de nanofluides sont réalisées en même temps. La méthode à une seule étape est un procédé combinant la préparation de nanoparticules avec la synthèse de nanofluides, pour lequel les nanoparticules sont directement préparées :

- par dépôt physique en phase vapeur (PVD : physical vapour deposition),
- ou par méthode chimique liquide (la condensation des nanopoudres de la phase vapeur directement dans un écoulement de fluide à faible pression de vapeur s'appelle VEROS : Vacuum Evaporation onto a Running Oil Substrate).

Cette technique est la meilleure technique pour les nanofluides métalliques tels que les nanofluides de Cu. Dans cette méthode, le séchage, le stockage, le transport et la dispersion des nanoparticules sont évités, de sorte que l'agglomération des nanoparticules est minimisée et que la stabilité des nanofluides est augmentée [17].

L'inconvénient de cette méthode est qu'il est impossible de produire une grande quantité de nanofluides nécessaire pour industrie, due à : la lenteur du processus de production, à la faible concentration de nanoparticules et au coût élevé [18].

## **I.4.2 La méthode à deux étapes**

Dans le procédé en deux étapes, le nanofluide est préparé en dispersant les nanoparticules dans le fluide de base.

Les nanoparticules, les nanofibres ou les nanotubes utilisés dans ce procédé sont, tout d'abord, produits sous forme de poudre sèche par :

- condensation de gaz inerte,
- dépôt chimique en phase vapeur,
- alliage mécanique,
- ou autres techniques appropriées,

ensuite, cette poudre nanométrique est dispersée dans un fluide de base.

L'avantage de cette méthode est qu'elle produit facilement et économiquement des nanoparticules. Alors que son inconvénient est l'agglomération rapide de particules avant la réalisation d'une dispersion complète dans le fluide de base. Cette agglomération entraîne une diminution de la conductivité thermique [19-22].

Des techniques simples telles que l'agitation par ultrasons ou l'ajout de tensioactifs aux fluides sont utilisées pour minimiser l'agrégation des particules.

Les chercheurs remarquent que les nanofluides avec des nanoparticules d'oxyde et des nanotubes de carbone sont bien produits par la méthode en deux étapes, alors qu'il n'est pas approprié pour les nanofluides à nanoparticules métalliques [23].

Pour plus de renseignements sur la préparation des différents nanofluides, prière de lire l'article de Sidik et al. [24].

Les fluides les plus employés dans la fabrication des nanofluides sont l'eau et l'éthylène glycol (EG). On va citer, dans ce qui suit, quelques études utilisant : l'eau, l'éthylène glycol et le mélange des deux comme fluide de base pour les nanofluides.

## **I.5 Nanofluides à base d'eau**

### **I.5. Études expérimentales**

Pak et Cho [25] sont parmi les premiers chercheurs qui ont étudié les nanofluides. Ils ont mené des expériences préliminaires pour déterminer les propriétés thermiques et les coefficients de transfert de chaleur par convection forcée des particules submicroniques d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  et de  $\text{TiO}_2$  dispersées dans l'eau. Ils ont indiqué que le nombre de Nusselt des nanofluides augmente avec la concentration volumique et avec le nombre de Reynolds. Cependant, le coefficient de transfert de chaleur convective pour les nanofluides à une fraction volumique de 3% était inférieur de 12% à celui de l'eau pure en considérant une vitesse moyenne constante.

Wen et Ding [26] ont rapporté l'amélioration du transfert de chaleur en raison de l'ajout de nanoparticules  $\text{Al}_2\text{O}_3$  à l'eau dé-ionisée s'écoulant à travers un tube de cuivre dans le régime d'écoulement laminaire. Leurs résultats ont indiqué que le nombre de Nusselt

augmente jusqu'à 47% lorsque 1.6% de fraction volumique de nanoparticules  $\text{Al}_2\text{O}_3$  est ajouté à l'eau.

Zeinali Heriset al. [27] ont réalisé un dispositif expérimental pour étudier la convection forcée d'un écoulement laminaire dans un tube horizontal chauffé par une température constante. Dans cette étude, ils ont utilisé deux séries de nanofluide comprenant des nanoparticules d'oxyde d'alumine ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) avec 20 nm de diamètre et des nanoparticules d'oxyde de cuivre (CuO) de 50 à 60 nm dispersés dans l'eau avec différentes concentrations (fraction volumique entre 0.3 et 3%). Les résultats expérimentaux indiquent que, pour les deux séries de nanofluides, le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des concentrations de nanoparticules dans le fluide de base ainsi que le nombre de Peclet. Mais la valeur des coefficients de transfert de chaleur avec le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  était supérieure au nanofluide CuO aux grandes fractions volumiques.

Rea et al. [28] ont étudié le transfert de chaleur par convection laminaire et la perte de pression visqueuse pour les nanofluides d'alumine (oxyde d'aluminium)-eau et de zircone ( $\text{ZrO}_2$ )-eau dans une boucle d'écoulement avec un tube chauffé vertical. Leurs résultats ont montré que les coefficients de transfert de chaleur dans la région d'entrée et dans la région développée ont augmenté respectivement de 17% et 27% pour le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$ /eau à 6% en volume par rapport à l'eau pure. En outre, le coefficient de transfert de chaleur du nanofluide zircone-eau a augmenté d'environ 2% dans la région d'entrée et de 3% dans la région développée à 1.32 vol.%. La perte de pression mesurée pour les nanofluides est en général beaucoup plus élevée que pour l'eau pure.

L'effet de la taille des particules sur le transfert de chaleur convective des nanofluide dans la région d'entrée a été étudié par Anoop et al. [29]. Le nanofluide utilisé était  $\text{Al}_2\text{O}_3$ /eau et la taille de particule choisie était de 45 nm et de 150 nm. Ils ont constaté que les deux fluides présentent des caractéristiques de transfert de chaleur supérieures à celles du fluide de base, alors que le nanofluide avec des particules de 45 nm a montré un coefficient de transfert de chaleur supérieure à celui avec des particules 150 nm. Ils ont observé que pour le nanofluide avec des particules de 45 nm et à une concentration massique de 4% et pour  $\text{Re} = 1550$ , l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur était d'environ 25% alors que pour les nanofluides avec des particules de 150 nm il se trouvait autour de 11%. Ils ont également observé que l'amélioration de coefficient de transfert de chaleur dans la région d'entrée est supérieure à celui de la région entièrement développée.

Heyhat et al.[30] ont étudié expérimentalement la performance du transfert de chaleur par convection forcée et la caractéristique d'écoulement du nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  circulant à travers un tube circulaire avec la condition de température à la paroi constante dans la région entièrement développé. Toutes les propriétés physiques des nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ , c'est-à-dire la densité, chaleur spécifique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique, nécessaires pour calculer la chute de pression et le coefficient de transfert de chaleur convectif ont été mesurés sur une plage de température de 20 °C à 60 °C et pour les fractions volumiques de nanoparticules de 0.1%, 0.5%, 1%, 1.5% et 2%.

Selon leurs données expérimentales, deux corrélations ont été proposées pour calculer la conductivité thermique et la viscosité dynamique des nanofluides en fonction de la température ainsi que de la fraction volumique des nanoparticules. Le coefficient de transfert de chaleur des nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que l'augmentation des concentrations volumique de particules. Cette augmentation atteint les 32% à une concentration volumique de 2% par rapport à celui de l'eau pure. Le coefficient de transfert de chaleur des nanofluides augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que l'augmentation de la concentration volumique de particules, où cette augmentation atteint les 32% à une concentration volumique de 2% par rapport à celle de l'eau pure. Ils ont trouvé aussi que la chute de pression des nanofluides augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, ce qui est dû à l'augmentation de la viscosité des nanofluides.

Wang et al. [31] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et la chute de pression des nanofluides contenant des nanotubes de carbone (MWNT) dans un tube circulaire horizontal pour des nombres de Reynolds compris dans la gamme de 30-200. Une augmentation considérable du transfert de chaleur par convection est observée par rapport à l'eau distillée. Ils ont constaté que, pour les nanofluides ayant une concentration volumique de 0.05% et 0.24%, l'amélioration du transfert de chaleur est de 70% et 190% respectivement (nombre de Reynolds d'environ 120), tandis que l'amélioration de la conductivité thermique est inférieure à 10%. Ils ont conclu que la grande augmentation du transfert de chaleur ne peut être attribuée uniquement à l'amélioration de la conductivité thermique. En mesurant l'alimentation de la pompe et la conductance thermique du tube à essai, les résultats suggèrent que les nanofluides à faible concentration améliorent le transfert de chaleur avec peu de

pénalités supplémentaires dans la puissance de la pompe, offrant ainsi un grand potentiel pour les applications dans les systèmes de transfert de chaleur.

Esmailzadeh et al. [5] ont étudié les caractéristiques hydrodynamique et thermique du nanofluide  $Al_2O_3$ /eau en écoulement laminaire à travers un tube circulaire avec des conditions de flux de chaleur constant. Les résultats ont révélé que le coefficient de transfert de chaleur moyen a augmenté de 6,8% avec une concentration volumique de 0.5% et a augmenté de 19.1% à 1% de concentration volumique par rapport à l'eau distillée. Pour une fraction volumique constante, le coefficient de transfert de chaleur du nanofluide s'améliore dans un flux de chaleur plus élevé. D'après les résultats, il n'y a pas de changement significatif de la chute de pression pour les nanofluides par rapport au fluide de base

Le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un écoulement turbulent de nano-plaquettes de graphène (GNP)/eau nanofluides de différentes surfaces spécifiques circulant à travers un tube horizontal avec un flux de chaleur uniforme sont déterminées expérimentalement par Mehrali et al. [32]. Ils ont trouvé que le coefficient de transfert de chaleur du nanofluide GNP est supérieur à celui du fluide de base d'environ 83-200%. En outre, le coefficient de transfert de chaleur du nanofluide GNP augmente à mesure que la surface spécifique augmente. Cependant, la chute de pression augmente simultanément entre 0.06 et 14.7%. Leurs résultats montrent que les nanofluides GNP pourraient bien fonctionner comme fluides de refroidissement dans les applications de transfert de chaleur et offrent de bonnes alternatives aux fluides classiques.

Le même type de nanofluide a été utilisé par Arshad et Ali [33] pour étudier son performance thermique et hydrodynamique dans un dissipateur de chaleur chauffé par un flux de chaleur de  $47.96 \text{ kW/m}^2$ ,  $59.95 \text{ kW/m}^2$  et  $71.94 \text{ kW/m}^2$ . Ils ont constaté qu'avec l'augmentation du flux de chaleur, la performance thermique des nanofluides de graphène nano-plaquettes (GNP) diminue. L'amélioration du transfert de chaleur par convection était d'environ 21.51%, 15.38% et 13.76% à un flux de chaleur de  $47.96 \text{ kW/m}^2$ ,  $59.95 \text{ kW/m}^2$  et  $71.94 \text{ kW/m}^2$  respectivement. Ils ont également remarqué que la puissance de pompage dépend du débit et du flux de chaleur, est pour déplacer le nanofluide GNP il faut une puissance de pompage plus élevée de 104.25% par rapport à l'eau distillée.

## I.5.2 Études numériques

Eiyad Abu-Nada [34] a réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur en convection forcée pour cinq types des nanofluides Cu/eau, Ag/eau, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau, CuO/eau et TiO<sub>2</sub>/eau autour d'une marche descendante. Il a remarqué que, en dehors des zones de recirculation, les nanoparticules ayant une conductivité thermique élevée tel que Ag ou Cu ont plus d'améliorations sur le nombre de Nusselt. Cependant, dans les zones de recirculation, les nanoparticules ayant une faible conductivité thermique comme TiO<sub>2</sub> ont une meilleure amélioration du transfert de chaleur.

Dans des conditions stationnaires et pour un écoulement laminaire Bianco et al. [35] ont étudié le comportement hydrodynamique et thermique d'un nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (100nm)/eau circulant à l'intérieur d'un tube soumis à un flux de chaleur constant et uniforme. Le tube a une longueur  $L= 1\text{m}$  appropriée pour obtenir des profils de vitesse et de température entièrement développés à la sortie ( $L/D = 100$ ). Deux approches sont utilisées pour évaluer la convection forcée laminaire, l'approche à une seule phase et l'approche de la phase discrète (DPM), en prenant en compte des propriétés thermophysiques constantes et dépendantes de la température.

Les résultats ont été effectués pour des nanofluides avec une concentration volumique de 1% et 4%, la gamme de nombre de Reynolds de 250 à 1050 et pour le flux de chaleur  $q = 5000, 7500$  et  $10\ 000\ \text{W/m}^2$ . Les résultats ont montré que l'amélioration du transfert de chaleur augmente avec la concentration volumique des particules et le nombre de Reynolds, mais il s'accompagne d'une augmentation des valeurs de contrainte de cisaillement. Ils ont remarqué que les modèles qui dépendants de la température présentent des valeurs plus élevées des coefficients de transfert de chaleur et des nombres de Nusselt avec une diminution de la contrainte de cisaillement, car la viscosité diminue avec la température. En ce qui concerne la comparaison entre les modèles à une seule phase et deux phases, leurs résultats sont assez similaires où la différence maximale détectée est de 11% pour le coefficient moyen de transfert de chaleur.

Moraveji et al. [36] ont utilisé la dynamique des fluides numérique (CFD) pour étudier le transfert de chaleur par convection d'un nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau dans un tube chauffé par un flux de chaleur constant. A cet effet, deux tailles de particules d'Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> de 45 et 150 nm et quatre concentrations de particules de 1, 2, 4 et 6% ont été utilisés. Ils ont constaté que le

coefficient de transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de diamètre des particules; cependant il augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules et le nombre de Reynolds. Ils ont proposé la corrélation suivante pour calculer le nombre de Nusselt :  $Nu = 2.03 \phi^{0.06} (x/D)^{-0.37} Re^{0.293} Pr^{0.6}$ . Un bon accord a été trouvé entre leur corrélation et les données expérimentales.

L'impact de l'utilisation de divers types de nanofluides sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement de fluide dans un dissipateur de chaleur à micro-canaux en forme triangulaire a été discuté par Mohammed et al. [37] Ils ont utilisé de l'eau comme fluide de base avec différents types de nanofluides tels que  $Al_2O_3$ , Ag, CuO,  $SiO_2$ ,  $TiO_2$  et diamant comme liquides de refroidissement avec une fraction volumique de 2%. Ils ont déduit que le nanofluide diamant/eau a le coefficient de transfert de chaleur le plus élevé, tandis que le nanofluide  $Al_2O_3$ /eau a le coefficient de transfert de chaleur le plus bas. Le nanofluide  $SiO_2$ /eau présente la plus forte chute de pression tandis que le nanofluide Ag/eau présente la plus faible chute de pression parmi les autres types de nanofluides. Ils ont conclu que les nanofluides diamant/eau et Ag/eau sont recommandés pour obtenir une amélioration globale du transfert de chaleur et une faible perte de pression, respectivement, par rapport à l'eau pure.

Tahir et Mital [38] ont effectué une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée d'un nanofluide  $Al_2O_3$ /eau dans un tube circulaire. L'effet du diamètre des particules (50 nm, 75 nm et 100 nm), le nombre de Reynolds (250, 750 et 1250), et la concentration (1, 2, 5 et 4%) sont étudiés. Leur modèle se compose d'un tube circulaire d'une longueur de 1 m et d'un diamètre de 0.01 m. La paroi du tube est soumise à un flux de chaleur uniforme de  $5000 \text{ W/m}^2$  dans la direction axiale et circonférentielle, et en raison de la symétrie, seulement la moitié du tube a été modélisé dans cette étude. La présente étude utilise une modélisation de phase discrète (DPM) qui est une approche Euler-Lagrangienne. Le fluide est traité comme un milieu continu et le champ d'écoulement est résolu par les équations de Navier Stokes. Leur résultat a indiqué que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Reynolds et la fraction volumique, mais il diminue avec l'augmentation de la taille des particules.

Une recherche numérique a été effectuée par Saha et Paul [9] pour comprendre le comportement d'écoulement et de transfert thermique de différents nanofluides dans une conduite circulaire horizontale. Deux nanoparticules sont considérées dans cette étude  $Al_2O_3$  et  $TiO_2$  de diamètre  $d_p = 10, 20, 30$  et  $40$  nm dispersés dans l'eau pour une concentration

volumique 4% et 6%. Ils ont étudiés les effets de la concentration volumique, la taille et le mouvement brownien des nanoparticules et l'effet de deux types de nanofluides. Une conclusion a été tirée de cette étude selon laquelle la performance du transfert de chaleur est plus affectée par le diamètre et le mouvement brownien des nanoparticules que la conductivité thermique du nanofluide. De plus, le nanofluide  $Al_2O_3$ /eau présente un taux de transfert de chaleur plus élevé que celui du  $TiO_2$ /eau nanofluide.

Ahmed et Eslamian [39] ont utilisée la méthode de Lattice Boltzmann (LBM) pour étudier l'effet des forces extérieures, telles que les forces de gravité, thermophorèse et brownien, sur la convection forcée laminaire d'un nanofluide CuO/eau dans un micro-canal rectangulaire. Les résultats indiquent que la force brownien a un effet significatif sur les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur pour les écoulements a faible nombre de Reynolds ( $Re \sim 1-10$ ), tandis que les forces de thermophorèse et de gravité sont plutôt insignifiantes et qui peut être négligées. En outre, les résultats ont montré que pour un nombre de  $Re$  plus élevé ( $Re = 100$ ) l'écoulement de nanofluide se comporte de manière homogène, tandis que pour un faible nombre de  $Re$  l'écoulement est hétérogène, et les caractéristiques de transfert de chaleur du nanofluide par rapport au fluide de base augmentent de manière significative. Par exemple le nombre de Nusselt et le coefficient de transfert de chaleur augmentent de 64% et 113% pour  $Re = 1$  et de 2.7% et 5.5% pour  $Re = 100$ , respectivement.

Récemment Behnampour et al. [40] et Arani et al. [41] ont étudié l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur d'un nanofluide dans des microcanaux. Behnampour et al. [40] ont étudié le nanofluide Ag/eau dans des microcanaux avec des nervures triangulaires (cas 1), rectangulaires (cas 2) et trapézoïdales (cas 3). Les résultats ont indiqué qu'une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules conduit à l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur du fluide de refroidissement et à une perte de pression plus élevée dans tous les nombres de Reynolds. Parmi toutes les formes de nervures étudiés, la forme triangulaire a le nombre de Nusselt moyen le plus élevé, suivi par la forme trapézoïdale et enfin la forme rectangulaire. En outre, les résultats ont indiqué que les formes de nervures rectangulaires et triangulaires ont la plus forte et la plus faible chute de pression, respectivement. D'après les résultats du critère d'évaluation de la performance thermique ( $PEC = \frac{(Nu_{ave})}{(Nu_{ave, \varphi=0})} \left( \frac{f}{f_{\varphi=0}} \right)^{1/3}$ ), ils ont recommandé de utiliser des nervures trapézoïdales dans des nombres de Reynold élevés.

Arani et al. [41] Ont étudié le nanofluide nanotubes de carbone mono-feuillet (SWCNT)/eau dans un dissipateur de chaleur à microcanaux à double couche tronqué. Ils ont étudiés l'effet de la fraction volumique des nanoparticules (0, 0.04 et 0.08), le nombre de Reynold (500, 1000 et 2000) et les valeurs adimensionnelles des longueurs tronquées  $\lambda$  ( $\lambda$  : Le rapport de la longueur de la couche supérieure à la longueur totale du micro-canal) de 0, 0.4, 0.8 et 1. Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds ou la fraction volumique et la diminution de  $\lambda$  provoque une diminution de la résistance thermique et du rapport de la différence de température maximale et minimale pour la paroi inférieure du micro-canal mais une augmentation de la chute de pression. Ils ont conclu que l'utilisation de microcanaux tronqués dans  $\lambda = 0.4$  et  $0.8$  a une plus grande efficacité par rapport à  $\lambda = 0$  et  $1$ , en particulier dans les nombres de Reynolds élevés.

## I.6. Nanofluides à base d'éthylène glycol

L'éthylène glycol (EG) connue aussi sous d'autres noms : glycol, alcool éthylique, alcool glycolique et alcool dihydrique, ou encore l'éthane-1,2-diol selon l'Union internationale de chimie pure et appliquée (IUPAC), est un liquide incolore et inodore à la saveur sucrée, sa formule moléculaire est de  $C_2H_6O_2$ . L'éthylène glycol est surtout utilisé comme composé antigel ou liquide de transfert de chaleur que ce soit pour les radiateurs d'automobiles, les systèmes de refroidissement industriels ou le dégivrage des avions.

### I.6.1 Études expérimentales

Zamzamian et al. [42] ont étudié expérimentalement les performances de transfert de chaleur dans deux types d'échangeurs de chaleur (à double tuyau et à plaques) sous un écoulement turbulent en utilisant des nanofluides  $Al_2O_3/EG$  et  $CuO/EG$ . Ils ont conclu que le coefficient de transfert de chaleur des nanofluides augmente avec l'augmentation de la concentration de nanoparticules et la température des nanofluides par rapport au fluide de base. Ils ont également montré que les nanofluides  $CuO/EG$  ont la meilleure amélioration du nombre de Nusselt que les nanofluides  $Al_2O_3/EG$  dans les deux échangeurs de chaleur.

Ghozatloo et al. [43] ont mesuré le coefficient d'échange thermique du nanofluide graphène/EG dans un échangeur de chaleur à différentes températures et concentrations massiques (0.100, 0.125 et 0.150%). Selon les résultats obtenus, le coefficient de transfert de chaleur a été amélioré en augmentant la température et la concentration du graphène. Par

exemple, en ajoutant 0.15% de graphène à EG à 30 °C, le coefficient de transfert de chaleur augmente de 27.9% en écoulement turbulent. Selon Ghozatloo et al. [43], une des raisons de cette augmentation peut être liée à l'augmentation de 21.2% de la conductivité thermique du nanofluide.

Dans l'étude de Sivakumar et al. [44],  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  et  $\text{CuO}/\text{EG}$  nanofluides ont été préparés à différentes concentrations, afin d'évaluer leurs caractéristiques thermiques à l'aide d'un dissipateur de chaleur à microcanaux en forme de serpentine. Les résultats montrent que les valeurs du coefficient de transfert de chaleur du nanofluide  $\text{CuO}/\text{EG}$  sont supérieures à celles de  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ . Par exemple, le coefficient du transfert de chaleur de  $\text{CuO}/\text{EG}$  et  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  pour une fraction volumique de 0.3% est de 71630.4981  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$  et 64895.0699  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ , respectivement. Ils ont rapporté que l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur du nanofluide  $\text{CuO}/\text{EG}$  est due à la viscosité et à la densité plus élevée du fluide de base éthylène glycol.

Une étude expérimentale sur le transfert de chaleur par convection du nanofluide  $\text{Cu}/\text{EG}$  à l'intérieur d'un tube annulaire concentrique avec condition de flux de chaleur constant a été rapportée par Jafarimoghaddam et Aberoumand [45]. Leurs résultats indiquent que le coefficient de transfert de chaleur moyen pour une fraction volumique de 0.011, 0.044 et 0.171% augmente d'environ 9.3%, 21.12% et 31.1% respectivement. Cette étude a montré aussi qu'il y avait une augmentation non significative de la chute de pression du nanofluide avec l'augmentation de la concentration des particules par rapport au fluide de base. Les données expérimentales acquises ont été utilisées pour établir une corrélation pour prédire le nombre de Nusselt à l'intérieur du tube annulaire. La corrélation est valable pour le nanofluide  $\text{Cu}/\text{EG}$  avec des nanoparticules de taille moyenne de 20 nm et des concentrations volumiques comprises entre 0.011 et 0.171 dans le régime d'écoulement laminaire hydrodynamiquement développé avec  $\text{Re} < 160$ . Ils ont déclaré que cette corrélation est la plus applicable dans les micro-dissipateurs de chaleur.

Kumar et Sonawane [46] ont mesuré les caractéristiques thermiques des nanofluides  $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{eau}$  et  $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{EG}$  (avec 0.02%, 0.04%, 0.06% et 0.08% de fractions volumiques) dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre sous la condition de l'écoulement laminaire et turbulent. L'étude expérimentale a montré que les caractéristiques de transfert de chaleur des deux nanofluides ont été améliorées avec l'augmentation de la concentration de nanoparticules, du nombre de Reynolds et de la température. Ils ont constaté que, à une

température de fonctionnement de 80 °C et une concentration volumique de 0.02, 0.04, 0.06 et 0.08%, l'amélioration du nombre de Nusselt pour le nanofluide Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau était de 14%, 16%, 18% et 29% et pour le nanofluide Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/EG était de 6%, 9%, 11% et 14%, respectivement. Les mesures ont également montré que la chute de pression du nanofluide était supérieure à celle du fluide de base dans le régime d'écoulement turbulent. Cependant, il n'y avait pas d'augmentation significative de la chute de pression en écoulement laminaire.

Dans l'étude expérimentale de Goudarzi et Jamali [47], l'oxyde d'aluminium dans l'éthylène glycol en tant que nanofluide a été utilisé pour l'amélioration du transfert de chaleur dans le radiateur de voiture avec des inserts de bobines. Deux inserts de bobines avec différentes géométries et des nanofluides avec des concentrations volumiques de 0.08%, 0.5% et 1% ont été étudiés. Les résultats ont indiqué que l'utilisation de bobines insère augmente le taux de transfert de chaleur jusqu'à 9%. En outre, l'utilisation simultanée des inserts de bobines avec le nanofluide a entraîné une amélioration de la performance thermique jusqu'à 5% par rapport à l'utilisation d'inserts de bobines seuls.

## I.6.1 Études numériques

Maïga et al. ont étudié numériquement le comportement et l'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau et Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/EG à l'intérieur d'un tube chauffé uniformément [48] et entre deux disques coaxiaux chauffés [49]. Les résultats ont montré que le nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/EG donne une meilleure amélioration du coefficient de transfert de chaleur que le nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau. Mais malheureusement, c'est aussi celui qui a induit un effet plus défavorable sur la contrainte de cisaillement. Pour le cas de l'écoulement dans le tube, les résultats ont également montré que l'amélioration du transfert de chaleur due aux nanoparticules devient nettement plus prononcée avec l'augmentation du nombre de Reynolds. À partir de leurs résultats numériques obtenus les corrélations suivantes ont été proposées pour calculer le nombre de Nusselt moyen :

$$\overline{Nu} = 0.086Re^{0.55} Pr^{0.5} \quad \text{Pour un flux de chaleur constant}$$

$$\overline{Nu} = 0.28Re^{0.35} Pr^{0.36} \quad \text{Pour une température constante}$$

Les corrélations sont valables pour les gammes suivantes :  $Re \leq 1000$ ,  $6 \leq Pr \leq 753$  et  $\phi \leq 10\%$ . Pour le cas de l'écoulement radial, les résultats ont montré que le nombre de

Reynolds et la distance séparant les disques ne semblent pas affecter considérablement, d'une manière ou d'une autre, l'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides.

Ahmed et al. [50] ont étudié l'écoulement laminaire bidimensionnel à l'intérieur d'un conduit triangulaire avec l'existence d'un générateur de vortex. Trois types de nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ ,  $\text{CuO}/\text{EG}$  et  $\text{SiO}_2/\text{EG}$  avec des concentrations volumiques allant de 1 à 6% ont été considérés. Leurs résultats montrent que  $\text{SiO}_2/\text{EG}$  a la valeur la plus élevée du nombre de Nusselt par rapport aux autres nanofluides. D'autre part, la valeur du coefficient de frottement est la même pour tous les nanofluides et les concentrations de nanoparticules considérées.

Le transfert de chaleur par convection dans un micro-tube à deux dimensions (de 50  $\mu\text{m}$  de diamètre et une longueur de 250  $\mu\text{m}$ ) avec un flux de chaleur constant pour un écoulement laminaire a été étudié numériquement par Salman et al. [51]. Ils ont utilisé différents types de nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CuO}$ ,  $\text{SiO}_2$  et  $\text{ZnO}$ , avec différentes tailles de nanoparticules 25, 45, 65 et 80 nm, et différentes fractions volumique variaient de 1% à 4% en utilisant de l'éthylène glycol comme fluide de base. Les résultats ont montré que nanofluide  $\text{SiO}_2/\text{EG}$  a le nombre de Nusselt le plus élevé, suivi par  $\text{ZnO}/\text{EG}$ ,  $\text{CuO}/\text{EG}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ , et enfin pur EG. Les résultats montrent également que les types de nanofluides, la concentration de particules et le diamètre des particules n'ont aucun effet sur le frottement. Ils ont suggéré de utiliser le nanofluide  $\text{SiO}_2$ , avec un diamètre de particule de 25 nm, une concentration de 4% et pour un écoulement à un nombre de Reynolds égale à 1500, comme fluide de refroidissement dans le micro-tube parce qu'il donne une meilleure amélioration du transfert de chaleur.

Gabriela Huminic et Angel Huminic [52] ont étudié numériquement les performances de refroidissement du nanofluide  $\text{CuO}/\text{EG}$  dans un écoulement laminaire à l'intérieur d'un tube aplati. Ils ont discuté les effets de certains paramètres tels que la concentration volumique des nanoparticules, les mouvements browniens de particules et le nombre de Reynolds sur le coefficient de transfert de chaleur. Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules, le mouvement brownien et le nombre de Reynolds. Les résultats ont montré aussi que pour les mêmes conditions d'écoulement, les tubes aplatis améliorent significativement les coefficients de transfert de chaleur par rapport à ceux des tubes circulaires et elliptiques. L'augmentation maximale du coefficient de transfert de chaleur de

82% a été obtenue pour un tube aplati à un nombre de Reynolds de 125 et une concentration de 4%.

Uysal et al [53] ont étudié les caractéristiques d'écoulement de fluide et le transfert de chaleur de nanofluide ZnO/EG pour différentes fractions volumiques de nanoparticules à travers des microcanaux rectangulaires ayant des rapports d'aspect différents (de 1 à 2) dans des conditions d'écoulement laminaire. Ils ont constaté que le micro-canal avec une valeur de rapport d'aspect de 1 a le coefficient de transfert de chaleur le plus élevé et la plus faible chute de pression. Ils ont également observé que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique du nanofluide. L'amélioration du coefficient de transfert de chaleur pour 4% de nanofluide ZnO/EG par rapport à l'EG pur a été de 19.33% et 16.89% à  $Re = 10$  et  $Re = 100$ , respectivement. Cependant, leurs résultats ont montré que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, alors que le facteur de frottement n'a pas été affecté. Les valeurs du nombre de Nusselt pour 4% de nanofluide de ZnO/EG à  $Re = 10$  et  $Re = 100$  sont inférieures de 2.02% et 4.02% par rapport à celles d'EG pure, respectivement.

## **I.7 Mélange eau-éthylène glycol**

Dans les conditions hivernales sévères, l'éthylène glycol mélangé avec de l'eau dans des pourcentages volumiques différents est typiquement utilisé pour abaisser le point de congélation du fluide utilisé dans le transfert de chaleur. Ces fluides de transfert de chaleur sont largement utilisés dans les échangeurs de chaleur, les automobiles et les installations industrielles dans les régions froides, par exemple un mélange de 45% d'éthylène glycol et 55% d'eau par volume est couramment utilisé dans le nord de la Chine.[55], tandis qu'à l'Alaska un mélange de (60-40%) d'éthylène glycol/eau est utilisé en raison de sa résistance au gel extrême [56].

### **I.7.1 Études expérimentales**

Les premiers chercheurs qui utilisent le mélange d'eau-éthylène glycol comme fluide de base sont Kulkarni et al. [57] en utilisant  $SiO_2$  dispersés dans 60-40% d'éthylène glycol/eau. Leurs échantillons de nanofluide en différentes concentrations volumiques (2%, 4%, 6% et 10%) ont été préparés en mélangeant un mélange EG/eau et des solutions concentrées de nanoparticules de  $SiO_2$ . Trois diamètres de particules de 20 nm, 50 nm et 100

nm ont été utilisés pour déterminer l'effet de la taille des particules sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression. Une augmentation significative du coefficient de transfert de chaleur a été rapportée dans leur article quand la concentration volumique de  $\text{SiO}_2$  dans le liquide de base augmente. Environ 16% de l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur en utilisant une concentration volumique de 10% montre que les nanofluides à base du mélange des fluides ont un potentiel positif dans l'amélioration de la capacité thermique des nanofluides. L'étude a également démontré que le coefficient de transfert de chaleur augmente à mesure que la taille des particules augmente, et cela est contraire à ce qui est déclaré dans la littérature. Ils ont également observé que lorsque la concentration du nanofluide augmente, la perte de pression augmente aussi.

Cependant, aucun changement appréciable de la perte de pression n'a été observé pour les différents diamètres des nanoparticules dans la gamme des expériences.

L'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides comme réfrigérants dans des écoulements laminaire à l'intérieur d'un tube circulaire à température de paroi constante a été étudiée par Xie et al. [58]. Les nanofluides contenant des nanoparticules  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{ZnO}$ ,  $\text{TiO}_2$  et  $\text{MgO}$  ont été préparés avec un mélange de 55% d'eau distillée et de 45% d'éthylène glycol comme fluide de base. Ils ont trouvé que les nanofluides  $\text{MgO}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{ZnO}$  présentaient des améliorations supérieures du coefficient de transfert de chaleur, avec l'amélioration la plus élevée jusqu'à 252% à un nombre de Reynolds de 1000 pour le nanofluide  $\text{MgO}$ . Ils ont rapporté que ces nanofluides d'oxyde pourraient être des alternatives prometteuses pour les liquides de refroidissement conventionnels.

Vajjha et al. [59] ont mené une étude sur trois types de nanofluides ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CuO}$  et  $\text{SiO}_2$ ) dispersés dans 60% EG et 40% d'eau pour le transfert de chaleur par convection dans une région turbulente. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur et la perte de pression des nanofluides augmentent avec l'augmentation de la concentration volumique des particules. Par exemple, pour le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  de 10% l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur est de 81.74% à  $\text{Re} = 7240$ , et l'augmentation de la perte de pression est d'environ 4.7 fois supérieure à celle du fluide de base à  $\text{Re} = 6700$ . À partir des expériences, ils ont développé de nouvelles corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement.

Kumaresan et al. [60] ont mesuré le coefficient de transfert de chaleur du nanofluide CNT à base de réfrigérant secondaire dans un échangeur de chaleur tubulaire à différentes

températures de fonctionnement. Le fluide de base était un mélange d'EG-eau (30-70%). Les résultats obtenus ont montré qu'à 40 °C et avec une fraction volumique de 0.45% de Nanofluide, l'augmentation de la conductivité thermique et le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection étaient respectivement de 19.73% et 159.3%. Ils ont conclu que de telles augmentations se produisent en raison des effets de micro convection du mouvement chaotique des nanotubes de carbone. Dans une autre étude avec le même nanofluide cité plus haut, Kumaresan et al. [61] ont étudié le transfert de chaleur par convection dans diverses longueurs d'un échangeur de chaleur tubulaire. Ils ont indiqué que, contrairement au concept de transfert de chaleur classique, la valeur du nombre de Nusselt pour les nanofluides augmente avec la diminution du nombre de Reynolds à mesure que la concentration de CNT augmente dans le fluide de base.

Les comportements hydrodynamiques et thermiques des nanofluides  $Al_2O_3$ /eau et de  $Al_2O_3$ /EG-eau (50 -50%) dans la région d'entrée thermique d'un tube circulaire à température de paroi constante ont été étudiés expérimentalement par Mojarrad et al [62]. Les effets du fluide de base, les fractions volumiques de nanoparticules (0%, 0.25%, 0.5% et 0.7%) et le nombre de Reynolds (varie entre 650 et 2300) sur le coefficient de transfert de chaleur convectif et la chute de pression ont été étudiés. Les résultats indiquent que la présence des nanoparticules d'alumine dans les deux fluides de base augmente le coefficient de transfert de chaleur, le nombre de Nusselt et la chute de pression des nanofluides. Cette augmentation indiquée augmente avec le nombre de Reynolds ainsi que la concentration des particules.

Les améliorations maximales du coefficient de transfert de chaleur ont été de 13%, 19% et 24% pour les concentrations de 0.25%, 0.5% et 1% de  $Al_2O_3$ /EG-eau à  $Re = 2300$ , respectivement. Ils ont constaté aussi que les nanofluides  $Al_2O_3$ /EG-eau avaient plus d'augmentation de transfert de chaleur par rapport aux nanofluides  $Al_2O_3$ /eau.

Bhanvase et al. [63] ont mené une étude expérimentale sur le transfert de chaleur par convection forcée de nanoparticules de  $TiO_2$  avec un mélange de EG-eau (40-60%) dans un tube de cuivre dans des conditions laminaires. De plus, ils ont étudié l'effet des mélanges d'eau et d'EG comme fluide de base avec différentes fractions volumiques (allant de 0% à 50% d'éthylène glycol) sur le nombre de Nusselt local. Ils ont constaté qu'il y a une augmentation de 8.25 à 20.52% du nombre de Nusselt lorsque la fraction d'EG dans l'eau augmente de 0 à 50%.

Sarafraz et Hormozi [64] se sont concentrés principalement dans leur travail sur le coefficient de transfert de chaleur convectif d'un nanofluide produite biologiquement coulant dans un tube circulaire à l'intérieur d'un échangeur de chaleur. Les expériences ont été réalisées dans des régimes d'écoulement laminaire, transitoires et turbulents. Les nanofluides ont été préparés à des fractions volumiques de 0.1%, 0.5% et 1% et bien dispersés en EG-eau (50-50%) en tant que fluide de base. Des particules d'argent ont été produites en utilisant une méthode d'extrait végétal à partir de feuilles de thé vert et de nitrate d'argent. Les résultats expérimentaux ont démontré que les nanofluides peuvent remarquablement améliorer le coefficient de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur par rapport au fluide de base. En fait, le nanofluide Ag/EG-eau peut changer le régime d'écoulement plus tôt du régime laminaire à transitoire et transitoire à turbulent. Les résultats ont également révélé qu'en augmentant la concentration de nanoparticules la chute de pression du système augmente, et que l'ajout de nanoparticules à des fractions volumiques de 0.1%, 0.5% et 1% ont amélioré le coefficient de transfert de chaleur de 22%, 36% et 67% respectivement.

L'objectif de l'étude de Patel et Subhedar [65] est d'étudier le transfert de chaleur convectif des nanofluides d'oxyde d'alumine dans un tube circulaire horizontal soumis à un flux de chaleur constant et uniforme à la paroi du tube. Trois fractions volumiques de 0.2%, 0.4% et 0.6% ont été testés pour les nanofluides  $Al_2O_3$ /EG-eau (50-50%). Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt du nanofluide augmente avec l'augmentation du débit volumique et de la concentration volumique des nanoparticules dans le fluide de base. Une amélioration significative du nombre de Nusselt (16.18%) a été obtenue en utilisant le nanofluide par rapport au fluide de base.

Selvam et al. [66] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur par convection des nanofluides Ag/EG-eau (30-70%) pour différente concentration de nanoparticules, débit massique de nanofluide et température d'entrée. L'amélioration maximale du coefficient de transfert de chaleur convective du nanofluide a été signalée à 42% à une concentration volumique de 0.45% par rapport au fluide de base. Ils ont constaté que la chute de pression augmente avec l'augmentation de la concentration et le débit massique du nanofluide. Ils ont conclu que, au-delà de la concentration de 0.15%, la chute de pression augmente considérablement ce qui limite l'utilisation de ces nanofluides à une concentration plus élevée pour les applications d'ingénierie.

Estellé et al. [67] ont effectué une analyse expérimentale pour étudier le transfert de chaleur des nanofluides dans un échangeur de chaleur coaxial travaillant dans un écoulement à co-courant. Le nanofluide utilisé était CNT/eau et CNT/EG-eau (50-50%) dans des conditions d'écoulement laminaire pour étudier l'effet de la région d'entrée, du nombre de Reynolds et de la composition des nanofluides. Ils ont trouvé que le coefficient de transfert de chaleur par convection augmente légèrement avec la distance axiale et dépend à la fois du fluide de base et de la fraction massique des nanoparticules. En outre, une meilleure amélioration a été obtenue avec le mélange d'EG-eau en tant que fluide de base. Ils ont indiqué que l'amélioration maximale est d'environ 18.5% pour l'EG-eau avec une fraction massique de 0.05%, alors qu'elle est d'environ 11.8% avec de l'eau à la même fraction massique.

## I.7.2 Études numériques

Namburu et al. [68] ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent et du transfert de chaleur de trois nanofluides différents ( $\text{CuO}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{SiO}_2$ ) dans un mélange d'éthylène glycol (60%) et d'eau (40%) s'écoulant à travers un tube circulaire sous condition de flux de chaleur constant. Ils ont constaté que les nanofluides contenant des nanoparticules de plus petit diamètre ont un nombre de Nusselt plus élevé. Ils ont rapporté que pour la même concentration de nanofluides  $\text{CuO}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{SiO}_2$ , les nanofluides  $\text{CuO}$  ont une performance de transfert de chaleur plus élevée suivie d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{SiO}_2$ . Par exemple à une concentration de 6% de  $\text{CuO}$  nanofluides et pour  $\text{Re} = 20000$ , le nombre de Nusselt et le coefficient de transfert de chaleur augmentent de 35% et de 75% par rapport au fluide de base, respectivement.

Vajjha et al. [69] ont étudié numériquement l'écoulement laminaire et la performance thermique des nanoparticules  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{CuO}$  dispersées dans un mélange de EG/eau (60-40%) circulant à travers les tubes plats d'un radiateur d'automobile. Pour une concentration volumique de 10% du nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et 6% de  $\text{CuO}$ , leur analyse a montré une augmentation du coefficient de transfert de chaleur moyen d'environ 94% et 89% respectivement par rapport au fluide de base à un nombre de Reynolds égale à 2000. Ils ont également observé que pour la même quantité de transfert de chaleur, le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  de 10% de concentration et le nanofluide  $\text{CuO}$  de 6% de concentration ont montré une réduction de la puissance de pompage d'environ 82% et 77% respectivement par rapport au fluide de base.

En 2015 [70] ils ont fait une étude similaire pour un écoulement turbulent avec les mêmes nanofluides. Ils ont constaté qu'à un nombre de Reynolds de 5500, l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur moyen par rapport au fluide de base pour le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  à une concentration de 3% est de 36.6% et pour le nanofluide  $\text{CuO}$  de 3% est de 49.7%.

Pour la même quantité de transfert de chaleur, le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  d'une concentration de 1% a montré une réduction plus élevée de la puissance de pompage par rapport au fluide de base et au-delà de 3% de concentration, la puissance de pompage augmente pour le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  par rapport à celui du fluide de base. De nouvelles corrélations pour déterminer le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement pour les nanofluides qui s'écoulent dans les tubes plats d'un radiateur ont été proposées pour l'entrée ainsi que pour les régions entièrement développées.

Le transfert de chaleur conjugué d'un nanofluide contenant des nanoparticules  $\text{Al}_2\text{O}_3$  dispersées dans un mélange de 60% d'éthylène glycol et 40% d'eau dans un micro-canal bidimensionnel a été résolu numériquement par Ramiar et al. [71]. L'effet de la conduction axiale dans les régions solide et liquide ainsi que l'effet de la fraction volumique sur la performance thermique du nanofluide ont été considérés. Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt de nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ -eau avec une fraction volumique de 0.03 est environ 11.2% supérieur à celui du mélange  $\text{EG}$ -eau pur. Ils ont trouvé également que l'ajout des nanoparticules affaiblit l'effet de la conduction axiale dans le micro-canal par rapport au mélange pur. L'effet de la conduction axiale provoque un minimum dans la distribution du nombre de Nusselt à la région d'entrée.

Etminan-Farooji et al. [72] ont étudié les effets de l'utilisation de nanofluides au lieu des fluides classiques dans l'écoulement non confiné et le transfert de chaleur autour d'un cylindre carré. Différents nanofluides consistant en  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{CuO}$  avec des fluides de base d'eau et un mélange d'éthylène glycol et d'eau de 60-40% ont été sélectionnés. Les simulations ont été effectuées pour le nombre de Peclet ( $\text{Pe}$ ) = 25, 50, 100 et 200, avec des diamètres de nanoparticules  $d_{\text{np}} = 30$  et 100 nm et des concentrations volumétriques  $\phi$  allant de 0% à 4%. Ils ont conclu que l'amélioration du transfert de chaleur augmente avec le nombre de Peclet ainsi que la concentration de particules, mais diminue avec l'augmentation du diamètre des nanoparticules. Ils ont également observé que l'effet de la concentration sur le transfert de chaleur est plus important que le diamètre des particules. En outre il a été montré que, pour tout diamètre de particule donné, il existe une valeur optimale de la concentration qui donne

le coefficient de transfert de chaleur le plus élevé. Les résultats ont démontré que, à  $Pe = 200$ ,  $\phi = 4\%$  et  $d_{np} = 30$ , l'utilisation de nanofluides CuO/eau et  $Al_2O_3$ /eau augmente le transfert de chaleur de 21% et 19.66% par rapport à l'eau, et l'utilisation de nanofluides CuO/EG-eau et  $Al_2O_3$ /EG-eau augmente le transfert de chaleur de 25.1% et 23.6% par rapport à EG-eau, respectivement.

Maisuria et al. [73] ont présenté une étude sur l'échangeur de chaleur tubulaire à ailettes en utilisant quatre nanoparticules  $SiO_2$ ,  $TiO_2$ ,  $Al_2O_3$  et Cu, mélangées avec un fluide de base ayant de l'eau à 80% et EG 20%. Les résultats ont montré que le taux de transfert de chaleur total a augmenté avec l'addition de nanoparticules dans le fluide de base. Environ 5.41% de l'amélioration se produit dans le transfert de chaleur total pour le nanofluide à base de Cu à une concentration volumique de 5% et au nombre de Reynolds de 7313. Alors que pour l'amélioration des nanofluides d' $Al_2O_3$ ,  $TiO_2$  et  $SiO_2$  sont de 5.25%, 5.15% et 5.03%, respectivement.

Zhu et al. [74] ont étudié la convection forcée laminaire de nanofluide  $Al_2O_3$ /EG-eau (60-40%) dans un canal ondulé. les simulations numériques sont réalisées dans une large gamme de concentrations en volume de nanoparticules (0.2% 0.3% 0.4% 0.5% 1% 2% 3% et 4%) avec le nombre de Reynolds variant entre 400 et 1200. Ils ont constaté que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression augmentaient sensiblement avec l'augmentation de la concentration des particules ainsi que le nombre de Reynolds. D'après leur étude il existe une gamme optimale de nombre de Reynolds et de concentration de nanoparticules, où les avantages du nanofluide peuvent être maximisés. Le facteur de performance thermo-hydraulique globale la plus élevée de 1.74 a été obtenu à la concentration la plus basse de 0.2% et  $Re = 600$ . Ils ont suggéré que, dans le canal ondulé il faut que la concentration de nanoparticules soit inférieure à 1% pour donner un effet positif à la performance globale.

Sabaghan et al. [75] ont utilisé une procédure numérique basée sur l'approche en deux phases pour simuler un micro-canal rectangulaire composé de six générateurs de vortex longitudinaux (LVG).  $TiO_2$  nanoparticule avec différentes tailles 21, 40, et 60 nm, sont dispersés dans de l'eau, de EG-eau (60-40%) et de l'huile du transformateur pour construire des nanofluides de différentes fractions volumique (1.0, 1.6 et 2.3%). Leurs résultats illustrent que l'utilisation de nanofluides avec des LVG peuvent considérablement améliorer le transfert thermique dans le micro-canal.

Ils ont également indiqué que l'utilisation du mélange de EG-eau à la place de l'eau pure ou de l'huile du transformateur en tant que fluide de base conduit à l'augmentation du transfert de chaleur dans le micro-canal. Ils ont observé que l'efficacité normalisée (rapport entre les gains de transfert de chaleur et les pertes de frottement) maximale du micro-canal amélioré par LVG a été 14% supérieur à celle d'un canal simple, par ailleurs l'utilisation de nanofluide a amélioré l'efficacité normalisée de 27%.

## Chapitre II Formulation mathématique et Propriétés thermophysiques des nanofluides

### II.1 Introduction

La mécanique expérimentale des fluides est une méthode pour étudier la dynamique des fluides et le transfert de chaleur. Cette approche fait face à de nombreuses difficultés en matière de mise en œuvre. En raison du comportement variable du fluide ou de la géométrie pour différents problèmes, le coût de la construction physique et la consommation de temps, les études expérimentales de fluide seront limitées à une situation particulière. Une étude numérique des fluides est la principale solution d'ingénierie qui résout tous les problèmes qui ont été posés. En raison du développement actuel de la technologie informatique, des systèmes de fluide complexes peuvent être résolus avec une précision et un temps de calcul améliorés.

La modélisation du transfert de chaleur par convection forcée est réalisée avec des équations régissant de l'écoulement de fluide en utilisant des méthodes numériques.

### II.2 Equations de conservation

Dans notre thèse, les équations de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont utilisées pour l'analyse de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur. Elles sont extraites de la conservation de la masse, la deuxième loi du mouvement de Newton et la première loi de la thermodynamique, respectivement. Ces équations fondamentales sont disponibles dans les manuels classiques, tels que Heat Transfer Handbook par Bejan [76]. Elles peuvent être écrites dans le cas général comme suit :

#### II.2.1 Equation de conservation de la masse

L'équation pour la conservation de la masse, ou l'équation de continuité, peut être écrite comme suit:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II-1})$$

Où  $\rho$  : la masse volumique et  $t$  : le temps

$U_i$  : les composantes du vecteur vitesse  $i=1, 2, 3$

L'équation (II-1) est applicable en tout point d'un fluide continu ne contenant pas de sources ou de puits.

## II.2.2 Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = \rho F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + 2 \frac{\partial(\mu \delta_{ij})}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad (\text{II-2})$$

Où F : les forces de volume

P : la pression

$\mu$  : la viscosité dynamique

$\delta_{ij}$  : le tenseur des vitesses de déformations qui vaut par définition

$$\delta_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad i = 1, 2, 3 \quad \text{et} \quad j = 1, 2, 3 \quad (\text{II-3})$$

## II.2.3 L'équation de l'énergie

L'équation d'énergie sous la forme suivante:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \left( C_p T + \frac{U_i U_i}{2} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho \left( C_p T + \frac{U_i U_i}{2} \right) U_j \right) &= \rho U_i F_i - \frac{\partial(P U_i)}{\partial x_i} + 2 \frac{\partial(\mu \delta_{ij} U_i)}{\partial x_j} \\ - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} U_i \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) & \end{aligned} \quad (\text{II-4})$$

Où :  $C_p$  : la chaleur spécifique à pression constante

T : la température

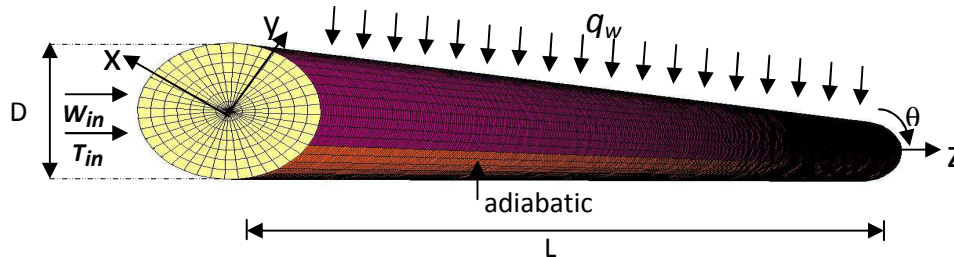
$k$  : la conductivité thermique du fluide

## II.3 Modèle physique

### II.3.1 Géométrie

Dans cette étude, nous avons considéré la convection forcée d'un écoulement laminaire d'un nanofluide dans un tube cylindrique droit d'épaisseur négligeable avec un diamètre D de 0,01m et une longueur L de 1m. La longueur a été choisie de manière à obtenir un écoulement hydrodynamique et thermique entièrement développé à la section de sortie.

On chauffe le tube d'un côté (moitié supérieure) avec un flux de chaleur constant et on l'isole sur le côté inférieur. Le problème traité est représenté schématiquement sur la figure 1.



*Figure II-1: Géométrie du problème*

### II.3.2 Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses suivantes ont été adoptées :

- L'écoulement du fluide est incompressible et newtonien,
- Les effets de rayonnement et la dissipation visqueuse sont négligeables,
- Régime stationnaire  $\frac{\partial}{\partial t} = 0$
- Les nanoparticules et le fluide de base circulent avec la même vitesse locale et sans glissement entre elles,
- La phase fluide et la phase des nanoparticules sont en équilibre thermique se qui signifie que la température moyenne de la phase fluide et la phase des nanoparticules sont identiques.

Selon les hypothèses ci-dessus, les équations dimensionnelles en régime stationnaire pour l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans le modèle monophasique pour les nanofluides dans les coordonnées cylindriques peuvent être écrites comme suit:

Equation de continuité :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v) + \frac{\partial}{\partial z} (w) = 0 \tag{II-5}$$

Quantité de mouvement suivant  $\theta$  :

$$\rho_{nf} \left[ \frac{u}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + v \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{r} (uv) \right] = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu_{nf} \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{u}{r^2} \right] \quad (\text{II-6})$$

Quantité de mouvement suivant  $r$  :

$$\rho_{nf} \left[ \frac{u}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + v \frac{\partial v}{\partial r} + w \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{u^2}{r} \right] = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu_{nf} \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{v}{r^2} \right] \quad (\text{II-7})$$

Quantité de mouvement suivant  $z$  :

$$\rho_{nf} \left[ \frac{u}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + v \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{nf} \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II-8})$$

Energie :

$$\rho_{nf} \times C_{p_{nf}} \left[ \frac{u}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k_{nf} \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II-9})$$

Où  $\theta$ ,  $r$  et  $z$  sont les directions : angulaire, radiale et axiale, respectivement.

Ici,  $u$ ,  $v$ ,  $w$  sont les composants de vitesse dans le système des coordonnées  $\theta$ ,  $r$  et  $z$ ;  $\rho$  est la densité;  $\mu$  est la viscosité;  $C_p$  est la chaleur spécifique;  $k$  est la conductivité thermique;  $P$  est la pression et  $T$  est la température.

Dans les équations (II-5) - (II-9), l'indice "  $nf$  " se réfère à la propriété « nanofluide ».

Les équations citées ci-dessus comprennent certaines propriétés thermophysiques appartenant au fluide de travail. Pour résoudre les équations régissant de l'écoulement de fluide, ces propriétés thermophysiques doivent être définies.

Il n'est pas facile d'évaluer les propriétés thermophysiques dans les nanofluides car nous ne savons pas quels modèles pourraient nous donner les résultats les plus fiables. Toutefois, de nombreux chercheurs ont présenté différents types de modèles pour les propriétés thermophysiques des nanofluides. Néanmoins, la catégorisation des propriétés thermophysiques des nanofluides demeure une question de débat.

## II.4. Propriétés thermophysiques des nanofluides

Au cours de la dernière décennie, une quantité importante de recherches expérimentales et théoriques a été effectuée pour étudier le comportement thermophysique des nanofluides. Les calculs de la densité et de la chaleur spécifique des nanofluides sont relativement simples, mais en ce qui concerne la viscosité et la conductivité thermique, il

existe un écart important dans les résultats expérimentaux et les modèles théoriques disponibles dans la littérature.

### II.4.1 La masse volumique

La prédiction de la masse volumique n'exige pas de corrélations ou de modèles complexes. On peut l'estimer à partir de la loi de mélange. En tant que tel, elle peut être représentée comme suit [77] :

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{V}\right)_{nf} = \frac{m_{bf}+m_p}{V_{bf}+V_p} = \frac{\rho_{bf}V_{bf}+\rho_pV_p}{V_{bf}+V_p} = (1 - \varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_p \quad (\text{II-10})$$

Où  $nf, bf$  et  $p$  se réfèrent au : nanofluide, fluide de base et nanoparticule respectivement.

$\varphi = \frac{V_p}{V_{bf}+V_p}$  est la fraction volumique des nanoparticules.

Bien que cette équation appartienne aux mélanges à deux phases pour les particules de taille micrométrique, de nombreux chercheurs l'ont utilisé pour les particules nanométriques.

Pour examiner la validité de l'équation. (II-10), Pak et Cho [25] et Ho et al. [78] ont mené des études expérimentales pour mesurer la masse volumique des nanofluides  $Al_2O_3$ /eau et  $TiO_2$ /eau à température de  $25^\circ C$  [25] et  $Al_2O_3$ /eau à différentes températures entre 10 et  $40^\circ C$  [78]. Les résultats montrent un excellent accord entre les résultats expérimentaux et les prédictions en utilisant l'équation (II-10).

Vajjha et al. [79] ont mesuré la masse volumique de trois nanofluides différents contenant des nanoparticules  $Al_2O_3$ ,  $Sb_2O_5$ :  $SnO_2$  et  $ZnO$  dans un fluide de base de EG/eau (60-40%) en masse. Ils ont signalé que les valeurs de la masse volumique des nanofluides  $Al_2O_3$  et  $Sb_2O_5$ :  $SnO_2$  montrent un excellent accord avec l'équation (II-10). Pour le nanofluide  $ZnO$ , l'écart maximal entre les valeurs expérimentales et l'équation (II-10) est d'environ 8%. Par conséquent, nous avons adopté cette équation de la masse volumique dans notre calcul.

### II.4.2 La capacité thermique

Dans certaines recherches, l'influence des nanoparticules sur la chaleur spécifique  $C_p$  du nanofluide semble trop faible pour être considérée en raison de la faible fraction volumique des nanoparticules ( $\varphi$ ) [80-82]. Une équation pour la chaleur spécifique de nanofluides a été donnée par Pak et Cho [25], qui avait également apparu dans la littérature pour des microparticules et des mélanges liquides [83].

$$Cp_{nf} = (1 - \varphi)Cp_{bf} + \varphi Cp_p \quad (\text{II-11})$$

Cependant, selon Xuan et Roetzel [84], la chaleur spécifique d'un nanofluide doit être calculée en supposant que les nanoparticules et le fluide de base sont en équilibre thermique. Il sont présenté l'équation comme suit:

$$Cp_{nf} = \frac{(1-\varphi)\rho_{bf} Cp_{bf} + \varphi\rho_p Cp_p}{\rho_{nf}} \quad (\text{II-12})$$

Kulkarni et al. [85] ont mesuré la chaleur spécifique des nanoparticules d'aluminium dispersées dans un mélange d'éthylène glycol et d'eau (50-50%) avec diverses fractions. Ils ont montré qu'à mesure que la fraction volumique de particules augmente, la chaleur spécifique des nanofluides d'aluminium diminue.

En outre, leurs valeurs expérimentales ont été comparées avec les corrélations théoriques présentées dans Pak et Cho [25] et Xuan et Roetzel [84]. Ils ont montré que la corrélation de Xuan et Roetzel était en meilleur accord que la corrélation de Pak et Cho avec leurs données expérimentales. Le même résultat atteint par Zhou et Ni [86] et Heyhat et al. [30]. Mais, certains auteurs [35, 48, 49, 63] préfèrent utiliser l'expression la plus simple de Pak et Cho.

Cependant, les équations proposées par Pak et Cho et Xuan et Roetzel étaient toutes des corrélations théoriques. Vajjha et Das [87] ont effectué les mesures de la chaleur spécifiques sur trois nanofluides contenant des nanoparticules  $Al_2O_3$ ,  $ZnO$  et  $SiO_2$  dans un fluide de base de EG/eau (60-40%). À partir de leurs expériences, ils ont observé que les particules en phase solide et le fluide de base ne sont pas en équilibre thermique. C'est parce que, les nanoparticules dont les diffusivités thermiques sont supérieures au fluide de base, absorbent plus de chaleur plus rapidement que le fluide de base et atteignent une température plus élevée. Par conséquent, ils ont proposé une nouvelle corrélation à partir de leurs données expérimentales.

Comme aucune donnée expérimentale n'était disponible, la chaleur spécifique des nanofluides dans notre travail a été calculée à partir de la relation Xuan et Roetzel.

### II.4.3 La conductivité thermique

L'idée d'amélioration du transfert de chaleur à base de nanofluide provient de leur conductivité thermique plus élevée; les propriétés thermophysiques et surtout la conductivité thermique est un problème vital dans les phénomènes de transfert de chaleur des nanofluides.

La conductivité thermique de nanofluides se révèle être une caractéristique attirante pour de nombreuses applications. Elle représente la capacité de matériau à conduire ou transmettre de la chaleur. Des recherches considérables ont été menées sur ce sujet.

Plusieurs études expérimentales ont été menées dans la littérature pour mesurer la conductivité thermique des nanofluides en utilisant différentes techniques telles que le fil chaud en régime transitoire (Transient Hot Wire) [6, 26, 66, 88, 89-93], 3-omega ( $3\omega$ ) [31], les plaques parallèles en régime stationnaire (steady-state parallel plates) [94], disque chaud [95, 96] et les oscillations de température (temperature oscillation) [97]. Cependant, la technique de fil chaud transitoire est la méthode la plus utilisée.

Noter que le terme «conductivité thermique» désigne la «conductivité thermique effective», car les nanofluides sont des mélanges à deux phases. Pour simplifier, nous ne devons pas différencier les deux termes dans cette thèse.

### II.4.3.1 Études expérimentales

Les études expérimentales montrent que la conductivité thermique des nanofluides dépend de nombreux facteurs tels que la fraction volumique des particules, la nature des particules, la forme et la taille des particules, la nature du fluide de base et la température.

#### *II.4.3.1.1 Effet de la fraction volumique*

La fraction volumique de particules est un paramètre qui est étudié dans presque toutes les études expérimentales. La plupart des chercheurs rapportent une augmentation de la conductivité thermique avec l'augmentation de la fraction volumique des particules et cette relation trouvée est généralement linéaire [6, 26, 98-103]. Cependant, il y a aussi des études qui indiquent un comportement non linéaire [95,104-106].

Eastman et al. [6] ont démontré que les nanofluides Cu/EG montrent une amélioration spectaculaire de la conductivité thermique jusqu'à 40% à une fraction de particules de 0,3. Pour la suspension de nanoparticules Cu/eau, Xuan et Li [92] ont observé que le rapport de la conductivité thermique du nanofluide à celui du liquide de base varie de 1.24 à 1.78 si la fraction volumique des particules augmente de 2.5% à 7.5%.

Sharma et al. [88] ont présenté des nanofluides synthétisés à l'aide d'argent et d'éthylène glycol à différentes fractions de 1000 à 10 000 ppm (partie par million). Les

résultats ont montré que la conductivité thermique des nanofluides augmentait à 10, 16 et 18%, lorsque la quantité de particules d'Ag dans le nanofluide était respectivement de 1000, 5000 et 10 000 ppm. Saeedinia et al. [104] ont observé que les nanofluides CuO/huile présentent une augmentation de la conductivité de 6.2% à une fraction massique de 0.3%.

Cabaleiro et al. [107] ont mesuré la conductivité thermique du nanofluide ZnO/EG-eau (50-50%) pour des fractions massiques de 1%, 2,5% et 5%. ils ont obtenu des améliorations de 8.3% pour la fraction la plus élevée. Allen Zennifer et al. [98] ont rapporté une augmentation de 11% de la conductivité thermique pour 1% de fraction volumique du nanofluide CuO/EG.

### *II.4.3.1.2 Effet de la nature des particules*

Yiamsawasd et al. [89] ont indiqué que dans les plages de fraction volumique de 1-8%, la conductivité thermique des nanofluides  $Al_2O_3$ /eau augmente d'environ 5 à 30% ; et pour les nanofluides  $TiO_2$ /eau, elle augmente d'environ 2 à 20%. Leurs résultats ont également indiqué que la conductivité thermique du nanofluide  $Al_2O_3$ /EG-eau (20-80%) augmente d'environ 20% et pour le nanofluide  $TiO_2$ /EG-eau (20-80%), elle augmente d'environ 15% à une fraction volumique de 4%.

Hussein et al. [108] ont effectué une étude expérimentale pour mesurer la conductivité thermique des nanoparticules  $Al_2O_3$ ,  $TiO_2$  et  $SiO_2$  suspendues dans l'eau. La comparaison entre la conductivité thermique des nanofluides à une fraction volumique de 2.5% a montré que le nanofluide  $Al_2O_3$  a les valeurs les plus élevées de conductivité thermique, suivi de  $SiO_2$ ,  $TiO_2$  et enfin l'eau pure a la plus faible conductivité thermique.

L'effet de trois types de nanofluides ont été préparé en ajoutant des nanoparticules  $Al_2O_3$ ,  $TiO_2$  et  $SiO_2$  au mélange huile et eau (5% vol. Huile dans l'eau) dans diverses proportions étudiées par Sharma et al. [109]. Ils ont constaté que, parmi les trois nanofluides, le nanofluide  $Al_2O_3$  possède la plus grande conductivité thermique et le nanofluide  $SiO_2$  a la valeur la plus basse.

Dans l'étude de Al-Waeli et al [95], la conductivité thermique de  $Al_2O_3$ , SiC et CuO nanofluides a été mesurée. Lorsque la fraction volumique augmente de 0 à 4%, la conductivité thermique augmente de 1.96, 3.42 et 4.8% pour les nanofluides  $Al_2O_3$ , CuO et SiC, respectivement. En conséquence, la conductivité thermique du nanofluide de SiC est plus élevée que les deux autres fluides.

### *II.4.3.1.3 Effet de la forme et de la taille des particules*

Il est connu que les propriétés des suspensions monodispersées dépendent de la taille des particules. Chopkar et al. [110] ont été les premiers à montrer expérimentalement que la conductivité thermique effective des nanofluides  $\text{Al}_{70}\text{Cu}_{30}/\text{EG}$  dépend fortement de la taille des nanoparticules. Leur étude montre que la conductivité thermique de la nanofluide augmente avec une diminution de la taille des cristallites. Les résultats ont montré que la conductivité thermique du nanofluide augmente significativement seulement lorsque les nanoparticules atteignent des dimensions ultrafines de 20 nm ou moins.

Teng et al. [111] ont examiné l'effet de la taille des particules, de la température et de la fraction massique sur le rapport de conductivité thermique ( $K_{nf}/K_{bf}$ ) des nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ . Les nanoparticules  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , avec un diamètre de 20, 50 et 100 nm, ont été dispersées en quatre fractions différentes (0.5, 1.0, 1.5 et 2.0%). Les résultats expérimentaux montrent une augmentation de  $K_{nf}/K_{bf}$  avec la diminution de la taille des nanoparticules. Ils ont indiqué aussi que les rapports de la conductivité thermique pourraient être améliorés de 5.1 à 12.8%, de 1.4 à 6.9% et de 0.7 à 5.3%; lorsque la température des trois tailles de particule augmente à 30 °C.

Mehrali et al. [32] ont mesuré la conductivité thermique du nanofluide GNP de différentes surfaces spécifiques (300, 500 et 750  $\text{m}^2/\text{g}$ ). Ils ont constaté que la conductivité thermique augmente à mesure que la température du nanofluide augmente et que l'amélioration de la conductivité thermique était des plages pour le GNP (300) entre 3.98% et 14.81%, pour le GNP (500) entre 7.96% et 25%, et pour le GNP (750) entre 11.94% et 27.67%.

Timofeeva et al. [102] ont étudié sur des nanofluides à base de EG-eau contenant des particules d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  avec différentes formes de plaquettes (9 nm), de lames (60X10nm), de cylindres (80 X 10 nm) et de briques (40nm). Leurs résultats ont montré que l'amélioration de la conductivité thermique suit la séquence:  $K$  (cylindres)  $> K$  (briques)  $> K$  (plaquettes)  $\approx K$  (lames), indiquant l'effet de la forme des particules sur la conductivité thermique.

Des expériences ont été effectuées par Ferrouillat et al. [112] pour étudier l'influence du facteur de forme des nanoparticules dans les suspensions afin de déterminer la conductivité thermique de ces fluides. Quatre nanofluides ont été utilisés: des particules sphériques et de type banane pour les nanofluides  $\text{SiO}_2/\text{eau}$ , des polygones et des tiges pour les nanofluides

ZnO/eau. Pour les suspensions SiO<sub>2</sub>/eau, ils ont remarqué que la conductivité thermique du nanofluide avec des nanoparticules non sphériques semble être légèrement supérieure à celle des particules sphériques. Pour les suspensions ZnO/eau, la conductivité thermique des nanofluides contenant des nanoparticules en forme de tiges est légèrement supérieure à celle des particules polygonales.

### *II.4.3.1.4 Effet du fluide de base*

Ruan et Jacobs [113] ont mesuré la conductivité thermique des nanofluides de nanotubes de carbone avec des fractions de 0.05, 0.14 et 0.24 qui ont été préparés avec des fluides de base d'eau et d'éthylène glycol. A une fraction de 0.24, l'amélioration de la conductivité thermique des deux nanofluides à base d'eau et à base d'éthylène glycol était d'environ 8.6% et 9.3%, respectivement.

Les conductivités thermiques des fluides de base qui sont des mélanges « eau+EG » avec une fraction allant de 0% d'éthylène glycol jusqu'à 100% d'éthylène glycol ont été mesurées par Zakaria et al. [114]. Ils ont remarqué que l'amélioration maximale est observée en 70, 80 et 100% EG. Syam Sundar et al. [101] ont mesuré la conductivité thermique du nanocomposite nanodiamant et nickel (ND-Ni) dans l'eau, l'EG et le mélange EG-eau pour les proportions de 20-80%, 40-60%, 60-40%, respectivement. Ils ont observé que pour une fraction massique de 3.03% et à une température de 60 °C, les nanofluides ND-Ni/EG-eau (20-80%), ND-Ni/EG-eau (40-60%) et ND-Ni/EG-eau (60-40%) ont des améliorations de conductivité thermique de 19%, 17.6% et 15%, respectivement. Ils ont également indiqué le classement suivant pour l'augmentation de la conductivité thermique  $(k_{\text{eau}})_{\text{nf}} > (k_{20-80})_{\text{nf}} > (k_{40-60})_{\text{nf}} > (k_{60-40})_{\text{nf}} > (k_{\text{EG}})_{\text{nf}}$ . Dans un autre travail de Shyam Sundar et al. [99], les conductivités thermiques des nanoparticules Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dispersées dans différentes fractions de mélanges EG-eau ont été mesurées. À une fraction de 1.5%, l'amélioration de la conductivité thermique pour le nanofluide EG-eau de 20-80% était de 32.26%, pour un nanofluide EG-eau de 40-60% était de 30.51% et pour le nanofluide EG-eau de 60-40% était de 27.42% à une température de 60 °C respectivement par rapport au fluide de base.

Ils ont conclu que l'amélioration de la conductivité thermique du nanofluide dépend non seulement de la fraction et de la température des particules, mais aussi de la conductivité thermique du fluide de base.

Des expériences ont été menées sur la préparation et la caractérisation des nanofluides ZnO/EG et ZnO/EG-eau (50-50%) par Suganthi et al. [103]. Ils ont rapporté que les

nanofluides ZnO/EG et ZnO/EG-eau ont montré une amélioration de la conductivité thermique de 33.4% et 17.26%. L'expérience a montré que le nanofluide ZnO/EG avait une meilleure conductivité thermique par rapport au nanofluide ZnO/EG-eau.

### *II.4.3.1.5 Effet de la température*

Selon les recherches systématiques dans la littérature, les tendances générales montrent que la conductivité thermique est améliorée par l'augmentation de la température [55, 59, 62, 99, 100,104, 109, 111]. Alors que d'autres rapports montrent moins d'effet de température sur la conductivité thermique des nanofluides [30, 64, 66, 115].

Das et al. [97] ont été les premiers à montrer que les nanofluides contenant des nanoparticules sphériques ont une conductivité thermique fortement dépendante de la température. Ils ont observé qu'une augmentation de 2 à 4 fois de la conductivité thermique peut être obtenue sur la plage de température de 21-52 °C.

Kumaresan et Velraj [116] ont observé une augmentation de la conductivité thermique avec une augmentation de la température de 0 à 40 °C de nanofluides CNT à base EG-eau (30-70%). L'amélioration maximale de la conductivité thermique atteint jusqu'à 19.75% à 40 °C.

Pour les nanofluides ND-Ni/eau à des fractions massiques de 0.62, 1.84 et 3.03%, Sundar et al. [101] ont obtenu des améliorations de la conductivité thermique de 1.4, 8.1 et 10.9% à une température de 20 °C et de 4.4, 12.6 et 21% à une température de 60 °C.

Les résultats de Xing et al. [93] ont montré que par rapport à l'eau pure, le rapport maximal d'amélioration de la conductivité thermique des SWCNT-nanofluide obtenu à 10 °C et 60 °C était respectivement de 8.07% et 16.2%.

Une étude sur les nanofluides CuO/EG-eau (40-60%) [90] a montré qu'à des températures de 20 °C et 50 °C l'amélioration de la conductivité thermique a été de 14.24% et 26.71%. Allen Zennifer et al. [98] ont montré que la conductivité thermique du nanofluide CuO/EG de fraction volumique de 1% présentait un minimum à une température critique. Ils ont observé que la conductivité thermique a diminué sensiblement avec la température dans la gamme de 10 à 35 °C, où la conductivité thermique à 10 °C est supérieure à celle de 35 °C d'environ 32%. Cependant, dans la gamme de température de 35-55 °C, la conductivité thermique a augmenté avec la température et le pourcentage d'augmentation de la conductivité thermique à 55 °C par rapport à 35 °C était d'environ 10%.

### II.4.3.2 Équations théoriques et empiriques

Il existe différents modèles et corrélations dans la littérature, qui ont été utilisés pour prédire la conductivité thermique des nanofluides.

À partir de Maxwell [11], de nombreuses études expérimentales et théoriques ont été menées pour prédire la conductivité thermique effective des particules solides suspendues dans les liquides de base. Cependant, jusqu'à présent aucun modèle ne peut être généralement utilisé pour prédire les effets améliorant de la conductivité thermique des différents nanofluides.

On va citer, en ce qui suit, une série de modèles se trouvant dans la littérature pour calculer la conductivité thermique des nanofluides :

#### II.4.3.2.1 Modèles classiques

##### a) Modèle de Maxwell

Le modèle de Maxwell [11] a été le premier modèle à déterminer la conductivité thermique des mélanges liquide-solide pour des particules micro ou millimétriques suspendues dans des liquides de base. Ce modèle est approprié pour des particules de formes sphériques avec faible fractions volumiques. Le modèle est décrit ci-dessous.

$$k_{eff} = \frac{k_p + 2k_{bf} + 2(k_p - k_{bf})\varphi}{k_p + 2k_{bf} - (k_p - k_{bf})\varphi} k_{bf} \quad (\text{II-13})$$

Où  $k_{eff}$  est la conductivité thermique effective du mélange solide-liquide.

Le modèle de Maxwell indique que la conductivité thermique des mélanges dépend de la conductivité thermique des particules et du fluide de base ainsi que de la fraction volumique des particules.

##### b) Modèle de Hamilton et Crosser

Hamilton et Crosser [12] ont étendu le modèle de Maxwell afin de prendre en compte l'effet de la forme des particules solides, en plus des conductivités thermiques des phases solide et liquide et de la fraction volumique des particules. Le modèle est le suivant:

$$k_{eff} = \frac{k_p + (n-1)k_{bf} - (n-1)\varphi(k_{bf} - k_p)}{k_p + (n-1)k_{bf} + \varphi(k_{bf} - k_p)} k_{bf} \quad (\text{II-14})$$

Où  $n$  est le facteur de forme empirique donné par  $3/\psi$ , et  $\psi$  est la sphéricité des particules, définie comme étant le rapport de la surface d'une sphère (avec le même volume que la particule donnée) sur la surface de la particule.

Par conséquent, si  $n = 3$  les particules auront une forme sphérique, et dans ce cas, le modèle de Hamilton et Crosser devient identique au modèle de Maxwell.

### c) Modèle de Jeffrey

Une formulation de second ordre ( $\varphi^2$ ) étendue du résultat de Maxwell a été développée par Jeffrey [13]. Cette corrélation ne considérait que les interactions entre les particules sphériques distribuées aléatoirement. La corrélation est donnée comme suit :

$$\frac{k_{eff}}{k_{bf}} = 1 + 3\beta \varphi + \varphi^2 \left( 3\beta^2 + \frac{3\beta^3}{4} + \frac{9\beta^3}{16} \frac{\alpha+2}{2\alpha+3} + \frac{3\beta^4}{2^6} + \dots \right) \quad (II-15)$$

Avec  $\beta = (\alpha - 1)/(\alpha + 2)$  et  $\alpha = k_p/k_{bf}$

Il existe de nombreux résultats expérimentaux montrant que ces modèles sont incapables de prédire la conductivité thermique des nanofluides [55, 93, 94, 96,99, 102, 117, 118]; en revanche d'autres chercheurs rapportent que les résultats expérimentaux obtenus pour la conductivité thermique étaient en bon accord avec les valeurs prédites par ces modèles [31, 96, 119].

#### *II.4.3.2.1 Modèles modernes*

Les modèles de Maxwell, de Hamilton et Crosse et de Jeffrey ont été développés pour prédire la conductivité thermique des particules de taille micro ou millimétrique suspendues dans les fluides de base, sachant que cette conductivité thermique des nanofluides dépend seulement de la fraction volumique [11,13] et de la forme [12] des particules. Cependant, la majorité des données expérimentales décrites dans la partie précédente montrent que la conductivité thermique des nanofluides dépend d'un certain nombre des autres paramètres tels que la taille des nanoparticules, la température du fluide et les fluides de base...etc. Comme ces théories classiques ne parviennent pas à prédire la conductivité thermique des nanofluides, de nombreux nouveaux modèles théoriques et empiriques ont été proposés afin de prédire efficacement la conductivité thermique des nanofluides. Les modèles empiriques sont basés sur l'ajustement de courbes à travers des données expérimentales d'une certaine gamme. Ces

modèles représentent la conductivité thermique du nanofluide en fonction de la fraction volumique, et/ou de la taille et/ou des températures.

Pour expliquer l'augmentation anormale de la conductivité thermique des nanofluides, Koblinski et al. [120] ont proposé quatre mécanismes possibles: (1) couches liquides à l'interface liquide / particule; (2) le mouvement brownien des nanoparticules; (3) la nature balistique du transport de la chaleur dans les nanoparticules; (4) regroupement de nanoparticules dans les nanofluides.

En ce qui suit, on va parler de quelques modèles qui ont été proposés en tenant compte de l'effet de la nano-couche et du mouvement brownien :

### a) Modèles basés sur les nano-couches

Quelques études déclarent qu'il existe une couche nanométrique entre le fluide de base et les nanoparticules, ce qui améliore la conductivité thermique des nanofluides. Les couches nanométriques sont dans un état physique intermédiaire entre un solide et un liquide. Mais d'après Chandrasekar et al. [121] il n'y a pas de technique expérimentale suffisante pour prouver la présence de la couche nanométrique et la valeur de son épaisseur.

#### ***Modèle de Yu et Choi***

Ce modèle a été développé en modifiant le modèle de Maxwell en tenant compte de l'effet de la nano-couche liquide autour des nanoparticules sur la conductivité thermique des nanofluides. Yu et Choi [122] ont proposé le concept selon lequel une nano-couche agit comme un pont thermique entre une nanoparticule et un liquide de base. Cette nano-couche a un impact majeur sur la conductivité thermique du nanofluide lorsque le diamètre de la particule est inférieur à 10 nm.

$$k_{nf} = \frac{k_{pe} + 2k_{bf} + 2(k_{pe} - k_{bf})(1 + \beta)^3 \varphi}{k_{pe} + 2k_{bf} - (k_{pe} - k_{pf})(1 + \beta)^3 \varphi} k_{bf} \quad (\text{II-16})$$

$$\text{Avec } k_{pe} = \frac{[2(1 - \gamma) + (1 + \beta)^3(1 + 2\gamma)]\gamma}{-(1 - \gamma) + (1 + \beta)^3(1 + 2\gamma)} k_p \quad (\text{II-17})$$

Où  $\beta = h / r$  est le rapport de l'épaisseur de nano-couche au rayon de la particule d'origine.  $\gamma = k_{layer} / k_p$  est le rapport de la conductivité thermique de la nano-couche à la conductivité thermique de particule. Yu et Choi [122] ont supposé que la conductivité thermique dans la nano-couche était constante et égale à  $k_p$ .

**Modèle de Nsofor et Gadge**

Nsofor et Gadge [123] ont proposé un modèle pour la conductivité thermique des nanofluides en supposant que la conductivité thermique dans la région des nano-couches varie de façon logarithmique. Le modèle comprend la fraction volumique, l'épaisseur des nano-couches à l'interface particules-fluide, la taille des nanoparticules, la conductivité thermique des nanoparticules et des fluides de base. Le modèle est donné par Eq. (II-18) et l'épaisseur de nano-couche a été considérée dans la gamme de 19% à 22% du rayon des nanoparticules.

$$k_{nf} = k_{bf} \left[ 1 + \left( 3F\varphi(1 + \beta)^3 + \frac{3F^2[\varphi(1+\beta)^3]^2}{1-F[\varphi(1+\beta)^3]} \right) \right] \quad (II-18)$$

Avec :  $F = \frac{lf[(1+\beta)^3 - (\frac{pl}{fl})]}{(1+\beta)^3 + 2(lf)(pl)}$  et  $\beta = \frac{\delta}{r_p}$

Où  $r_p$  est le rayon de la nanoparticule et  $\delta$  est l'épaisseur de la nano-couche.

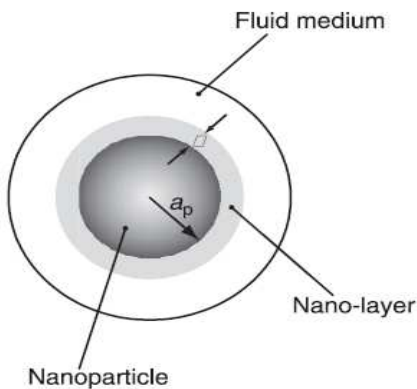
Les expressions pour  $lf$ ,  $pl$  et  $fl$  sont données respectivement comme suit:

$$lf = \frac{k_l - k_{bf}}{k_l + 2k_{bf}} \quad pl = \frac{k_p - k_l}{k_p + 2k_l} \quad fl = \frac{k_{bf} - k_l}{k_{bf} + 2k_l}$$

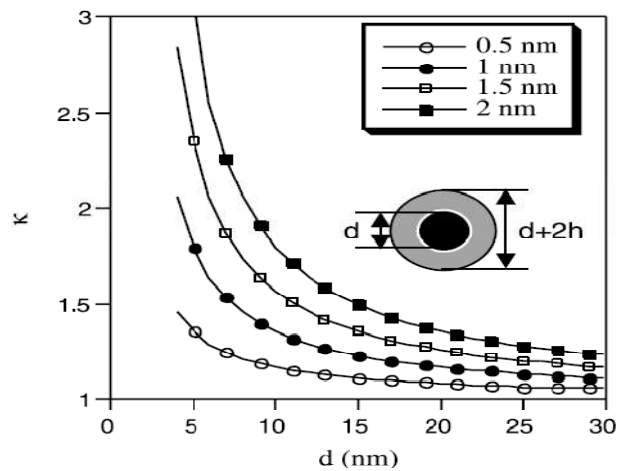
Où  $k_l$  est la conductivité thermique de la couche nanométrique et peut être exprimé sous la forme:

$$k_l = \frac{\delta}{r_p(r_p + \delta) \int_{r_p}^{r_p + \beta} \frac{dr}{r^2 \left[ k_{bf} + \frac{k_p - k_{bf}}{\beta} \left( \sqrt{\delta^2 - (r - r_p)^2} \right) \right]}} \quad (II-19)$$

a)



b)



**Figure II-2 :** (a) Schéma de la nano-couche [124], (b) L'effet de l'épaisseur de la nano-couche ( $h$ ) et le diamètre de particule ( $d$ ) sur la conductivité thermique [120].

### a) Modèles basés sur le mouvement brownien

C'est un mouvement aléatoire de particules suspendues dans un liquide ou un gaz. Ce mouvement est dû à des collisions avec des molécules de fluide de base et des particules solides. Ainsi, le mouvement brownien s'intensifie avec une augmentation de la température selon la théorie cinétique des particules [125].

Certains chercheurs pensent que la micro-convection induite par le mouvement brownien des nanoparticules peut être l'une des principales raisons responsables de l'augmentation de la conductivité thermique des nanofluides [98].

#### **Modèle de Koo et Kleinstreuer**

Koo et Kleinstreuer [126] ont présenté une nouvelle équation pour calculer la conductivité thermique du nanofluide en tenant compte de l'effet de la taille des particules, de la fraction volumétrique des particules, de la température et les propriétés du fluide de base ainsi que le transport d'énergie par le mouvement brownien. Selon leur modèle, la conductivité thermique du nanofluide se compose de deux parties:

$$k_{nf} = k_{statique} + k_{Brownien} \quad (II-20)$$

Avec  $k_{statique}$  et  $k_{Brownien}$  sont la conductivité thermique d'une suspension diluée statique et la conductivité thermique due au mouvement brownien, respectivement. Pour la partie statique, le modèle de Maxwell classique [11] a été utilisé.

$$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_{bf} - 2(k_{bf} - k_p)\varphi}{k_p + 2k_{bf} + (k_{bf} - k_p)\varphi} k_{bf} + 5 \times 10^4 \beta \varphi \rho_{bf} C_{pbf} \sqrt{\frac{\kappa T}{\rho_p d_p}} f(T, \varphi) \quad (II-21)$$

Où  $d_p$  est le diamètre des nanoparticules,  $T$  est la température en kelvin (K) et  $\kappa$  est la constante de Boltzmann ( $\kappa = 1.381 \times 10^{23}$  J/K).

$f(T, \varphi)$  et  $\beta$  ont été déterminés en utilisant les données expérimentales disponibles:

$$f(T, \varphi) = (-6.04\varphi + 0.4705)T + (1722.3\varphi - 134.63) \quad (II-22)$$

Pour  $1\% < \varphi < 4\%$  et  $300 < T < 320$

Sachant que  $\beta$  dans l'équation (II-21) est une corrélation qui dépend du type de nanoparticules et présenté dans le tableau II.1.

**Tableau II.1** : Les corrélations de  $\beta$  pour des différentes nanoparticules [126].

Type de particules	$\beta$	Remarques
Au-citrate, Ag-citrate et CuO	$0.0137 (100 \varphi)^{-0.8229}$	$\varphi < 1\%$
CuO	$0.0011 (100 \varphi)^{-0.7272}$	$\varphi > 1\%$
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	$0.0017 (100 \varphi)^{-0.0841}$	$\varphi > 1\%$

**Modèle de Chon et al.**

Chon et al. [127] ont proposé une corrélation empirique pour la conductivité thermique du nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> à partir de leurs données expérimentales en utilisant le théorème de Buckingham-Pi avec un schéma de régression linéaire. Ils ont conclu que le mouvement brownien de la nanoparticule en suspension est le facteur le plus important dans l'amélioration de la conductivité thermique des nanofluides.

La corrélation est donnée comme suit:

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 64.7 \varphi^{0.7460} \left(\frac{d_{bf}}{d_p}\right)^{0.3690} \left(\frac{k_p}{k_{bf}}\right)^{0.7476} Pr^{0.9955} Re^{1.2321} \quad (II-23)$$

$Pr = \frac{\mu}{\rho_{bf} \varphi}$  est le nombre de Prandtl du fluide de base et  $Re = \frac{\rho_{bf} V_B d_p}{\mu_{bf}} = \frac{\rho_{bf} k T}{3\pi \mu_{bf}^2 l_{bf}}$  est le nombre de Reynolds;  $V_B$  est la vitesse brownienne des nanoparticules et  $l_{bf}$  est le libre parcours moyen pour le fluide de base.

**Modèle de Vajjha and Das**

Vajjha et Das [59, 100] ont développé le modèle de Koo et Kleinstreuer [126] (Eq II-21) en dérivant un nouveau modèle pour  $f(T, \varphi)$  et  $\beta$  de leur ensemble de données expérimentales de quatre nanoparticules dispersées dans un mélange d'éthylène glycol et d'eau. Leur nouveau modèle de  $\beta$  est montré dans le tableau II-2, et  $f(T, \varphi)$  est:

$$f(T, \varphi) = (2.8217 \times 10^{-2} \varphi + 3.917 \times 10^{-3}) \left(\frac{T}{T_0}\right) + (-3.0669 \times 10^{-2} \varphi - 3.91123 \times 10^{-3}) \quad (II-24)$$

**Tableau II.2** : Les corrélations de  $\beta$  pour des différentes nanoparticules [59, 100].

Type de particules	$\beta$	Fraction	Température
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	$8.4407 (100 \varphi)^{-1.07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 10\%$	$298 \text{ k} \leq T \leq 363 \text{ k}$
ZnO	$8.4407 (100 \varphi)^{-1.07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 7\%$	$298 \text{ k} \leq T \leq 363 \text{ k}$
CuO	$9.881 (100 \varphi)^{-0.9446}$	$1\% \leq \varphi \leq 6\%$	$298 \text{ k} \leq T \leq 363 \text{ k}$
SiO <sub>2</sub>	$1.9526 (100 \varphi)^{-1.4594}$	$1\% \leq \varphi \leq 10\%$	$298 \text{ k} \leq T \leq 363 \text{ k}$

Le tableau II-3 résume certains modèles pertinents pour la conductivité thermique des nanofluides, y compris les effets du mouvement brownien et de la nano-couche.

**Tableau II-3 : Résumé des études sur les modèles théoriques et expérimentaux de la conductivité thermique des nanofluides.**

Référence	Année	Corrélation	Remarques
Jang et Choi [128]	2004	$k_{nf} = k_{bf}(1 - \varphi) + \beta k_p \varphi$ $+ 3C_1 \frac{d_{bf}}{d_p} k_{bf} Re_{d_p}^2 Pr \varphi$	le modèle prend en compte le mouvement brownien des nanoparticules.
Buongiorno [129]	2006	$k_{nf} = K_{bf}(1 + 7.47\varphi)$ $k_{nf} = K_{bf}(1 + 2.92\varphi + 11.99\varphi^2)$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, $d_p=13nm$ TiO <sub>2</sub> /eau, $d_p=27nm$
Tillman et Hill [130]	2007	$k_r = k_0(1 - \alpha r)^m$ $\alpha = \left[ \frac{\frac{1}{k_p^m} - \frac{1}{k_{bf}^m}}{r_p} \left( \delta k_p^m - k_{bf}^m \right) \right]$ $k_0 = \left( \delta k_p^m - k_{bf}^m \right)^m / (\delta - 1)^m$	$k_r$ : profil de la conductivité thermique à l'intérieur de la nano-couche
Teng et al. [111]	2010	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = C_0 + C_1(100\omega) + C_2(T - 273.15)$ $+ C_3 d_p + C_4(100\omega)^2 + C_5(T - 273.15)^2$ $+ C_6 d_p^2 + C_7(100\omega)^3 + C_8(T - 273.15)^3$ $C_0 = 0.991, C_1 = 0.253, C_2 = -0.001, C_3 = -0.002,$ $C_4 = -0.189, C_5 = 6.190 \times 10^{-5}, C_6 = 1.317 \times 10^{-5},$ $C_7 = 0.049, C_8 = -7.66 \times 10^{-7}$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, $d_p=20, 50$ et $100 nm$ , $10^\circ C \leq T \leq 50^\circ C$ $0.5\% \leq \omega \leq 2\%$ ,
Khanafar et Vafai [77]	2011	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 1.0112\varphi + 2.4375\varphi \left( \frac{47}{d_p(nm)} \right) -$ $0.0248\varphi \left( \frac{k_p}{0.613} \right)$ $\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 0.9843 +$ $0.398\varphi^{0.7383} \left( \frac{1}{d_p(nm)} \right)^{0.2246} \left( \frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} \right)^{0.0235} -$ $3.9517 \frac{\varphi}{T} + 34.034 \frac{\varphi^2}{T^3} + 32.509 \frac{\varphi}{T^2}$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau et CuO/eau à température ambiante  Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau $20^\circ C \leq T \leq 70^\circ C$ , $0\% \leq \varphi \leq 10\%$ $11nm \leq dp \leq 150nm$
Corcione [131]	2011	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} =$ $1 + 4.4 Re^{0.4} Pr^{0.66} \varphi^{0.66} \left( \frac{T}{T_{fr}} \right)^{10} \left( \frac{k_p}{k_{bf}} \right)^{0.03}$	Nanoparticules : Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , TiO <sub>2</sub> , CuO et Cu Base fluides : eau et EG, $21^\circ C \leq T \leq 51^\circ C$ , $0.2\% \leq \varphi \leq 9\%$ $10nm \leq dp \leq 150nm$
Yiamsawasd et al. [89]	2012	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = \left[ A \varphi^B T^C \left( \frac{K_p}{k_{bf}} \right)^D \right]$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau et TiO <sub>2</sub> /eau, $15^\circ C \leq T \leq 65^\circ C$ , $1\% \leq \varphi \leq 8\%$
Heyhat et al. [30]	2013	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}(T)} = 1 + 8.733\varphi$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, $20^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$ , $0.1\% \leq \varphi \leq 2\%$

Mojarrad et al. [62]	2014	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 9.9 \times 10^{-3} + \exp(3.8 \times 10^{-4}T + 4.56 \times 10^{-2}\varphi)$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /EG-eau (50-50%) $\varphi \leq 0.7\%$ $25^\circ\text{C} \leq T \leq 50^\circ\text{C}$
Sundar et al. [99]	2014	$\frac{k_{nf}}{K_{bf}} = A + B\varphi$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /EG-eau (20-80%, 40-60% et 60-40%)
Sundar et al. [101]	2014	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 4.01\varphi$	ND-Ni, Base fluides : eau, EG et EG-eau (20-80%, 40-60% et 60-40%), $\varphi \leq 3.03\%$ $20^\circ\text{C} \leq T \leq 60^\circ\text{C}$
Suganthi et al. [103]	2014	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 8.195\varphi$ $\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 7.926\varphi$	$T = 27^\circ\text{C}$ ZnO/EG-eau (50-50%) ZnO/EG
Sarafraz et Hormozi [64]	2015	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 0.981 + 0.00114 T + 30.661 \varphi$	Ag/ EG-eau (50-50%) $25^\circ\text{C} \leq T \leq 80^\circ\text{C}$ , $0.1\% \leq \varphi \leq 1\%$
Allen Zennifer et al. [98]	2015	$k_{nf} = 1.044 T^{1.765}$	CuO / EG, $\varphi = 1\%$ $35^\circ\text{C} \leq T \leq 55^\circ\text{C}$
Hassani et al. [132]	2015	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1.04 + \varphi^{1.11}\pi_1^{0.33}Pr^{-1.7}[Pr^{-1.7} - 262\pi_1^{-0.33}(135\pi_2^{0.23}\pi_3^{0.82}\pi_4^{-0.1}\pi_5^{-7})]$ $\pi_1 = \frac{k_p}{k_{bf}}$ $\pi_2 = \frac{d_{ref}}{d_p}$ $\pi_3 = \frac{v_{bf}}{d_p v_{Br}}$ $\pi_4 = \frac{C_p}{T^{-1}v_B^2}$ $\pi_5 = \frac{T_b}{T}$	Nanofluides : - TiO <sub>2</sub> , Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , Al, Cu, Fe, MWCNTs / EG - Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , SiO <sub>2</sub> /méthanol -TiO <sub>2</sub> , Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, MWCNTs / eau -Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> / liquide de refroidissement du radiateur -Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> / R141b -Al, NTC / Huile moteur -Cu/Therminol 66
Esfahani et Toghraie [133]	2017	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 0.8217T^{0.06904} + 0.07872\varphi^2 - 0.01978\varphi^3 + 0.00138\varphi^4$	SiO <sub>2</sub> /EG-eau (60-40%) $25^\circ\text{C} \leq T \leq 50^\circ\text{C}$ , $0.1\% \leq \varphi \leq 5\%$

#### II.4.4 La viscosité dynamique

Bien que la conductivité thermique des nanofluides soit importante pour les applications de transfert de chaleur, la viscosité est également importante dans la conception de nanofluides pour les applications de transfert de chaleur et l'écoulement de fluide. La viscosité est une force qui s'oppose à l'écoulement du fluide. La détermination de la viscosité du nanofluide est essentielle pour établir une puissance de pompage adéquate ainsi que le coefficient de transfert de chaleur, car le nombre de Prandtl et le nombre de Reynolds (fonctions de la viscosité) seront influencés.

Il est nécessaire de présenter une étude expérimentale pour bien comprendre la viscosité des nanofluides et l'influence de la fraction volumique, de la température, de la taille des particules et du fluide de base sur cette viscosité :

### II.4.4.1 Études expérimentales

Par rapport aux études expérimentales sur la conductivité thermique des nanofluides, les études rhéologiques sont limitées dans la littérature [77]. La mesure de la viscosité des nanofluides semble être très simple lorsqu'on compare l'échelle et la sensibilité de l'équipement à d'autres aspects des propriétés thermiques des nanofluides ; d'après Meyer et al. [134], au moins cinq types de viscosimètres avec différents principes de fonctionnement ont été utilisés dans les mesures de viscosité, à savoir : un viscosimètre à tube capillaire [28, 30, 66, 113, 135], un vibro-viscosimètre [101], un viscosimètre rotatif qui comprend une plaque conique, une plaque plate et des géométries concentriques [25, 54, 136-138], un viscosimètre à bille / piston tombant [139] et un viscosimètre à cuvette.

Maintenant, on va présenter une brève revue des études expérimentales sur les effets de la température et de la fraction des nanoparticules sur la viscosité des nanofluides :

Yu et al. [55] ont préparé des nanofluides de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  en utilisant comme fluide de base 45% d'éthylène glycol et 55% d'eau. Ils ont trouvé que les nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$  à une fraction volumique de 2% et à une température supérieure à 45 °C présentent des comportements Newtoniens, mais en dessous de 45 °C, ils deviennent des fluides non Newtoniens. Les résultats montrent que la viscosité du nanofluide dépend fortement, à la fois, de la température et de la fraction volumique, et elle augmente considérablement avec l'augmentation de la fraction volumique, et décroît avec l'augmentation de la température de 10 °C à 60 °C. Les valeurs de la viscosité à 10 °C du fluide de base étaient de 4.35 cP, tandis que pour les nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$  à 1% et 2% les valeurs de la viscosité étaient de 7.49 et 11.1 cP, respectivement.

Allen Zennifer et al. [98] ont examiné la viscosité du nanofluide CuO/EG avec une fraction volumique (0 -1%) à 26 °C. Leurs résultats ont montré que la viscosité du nanofluide diminuait avec l'augmentation de la fraction volumique à cette température. Le pourcentage de réduction de la viscosité pour 1% de CuO/EG était de 13%. Aussi, la viscosité du nanofluide CuO/EG était inférieure à la viscosité de EG à des températures inférieures à 50 °C et 120 °C pour des nanofluides CuO/EG à 1% et à 0.5% respectivement. Et cela est

contrairement à plusieurs données de la littérature sur la viscosité des nanofluides. Même résultats donnée par Suganthi et al. [103] pour les nanofluides ZnO/EG et ZnO/EG-eau (50-50%).

Sundar et al. [101] ont observé une augmentation maximale de la viscosité à une température de 60 °C et pour une fraction massique de 3.03% de nanofluide ND-Ni préparé dans: l'eau 2 fois, EG 1.5 fois, EG-eau (20-80%) 2.4 fois, EG-eau (40-60%) 1.6 fois et EG-eau (60-40%) 1.9 fois par rapport à ses fluides de base, respectivement. Pour une fraction de 3.03%, leurs observations indiquent le classement suivant pour l'augmentation de la viscosité est :  $(\mu_{20-80\%})_{nf} > (\mu_{eau})_{nf} > (\mu_{60-40\%})_{nf} > (\mu_{40-60\%})_{nf} > (\mu_{EG})_{nf}$ .

Ruan et Jacobi [113] ont noté qu'une augmentation maximale de 30% de la viscosité a été obtenue pour les nanofluides MWCNT à base d'eau; cependant, pour les nanofluides à base d'éthylène glycol, la viscosité pourrait atteindre jusqu'à quatre fois ou plus celle du fluide de base. Les mesures ont montré que les nanofluides à base d'eau se comportent comme des fluides Newtoniens tandis que les nanofluides à base d'éthylène glycol se comportent comme des fluides non Newtoniens.

La viscosité des nanoparticules de TiO<sub>2</sub> et Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> en suspension dans un mélange EG/eau (20-80) a été mesurée à des températures élevées allant jusqu'à 60 °C par Yiamsawas et al. [135]. Les tailles des nanoparticules de TiO<sub>2</sub> et Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> étaient respectivement de 21 et 120 nm avec une gamme de fraction volumique de 1 à 4%. Ils ont trouvé que la différence entre la viscosité des deux nanofluides était plus importante à des fractions élevées, de sorte qu'à une fraction volumique de 4% (à une valeur donnée de température), la viscosité du nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/EG-eau était plus de deux fois la viscosité du nanofluide TiO<sub>2</sub>/EG-eau.

Duangthongsuk et Wongwises [136] ont déterminé expérimentalement la viscosité des nanofluides TiO<sub>2</sub>/eau en fonction de la fraction volumique de particules et de la température. Les données ont été collectées pour une fraction volumique de 0.2- 2% et des températures allant de 15 °C à 35 °C. Les résultats indiquent que la viscosité des nanofluides augmente significativement avec la diminution de la température des nanofluides et augmente également avec la fraction volumique de particules. Ils ont observé que la viscosité des nanofluides est supérieure à celle du fluide de base d'environ 4-15%.

Chen et al. [137] ont mesuré le comportement rhéologique de quatre types de nanofluides: les nanofluides sphériques d'oxyde de titane à base d'eau (TiO<sub>2</sub>/eau), les

nanofluides de tubes de titanate (TNT/eau), les nanofluides sphériques d'oxyde de titane à base d'éthylène glycol ( $\text{TiO}_2/\text{EG}$ ) et nanofluides de tubes de titanate ( $\text{TNT}/\text{EG}$ ). Ils ont noté que les nanofluides  $\text{TiO}_2/\text{EG}$  présentaient un comportement newtonien, tandis que les nanofluides  $\text{TiO}_2/\text{eau}$ ,  $\text{TNT}/\text{eau}$  et  $\text{TNT}/\text{EG}$  présentaient un comportement non newtonien.

Les résultats ont montré que l'ajout de nanoparticules dans un liquide de base augmente la viscosité effective et l'ampleur de l'augmentation dépend de la forme des particules et de la fraction volumique. À une fraction de particules donnée, la viscosité des nanofluides contenant des particules en forme de tubes est beaucoup plus élevée que celles contenant des nanoparticules sphériques.

Dans une autre étude Chen et al. [138] ont réalisé des expériences sur le comportement rhéologique de nanofluides de nanotubes de titanate (TNT) à base d'EG contenant des fractions massiques de 0.5%, 1%, 2%, 4% et 8% de TNT à 20-60 °C. Leurs résultats ont montré un très fort comportement au cisaillement des nanofluides TNT et de grandes influences de la fraction massique et de la température. Par exemple, les pentes des courbes de viscosité-taux de cisaillement dans la région à faible taux de cisaillement ont été estimées à (-0.61) et (-0.86) pour des fractions de 4% et 8% en poids, respectivement.

L'effet dû à la température, la taille et à la fraction volumique de particules sur la viscosité dynamique pour le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  a été étudié expérimentalement par Nguyen et al. [139]. Ils ont trouvé une augmentation significative de la viscosité dynamique des nanofluides avec la fraction volumique de particules et une baisse évidente avec l'augmentation de la température; tandis que l'effet de la taille des particules ne semble être important que pour une fraction de particules suffisamment élevée. Par exemple pour une taille de particule de 47 nm, les valeurs de viscosité à 30 °C sont respectivement d'environ 0.8, 1.4, 1.7 et 3.6 cP, pour des fractions volumiques de 1, 4, 7 et 9.4%.

Namburu et al. [140] ont présenté une étude expérimentale des propriétés rhéologiques des nanoparticules d'oxyde de cuivre en suspension dans un mélange d'éthylène glycol et d'eau (60-40). Des nanofluides de fraction volumique allant de 0% à 6.12% ont été testés. Les expériences sont également portées sur des températures allant de (-35) °C à 50 °C pour démontrer leur applicabilité dans les régions froides. Pour les fractions volumiques testées, les nanofluides présentaient un comportement Newtonien. La viscosité des nanofluides augmente avec l'augmentation de la fraction volumique. Ils ont rapporté que la viscosité des nanofluides  $\text{CuO}/\text{EG-eau}$  à une fraction de 6.12% est environ quatre fois la valeur du fluide de base à

(-35) °C. La viscosité des nanofluides a diminué exponentiellement avec l'augmentation de la température.

Des nanofluides à base d'éthylène glycol contenant des nanoparticules de diamant (DNP) à faible volume ont été préparés par Yu et al. [141]. Une relation linéaire entre la contrainte de cisaillement et le taux de cisaillement des nanofluides DNP/EG a été observée et a démontré le comportement newtonien de ces nanofluides. Leurs expériences ont révélé qu'avec l'augmentation de la température, la viscosité des nanofluides diminue rapidement. La raison de la diminution de la viscosité avec l'augmentation de la température a été attribuée à l'effet d'affaiblissement des forces des particules internes / intermoléculaires.

Mehrali et al. [32] trouvent que la viscosité des nanofluides GNP dépend fortement de la température, et elle augmente de 4 à 44% par rapport à l'eau distillée. Selvam et al. [66] ont obtenu une augmentation maximale de la viscosité de 49% à une fraction volumique de 0.45% de nanofluide Ag/EG-eau (30-70%). Pour les nanofluides SiO<sub>2</sub>/EG, Akbari et al. [142] ont montré que lorsque la fraction volumique de silice augmente de 0 à 3%, la viscosité dynamique augmente jusqu'à 116%.

### II.4.4.2 Équations théoriques et empiriques

Différents modèles de viscosité ont été utilisés par les chercheurs pour modéliser la viscosité effective du nanofluide en fonction de la fraction volumique.

#### *II.4.4.2.1 Modèles classiques*

La plupart des modèles théoriques disponibles ont été développés pour la suspension de microparticules. Les modèles classiques les plus utilisés pour prédire la viscosité effective des nanofluides sont:

##### a) Le modèle d'Einstein

Einstein [143] a déterminé la viscosité effective d'une suspension de solides sphériques en fonction de la fraction volumique. Le modèle d'Einstein s'avère valide pour des fractions volumiques de particules relativement faibles (inférieures à 2%). Au-delà de cette valeur, il sous-estime la viscosité effective du mélange car il ignore l'interaction particule-particule [20].

La relation entre la viscosité et la fraction volumique dans ce modèle est linéaire, l'équation est exprimée comme suit:

$$\mu_{eff} = (1 + 2.5 \varphi)\mu_{bf} \quad (\text{II-25})$$

### b) Le modèle de Brinkman

Brinkman [144] a généralisé la corrélation d'Einstein pour des fractions plus élevées allant jusqu'à 4%.

$$\mu_{eff} = \mu_{bf} \frac{1}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{II-26})$$

### c) Le modèle de Batchelor

Batchelor [145], dans son analyse, a considéré l'effet dû au mouvement brownien des particules pour une suspension isotrope de particules rigides et sphériques. Il a proposé la formule suivante:

$$\mu_{eff} = (1 + 2.5 \varphi + 6.5 \varphi^2)\mu_{bf} \quad (\text{II-27})$$

En fait, pratiquement aucun des modèles mentionnés ci-dessus ne peut décrire la viscosité des nanofluides exactement dans une large gamme des fractions volumiques des nanoparticules. Nguyen et al. [139] ont trouvé que les formules classiques, y compris la formule d'Einstein et celles proposées par Brinkman et Batchelor avaient toutes sous-estimé la viscosité des nanofluides même pour une fraction de particules relativement faible. La même conclusion a été atteinte par d'autres chercheurs [25,48, 146, 147]. Et ces formules ont échoué à prédire la viscosité de nanofluides avec l'effet des températures [99].

Par ailleurs, Wen et Ding [82] ont rapporté que la viscosité à de faibles fractions (1% et 2%) peut être approximativement décrite par l'équation classique d'Einstein; cependant, à des fractions plus élevées que 3%, cette viscosité est beaucoup plus élevée que certaines prédictions classiques telles que l'équation d'Einstein et l'équation de Brinkman.

#### ***II.4.4.2 Modèles modernes***

##### ***Modèle de Chen et al.***

Chen et al [146] ont considéré l'agglomération des nanoparticules comme un facteur important dans le calcul de la viscosité car elle affectait la viscosité des nanofluides. Après avoir substitué certaines données empiriques décrivant les extrêmes de l'agglomération des nanoparticules, la viscosité des nanofluides est donnée ci-dessous.

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \left(1 - \frac{\varphi}{0.605} \left(\frac{a_a}{a}\right)^{1.2}\right)^{-1.5125} \quad (\text{II-28})$$

Où  $a$  est le rayon de la particule et  $a_a$  le rayon de l'agrégat.

### *Modèle de Phuoc et Massoudi*

Phuoc et Massoudi [148] ont rapporté que les résultats expérimentaux démontrent clairement l'existence d'une limite d'élasticité pour les fluides  $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{eau}$  avec la polyvinylpyrrolidone (PVP) ou le poly-oxyde d'éthylène (PEO), étant un dispersant, peut être décrite par  $\tau_0 = ke^{n\dot{\gamma}}$

La corrélation suivante a été proposée pour caractériser les effets combinés du taux de cisaillement et de la fraction volumique sur la viscosité de ces nanofluides :

$$\mu_{nf} = \mu_{\infty} + \left(\frac{ke^{n\dot{\gamma}}}{\gamma}\right)^{1/2} \left[ \left(\frac{ke^{n\dot{\gamma}}}{\gamma}\right)^{1/2} + 2\mu_{\infty}^{1/2} \right] \quad (\text{II-29})$$

Les données utilisées pour la corrélation ci-dessus ont été prises à 25 °C, où  $\mu_{\infty}$  est la viscosité intrinsèque à taux de cisaillement infini,  $k$  et  $n$  sont des constantes empiriques déterminées expérimentalement.

### *Modèle de Masoumi et al.*

Masoumi et al. [149] ont introduit une nouvelle équation théorique pour calculer la viscosité des nanofluides en considérant le mouvement brownien des nanoparticules. L'équation proposée calcule la viscosité du nanofluide en fonction de la température, de la fraction volumique, du diamètre des nanoparticules, de la densité des nanoparticules et des propriétés physiques du fluide de base. En comparaison avec de nombreux autres résultats expérimentaux, ils ont montré que le modèle présenté pourrait bien prédire la viscosité effective de différents nanofluides ( $\text{CuO}/\text{eau}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ ,  $\text{CuO}/\text{EG}$ ,  $\text{TiO}_2/\text{EG}$  et  $\text{CuO}/\text{EG-eau}$ ) à différents diamètres, fractions volumiques et aussi variations de température.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} + \frac{\rho_{bf} V_B d_p^2}{72 C \delta} \quad (\text{II-30})$$

Où  $C$  est le facteur de correction et  $\delta$  est la distance entre les nanoparticules, définis comme:

$$C = \mu_{bf}^{-1} [(c_1 d_p + c_2)\varphi + (c_3 d_p + c_4)] \quad (\text{II-31})$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\pi}{6\varphi}} d_p \quad (\text{II-32})$$

Les constantes  $c_1$ - $c_4$  peuvent être obtenues à partir de données expérimentales.

### ***Modèle de Namburu et al.***

Namburu et al. [68,140] ont effectué des mesures de viscosité de nanoparticules de  $Al_2O_3$ , de  $CuO$  et de  $SiO_2$  dispersées dans un fluide de base de EG-eau (60-40%). Les expériences ont été réalisées à une température comprise entre (-35) °C et 50 °C, ce qui convient bien aux applications dans les régions froides. À partir de leurs données expérimentales, ils ont présenté une corrélation empirique pour les nanofluides  $Al_2O_3$ ,  $CuO$  et  $SiO_2$  en fonction de la température et de la fraction volumique des particules.

$$\log \mu_{nf} = A e^{-B T} \quad (II-33)$$

Où A et B sont des polynômes cubiques dérivés en fonction de la fraction volumétrique des particules.

### ***Modèle de Sahoo et al.***

Sahoo et al.[150] ont étendu le travail de Namburu avec des mesures supplémentaires pour le nanofluide  $Al_2O_3$ /EG-eau (60-40%) dans la plage de température de (-35) °C à 90 °C, ils ont proposé deux nouvelles corrélations pour la viscosité; l'une des deux dans un régime de basse température entre -35 à 0 °C (le nanofluide a été trouvé non-newtonien) et l'autre dans le régime de température supérieure de 0 à 90 °C (le nanofluide est newtonien).

$$\mu_{nf} = A e^{(B/T+C \varphi)} \quad (II-34)$$

Température entre (-35) °C et 0 °C :  $A = 1.2200 \times 10^{-6}$ ,  $B = 4285$  et  $C = 0.1448$

Température entre 0 °C et 90 °C :  $A = 2.3920 \times 10^{-4}$ ,  $B = 2903$  et  $C = 0.1265$

### ***Modèle de Vajjha et Das***

Vajjha et Das [59] ont soigneusement analysé toutes les données de Namburu et al. [68,140] et Sahoo et al. [150] et ils les ont complétés avec des mesures supplémentaires jusqu'à une température de 90 °C pour développer une corrélation générale pour la viscosité des nanofluides. Ils ont dérivé une corrélation qui exprime la viscosité sous une forme non-dimensionnelle, valable pour les trois nanofluides.

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = A_1 e^{(A_2 \varphi)} \quad (II-35)$$

Dans la corrélation généralisée ci-dessus,  $A_1$  et  $A_2$  sont des constantes et non des fonctions de la fraction ( $\varphi$ ), contrairement aux corrélations précédentes. Les valeurs des constantes  $A_1$  et  $A_2$  sont indiquées dans le tableau II-4.

**Tableau II-4:** Constantes de la corrélation de viscosité pour différents nanofluides [59].

nanoparticules	$A_1$	$A_2$	Taille moyenne des particules (nm)	Fraction
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.983	12.959	45	0 < $\varphi$ < 10%
CuO	0.9197	22.8539	29	0 < $\varphi$ < 6%
SiO <sub>2</sub>	1.092	5.954	20	0 < $\varphi$ < 10%
SiO <sub>2</sub>	0.9693	7.074	50	0 < $\varphi$ < 6%
SiO <sub>2</sub>	1.005	4.669	100	0 < $\varphi$ < 6%

Une description résumée des autres modèles empiriques en ce qui concerne la fraction, la taille des particules et la température est présentée dans le tableau II-5.

**Tableau II-5 :** Résumé des modèles de viscosité basés sur des données expérimentales trouvées dans la littérature.

Référence	Année	Corrélation	Remarques
Maïga et al. [48]	2004	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 123 \varphi^2 + 7.3 \varphi + 1$ $\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 306 \varphi^2 - 0.19 \varphi + 1$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /EG Ajustement de courbes expérimentales
Buongiorno [129]	2006	$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 39.11 \varphi + 533.9\varphi^2)$ $\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 5.45 \varphi + 108.2\varphi^2)$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau TiO <sub>2</sub> /eau
Nguyen et al. [139]	2008	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1.125 - 0.0007 T$ $\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 2.1275 - 0.0215 T + 0.0002 T^2$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, $\varphi = 1\%$ Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, $\varphi = 4\%$
Rea et al.[28]	2009	$\mu_{nf} = \mu_{bf}(T) \exp(4.91 \varphi / (0.2092 - \varphi))$ $\mu_{nf} = \mu_{bf}(T)(1 + 46.801\varphi + 550.82\varphi^2)$	20°C < T < 80°C Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, $\varphi \geq 6\%$ ZrO <sub>2</sub> /eau, $\varphi \geq 3\%$
Corcione [131]	2011	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \frac{1}{1 - 34.87(d_p/d_{bf})^{-0.3} \varphi^{1.03}}$ $d_{nf} = 0.1 \left( \frac{6M}{N\pi\rho_{bf}0} \right)^{1/3}$	Nanoparticules : Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , TiO <sub>2</sub> , SiO <sub>2</sub> et Cu Base fluides : eau, EG, propylène glycol (PG) ou éthanol (Eth), 20°C ≤ T ≤ 60°C, 0.01% ≤ $\varphi$ ≤ 7.1% 25nm ≤ dp ≤ 200nm
Syam Sundar et	2012		Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub> / EG-eau

al. [151]		$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + \varphi)^{0.68}$ $\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + \varphi)^{1.205}$	(20-80%) et (40-60%) Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub> /EG-eau (60-40%) 0°C ≤ T ≤ 50°C, φ ≤ 1%
Heyhat et al.[30]	2013	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}(T)} = \exp\left(\frac{5.989 \varphi}{0.278 - \varphi}\right)$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, 20°C ≤ T ≤ 60°C, 0.1% ≤ φ ≤ 2%
Yiamsawas et al. [135]	2013	$\mu_{nf} = A \varphi^B T^C \mu_{bf}^D$ $\mu_{bf} = 0.0003 T^2 - 0.0461 T + 2.3775$ <p>A=0.837931 ; B=0.188264 ; C= 0.089069 ; D= 1.100945 A= 0.891842; B= 0.739192; C= 0.099205; D= 0.9844</p>	15°C ≤ T ≤ 60°C Base fluide: EG-eau (20-80%) TiO <sub>2</sub> Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
Mojarrad et al. [62]	2014	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = -9.59 \times 10^{-2} + \exp(2.84 \times 10^{-3} T + 4.58 \times 10^{-1} \varphi)$	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /eau, Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /EG-eau (50-50%), 20°C ≤ T ≤ 60°C φ ≤ 0.7%
Sundar et al. [99]	2014	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = A e^{B \varphi}$ <p>A = 1.1236 ; B = 8.0175 A = 1.0806 ; B = 10.164 A = 1.0618 ; B = 10.448</p>	20°C ≤ T ≤ 60°C Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> / EG-eau (20-80%), (40-60%), (60-40%)
Sundar et al. [101]	2014	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1.35 e^{12.83 \varphi}$	ND-Ni, Base fluides : eau, EG et EG-eau (20-80%, 40-60% et 60-40%), φ ≤ 3.03% 20°C ≤ T ≤ 60°C
Hemmat Esfe et Saedodin [147]	2014	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 0.9118 \exp(5.49 \varphi - 0.00001359 T^2) + 0.0303 \ln(T)$	ZnO/EG, d = 18nm 25°C ≤ T ≤ 50°C 0.25% ≤ φ ≤ 5%
Allen Zennifer et al.[98]	2015	$\mu_{bf} = 3177 T^{-1.550}$ $\mu_{nf} = 2081 T^{-1.460}$ $\mu_{nf} = 638 T^{-1.137}$	EG pure CuO/EG, φ = 0.5% CuO/EG, φ = 1%
Akbari et al. [142]	2017	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = -24.81 + 3.23 T^{0.08014} \exp(1.838 \varphi^{0.002334}) - 0.0006779 T^2 + 0.024 \varphi^3$	SiO <sub>2</sub> /EG, φ < 3% 30°C ≤ T ≤ 50°C
Hemmat Esfe et al. [152]	2017	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = a_0 + a_1 \varphi + a_2 \varphi^2 + a_3 \varphi \ln(\varphi)$	ZnO/10W4 5°C ≤ T ≤ 55°C 0.25% ≤ φ ≤ 2%
Hemmat Esfe [153]	2018	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = a_0 + a_1 \varphi + a_2 \varphi^2 + a_3 \varphi^3 + a_4 \varphi^4$	CuO/EG 0.125% ≤ φ ≤ 1.5% , 27.5°C ≤ T ≤ 50°C

## Chapitre III Présentation du code de calcul

### III.1 Introduction

Dans ce chapitre, les équations, traduisant les lois de conservations et citées dans le chapitre II, sont résolues à l'aide d'un code commercial de CFD.

Le CFD (Computational fluid dynamic, en français : La mécanique des fluides numérique) : est la science de prédire l'écoulement des fluides, le transfert de chaleur et de masse, les réactions chimiques, etc... en résolvant numériquement l'ensemble des équations mathématiques de conservations.

Le code de CFD utilisé pour le présent travail est FLUENT version 6.3.26, qui est largement utilisé dans l'industrie des turbomachines, des compresseurs, des turbines à eau, des turbines à gaz, des pompes, des diffuseurs, des dispositifs pneumatiques, des cavités et des conduits.

### III.2 Avantages de la réalisation d'une analyse CFD

L'utilisation de CFD permet aux chercheurs d'obtenir des solutions pour les problèmes de la géométrie et des conditions aux limites complexes. Les avantages de CFD peuvent être résumés comme suit [154]:

- ✓ Faible coût: L'avantage le plus important de l'analyse CFD est son faible coût. Dans la plupart des applications, le coût d'une simulation par ordinateur est très inférieur au coût d'une analyse expérimentale correspondante. Cela peut réduire ou même éliminer le besoin d'installations d'essais réels coûteuses ou à grande échelle.
- ✓ Grande vitesse: Une investigation de calcul peut être effectuée à une vitesse remarquable. Un concepteur peut rapidement étudier l'implication de certaines configurations différentes, choisir le processus de conception optimal et faire une évaluation rapide des alternatives de conception. D'un autre côté, une investigation expérimentale correspondante prendrait beaucoup de temps.
- ✓ Information complète : Une solution informatique à un problème donne des informations détaillées et complètes. Il peut fournir les valeurs de toutes les variables pertinentes telles que la vitesse, la pression, la température, la concentration, l'intensité

de la turbulence dans tout le domaine d'intérêt. Cela permet une meilleure compréhension du phénomène d'écoulement et de la performance du produit. Pour cette raison, même lorsqu'une expérience doit être effectuée, il serait très intéressant d'obtenir une solution informatique complémentaire pour compléter l'information expérimentale.

- ✓ Possibilité de simuler des conditions réalistes : Dans le calcul théorique, les conditions réalistes peuvent être facilement stimulées. Il n'est pas nécessaire de recourir à des modèles à petite échelle. Grâce à un programme informatique, il est facile d'avoir une très grande ou très petite dimension, en traitant des températures très basses ou très élevées, en manipulant des substances toxiques ou inflammables, ou en suivant des processus très rapides ou très lents.
- ✓ Possibilité de simuler des conditions idéales : Une méthode de prédiction est parfois utilisée pour étudier un phénomène de base, plutôt qu'une application d'ingénierie complexe. Dans l'étude du phénomène, on veut concentrer l'attention sur quelques paramètres essentiels et éliminer toutes les caractéristiques non pertinentes. Dans une approche de calcul, de telles conditions peuvent être établies avec facilité et précision, alors que même un expérimental soigneux peut difficilement approcher l'idéalisation.
- ✓ Réduction des risques de défaillance: Le CFD peut également être utilisé pour étudier les configurations qui peuvent être trop grandes pour être testées ou qui présentent un risque de sécurité important, y compris la propagation des polluants et les scénarios d'accidents nucléaires. Cela peut souvent donner confiance dans le fonctionnement, réduire ou éliminer le coût de la résolution de problèmes lors des installations, réduire les risques de responsabilité du fait des produits.

### **III.3 Les éléments d'un CFD**

Les codes CFD sont structurés autour des algorithmes numériques qui peuvent traiter les problèmes de fluides. Les trois étapes pour obtenir une solution CFD sont :

#### **III.3.1 Pré-traitement (Pre-processing)**

Cette étape consiste à : définir la géométrie de notre domaine d'intérêt, diviser ce domaine en segments « cette procédure est appelée : étape de génération de maillage », et enfin mettre en place le problème en définissant les conditions aux limites. GAMBIT,

Gridgen, CFD-GEOM, ANSYS Workbench Environment & Modules, ANSYS ICEM CFD, TGrid etc., sont parmi les logiciels de pré-traitement populaires.

Avec une géométrie avancée et des outils de maillage dans une interface puissante, flexible, étroitement intégrée et facile à utiliser, GAMBIT peut considérablement réduire les temps de prétraitement pour de nombreuses applications. Les modèles complexes peuvent être construits directement dans le modélisateur de géométrie de GAMBIT ou importés à partir de n'importe quel système CAO (conception assistée par ordinateur) : CATIA, IDEAS, ANSYS, etc.) sous différents formats de fichiers tels "STEP" et "IGES".

### **III.3.2 Solveur (Solver)**

Le solveur CFD fait les calculs et produit les résultats, pour cela nous avons différents logiciels commerciaux populaires disponibles, comme : FLUENT, FloWizard, FIDAP, CFX, POLYFLOW etc... , chacun des ces logiciels a des capacités différentes.

Ces logiciels sont capables de résoudre les équations de la mécanique des fluides à chaque point défini au cours de l'étape de génération de maillage ; il est également possible d'inclure des modèles supplémentaires si nécessaire. Dans ce stade aussi, nous définissons les méthodes numériques et nous résolvons l'ensemble du problème.

Le solveur Fluent a prouvé à plusieurs reprises qu'il est rapide et fiable pour une large gamme d'applications CFD. Ce solveur offre la plus large gamme de modèles physiques (qui ont été validées à des applications à l'échelle industrielle) afin de simuler ,avec précision, les conditions réelles, y compris les écoulements multiphasiques, les écoulements réactifs, les équipements rotatifs, le déplacement et la déformation des objets, la turbulence, le rayonnement et l'acoustique.

### **III.3.3 Post-traitement**

C'est la dernière étape de l'analyse CFD, une fois que nous obtenons les résultats sous forme de valeurs, nous les analysons au moyen de tracés de courbes, de champs de vitesse et de température etc...

FLUENT exporte les données de CFD vers des post-processeurs et des outils de visualisation tels que Tecplot 360, EnSight, FieldView, ParaView, ANSYS CFD-Post, etc...

### III.4 Méthodes de discrétisation dans CFD

Pour passer d'un problème exact continu (régit par un système d'équations aux dérivées partielles) au problème approché discret, il existe trois grandes familles de méthodes qui sont utilisées dans les codes CFD [155]:

❖ *Les différences finies* : La méthode consiste à remplacer les dérivées partielles par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages : grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul.

Inconvénients : limitation à des géométries simples, difficultés de prise en compte des conditions aux limites de type Neumann.

❖ *Les éléments finis* : La méthode consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variationnelle (comme minimisation de l'énergie en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est dans ce cas une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres comme, par exemple, ses valeurs en certains points ou nœuds du maillage.

Avantages : traitement possible de géométries complexes, nombreux résultats théoriques sur la convergence.

Inconvénient : complexité de mise en œuvre et grand coût en temps de calcul et mémoire.

❖ *Les volumes finis* : La méthode des Volumes Finis consiste à intégrer, sur des volumes élémentaires, les équations écrites sous forme intégrale. C'est une méthode particulièrement bien adaptée à la discrétisation spatiale des lois de conservation, contrairement aux Eléments Finis, cette méthode est très utilisée en mécanique des fluides. Sa mise en œuvre est simple si les volumes élémentaires ou "volumes de contrôle" sont des rectangles en 2D ou des parallélépipèdes en 3D. Cependant, la méthode des volumes finis permet d'utiliser des volumes de forme quelconque et donc de traiter des géométries complexes, contrairement aux différences finies.

De nombreux codes de simulation numérique en mécanique des fluides reposent sur cette méthode : Fluent, StarCD, CFX, FineTurbo ...ect.

Avantages : permet de traiter des géométries complexes avec des volumes de forme quelconque, détermination plus naturelle des conditions aux limites de type Neumann.

Inconvénient : peu de résultats théoriques de convergence.

### III.5 Présentation des logiciels de calcul

FLUENT utilise la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant le mouvement des fluides. Il fournit des solutions pour un écoulement de fluide (incompressible ou compressible, laminaire ou turbulent, visqueux ou non visqueux, stationnaire ou transitoire, etc...) dans des géométries simples ou complexes. La géométrie et la génération de la grille sont réalisées en utilisant le logiciel GAMBIT qui est le préprocesseur fourni avec FLUENT.

En ce qui suit, nous allons faire une bref présentation de ces deux logiciels (GAMBIT et FLUENT) en profitant de la très bonne documentation en ligne du Fluent et des thèses [156-160] décrivant ces deux logiciels.

#### III.5.1 Présentation du logiciel « Gambit »

Gambit est un logiciel de construction de modèles physiques et de maillages, il permet de créer la géométrie ou de l'importer à partir d'un autre logiciel.

Gambit dispose d'une boîte à outils complète pour :

- réaliser ou importer une géométrie,
- effectuer des modifications géométriques,
- générer des maillages plus ou moins complexes conformément à la géométrie et contrôler leur qualité,
- ainsi que définir les conditions aux limites du domaine de calcul.

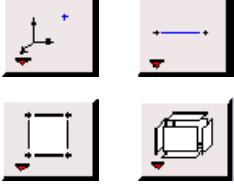

##### III.5.1.1 Création de la géométrie

Il ya deux manière pour créer une géométrie dans Gambit:

- L'approche "bottom-up" : signifie que vous allez d'abord créer des points, puis connecter les points pour créer des segments, ensuite relier les segments pour créer des faces (mais en 3D, vous devriez assembler les faces pour créer des volumes).
- L'approche "top-down" signifie que vous allez construire la géométrie : en créant, en premier, des volumes (briques, cylindres, etc.), ensuite en les manipulant à travers des opérations booléennes (unir, soustraire, etc.).

Notant qu'il existe trois types de systèmes de coordonnées: cartésien, cylindrique et sphérique.

**Tableau III-1 : Menu consacré à la génération de la géométrie**

	<p>Le menu consacré à la génération de la géométrie comporte des sous menus qui permettent de créer respectivement des points, des segments, des faces et des volumes. On peut accéder à différents sous menus pour chacun de ces éléments en cliquant droit sur ces icônes.</p>
	<p>Créer un volume à partir d'une forme primitive. Le menu consacré à la création d'un volume comporte des sous menus qui permettent de créer respectivement des cubes, des cylindres, des prismes, des pyramides, des cônes tronqués, des sphères et des tores.</p>

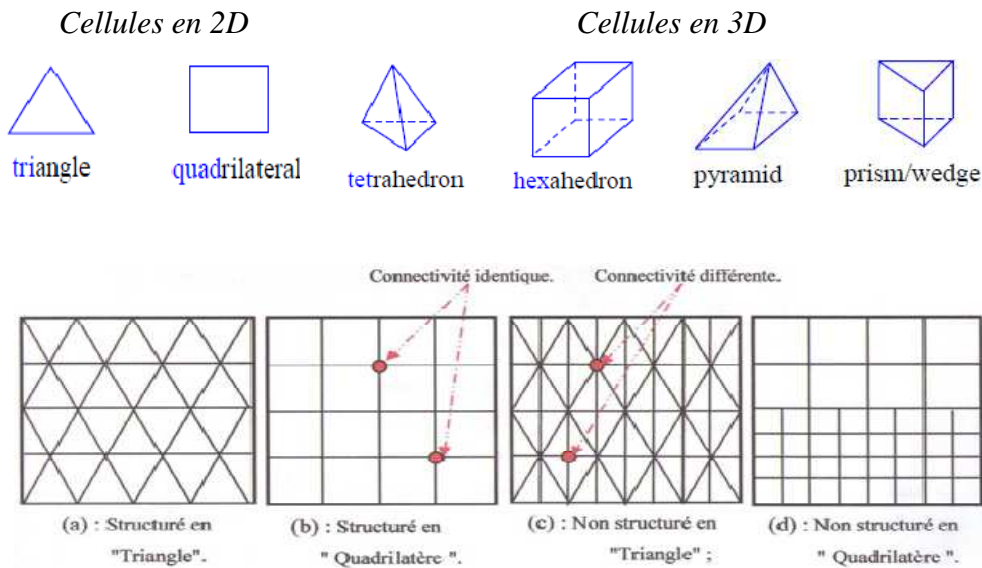
### III.5.1.2 Maillage

Une fois la géométrie est définie, nous procédons à la réalisation du maillage qui sera utilisé dans la discrétisation des équations de conservation pour simuler l'écoulement et le transfert de chaleur.

Gambit peut générer différents types de maillages structurés ou non structurés, surfaciques (**quad**rilatères, **tri**angulaires) ou volumiques (**hex**aèdres, **té**traèdres). Une combinaison géométrique d'éléments de différentes natures (hybride) est également possible (quadrilatéraux ou triangulaires en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D).

Le choix du maillage dépend fortement de la géométrie. Pour les géométries simples, les maillages quad / hex peuvent fournir des solutions de meilleure qualité avec moins de cellules qu'un maillage tri / tet comparable.

Pour les géométries complexes, les maillages quad / hex ne présentent aucun avantage numérique et on peut économiser l'effort de maillage en utilisant un maillage tri / tet.



**Figure III-1:** Les formes de cellules et les types de maillages générés par le logiciel Gambit

Il existe deux méthodes pour réaliser le maillage sous Gambit :

- La première méthode consiste à l'utiliser un maillage automatique, dans ce cas, c'est le logiciel qui définit le nombre de nœuds sur chaque segment de la géométrie puis maille automatiquement les surfaces et les volumes dans le cas tridimensionnel.
- La deuxième méthode est le maillage de la géométrie "partie par partie" c'est-à-dire qu'on maille déjà les arêtes puis les surfaces et à la fin les volumes dans le cas tridimensionnel.

**Tableau III-2 :** Menu du maillage

	Le sous menu du menu maillage comporte les éléments suivants :
	Création d'un maillage spécifique à la couche limite sur un segment ou une face.
	Ce menu permet de mailler en particulier un segment de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulière.
	Maillage d'une face avec la possibilité de choisir le type de maillage (quad/ tri).
	Maillage d'un volume avec la possibilité de choisir le type de maillage (hex/ tet/prisme/ pyramide).

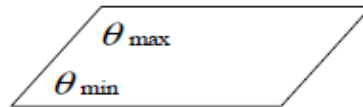
III.5.1.3 La qualité du maillage

La qualité du maillage joue un rôle principal et significatif sur la stabilité et la précision du calcul numérique. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des distorsions (skewness en anglais) et sur la bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc ... etc.).

La qualité du maillage à un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Pour vérifier cette qualité, Gambit permet d'afficher un indicateur le « skewness » qui doit rester faible sur tout le domaine.

Notant que le skewness ( $Q_{EAS}$ ) est un paramètre sans dimension calculé comme suit :

$$Q_{EAS} = \max \left[ \frac{\theta_{\max} - \theta_{eq}}{180 - \theta_{eq}}, \frac{\theta_{eq} - \theta_{\min}}{\theta_{eq}} \right]$$



où :  $\Theta_{\max}$  = le plus grand angle de la face ou de la cellule

$\Theta_{\min}$  = le plus petit angle de la face ou de la cellule

$\Theta_{eq}$  = est l'angle caractéristique correspondant à une cellule équilatérale de forme similaire. Pour un élément triangulaire ou tétraédrique  $\Theta_{eq} = 60^\circ$  et pour un élément quadrilatéral ou hexaédrique  $\Theta_{eq} = 90^\circ$ .

Une valeur de 0 indique une cellule où tous les angles sont égaux. Une valeur de 1 correspond à une cellule complètement dégénérée.

Le tableau II-3 montre la relation entre le paramètre de Skewness et la qualité de maillage :

**Tableau II- 3: Qualité de maillage en fonction de Skewness**

$Q_{EAS}$	0	0-0.25	0.25-0.5	0.5-0.8	0.8-0.95	0.95-1	1
Qualité	Parfaite	excellent	Bon	Acceptable	Pauvre	mauvais	Dégénéré

III.5.1.4 Le choix des conditions aux limites

Il faut définir le type de conditions aux limites que l'on souhaite imposer sur les différentes limites du domaine de calcul. Gambit permet de définir les conditions physiques

aux limites du domaine, à savoir si les segments (en 2D) ou les faces (en 3D) sont des entrées, des sorties de fluide, des surfaces libres, des axes de symétries, des murs....

Ici on ne définit que la nature des conditions aux limites, tandis que les valeurs de ces conditions (vitesses, températures...) seront définis sous Fluent.

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, on procède à l'exportation du fichier en format ".msh" qui comporte le maillage du domaine dans le logiciel Fluent afin d'effectuer les simulations numériques.

### III.5.2 Présentation générale du logiciel « Fluent »

Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie car il permet de simuler les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...), Fluent permet aussi de faire d'autres choses comme : la combustion, le mélange et la réaction d'espèces chimiques, et les écoulements polyphasiques.

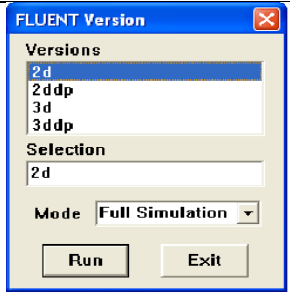
Dans ce qui suit, Nous allons présenter les fonctionnalités de base de fluent:

#### III.5.2.1 Le solveur simple précision et double précision

Lorsque vous démarrez FLUENT à partir de la ligne de commande, vous pouvez spécifier la dimensionnalité du problème (2D ou 3D), ainsi que le résultat d'un calcul en simple précision ou en double précision ça veut dire de utiliser 32 bits ou 64 bits ports.

Dans la plupart des cas, le solveur simple précision sera suffisamment précis, mais certains types de problèmes peuvent bénéficier de l'utilisation d'une version double précision. Par exemple si la géométrie a des caractéristiques des échelles de longueur très disparates (par exemple, un tube très long et mince), des calculs en simple précision peuvent ne pas être suffisants pour représenter les coordonnées des nœuds.

**Tableau III-4** : panneau pour spécifier la dimensionnalité du problème et le type de précision du calcul.

	<p>2d: exécute le solveur bidimensionnel, simple précision</p> <p>2ddp: exécute le solveur bidimensionnel, double précision.</p> <p>3d: exécute le solveur tridimensionnel, simple précision</p> <p>3ddp: exécute le solveur tridimensionnel, double précision.</p>
---	---

## III.5.2.2 Le choix du solveur

Dans FLUENT, deux technologies de solveur sont disponibles « pressure-based » et « density-based ». Les deux solveurs peuvent être utilisés pour une large gamme d'écoulements, mais dans certains cas, une de ces formulations peut mieux fonctionner (c'est-à-dire, produire une solution plus rapidement ou résoudre certaines caractéristiques de l'écoulement mieux) que l'autre. Le solveur « pressure-based » est utilisé pour des écoulements incompressibles et légèrement compressibles. Bien que, l'approche « density-based » est conçue pour les écoulements compressibles à haute vitesse.

Deux formulations existent également sous le solveur « pressure-based » dans FLUENT: un algorithme séparé « segregated » et un algorithme couplé « coupled ».

La principale différence entre ces deux types de solveur réside dans la manière de résoudre les équations régissant l'écoulement et le domaine d'utilisation de chacun d'eux. Le solveur « segregated » est le solveur sélectionné par défaut dans Fluent.

Le solveur « segregated » résout les équations : de continuité, de quantité de mouvement et celle de l'énergie, séquentiellement, séparées les unes des autres. Le solveur « coupled » résout, quant à lui, les équations simultanément ou couplées les unes aux autres. Cependant, pour les deux formulations, les équations des autres scalaires tels que les quantités de la turbulence ou des radiations sont traitées séparément.

Le solveur « Segregated » offre de la flexibilité dans le traitement de la solution et il nécessite moins de mémoire que le solveur « coupled ».

## III.5.2.3 L'équation de transport générale: discrétisation et solution

La formulation mathématique des lois de conservation régit les phénomènes physiques concernant le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide, présentée au chapitre deux, est généralement écrite sous forme d'équations aux dérivées partielles du type conservatif pour une variable  $\phi$  (Patankar, 1980). Chacune de ces équations met en jeu une quantité physique et des variables associées.

$$\nabla \cdot (\rho \phi \vec{v}) = \nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla \phi) + S_{\phi} \quad (\text{III-1})$$

L'équation aux dérivées partielles (III-1) traduit un équilibre dans lequel plusieurs phénomènes interviennent. Nous distinguons :

$\nabla \cdot (\rho \phi \vec{v})$  le terme convectif

$\nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi)$  le terme diffusif

FLUENT utilise une technique basée sur le volume de contrôle pour convertir une équation de transport scalaire générale en une équation algébrique pouvant être résolue numériquement.

En intégrant l'équation de transport stationnaire sur un volume de contrôle  $dV$  et en appliquant le théorème d'Ostrogratsky, on obtient l'équation suivante :

$$\oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \oint_V S_\phi dV \quad (\text{III-2})$$

Avec :

$\rho$ : Masse volumique

$\vec{v}$ : Vecteur vitesse

$\vec{A}$ : Vecteur d'aire de la surface

$\Gamma_\phi$ : Coefficient de diffusion de la grandeur  $\phi$

$\nabla_\phi$ : Gradient de  $\phi$

$S_\phi$ : Terme source (la source de  $\phi$  par unité de volume)

L'équation (III-2) est appliquée à chaque volume de contrôle, ou à chaque cellule du maillage dans tout le domaine de calcul. La discrétisation de cette équation sur chaque volume de contrôle donne la forme suivante dans le cas stationnaire :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (\text{III-3})$$

Où :

$N_{faces}$  : Nombre de faces qui entourent la cellule

$\phi_f$ : Valeur de  $\phi$  transférée par convection à travers la face  $f$

$\vec{A}_f$ : Aire de la face  $f$

$\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ : Flux massique à travers la face  $f$

$(\nabla \phi)_f$ : Gradient de  $\phi$  à la face  $f$

$V$  : Volume de la cellule

Les équations résolues par Fluent prennent la même forme générale que l'équation (III-3).

Par défaut, Fluent stocke les valeurs discrètes de la variable  $\phi$  au centre des cellules.

Les valeurs aux faces  $\phi_f$  sont nécessaires pour le calcul du terme de convection. Ces valeurs sont calculées par interpolation à partir des valeurs de  $\phi$  au centre des cellules.

Les termes diffusifs sont automatiquement discrétisés en utilisant un schéma centré du second ordre (discrétisation du terme en considérant les deux cellules amont et aval), tandis que pour les termes convectifs Fluent permet de choisir entre différents schémas de discrétisation.

### *III.5.2.3.1 Les schémas de discrétisation pour les termes convectifs*

FLUENT propose un certain nombre de schémas d'interpolation:

**Le schéma du premier ordre amont** (First-Order Upwind Scheme): Lorsque le schéma « First-Order Upwind » est sélectionné, Les valeurs au niveau des faces ( $\phi_f$ ) sont égales à celles des cellules ( $\phi$ ) qui se situent en amont. Ce schéma est facile à converger mais seulement au premier ordre.

**La loi de puissance** (Power Law): Le schéma de discrétisation de loi de puissance interpole la valeur aux faces des cellules d'une variable  $\phi$  en utilisant la solution exacte d'une équation de convection-diffusion unidimensionnelle. Ce schéma est plus précis que le premier ordre pour les écoulements lorsque  $Re_{cell} < 5$  (en particulier pour les écoulements à faible nombre de Re).

**Le schéma du second ordre amont** (Second-Order Upwind Scheme): L'utilisation de ce schéma permet d'avoir un degré de précision plus élevé lors du calcul de la valeur de la variable  $\phi$  aux faces des cellules. Dans cette approche, un développement en série de Taylor est effectué sur les valeurs au centre des cellules afin de calculer les valeurs aux faces en utilisant la formule suivante:

$$\phi_f = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (III-4)$$

Où  $\phi$  et  $\nabla\phi$  sont les valeurs du scalaire  $\phi$  au centre de la cellule et de son gradient dans la cellule amont, et  $\vec{r}$  est le vecteur de déplacement de la cellule centrale en amont vers la face centrale.

**Le schéma quadratique amont QUICK** (Quadratic Upwind Interpolation): s'applique au maillage structuré de type quadrilatéral ou hexaédrique, ce schéma repose sur les deux mailles en amont et une maille en aval pour donner une discrétisation encore plus précise. Il est utile pour les écoulements rotationnels et tourbillonnaires (swirling), précis à l'ordre 3 sur un maillage régulier.

**III.5.2.3.2 Le système d'équations discrétisées**

L'équation de transport scalaire discrétisée (Eq. III-3) contient la variable scalaire inconnue  $\phi$  au centre de la cellule ainsi que les valeurs inconnues dans les cellules voisines. Cette équation est, en général, non-linéaire par rapport à ces variables. La linéarisation de cette équation peut être exprimée sous la forme suivante :

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \tag{III-5}$$

Où l'indice  $nb$  se réfère aux cellules voisines,  $a_p$  et  $a_{nb}$  sont les coefficients de linéarisation pour  $\phi$  et  $\phi_{nb}$ .

Cette équation est écrite pour chaque cellule du maillage, cela produit un système d'équations algébriques avec une matrice des coefficients dispersée. Fluent résout ce système d'équations linéaires en utilisant la méthode itérative de Gauss-Seidel.

**III.5.2.3.3 Les méthodes d'interpolation pour la pression**

En utilisant l'un des schémas de discrétisation décrits dans le paragraphe précédent, l'équation de quantité de mouvement peut être écrite, pour la composante  $u$  de la vitesse, sous la forme suivante :

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum P_f A \hat{i} + S \tag{III-6}$$

Où  $P_f$  pression à la surface d'une cellule,  $a$  et  $a_{nb}$  sont les coefficients de linéarisation et  $S$  désigne le terme source.

Afin de résoudre l'équation III-6, la pression doit être calculée aux faces des volumes de contrôle. Des schémas d'interpolation supplémentaires sont disponibles dans Fluent pour calculer la pression aux faces en utilisant le solveur "segregated".

**Le schéma standard** : schéma défini par défaut dans Fluent; précision réduite pour les écoulements avec de forts gradient de pression normaux à la surface près des frontières.

**Le schéma linéaire**: utilisé lorsque d'autres options entraînent des difficultés de convergence ou un comportement non physique.

**Le schéma de deuxième ordre**: utilisé pour les écoulements compressibles; mais ne doit pas être utilisé avec les milieux poreux, ventilateurs, turbines ou des modèles multiphasiques (VOF et Mixture).

**Le schéma de force de volume pondéré** (Body Force Weighted) : utilisé lorsque les forces de gravité sont importantes, par exemple, une convection naturelle à nombre de Ra élevée ou des écoulements fortement tourbillonnants.

**Le schéma PRESTO** : utilisé sur des écoulements fortement tourbillonnants, des écoulements impliquant des milieux poreux, ou des domaines fortement courbés.

### III.5.2.3.4 *Le couplage pression-vitesse*

Pour un fluide incompressible, la pression n'apparaît pas explicitement dans l'équation de continuité puisque la densité n'est pas liée directement à la pression. Des algorithmes sont utilisés afin d'introduire la pression dans l'équation de la continuité et obtenir une équation pour la pression. Fluent dispose de trois algorithmes de couplage pression vitesse :

**L'algorithme SIMPLE** (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) : schéma par défaut dans Fluent, robuste .Il utilise une méthode itérative pour calculer les pressions. Cet algorithme utilise aussi une relation de correction entre la vitesse et la correction de la pression pour imposer la conservation de débit, puis obtenir le champ de pression.

**L'algorithme SIMPLEC** : permet une convergence plus rapide pour des problèmes simples (par exemple, des écoulements laminaires sans modèles physiques utilisés).

**L'algorithme PISO** : utile pour les problèmes d'écoulement instationnaire ou pour les maillages contenant des cellules avec un biais plus élevé que la moyenne.

### III.5.2.4 Le facteurs de sous-relaxation

En raison de la non-linéarité de l'ensemble d'équations résolues par FLUENT, il est nécessaire de contrôler le changement de  $\phi$ . Ceci est typiquement réalisé par une sous-relaxation des variables, ce qui réduit le changement de  $\phi$  produit lors de chaque itération afin d'éviter la divergence du calcul numérique.

Dans une forme simple, la nouvelle valeur de la variable  $\phi$  dans une cellule dépend : de l'ancienne valeur ( $\phi_{old}$ ), le changement calculé dans la valeur de  $\phi$  ( $\Delta\phi$ ) et du facteur de sous-relaxation,  $\alpha$ , écrite comme suit:

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \Delta\phi \quad (\text{III-7})$$

## III.5.2.5 Le critère de convergence

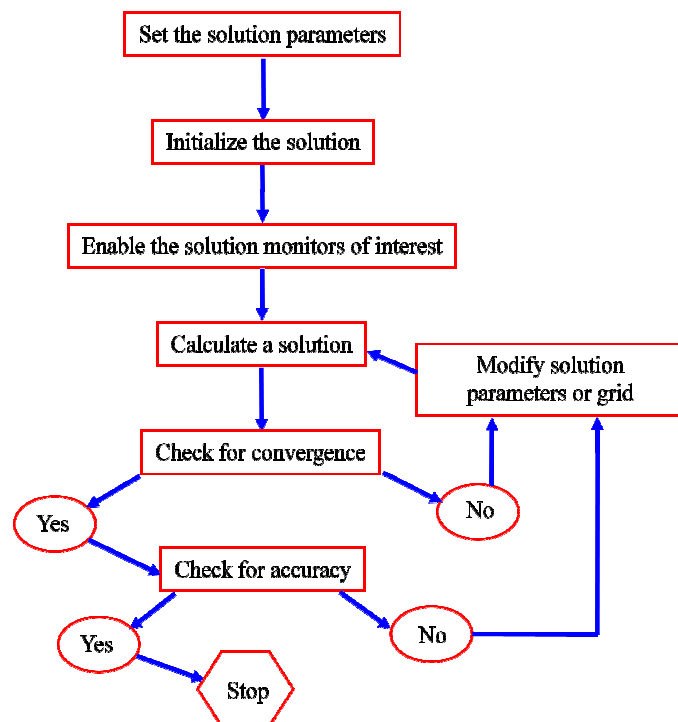
Plusieurs paramètres peuvent jouer un rôle important dans la convergence du calcul numérique tels que le nombre de cellules, la structure du maillage, les facteurs de sous relaxation et la complexité des écoulements étudiés. Sous Fluent, il existe plusieurs manières de contrôler la convergence de la solution numérique telles que la limitation des résidus et les coefficients des forces.

Les résidus sont calculés à partir des corrections dans les variables : pression, vitesse, température... du problème entre la présente itération et l'itération précédente.

Par défaut, pour le logiciel Fluent, la solution converge quand les résidus sont inférieurs à la valeur de  $10^{-3}$  pour l'équation de conservation de la masse et de conservation de la quantité de mouvement (toutefois, dans certains cas il faut pousser les calculs à  $10^{-4}$  voir  $10^{-6}$ ). Pour l'équation d'énergie, la valeur de résidu est inférieure à  $10^{-6}$ .

Du fait que les équations régissant l'écoulement sont non linéaires et couplées, plusieurs itérations de la boucle de solution doivent être effectuées avant d'obtenir une solution convergée et chacune de l'itération est réalisée comme le montre l'algorithme suivant:

- ✓ Paramètres de la solution
  - Choisir le solveur
  - Schéma de discrétisation
- ✓ Initialisation
- ✓ Convergence
  - Suivi de la Convergence
  - Stabilité
    - Régler la Under-relaxation
    - Fixer le Courant number
  - Accélérer la Convergence
- ✓ Précision
  - Indépendance de maillage
  - Adaption

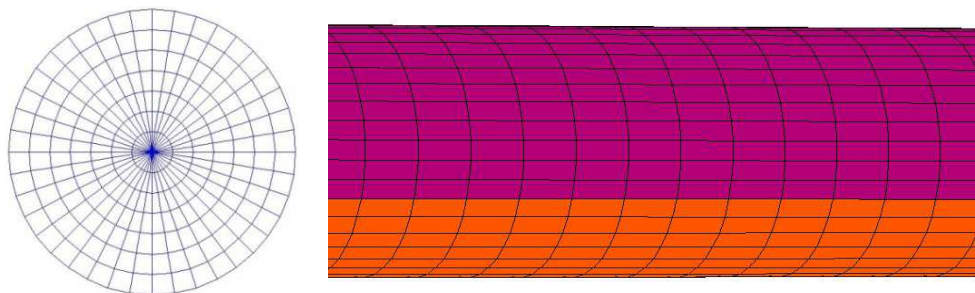


**Figure III-2 :** Algorithme d'approche numérique utilisé par les logiciels de simulation.

## III.6 Les procédures de notre simulation numérique

### III.6.1 La procédure sous Gambit

Notre géométrie est construite sur Gambit en 3D, nous avons choisi de l'établir par l'approche point par point, puis relier les points obtenus dans différentes directions afin de créer les courbes et les lignes, par la suite les faces sont formées, pour arriver à l'obtention du volume en dernier. Nous avons utilisé un maillage hybride avec le schéma « Quad / Tri: Wedge Primitive » qui nous a permis de créer un maillage radial (Figure III-3). Pour les conditions aux limites nous avons choisi les conditions suivantes : sur la paroi supérieure et inférieure du canal, nous avons imposé des conditions d'adhérence (Wall). A l'entrée du canal, nous avons supposé la vitesse de l'écoulement est connue et nous avons imposé la condition au limite de type vitesse imposée (Velocity inlet). A la sortie du canal, nous avons imposé la condition d'écoulement entièrement développée (Outflow).



*Figure III-3 : Maillage de la section transversale et le long du tube*

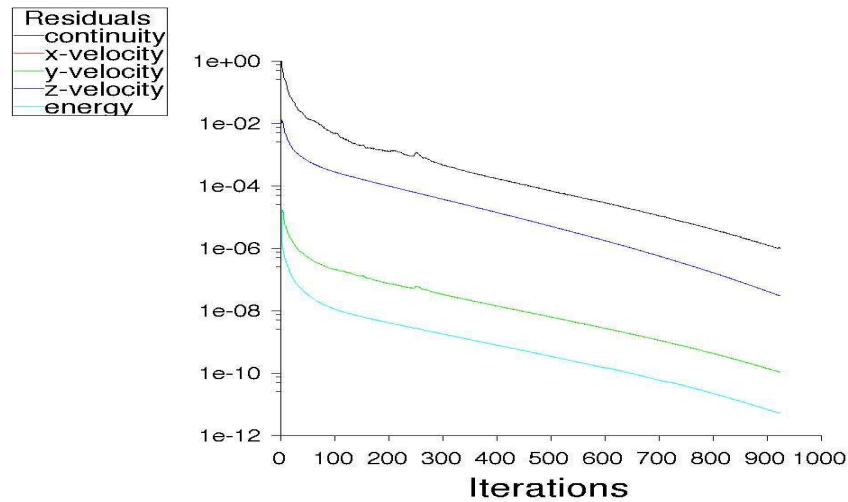
### III.6.2 la procédure sous Fluent

Pour la simulation sous Fluent, nous avons choisi, tout d'abord, la version double précision (3ddp) et le solveur « pressure-based ». Par la suite, les conditions aux limites sont spécifiées (nous discutons de ces conditions dans le titre suivant avec plus de détails).

En tant que méthodes de discrétisation, un schéma de second ordre amont est sélectionné pour l'équation de quantité de mouvement et d'énergie. Pour le traitement du couplage pression-vitesse, l'algorithme SIMPLE a été adopté pour obtenir une solution convergente.

Pour toutes les simulations réalisées dans la présente analyse, les critères de convergence pour les solutions sont considérés lorsque les résidus deviennent inférieurs à  $10^{-6}$

La figure III-4 représente l'évolution des résidus au cours des itérations. Cette figure montre que le calcul converge facilement au bout d'environ 921 itérations. Puisqu'il ne présente pas d'oscillation, nous n'avons pas besoin de changer les facteurs de sous relaxation. Cela indique la bonne qualité du maillage et la fiabilité des résultats de la simulation numérique.



*Figure III-4 : Convergence des résidus*

### III.6.3 Les conditions aux limites

Dans Gambit, les conditions aux limites ont été déclarées, c'est-à-dire la paroi et la vitesse à l'entrée, mais pour les valeurs réelles de cette vitesse et les conditions sur la paroi, ils n'ont jamais été définies, puisque ils doivent être faites dans Fluent.

Il est très important de spécifier les conditions aux limites appropriées afin d'avoir un problème bien défini.

Les conditions aux limites imposées dans cette étude sont les suivantes:

- ✓ Le nanofluide entre dans le canal avec une température constante et une vitesse axiale uniforme qui est spécifiée en fonction du nombre de Reynolds pour un écoulement laminaire.

$$w = w_{in}, \quad u = v = 0 \quad \text{et} \quad T = T_{in} \quad (\text{III-8})$$

- ✓ La condition de non-glissement est imposée à toutes les parois solides du canal, et un flux de chaleur constant ( $5 \text{ kW/m}^2$ ) est appliqué à travers la moitié supérieure du tube, tandis que la paroi inférieure est considérée comme adiabatique.

$$u = v = w = 0 \quad (\text{III-9})$$

$$\text{Paroi supérieure : } -k_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial r} = q_w \quad (\text{III-10})$$

$$\text{Paroi inférieure : } -k_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial r} = 0 \quad (\text{III-11})$$

- ✓ Pour la sortie du canal, la condition aux limites d'écoulement pleinement développé est adoptée. Dans lequel le profil de vitesse d'écoulement et le profil de température ne changent pas dans la direction d'écoulement.

### III.7 Quelques définitions utiles

Dans cette étude, le nombre de Reynolds, le coefficient de perte de charge de Darcy, le nombre de Nusselt local et le coefficient de transfert thermique, la température moyenne, le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de transfert thermique sont définis et présentés :

Pour la simulation de l'écoulement dans une conduite circulaire, le nombre de Reynolds est défini comme étant le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{\rho w_{in} D}{\mu} \quad (\text{III-12})$$

Avec  $w_{in}$  est la vitesse axiale à l'entrée et  $D$  est le diamètre du canal.

Le coefficient de frottement, aussi appelé coefficient de perte de charge de Darcy, utilisé dans cette étude est exprimé comme suit :

$$f = \frac{8 \tau_w}{\rho W_{in}^2} \quad (\text{III-13})$$

Où  $\tau_w$  est la contrainte de cisaillement à la paroi

Le nombre de Nusselt local, qui compare les transferts de chaleur convectif et conductif vers une paroi est déterminé par la relation suivante :

$$Nu(z) = \frac{h(z) \cdot D}{k} \quad (\text{III-14})$$

$h(z)$  est le coefficient de transfert thermique local défini comme suit :

$$h(z) = \frac{q_w}{T_w(z) - T_b(z)} \quad (\text{III-15})$$

Où  $T_w(z)$  est la température de la paroi chauffé et  $T_b(z)$  est la température globale (bulk) du fluide calculée, d'après Fluent, comme suit:

$$T_b(z) = \frac{\int_A \rho V_z T dA}{\int_A \rho V_z dA} \quad (\text{III-16})$$

Le coefficient de transfert thermique moyen ( $h_{ave}$ ) et le nombre de Nusselt moyen sont exprimés comme [161]:

$$h_{ave} = \frac{q}{T_w - T_b} \quad (\text{III-17})$$

$$Nu_{ave} = \frac{h_{ave} \cdot D}{k} \quad (\text{III-18})$$

Où  $\overline{T_w}$  et  $\overline{T_b}$  sont la température moyenne de la paroi et du fluide respectivement.

### III.8 La vérification de l'étude numérique

Une analyse de vérification est cruciale pour une solution efficace et précise dans les études numériques. Il y a deux parties principales de cette analyse. La première est l'analyse de la dépendance du maillage du code de calcul. La seconde est la validation du code avec des résultats expérimentaux et numérique trouvés dans la littérature.

#### III.8.1 L'influence du maillage

Un maillage ayant un nombre inférieur de nœuds dans sa structure peut fournir des résultats imprécis tandis qu'un maillage ayant un nombre plus élevé de nœuds entraîne un long temps de calcul pour obtenir une solution. Par conséquent, il existe une valeur optimale pour la meilleure solution du problème en termes de précision et de temps de solution.

Notre simulation est réalisée sur trois types de grilles ( $5 \times 32 \times 500$ ,  $7 \times 40 \times 500$ ,  $10 \times 64 \times 500$ ) pour l'eau pure. La figure (III-5) montre l'indépendance de la solution numérique pour le nombre de Nusselt local le long du tube par rapport aux grilles utilisées. Nous constatons également que nos résultats numériques sont en bon accord avec la corrélation (Eq III-19) développée par Churchill et Ozoe [76].

$$\frac{Nu_x}{4.364[1+(G_z/29.6)^2]^{1/6}} = \left\{ 1 + \left[ \frac{G_z/19.04}{[1+(Pr/0.0207)^{2/3}]^{1/2}[1+(G_z/29.6)^2]^{1/3}} \right]^{3/2} \right\}^{1/3} \quad (III-19)$$

$$\text{Avec } G_z = \frac{\pi D Re_D Pr}{4 x} \quad (III-20)$$

Selon le résultat de ce test, le maillage choisi est celui avec un nombre de points de discrétisation égal à (7 x 40 x 500).

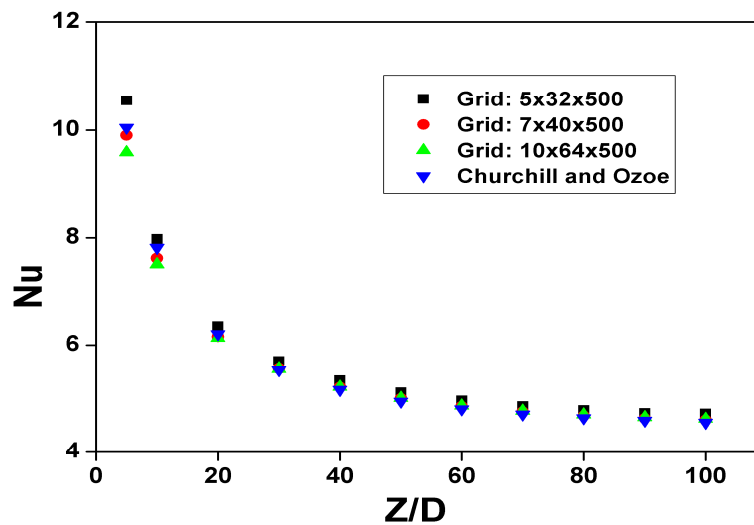


Figure III-5 : Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt locale pour différentes choix de maillage.

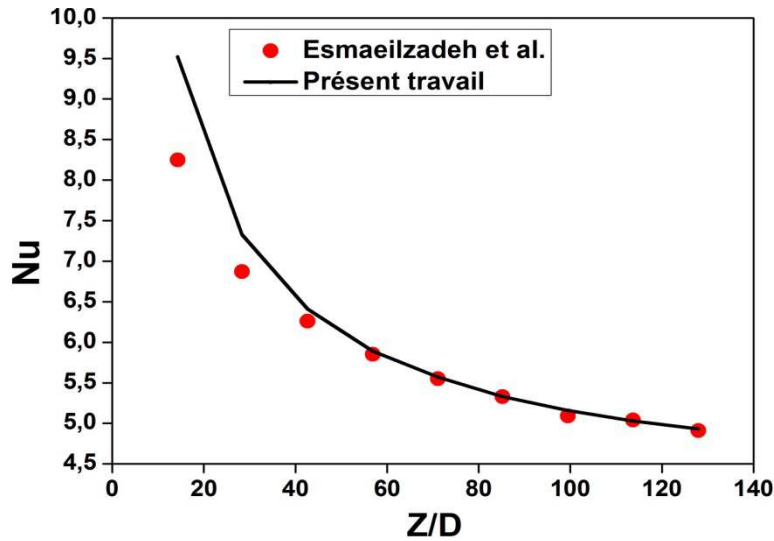
### III.8.2 La validation du code de calcul

L'étude numérique devrait être vérifiée en utilisant des résultats expérimentaux et numériques avant d'effectuer les analyses de transfert de chaleur pour les nanofluides.

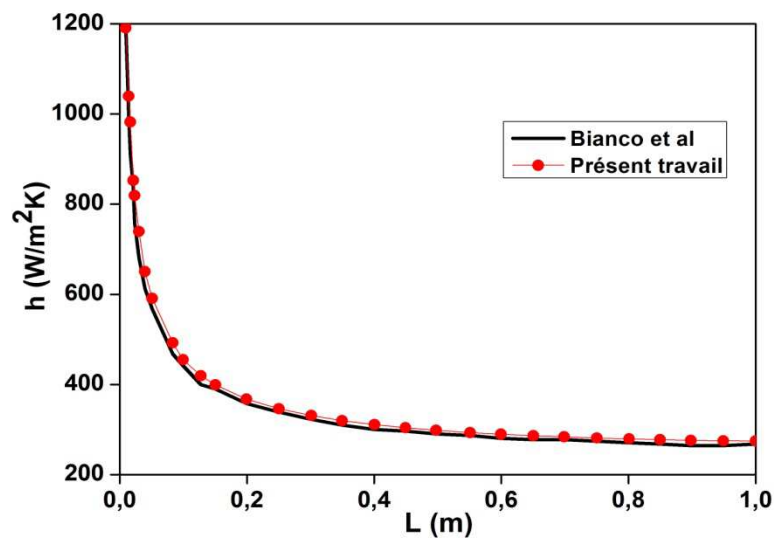
On premier lieu, la validation du code CFD est testée à l'aide des résultats expérimentaux obtenus par Esmailzadeh et al. [5]. Ce résultat concerne l'écoulement laminaire de l'eau pure dans un tube circulaire chauffé par un flux constant où le flux thermique ( $q_w$ ) est égal à 9 000 W/m<sup>2</sup> et le nombre de Reynolds (Re) est d'environ 799.53. Les résultats pour le nombre de Nusselt local (Figure III-6) concordent bien avec nos résultats.

En second lieu, une comparaison est également faite entre nos résultats numériques et ceux obtenus par Bianco et al. [35]. la même géométrie et les mêmes conditions aux limites d'écoulement sont appliquées au code. Le diamètre et la longueur du tube est de 10 mm et 1

m, respectivement. La température d'entrée de l'eau est de 293K, le nombre de Reynolds et le flux de chaleur sont respectivement de 250 et 5000 w/m<sup>2</sup>. La comparaison du coefficient de transfert thermique local de l'étude actuelle avec les données numériques de Bianco et al. sont représentés sur la figure (III-7). Comme nous le constatons, il y a un très bon accord entre l'étude de Bianco et al. et l'étude actuelle.



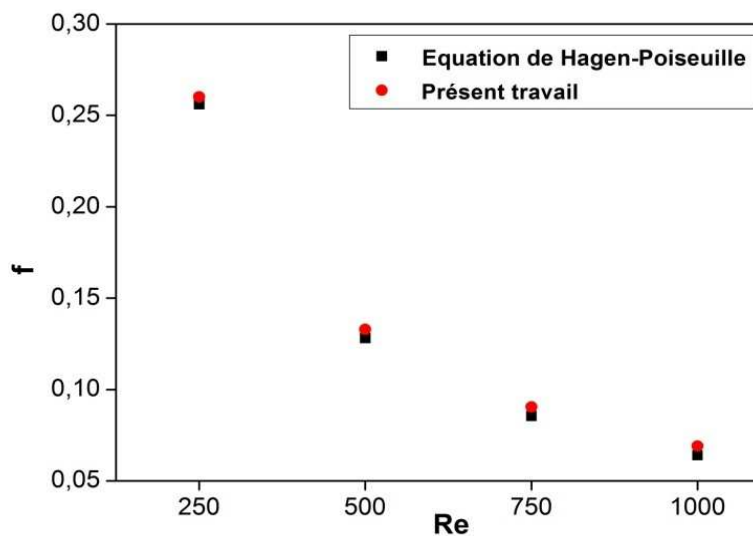
*Figure III-6 : Comparaison du nombre de Nusselt locale numérique avec les valeurs expérimentales de Esmailzadeh et al. [5]*



*Figure III-7 : Comparaison du coefficient de transfert thermique local de l'étude actuelle avec des données numériques de Bianco et al. [35] pour de l'eau pure*

De plus, la validation du code est faite avec les valeurs théoriques du coefficient de perte de charge de Darcy obtenu à l'aide de l'équation de Hagen-Poiseuille (pour l'écoulement laminaire dans un tube circulaire). L'équation est suivante :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{III-21})$$



*Figure III-8 : Comparaison du coefficient de perte de charge de Darcy de l'étude actuelle avec l'équation de Hagen-Poiseuille (Eq III-21)*

## Chapitre IV Résultats et discussion

### IV.1 Introduction

Nous avons présenté, dans ce chapitre, les résultats de l'analyse numérique du transfert de chaleur par convection des nanoparticules d'oxyde d'Aluminium ( $Al_2O_3$ ), d'oxyde de Cuivre (CuO) et d'oxyde de Silicium ( $SiO_2$ ) dispersées dans un mélange de Ethylène Glycol+eau comme base fluide. Cette analyse est effectuée en utilisant le code Fluent dont la validation et l'indépendance de la solution sur le maillage sont vérifiées au chapitre III. Certains problèmes importants tels que la création et le maillage de la géométrie considérée, la discrétisation des équations régissant et la méthode numérique, sont abordés au chapitre III.

Notre objectif de cette recherche :

-Au premier lieu, nous analysons les effets des différents mélanges de fluide de base (EG+eau), les différents types et fraction volumique de nanoparticules ( $Al_2O_3$  et CuO) sur le transfert de chaleur sous condition d'écoulement laminaire.

-En second lieu, nous étudions l'effet de la taille des nanoparticules  $SiO_2$  sur les champs thermique et dynamique.

-Finalement nous discutons l'effet de la forme des nanoparticules  $Al_2O_3$  sur l'écoulement et transfert thermique.

Les résultats sont présentés en termes : de température de paroi, de température globale, des contours de température, des profils de température, des profils de vitesse, de nombre de Nusselt local et moyen, de coefficient de transfert de chaleur local et moyen, de facteur de performance thermique, de contrainte de cisaillement et de chute de pression.

### IV.2 Propriétés thermophysiques des nanofluides, fluide de base et nanoparticules

Il n'est pas facile d'évaluer les propriétés thermophysiques des nanofluides parce que nous ne savons pas quels modèles pourraient nous donner les résultats les plus fiables, comme il est mentionné au chapitre II.

Dans la présente analyse, les propriétés thermophysiques de la masse volumique et de la capacité thermique des nanofluides sont calculées en utilisant la formule de la loi de mélange (Eq II-10) et la relation de Xuan et Roetzel (Eq II-12) respectivement.

Pour la conductivité thermique et la viscosité, nous avons choisi les modèles proposés par Vajjha et Das [59,100], ces derniers ont été démontrés dans le chapitre II (Eq II-21, II-24 et II-35)

## VI.2.1 Modèle de la conductivité thermique

Comme il a été mentionné au chapitre II, la formule de Vajjha et Das [100] pour la conductivité thermique est faite pour un mélange d'éthylène glycol et d'eau comme base fluide. Tandis que plusieurs chercheurs ont utilisé cette formule pour différents fluides de base (Tableau IV-1) et ils ont trouvé de bons résultats qui leurs ont permis de publier leurs travaux. C'est pour cela que nous avons choisi cette formule dans notre étude, pour toute la gamme de concentration massique de EG (10%-90%) dans l'eau.

*Tableau VI-1 : Les chercheurs qui ont utilisé la formule de Vajjha et Das [100] pour la conductivité thermique.*

Référence	Nanoparticule	Fluide de base	Diamètre (nm)
Ahmed et al. [50]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO et SiO <sub>2</sub>	EG	25
Salman et al. [51]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, SiO <sub>2</sub> et ZnO	EG	25, 45, 65 et 80
Salman et al. [162]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Eau	30
Dawood et al. [163]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, SiO <sub>2</sub> et ZnO	Eau	20, 40, 60 et 80
Mohammed et al. [164]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, SiO <sub>2</sub> , et ZnO	Eau	20, 30, 40 et 50
Heshmati et al. [165]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, ZnO et SiO <sub>2</sub>	Eau	20, 30, 40 et 50
Kherbeet et al. [166]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, SiO <sub>2</sub> , et ZnO	EG	25, 40, 55 et 70
Parsazadeh et al. [167]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, SiO <sub>2</sub> , et ZnO	Eau	20, 30, 40 et 50
Tokit et al. [168]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO et SiO <sub>2</sub>	Eau	30, 40, 50 et 60
Mohammed et al. [169]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CuO, SiO <sub>2</sub> , et ZnO	Eau, glycérine, huile de moteur	25, 45, 60 et 80
Vanaki et al. [170]	SiO <sub>2</sub>	eau	25
Narrein et Mohammed [171]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , SiO <sub>2</sub> , CuO et ZnO	Eau, EG, huile de moteur	25, 40, 60 et 80

### VI.2.2 Fluide de base

Bien qu'il existe de nombreux choix de liquides de transfert de chaleur utilisés comme fluides de base, l'eau et l'éthylène glycol sont couramment et principalement utilisés en raison de leur prix attractif. Cependant, les deux liquides ont des lacunes évidentes :

- L'eau a une conductivité thermique relativement élevée (environ  $0,6 \text{ (W / m K)}$  à  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ), mais elle va se congeler ou se faire bouillir à des températures extrêmes.

- L'éthylène glycol (EG) a une plage de température plus large pour le fonctionnement, mais sa conductivité thermique est seulement  $0,253 \text{ (W / m K)}$  à  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Par conséquent, le mélange d'eau et EG est toujours commercialement utilisé comme fluide caloporteur dans différents systèmes d'énergie :

- pour améliorer la capacité calorifique de l'eau (dans l'échauffement ou le refroidissement),
- et pour l'élargissement de la plage de température de fonctionnement pour les applications énergétiques ; et cela dépend de la teneur en EG, par exemple : avec 30% de EG, la température de fusion est de  $-15,79^\circ\text{C}$  et à 50% nous sommes à une température de fusion de  $-37,15^\circ\text{C}$  [172].

Par conséquent, il est raisonnable que le mélange d'eau et d'éthylène glycol attire beaucoup d'attention des chercheurs scientifiques pour l'utiliser comme fluide de base pour les nanofluides ; ce mélange est souvent utilisé dans les pays froids.

Notre fluide de base est un mélange d'eau et EG à différentes concentrations massiques, et leurs propriétés thermo-physiques sont calculées comme suit [116]:

$$\zeta_m = \psi \zeta_{EG} + (1 - \psi) \zeta_{eau} \quad (\text{IV-1})$$

Où  $m$  se réfère à « mélange »,  $\psi$  est la fraction volumique du mélange et  $\zeta$  est la propriété physique du fluide (la masse volumique, la chaleur spécifique, la conductivité thermique et la viscosité).

Les propriétés thermo-physiques de l'eau, de l'éthylène glycol (EG), de l' $\text{Al}_2\text{O}_3$ , de  $\text{CuO}$  et de  $\text{SiO}_2$  à  $T=300 \text{ K}$  sont résumées dans le tableau VI-2.

**Tableau VI-2 : Propriétés thermo-physiques des nanoparticules, de l'eau et de EG [169, 173]**

Propriétés	Eau	EG	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	CuO	SiO <sub>2</sub>
Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	997	1114.4	3600	6500	2220
Conductivité thermique (W/m K)	0.613	0.252	36	17.65	745
Capacité thermique (J/kg K)	4179	2415	765	533	1.4
Viscosité (N/m <sup>2</sup> s)	0.000855	0.0157	/	/	/

### IV.3 Conductivité thermique et viscosité dynamique des nanofluides

Les figures IV-1 et IV-2 représentent la variation de la conductivité thermique ( $k$ ) et de la viscosité dynamique ( $\mu$ ) en fonction de la concentration de l'éthylène glycol dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. L'addition d'éthylène glycol dans l'eau réduit la conductivité thermique de l'eau de manière appréciable et cette différence est due au fait que l'éthylène glycol a une conductivité thermique inférieure à celle de l'eau pure. Par conséquent, l'ajout de l'Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dans le mélange EG-eau entraîne une faible amélioration de la conductivité thermique, par rapport à l'amélioration de la conductivité thermique dans les nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau.

L'addition d'éthylène glycol dans l'eau augmente sa viscosité, et une addition supplémentaire des nanoparticules Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dans le mélange EG-eau conduit à une amélioration appréciable de la viscosité par rapport aux nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> à base d'eau. L'augmentation de la concentration des nanoparticules dans les nanofluides augmente la viscosité du liquide résultant, et cela peut être dû à l'agrégation de ces nanoparticules. Al-Waeli et al [95] indiquent que les nanoparticules pourraient s'agréger, s'étendre et former une structure connectée au sein des nanofluides, ce qui augmente leur viscosité.

Des résultats similaires ont été trouvés par Azmi et al. [3] (des nanoparticules Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dispersées dans différentes concentrations de mélanges EG-eau de : 40-60%, 50-50% et 60-40%) et par Syam Sundar et al. [99] (ND-Ni nanocomposites dispersés dans un mélange EG-eau dans les proportions de 20-80%, 40-60%, 60-40%).

La conductivité thermique et la viscosité dynamique des nanofluides CuO/EG-eau illustrée dans les figures IV-3 et IV-4 indiquent des résultats similaires à ceux des nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/EG-eau. Lorsque nous comparons entre les deux types de nanofluides, nous observons

que la conductivité thermique et la viscosité des nanofluides CuO sont supérieures à celles des nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

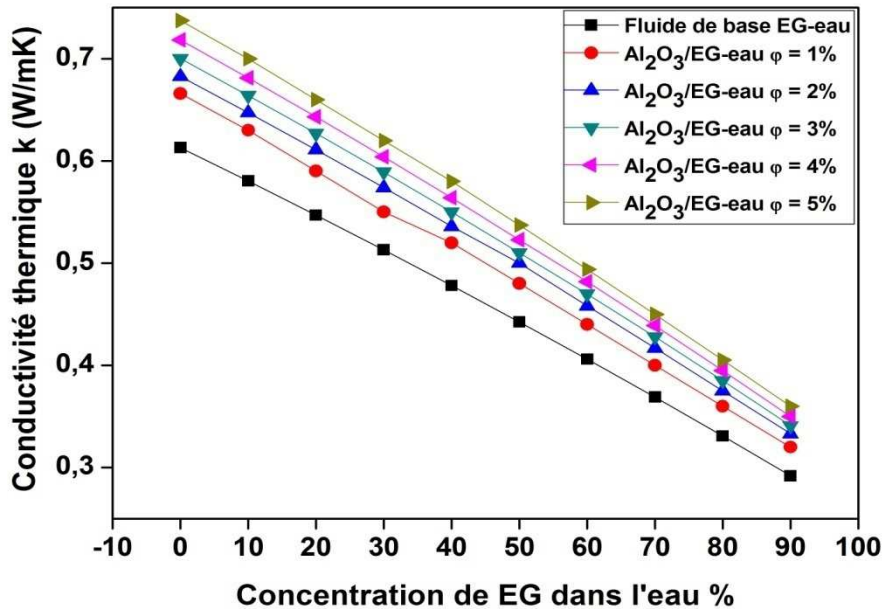


Figure IV-1 : Variation de la conductivité thermique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

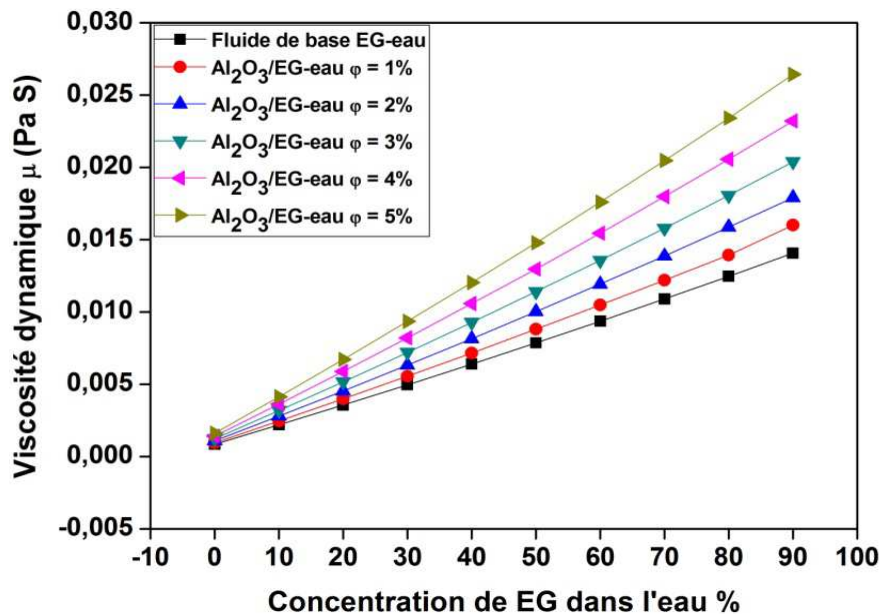


Figure IV-2 : Variation de la viscosité dynamique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

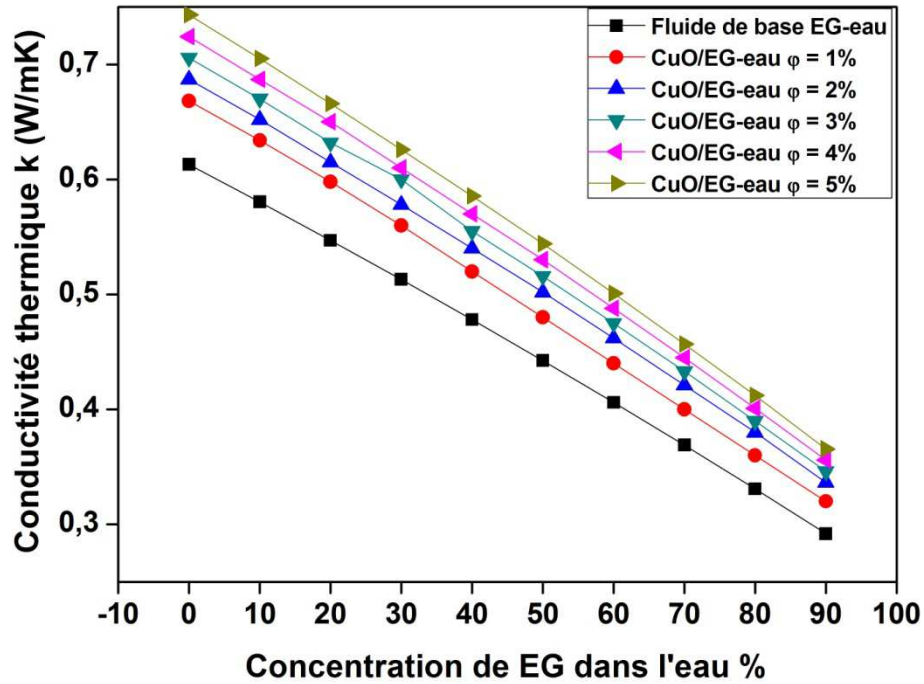


Figure IV-3 : Variation de la conductivité thermique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides CuO.

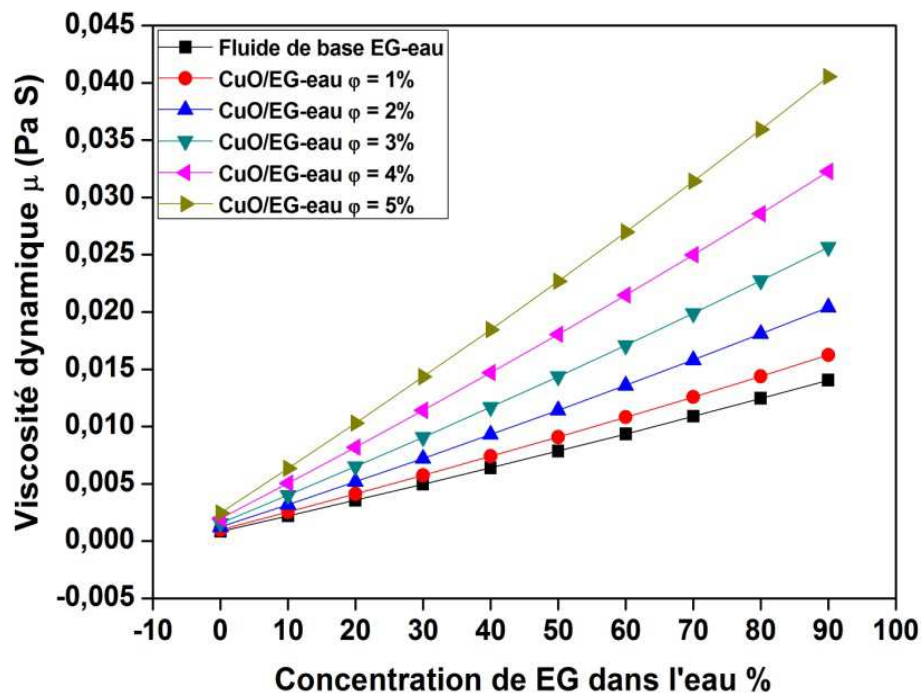


Figure IV-4 : Variation de la viscosité dynamique en fonction de la concentration de EG dans l'eau pour différentes fractions volumiques de nanofluides CuO.

### VI.4 Effet de la concentration de EG sur le transfert de chaleur

#### VI.4.1 Profils de la température

Les figures IV-5 et IV-6 montrent la température de la paroi et la température moyenne le long de l'axe du tube pour différentes concentrations de EG. A mesure que la concentration de EG augmente la température de la paroi et la température moyenne diminuent par rapport à la température de l'eau pure. Il est intéressant de noter qu'une telle diminution de la température du fluide et au niveau de la paroi du tube existe tout le long du tube et semble être plus importante vers l'extrémité du tube ; nous pouvons remarquer à la sortie une diminution d'environ 9.5 K de la température de la paroi entre le cas de 50% de EG et celui de l'eau pure.

D'autre part, nous pouvons clairement voir que la température de la paroi diminue avec la concentration de EG jusqu'à une valeur de 50%, mais après cette valeur la température de la paroi augmente une autre fois, mais elle reste quand même inférieure à la température de l'eau.

Nous pouvons remarquer aussi que la température moyenne le long de l'axe est légèrement plus élevée pour le mélange EG + eau en comparaison avec EG pur (précisément pour les concentrations élevées de EG), mais elle est plus élevée pour l'eau pure.

#### VI.4.2 Distribution du coefficient de transfert thermique

Dans ce travail, des calculs ont été effectués pour estimer le coefficient de transfert de chaleur local du fluide de base avec un pourcentage en masse variable de EG dans l'eau de 10 à 90%. Sur la figure IV-7, le comportement du coefficient de transfert thermique local le long du tube est présenté pour différentes concentrations de EG et à un nombre de Reynolds  $Re = 750$ .

Nous constatons que le coefficient de transfert thermique local est plus élevé dans la région d'entrée et qu'il diminue progressivement vers l'extrémité du tube (Cette observation est cohérente avec les conclusions mentionnées dans la littérature).

Les valeurs les plus élevées du coefficient de transfert thermique local sont observées pour 50% de la concentration en EG. A une concentration en EG de 50%, nous avons une faible valeur de  $T_w - T_b$  comme la figure IV-8 le montre. La différence de température ( $T_w - T_b$ ) est inversement proportionnelle au coefficient de transfert thermique (Eq III-16) ce qui résulte

en une augmentation de ce dernier. À mesure que la concentration en EG augmente (supérieure à 50%), le coefficient de transfert de chaleur devient faible car la différence de température est élevée.

La variation du coefficient de transfert thermique moyen ( $h_{ave}$ ) par rapport au nombre de Reynolds pour différentes concentrations en EG est représentée sur la figure IV-9. La figure montre clairement que les valeurs les plus élevées du coefficient de transfert thermique moyen sont à 50% de la concentration en EG. Comme prévu, le coefficient de transfert de chaleur augmente lorsque le nombre de Reynolds augmente. A un nombre de Reynolds donné, les mélanges de fluides de base EG-eau ont les coefficients de transfert de chaleur moyens les plus élevés, suivis par ceux de l'éthylène glycol et ceux de l'eau pure respectivement.

L'amélioration maximale du coefficient de transfert thermique de 15.00%, 15.75%, 16.05% et 16.16% est obtenue pour 50% en EG (par rapport à l'eau pure) aux nombres de Reynolds de 250, 500, 750 et 1000, respectivement.

### **VI.4.3 Distribution du nombre de Nusselt**

La figure VI-10 montre la variation du nombre de Nusselt en fonction de la position axiale pour différentes concentrations de EG au nombre de Reynolds de 750. Nous remarquons que lorsque la concentration de EG augmente, le nombre de Nusselt augmente aussi (par exemple : à la sortie de tube, la valeur du nombre de Nusselt augmente de 4.79 à 13.37 avec une augmentation de la concentration en EG de 0 à 90%), et que les valeurs maximales du  $Nu(z)$  correspondent à l'éthylène glycol pur.

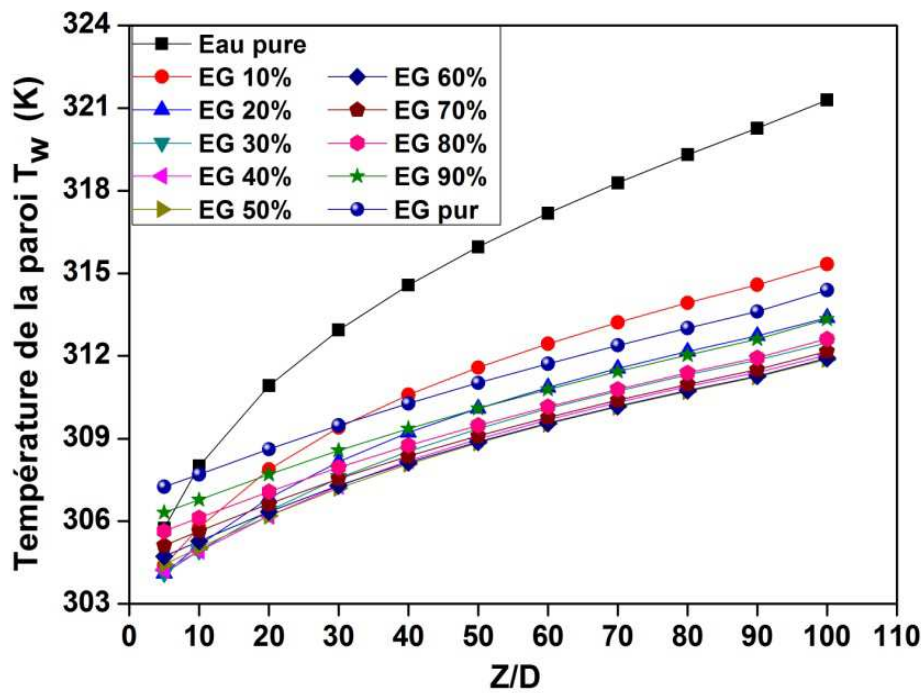


Figure IV-5 : Profil de la température de la paroi le long du tube pour différentes concentrations de EG.

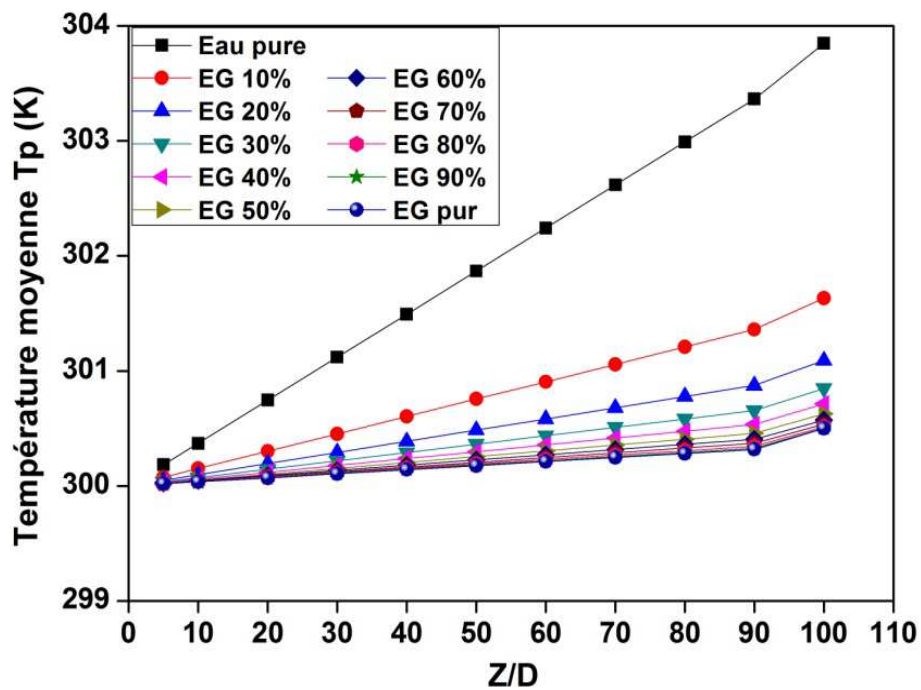


Figure IV-6 : Profil de la température moyenne le long du tube pour différentes concentrations de EG.

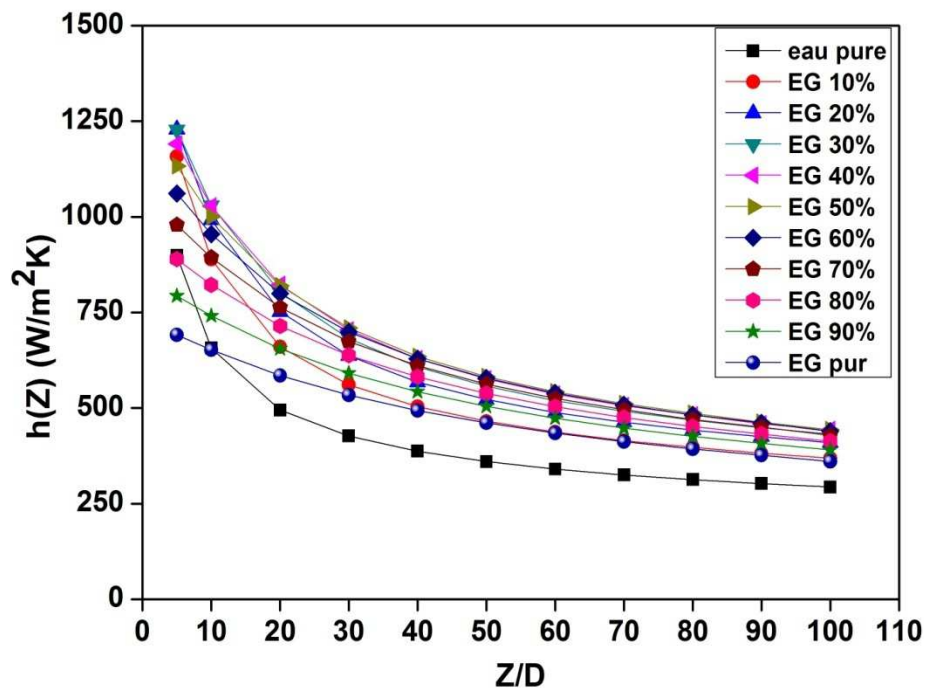


Figure IV-7 : Variation du coefficient de transfert thermique local le long du tube pour différentes concentrations de EG.

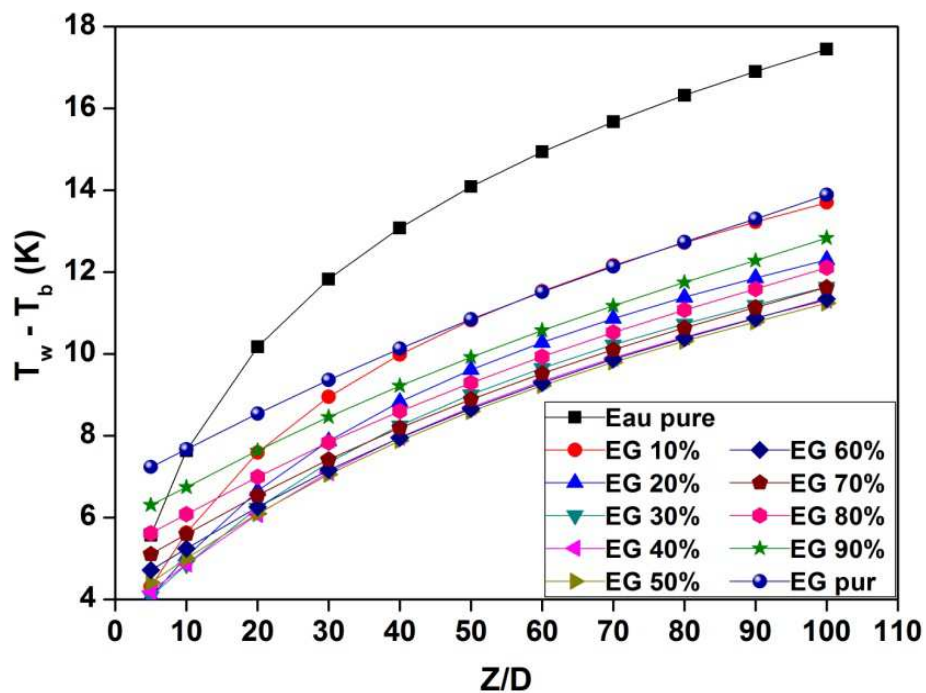


Figure IV-8 : Variation de  $(T_w - T_b)$  pour différentes concentrations de EG à  $Re = 750$ .

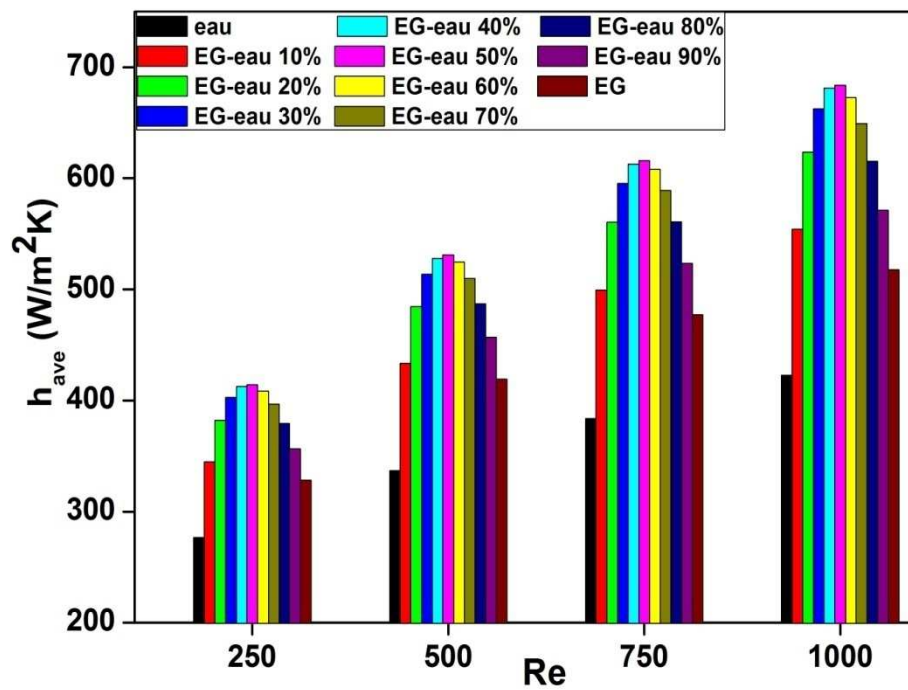


Figure IV-9 : Variation du coefficient de transfert thermique moyen pour différentes concentrations de EG.

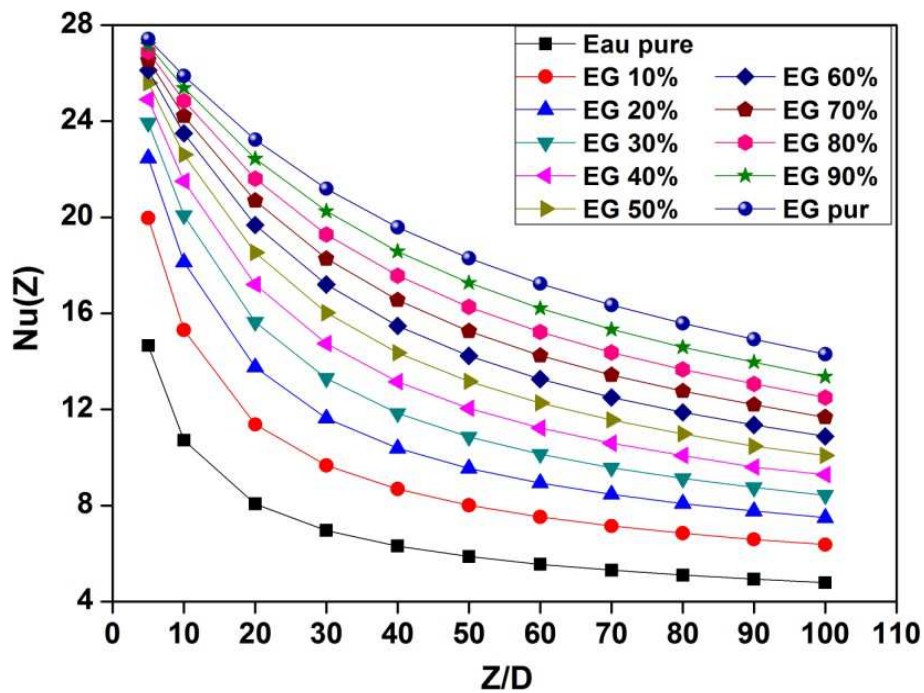


Figure IV-10 : Effet de la concentration de EG dans l'eau sur le nombre de Nusselt.

### **VI.5 L'effet de la concentration de EG, de la fraction volumique des nanoparticules et du nombre de Reynolds sur la performance des nanofluides**

#### **VI.5.1 Contours de la température**

La figure IV-11 montre les résultats des contours de la température dans le domaine de calcul pour le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  avec une fraction volumique de 1% à différentes positions axiales ( $Z=0.1, 0.5$  et  $0.9$  m) et pour différents nombres de Reynolds. Lorsqu'une température uniforme est appliquée à l'entrée ( $T_{\text{in}}=300\text{K}$ ) du tube avec une valeur plus élevée de flux de chaleur sur la paroi supérieure, nous observons que la température du nanofluide s'avère être plus élevée près de la paroi supérieure de la conduite dans la direction axiale.

Nous pouvons voir que la température du nanofluide commence tout d'abord à augmenter au voisinage de la paroi supérieure de la conduite dans la région près de l'entrée ( $Z=0.1\text{m}$ ), indiquant le refroidissement de cette dernière (dans ce cas, la température de la surface supérieure à l'entrée correspond au transfert de chaleur par convection élevé), en revanche la moitié inférieure de la conduite est restée froide où la majeure partie de la région intérieure est recouverte d'une couleur bleue foncée, car nous n'avons chauffé que la moitié supérieure de la conduite. Puis l'élévation de température du nanofluide se produit en aval de la conduite, où la température du nanofluide atteint la valeur d'environ  $325\text{ K}$  au milieu de la conduite ( $Z=0.5\text{m}$ ). Près de la sortie ( $Z=0.9\text{m}$ ), la température du nanofluide devient plus élevée ; quant-à la région froide dans la partie inférieure de la conduite, la température devient plus petite et surtout pour  $\text{Re} = 250$ .

Nous avons observé que si le nombre de Reynolds augmente, la température près de la paroi supérieure diminue et que la région froide devient plus large le long de tube.

L'effet de la fraction volumique de nanoparticules d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  avec de l'eau pure comme fluide de base pour  $\text{Re} = 250$  près de la sortie ( $Z=0.9\text{m}$ ) sur le contour de la température est illustré à la figure IV-12. La figure montre que la température de l'eau près de la paroi supérieure est plus chaude que celle du nanofluide, ce qui signifie que ce dernier est capable de transférer la chaleur plus efficacement. Cette température diminue avec l'augmentation de la fraction volumique au même nombre de Reynolds ; en raison de l'amélioration de la conductivité thermique du nanofluide. L'augmentation de la concentration volumique de 1% à 5% entraîne une diminution d'environ  $7\text{K}$  de la température du nanofluide près de la paroi supérieure.

La figure IV-13 montre l'effet du mélange EG-eau avec différentes concentrations en EG (de 0% à 100%) sur le contour de la température du nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ -eau à  $\text{Re} = 250$ ,  $\phi = 1\%$  et  $Z=0.09$  m. Nous constatons que la température la plus élevée correspond au nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ . En outre la température près de la paroi supérieure diminue d'environ 7 K lorsque la concentration en EG est passée de 10 à 50% et puis elle augmente de 3 K lorsque la concentration en EG est passée de 50 à 100%. En effet, les résultats précédents indiquent que la valeur du coefficient de transfert de chaleur maximal correspond à 50% de la concentration en EG. En revanche et au fur et à mesure que la concentration en EG augmente (de 0 à 100%) la région froide devient plus large.

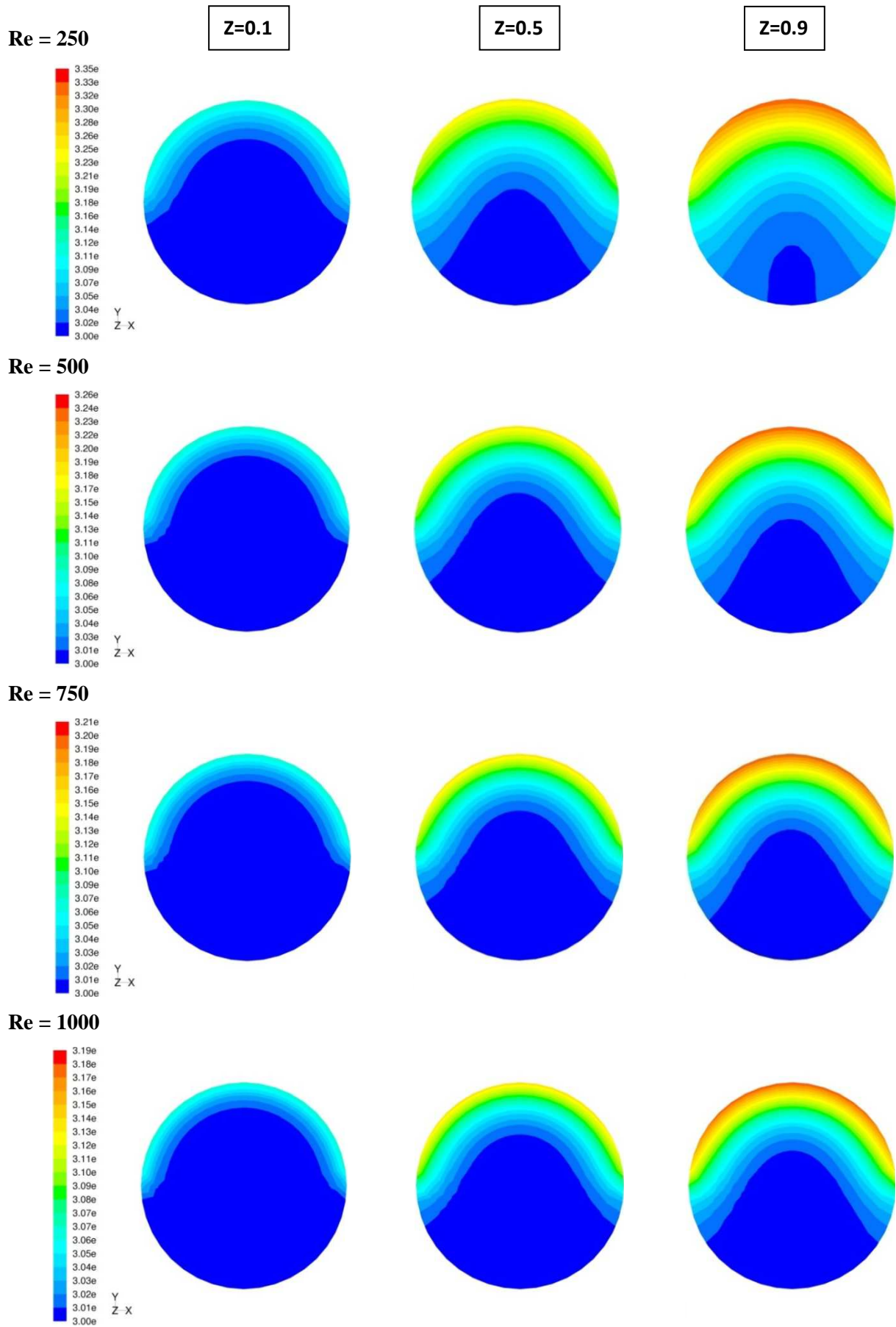
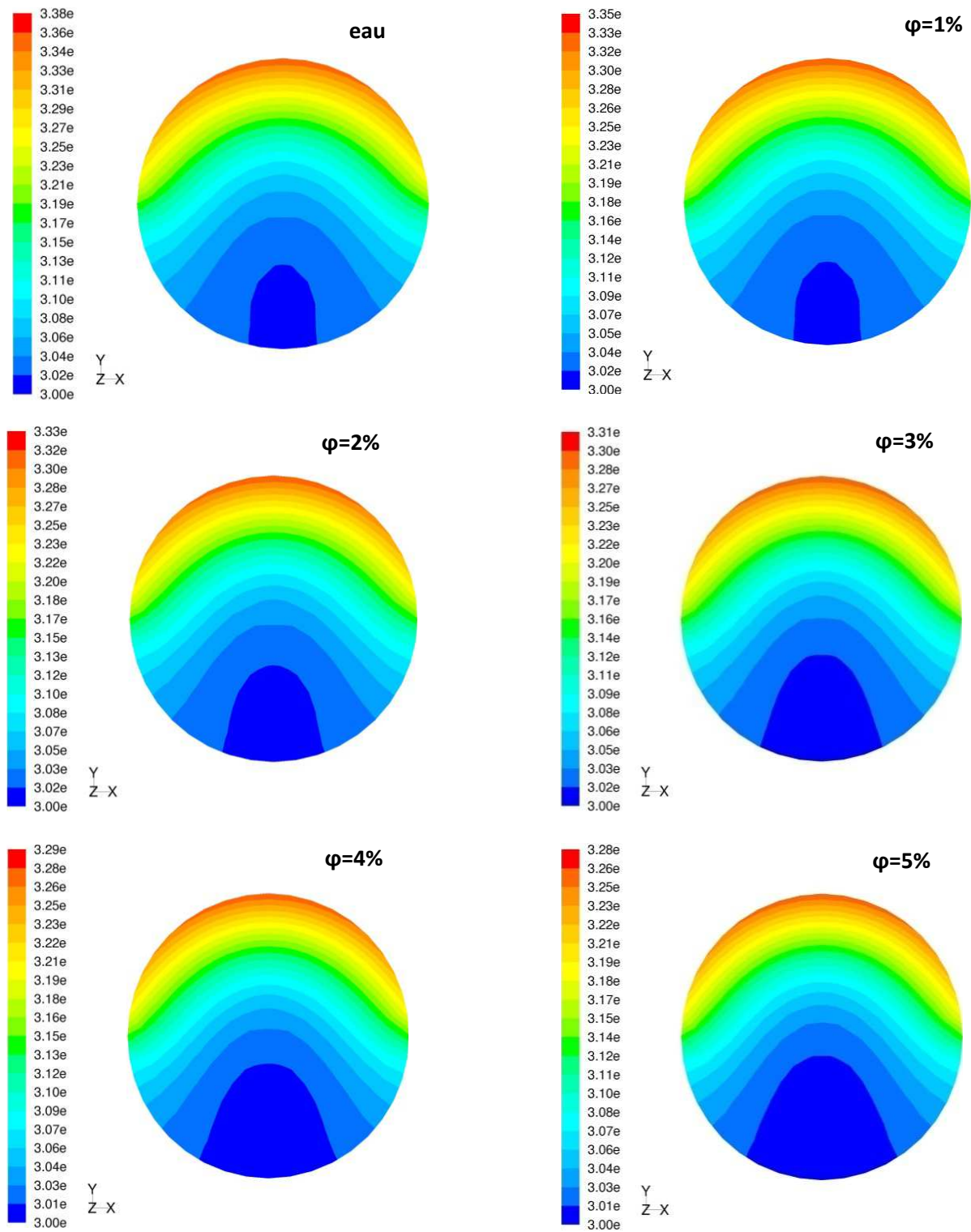
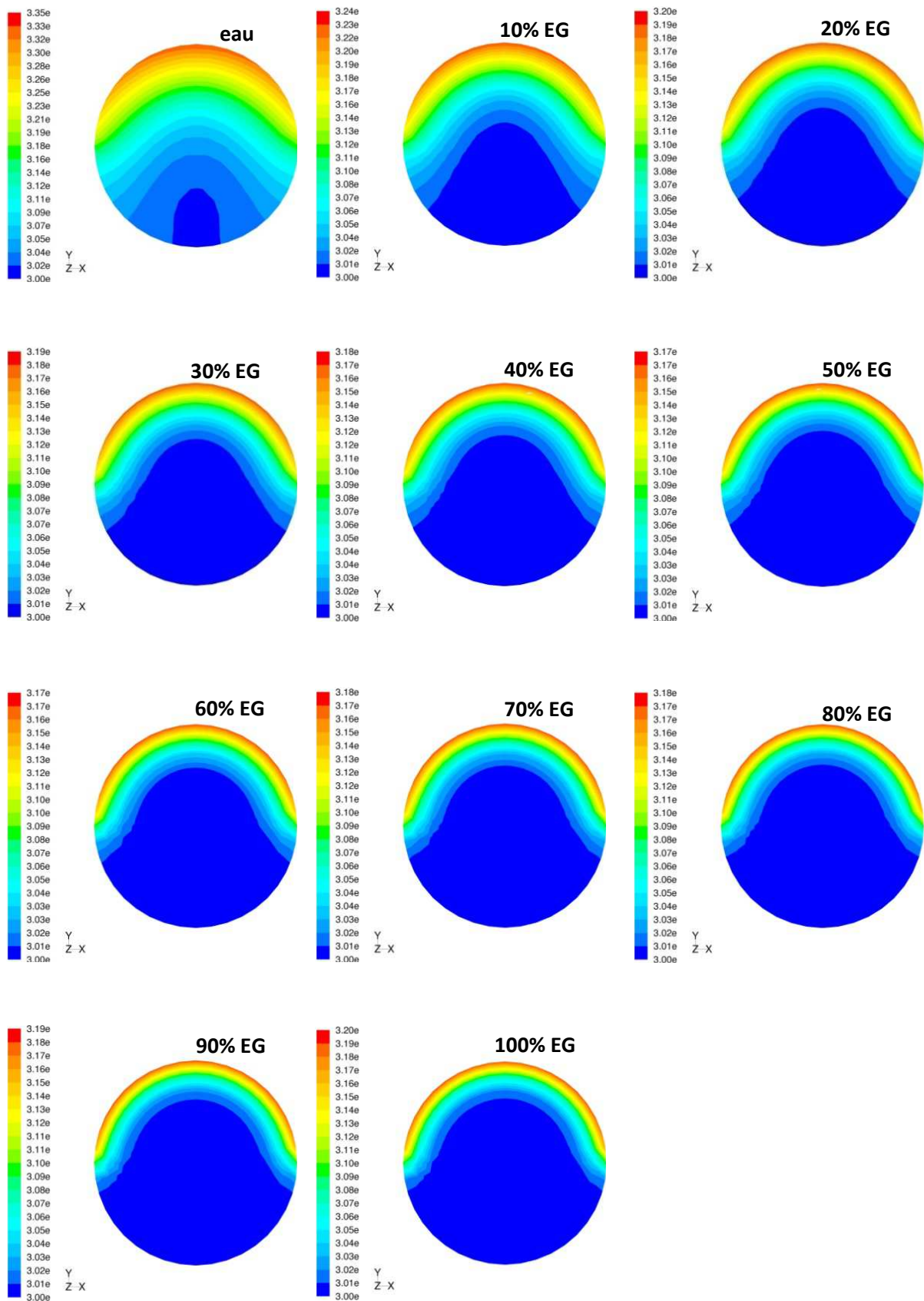


Figure IV-11 : Contours de la température pour le nanofluide  $Al_2O_3/eau$  ( $\phi=0.01$ ).



*Figure IV-12 : L'effet de la fraction volumique des nanoparticules sur les contours de la température pour le nanofluide  $Al_2O_3$ /eau à la position axiale  $Z= 0.9m$  et  $Re=250$ .*



*Figure IV-13 :L'effet de la concentration de EG dans le fluide de base sur les contours de la température pour le nanofluide  $Al_2O_3/EG$ -eau pour  $Re=250$ ,  $\phi =0.01$  et à la position axiale  $Z= 0.9m$ .*

### VI.5.2 Distribution du coefficient de transfert thermique

L'effet de la fraction volumique ( $\phi\%$ ) sur le coefficient de transfert thermique moyen pour les nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ -eau et à  $\text{Re} = 1000$  est représenté sur la figure IV-14. Le coefficient de transfert thermique moyen augmente à mesure que la fraction volumique des nanoparticules de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  augmente dans le fluide de base. Nous remarquons également que les valeurs les plus élevées de  $h_{\text{ave}}$  se situent entre 40% et 50% de la concentration en EG. Un comportement similaire est observé pour tous les nombres de Reynolds ainsi que pour les nanofluides  $\text{CuO}/\text{EG}$ -eau (figure IV-15).

Les résultats expérimentaux ont montré que l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur est bien supérieure à l'amélioration de la conductivité thermique elle-même. Donc cette amélioration importante du transfert de chaleur par convection ne peut être attribuée uniquement à l'amélioration de la conduction thermique. L'explication d'une telle augmentation du coefficient du transfert de chaleur moyen peut être associée à différents aspects tels que l'amélioration de la conductivité thermique, le mouvement brownien des particules, l'effet de mélange des particules près de la paroi et la réduction de l'épaisseur de la couche limite thermique due à la présence des nanoparticules [5, 8, 26, 31].

D'après notre étude, pour les nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  et  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ -eau (50-50%) avec une fraction volumique de 5%, l'amélioration maximale de la conductivité thermique est d'environ 20% et 21% respectivement, tandis que l'amélioration maximale du coefficient de transfert de chaleur est d'environ 33% et 35% respectivement. Cependant, pour les nanofluides  $\text{CuO}/\text{eau}$  et  $\text{CuO}/\text{EG}$ -eau (50-50%) avec la même fraction volumique, l'amélioration maximale de la conductivité thermique est d'environ 21% et 23% respectivement, tandis que l'augmentation maximale du coefficient de transfert thermique est d'environ 49% et 50% respectivement.

### VI.5.3 Distribution du nombre de Nusselt

L'influence de la fraction volumique et du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen est illustrée sur les figures IV-16 et IV-17.

La figure IV-16 représente la variation de  $\text{Nu}_{\text{ave}}$  avec la fraction volumique de nanofluides  $\text{CuO}/\text{EG}$ -eau à  $\text{Re} = 1000$ . Le nombre de Nusselt moyen ( $\text{Nu}_{\text{ave}}$ ) des nanofluides est supérieur à celui des fluides de base.  $\text{Nu}_{\text{ave}}$  augmente avec l'augmentation de la

concentration d'éthylène glycol dans le fluide de base, le nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules.

La figure IV-17 montre l'effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour une fraction volumique de 1% de nanoparticules d'  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .

Le nombre de Nusselt moyen ( $\text{Nu}_{\text{ave}}$ ) des nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ -eau est supérieur à celui de  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$  et inférieur à celui de  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ , puisque la conductivité thermique de l'eau est supérieure à celle des mélanges eau-EG et EG respectivement.

L'amélioration de la performance thermique avec les nanofluides CuO est supérieure à celle des nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , en particulier aux grandes valeurs du nombre de Reynolds et aux grandes valeurs de la fraction volumique.

### VI.5.4 Rapport du coefficient de transfert thermique moyen

La figure IV-18 montre l'amélioration thermique des nanofluides pour différentes concentrations d'éthylène glycol dans le fluide de base.

La courbe montre les résultats du rapport du coefficient de transfert thermique moyen ( $h_{\text{nf}}/h_{\text{bf}}$ ) entre le nanofluide et le fluide de base à une fraction volumique  $\phi = 5\%$  (notons que chaque concentration de EG représente un fluide de base).

Dans le cas des nanoparticules d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  à  $\text{Re} = 250$  et à  $\text{Re} = 500$ , le rapport du coefficient de transfert thermique augmente avec l'augmentation de la concentration de EG dans le fluide de base; quant aux deux autres valeurs de  $\text{Re}$ , le rapport  $h_{\text{nf}}/h_{\text{bf}}$  augmente puis diminue : par exemple à  $\text{Re} = 750$  et  $1000$ , la diminution du rapport se produit à 60% et 50% de la concentration de EG dans le fluide de base respectivement.

D'autre part, nous observons que l'augmentation du rapport  $h_{\text{nf}}/h_{\text{bf}}$  est directement proportionnelle à l'augmentation du nombre de Reynolds pour des concentrations situées entre 0% et 20% d'EG. Pour des concentrations comprises entre 30% et 40% de EG, ce rapport a approximativement la même valeur. Nous trouvons qu'à partir de 50% de EG, le rapport  $h_{\text{nf}}/h_{\text{bf}}$  diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds ; cette diminution apparaît plus clairement à partir de 80% de EG dans le fluide de base.

Pour les nanoparticules de CuO, nous obtenons toujours le même comportement concernant l'influence de la concentration de EG sur le rapport d'échange thermique pour les différents nombres de Reynolds. Mais la diminution du rapport  $h_{\text{nf}}/h_{\text{bf}}$  apparaît à une concentration de EG plus avancée (environ 30% de EG à  $\text{Re} = 1000$ ) de manière plus rapide

que celle des nanofluides  $Al_2O_3$  ; et la proportionnalité inverse entre le rapport de transfert de chaleur et le nombre de Reynolds se produit tôt à une concentration de 40% de EG dans le fluide de base.

Nous observons dans la figure IV-18 que les nanofluides CuO/EG-eau ont le meilleur rapport de coefficient de transfert de chaleur moyen (donc une meilleure amélioration du transfert de chaleur) par rapport aux nanofluides  $Al_2O_3$ /EG-eau.

### VI.5.5 Rapport du nombre de Nusselt moyen

Sur la figure IV-19, le rapport du nombre de Nusselt moyen ( $Nu_{nf} / Nu_{bf}$ ) en fonction de la fraction volumique est présenté pour différents nombres de Reynolds et différents fluides de base EG-eau. Nous observons que le rapport du nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

La relation inverse qui se produit entre le rapport de transfert de chaleur convectif et le nombre de Reynolds et qui augmente avec la fraction volumique et la concentration de l'EG dans le fluide de base est probablement due à l'augmentation de la viscosité lors de l'ajout de nanoparticules et en raison, aussi, de la viscosité élevée de l'EG par rapport à l'eau pure.

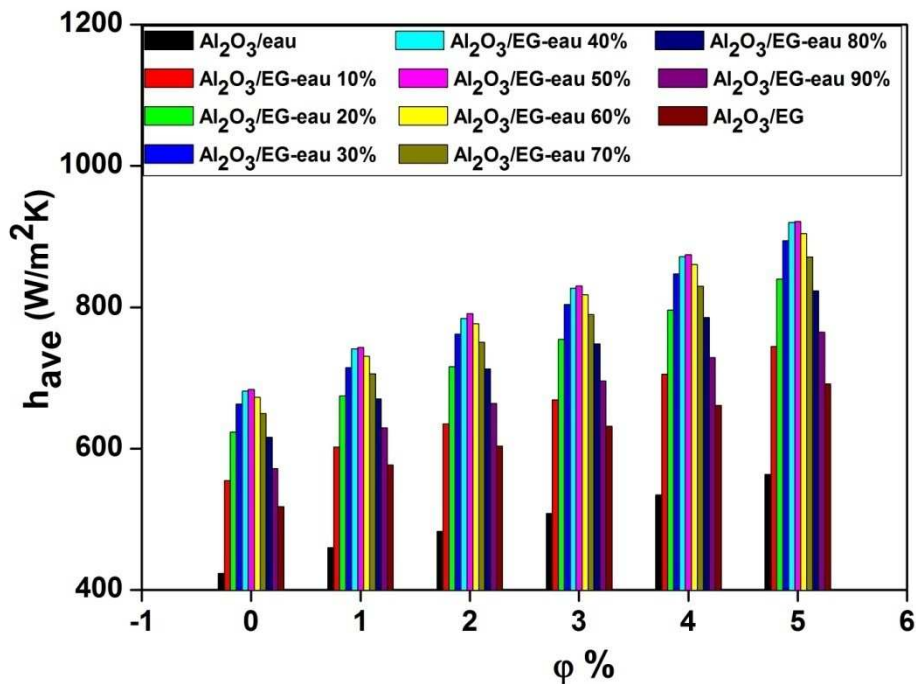


Figure IV-14 : Variation du coefficient de transfert thermique moyen avec la fraction volumique pour  $Al_2O_3$ /EG-eau à  $Re = 1000$ .

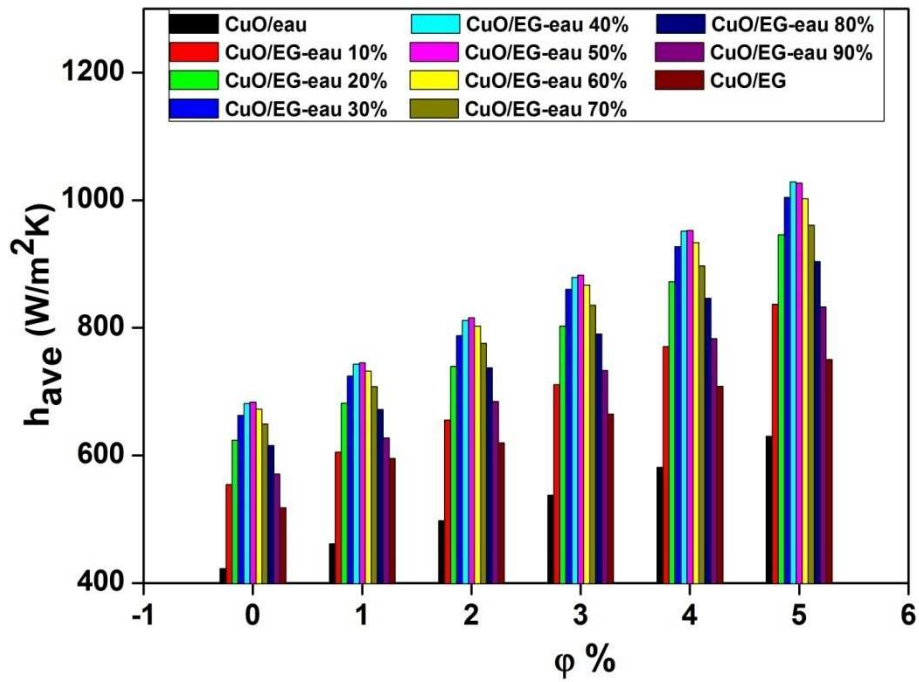


Figure IV-15 : Variation du coefficient de transfert thermique moyen avec la fraction volumique pour CuO/EG-eau à  $Re = 1000$ .

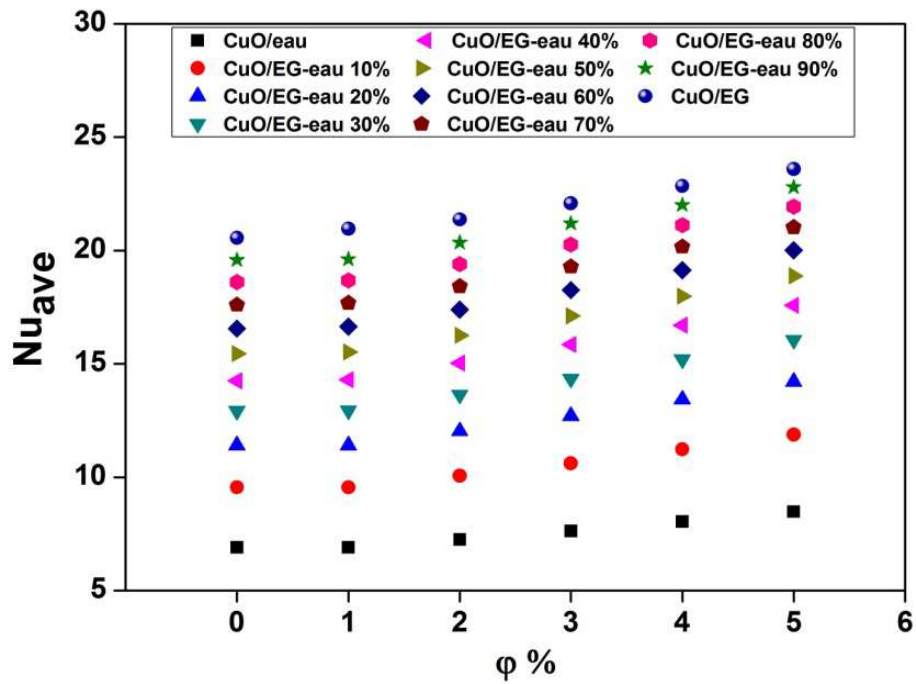


Figure IV-16 : Variation du nombre de Nusselt avec la fraction volumique pour les nanofluides CuO/EG-eau.

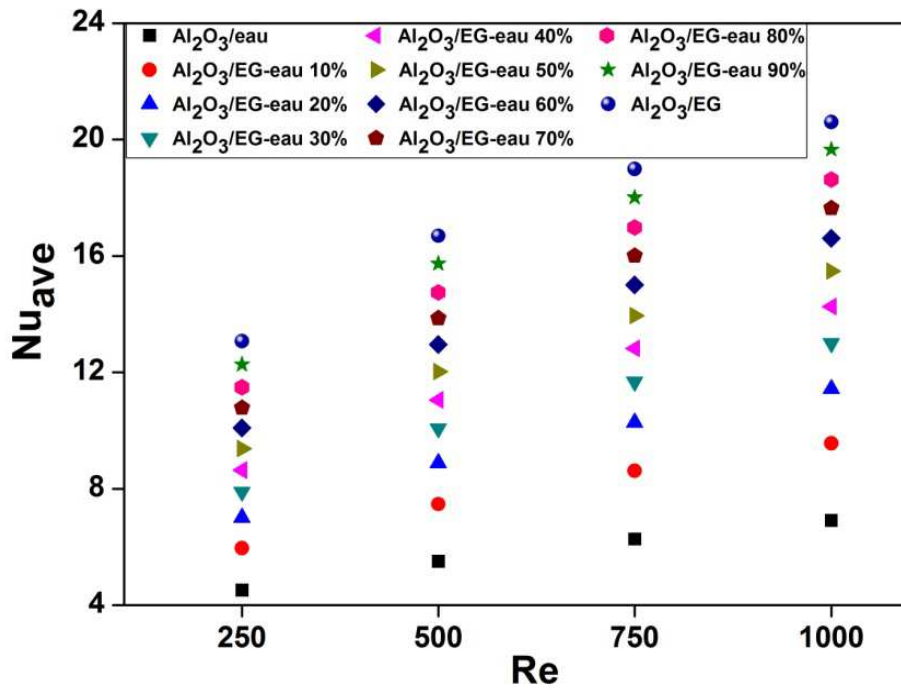


Figure IV-17 : Variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Reynolds pour les nanofluides  $Al_2O_3/EG-eau$ .

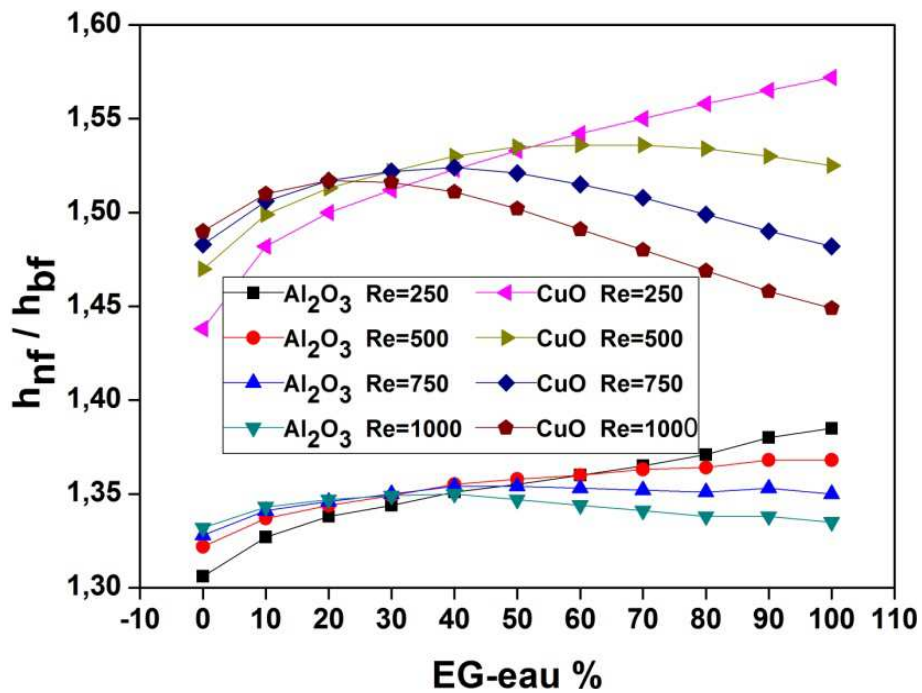
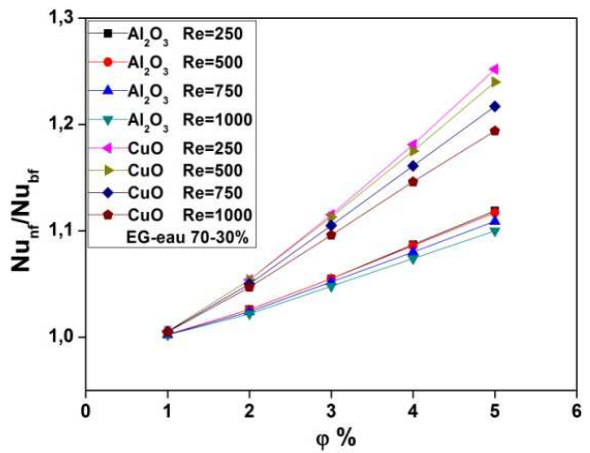
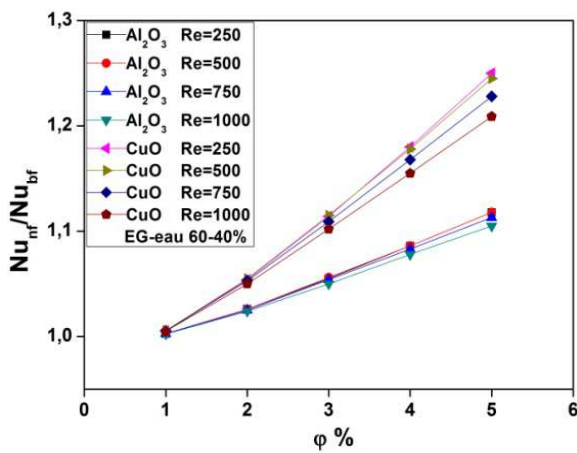
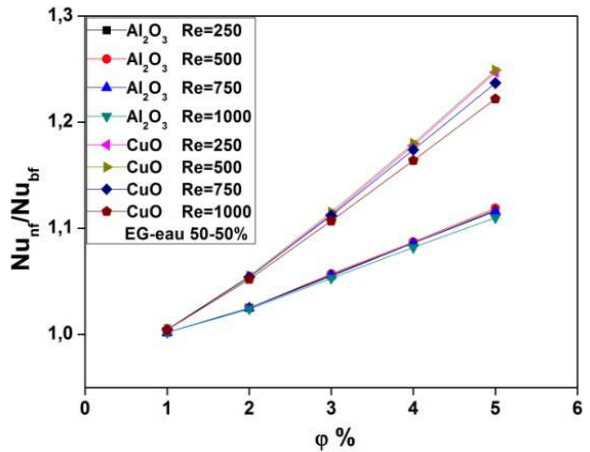
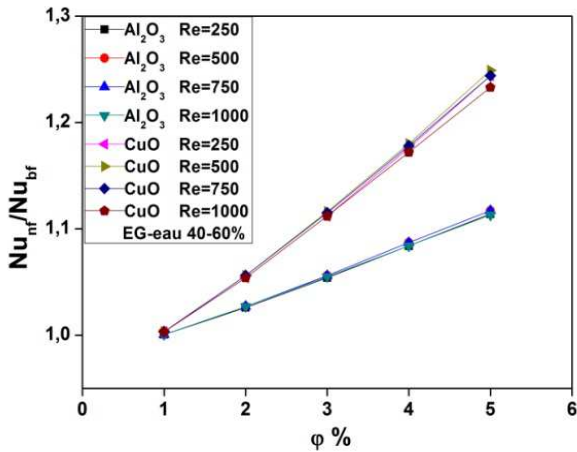
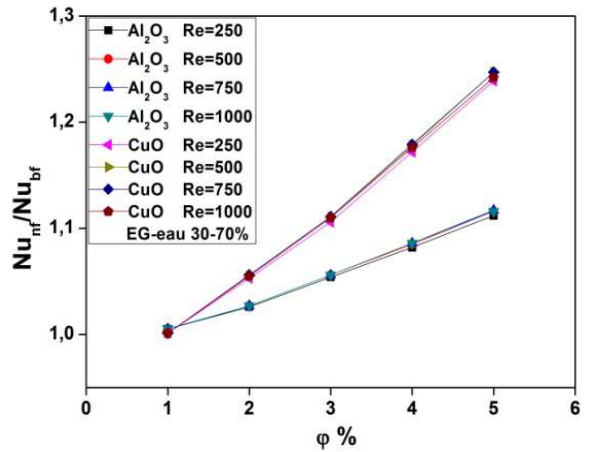
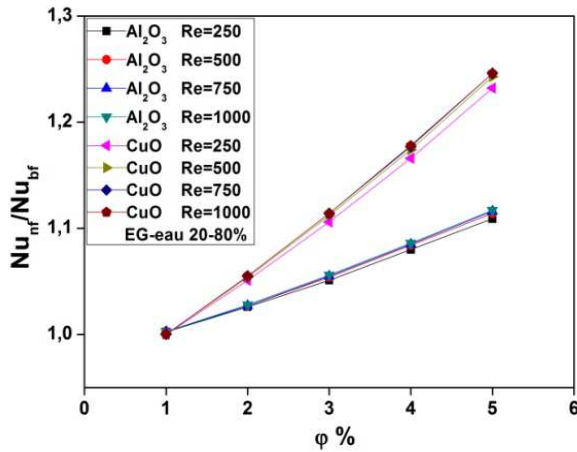
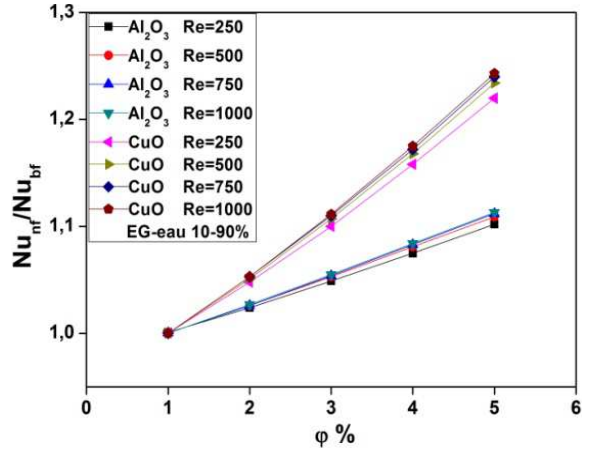
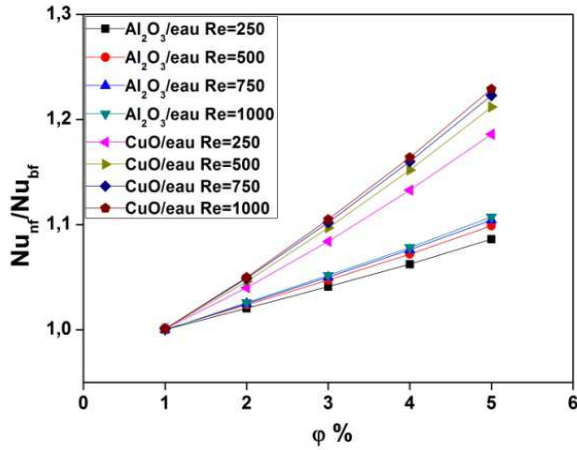


Figure IV-18 : Effet de différents fluides de base sur l'amélioration du transfert de chaleur pour différents nombres de Reynolds.



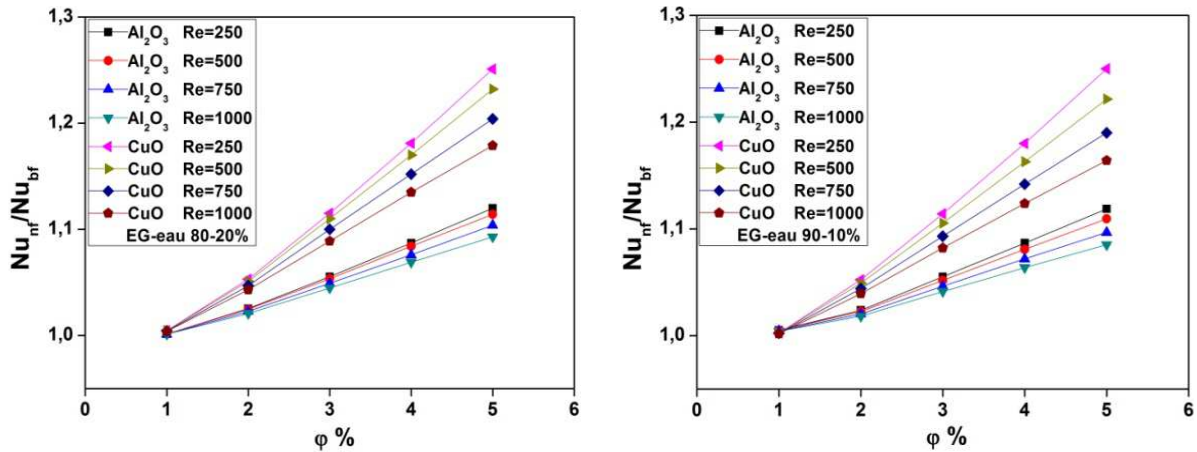


Figure IV-19 : Effet des paramètres  $\phi$ ,  $Re$  et la concentration de EG sur l'amélioration du nombre de Nusselt.

### VI.5.6 Facteur de performance thermique

D'après les résultats ci-dessus, les nanofluides semblent être idéaux grâce à une augmentation de la performance thermique des équipements de transfert de chaleur.

L'ajout de nanoparticules dans un fluide augmente sa conductivité thermique mais malheureusement il y a aussi une augmentation de sa viscosité qui, généralement, conduit à une augmentation de la perte de pression dans le système.

Dans les applications industrielles utilisant les nanofluides, bien qu'une amélioration du transfert de chaleur soit observée, la puissance de pompe requise est augmentée par rapport au cas du fluide conventionnel. Une augmentation significative de la viscosité du nanofluide pourrait conduire à une performance énergétique défavorable du système industriel.

Pour illustrer cela, nous avons utilisé un facteur de performance " $\eta$ " [174] ; où  $\eta$  représente le rapport entre l'amélioration du transfert de chaleur et la chute de pression dans le système:

$$\eta = \left( \frac{h_{ave,nf}}{h_{ave,bf}} \right) / \left( \frac{\Delta P_{nf}}{\Delta P_{bf}} \right) \quad (IV-2)$$

Où  $h_{ave,bf}$  et  $\Delta P_{bf}$  sont le coefficient de transfert thermique moyen et la perte de charge des fluides de base.

Figures. IV-20 (a) et (b) montrent l'évolution du facteur de performance avec la fraction volumique pour les nanofluides  $Al_2O_3/EG$ -eau et  $CuO/EG$ -eau respectivement. Dans

ce cas-là, le transfert de chaleur et la perte de charge des nanofluides sont comparés à ceux de l'eau pure, donc  $h_{ave,bf}$  et  $\Delta P_{bf}$  sont le coefficient de transfert thermique moyen et la perte de charge de l'eau, respectivement.

Nous notons que le facteur de performance est inférieur à 1 pour tous les nanofluides, cela signifie que l'utilisation de nanofluides avec un fluide de base EG-eau est défavorable par rapport à l'utilisation d'eau pure. Le coefficient de transfert thermique moyen des nanofluides est meilleur que celui de l'eau, mais malheureusement la perte générée par les nanofluides est plus élevée.

Pour déterminer l'efficacité de chaque nanofluide, par rapport à son fluide de base, les figures IV-21 (a) et (b) montrent la variation du facteur de performance avec des nanofluides  $Al_2O_3/EG$ -eau et  $CuO / EG$ -eau pour différentes fractions volumiques à  $Re = 500$ .

Dans ce cas-là,  $h_{ave,bf}$  et  $\Delta P_{bf}$  sont le coefficient de transfert thermique moyen et la perte de charge du fluide de base EG-eau respectivement. Comme cette figure le montre, EG-eau est plus efficace, du point de vue thermique, que les nanofluides. Notons que le facteur de performance diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, mais il ne change pas avec la concentration de EG (c'est pourquoi nous nous sommes arrêtés à 50% de EG sur cette figure). Nous voyons également que le facteur de performance des nanofluides  $Al_2O_3$  est plus élevé que celui des nanofluides  $CuO$ .

Dans ce qui suit,  $h_{ave,bf}$  et  $\Delta P_{bf}$  sont le coefficient de transfert thermique moyen et la perte de charge de EG pur respectivement.

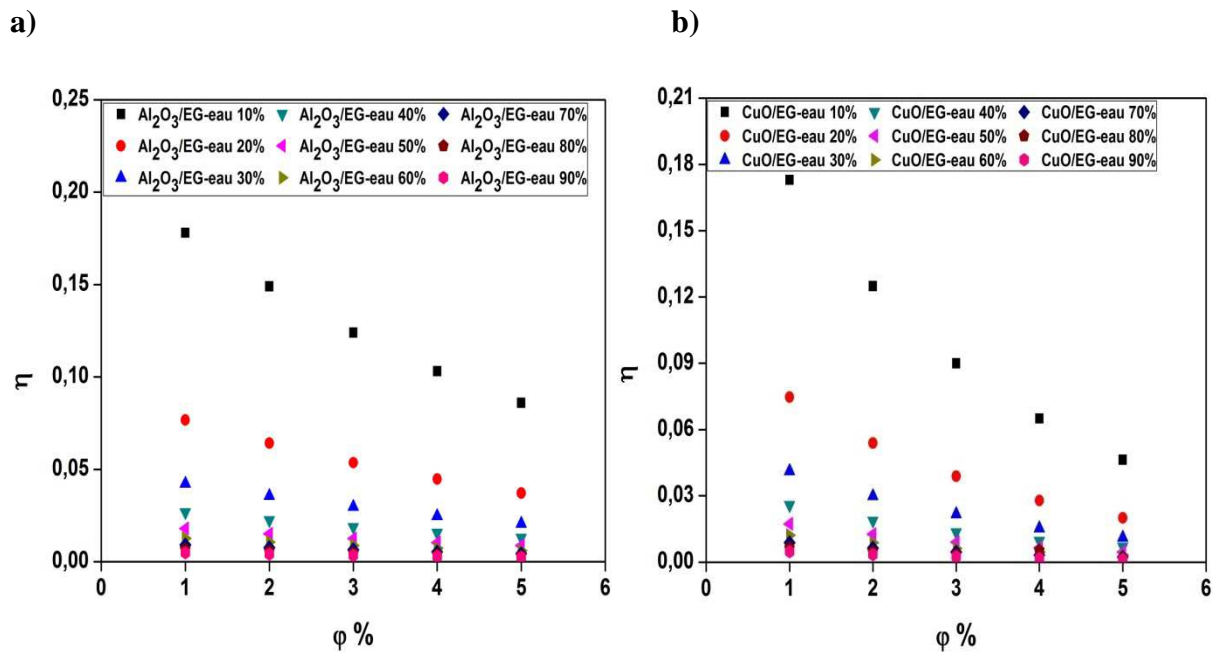
La figure IV-22 montre l'évolution du facteur de performance en fonction du nombre de Reynolds dans le cas des fluides de base EG-eau. Nous voyons que toutes les valeurs correspondant aux fluides de base EG-eau sont supérieures à celles correspondant au cas de EG pur ; cela signifie que le facteur de performance des fluides de base, tel qu'il est défini, est favorable pour toute la gamme de la concentration de EG. Cependant, ce facteur de performance diminue significativement avec une augmentation de la concentration de EG dans le fluide de base: par exemple, lorsque la concentration de EG varie de 10% à 90%,  $\eta$  diminue de 49.36 à 1.36 pour  $Re = 1000$ . D'un autre côté, il y a un petit changement dans la valeur du facteur de performance avec le nombre de Reynolds.

L'évolution du facteur de performance avec les nanofluides  $Al_2O_3/EG$ -eau pour différentes fractions volumiques à  $Re = 500$  est illustrée sur la figure IV-23. Nous notons que

le facteur de performance diminue lorsque la fraction volumique des nanoparticules et la concentration de EG augmentent. Pour la concentration de EG variant de 10% à 70% dans le fluide de base, nous avons un facteur de performance supérieur à 1, ce qui signifie que l'utilisation de nanofluides est favorable par rapport à l'EG pur. Mais à partir de 80% d'EG, le facteur de performance devient inférieur à 1 pour certaines fractions volumiques: par exemple,  $\eta$  est inférieur à 1 à  $\phi = 4\%$  pour la concentration de 80% de EG et à  $\phi = 2\%$ , pour la concentration de 90% de EG.

La figure IV-23 montre la variation du facteur de performance avec des nanofluides CuO/EG-eau pour différentes fractions volumiques à  $Re = 500$ . Nous observons que le facteur de performance est supérieur à 1 jusqu'à 50% de EG, puis il commence à diminuer lorsque la fraction volumique et la concentration de EG augmentent : par exemple,  $\eta$  est inférieur à 1 à  $\phi = 5\%$  pour la concentration de 60% de EG et à  $\phi = 3\%$  pour la concentration de 80% de EG.

Selon les deux figures (IV-22) et (IV-23), nous voyons que le facteur de performance est toujours supérieur à 1 pour  $\phi = 1\%$ , et que les nanofluides  $Al_2O_3$ /EG-eau ont un facteur de performance plus élevé que celui des nanofluides CuO/EG-eau.



**Figure IV-20 :** Variation du facteur de performance avec la fraction volumique (a) pour les nanofluides  $Al_2O_3$ /EG-eau et (b) pour les nanofluides CuO/EG-eau.

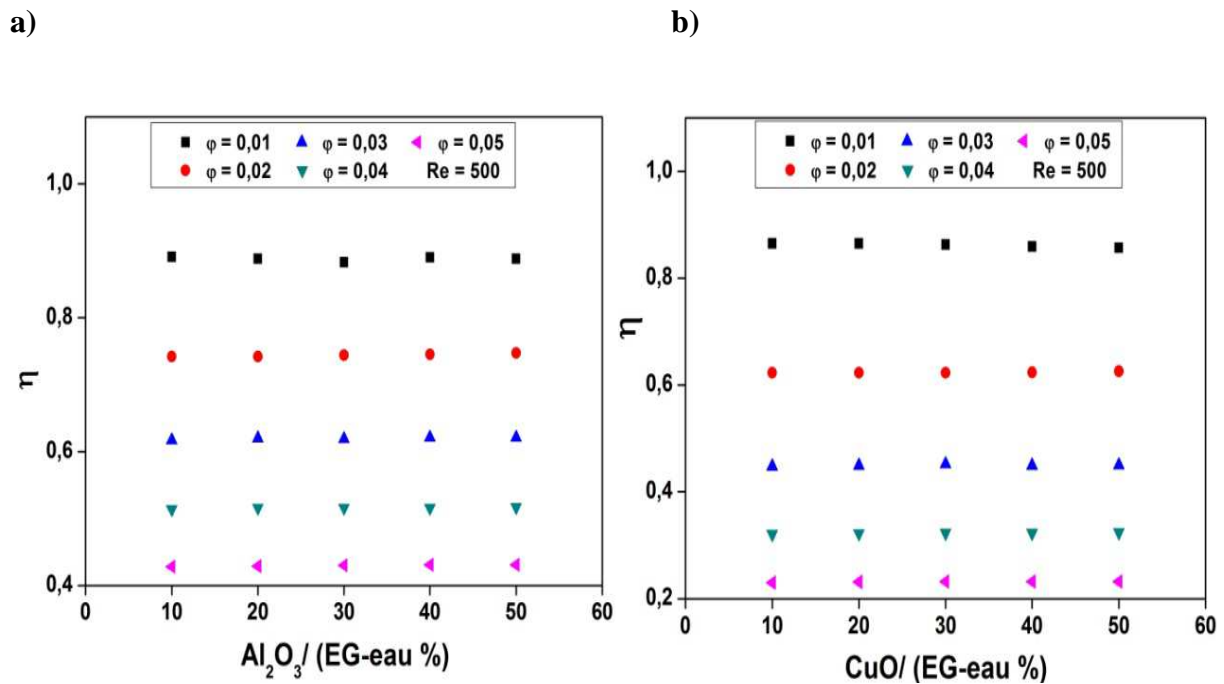


Figure IV-21 : Variation du facteur de performance avec la concentration de EG (a) avec des nanofluides  $Al_2O_3/EG\text{-eau}$  et (b) avec des nanofluides  $CuO/EG\text{-eau}$ .

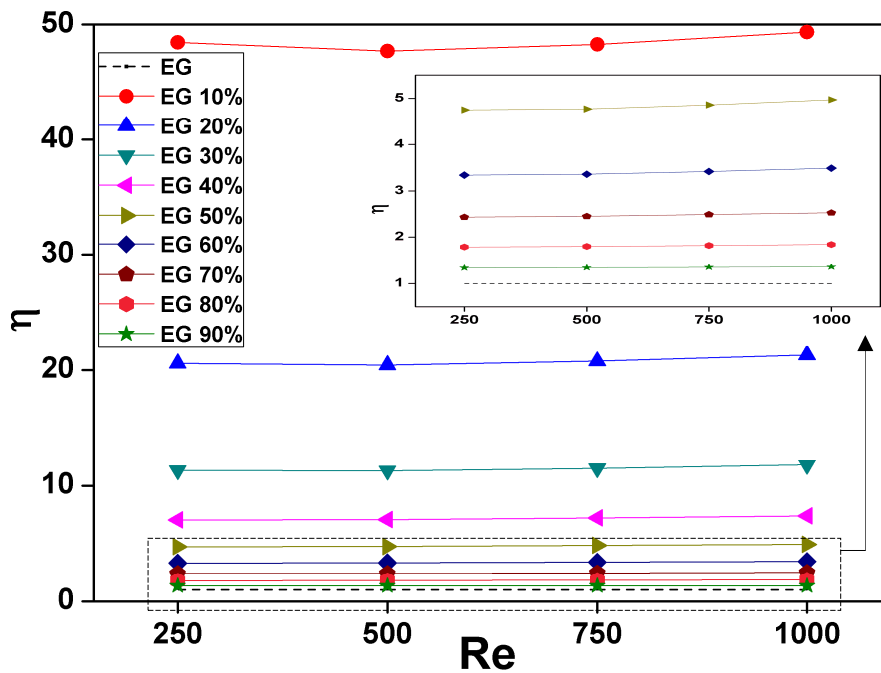


Figure IV-22 : Evolution du facteur de performance en fonction du nombre de Reynolds pour différents fluides de base.

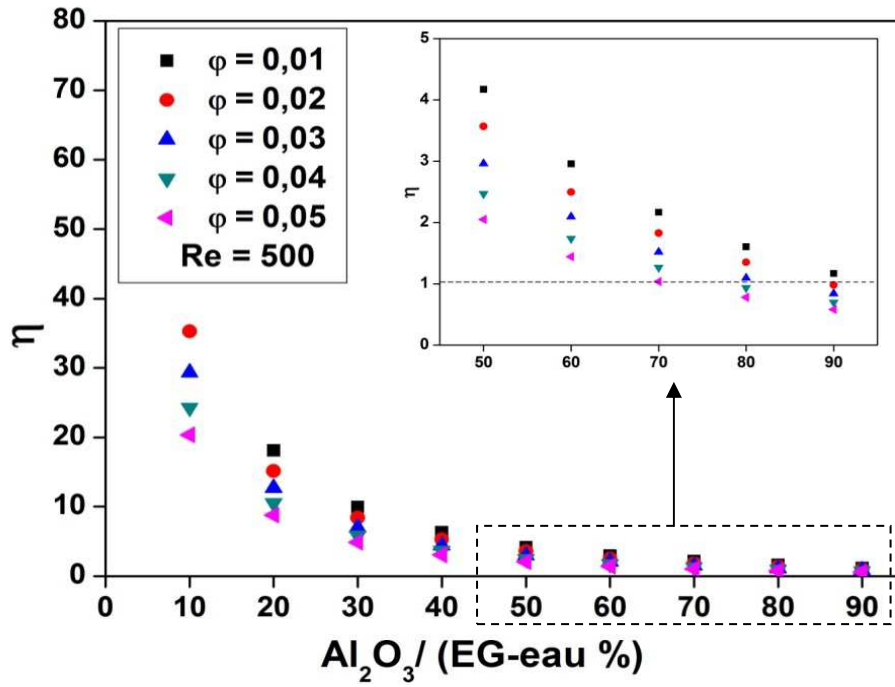


Figure IV-23 : Variation du facteur de performance avec des nanofluides  $Al_2O_3/EG$ -eau pour différentes fractions volumiques.

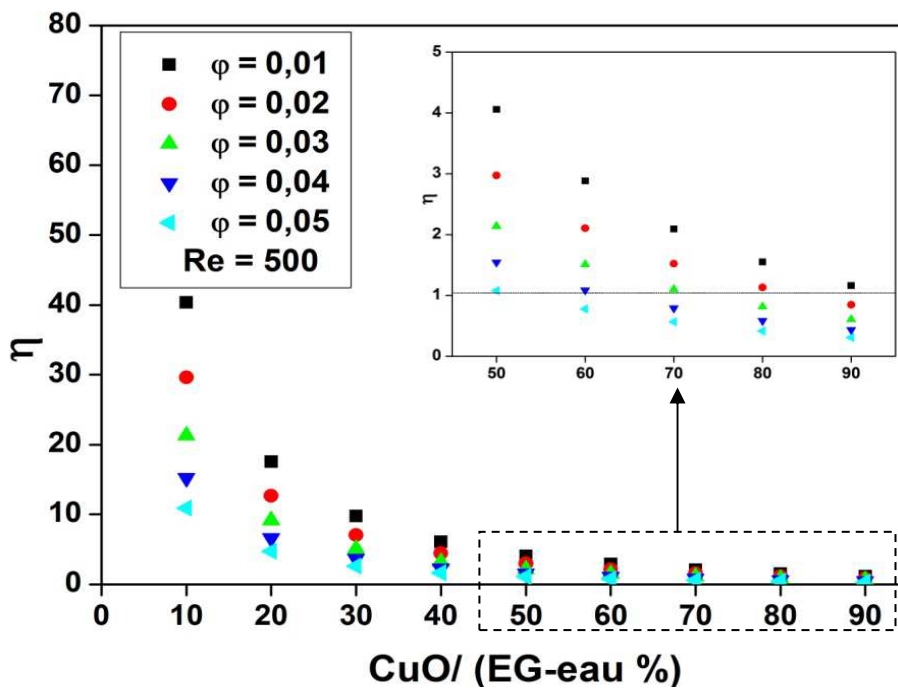


Figure IV-24 : Variation du facteur de performance avec des nanofluides  $CuO/EG$ -eau pour différentes fractions volumiques.

### VI.6 Effet du diamètre des nanoparticules

La taille des nanoparticules joue un rôle important dans la conductivité thermique et l'amélioration du transfert de chaleur dans les fluides de base. Comme il a été cité précédemment, différentes tailles de particules millimétriques et micrométriques ont été utilisées pour constituer la suspension avec le liquide de base mais ces particules s'agglomèrent rapidement et se déposent hors du liquide.

Dans cette partie nous avons étudié les effets de la taille des nanoparticules  $\text{SiO}_2$ , dispersées dans un mélange de EG-eau (60-40%), sur les paramètres thermiques et hydrodynamiques d'une convection forcée en régime laminaire.

Différents diamètres de nanoparticules ( $d_p$ ) variant de 20, 50 et 100 nm, différentes fractions volumiques allant de 0% à 5% et des nombres de Reynolds variant entre 250 et 1000 ont été utilisés dans les calculs.

#### VI.6.1 L'effet de la taille des nanoparticules sur le profil de vitesse

L'effet de différentes fractions volumiques et différentes tailles de nanoparticules du nanofluide  $\text{SiO}_2/\text{EG}$ -eau sur le profil de la vitesse axiale à différentes positions axiales ( $Z=0.01, 0.1, 0.5, \text{ et } 1 \text{ m}$ ) pour  $\text{Re} = 250$  est présenté sur la figure IV-25. Cette figure montre que la vitesse augmente avec la diminution du diamètre des nanoparticules et avec l'augmentation de la fraction volumique. Cela provient du fait que les propriétés physiques du nanofluide changent avec le diamètre et la fraction volumique des nanoparticules. Notons que chaque fraction volumique et chaque diamètre de nanoparticules nécessite une vitesse d'entrée différente pour avoir un nombre de Reynolds constant. Salman et al. [51] ont trouvé les mêmes résultats ; ils ont expliqué l'augmentation de la vitesse avec la diminution du diamètre de nanoparticules par le fait que les petites particules ont une faible masse volumique et elles sont légères, cette propriété permet d'augmenter leur énergie cinétique et leur vitesse.

Nous voyons aussi que la vitesse des nanofluides est grande par rapport à celle du fluide de base. En général, la viscosité cinématique du nanofluide est toujours supérieure à celle du fluide de base, donc la vitesse du nanofluide est toujours supérieure à celle du fluide de base.

#### VI.6.2 L'effet de la taille des nanoparticules sur la conductivité thermique

La figure IV-26 montre l'effet de la taille des nanoparticules sur la conductivité thermique des nanofluides pour différentes fractions volumiques. Nous remarquons que la

conductivité thermique du nanofluide augmente avec une réduction du diamètre des nanoparticules pour la même fraction volumique. Une taille de particule plus petite est directement corrélée à une plus grande surface d'interface solide-liquide et cela a contribué à l'amélioration de la conductivité thermique [21, 111].

Il a été rapporté que lorsque la taille d'une particule est aussi petite que celle des nanoparticules, le mouvement brownien devient significatif [166, 167]. La tendance générale des données expérimentales, cité dans le chapitre II, est que la conductivité thermique des nanofluides augmente avec la diminution de la taille des particules. Cependant, il existe également des résultats contradictoires dans la littérature indiquant une diminution de la conductivité thermique avec la diminution de la taille des nanoparticules [115, 175-178].

### **VI.6.3 Effet de la taille des nanoparticules sur la température**

La figure IV-27 montre les variations du profil de température avec différents diamètres de nanoparticules à différentes positions axiales ( $Z=0.01$ ,  $Z=0.1$  et  $Z=1$  m) pour deux fractions volumiques  $\phi = 1\%$  et  $\phi = 5\%$  et pour les nombres de Reynolds de 250 et 1000.

La figure montre que les profils de température ne sont pas affectés de manière significative par la variation du diamètre des nanoparticules, en particulier dans la région proche de l'entrée, mais il est remarquable qu'à la sortie de la conduite ( $Z=1$ m) et pour la fraction volumique de 5% la température diminue légèrement avec la diminution du diamètre des nanoparticules.

Nous remarquons qu'une augmentation de la valeur du nombre de Reynolds conduit à une diminution de la valeur de la température le long du tube. Ce comportement peut être mieux compris en examinant les contours de la température pour  $Z=1$  m (figure IV-28) où nous pouvons remarquer que, à la section de la sortie, une diminution de près de 8 K de la température de la paroi lorsque le nombre de Reynolds varie de 250 à 1000.

### **VI.6.4 L'effet de la taille des nanoparticules sur le transfert thermique**

L'effet du diamètre des nanoparticules sur le coefficient de transfert de chaleur moyen pour différents nombres de Reynolds est illustré sur la figure IV-29.

Le coefficient de transfert de chaleur moyen atteint son maximum lorsque le diamètre de la particule est le plus petit (qui est de 20 nm). Étant donné que les mouvements browniens des nanoparticules sont considérés comme le principal mécanisme de transfert de chaleur dans

les nanofluides, les nanoparticules ayant la plus petite taille sont associées à des mouvements browniens plus puissants et améliorent remarquablement les caractéristiques de transfert de chaleur des nanofluides [179].

Nous observons que pour les faibles fractions volumiques, les valeurs du coefficient de transfert thermique sont presque identiques pour les diamètres de nanoparticules de 50 et 100 nm, et au fur et à mesure que la fraction volumique augmente, l'effet du diamètre des particules devient plus visible, où l'augmentation du diamètre des particules conduit à la réduction du coefficient de transfert de chaleur moyen. Et cela est dû probablement à la vitesse des nanoparticules, voir la figure IV-25, où à la fraction volumique de 1%, les valeurs de la vitesse des nanofluides avec les diamètres de 50 et 100 nm étaient très proches, or à la fraction volumique de 5%, les nanofluides avec le diamètre de 50 nm deviennent plus rapides que les nanofluides avec le diamètre de 100 nm. Les mêmes résultats ont été observés par Ebrahimnia-Bajestan et al. [179]. Par contre Kulkarni et al. [57] ont trouvé que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec la taille des particules.

Nous pouvons constater, d'après la figure IV-29, que le coefficient de transfert de chaleur change légèrement en fonction de la taille des nanoparticules. En d'autres termes, le nombre de Reynolds a un effet plus prononcé sur le coefficient de transfert de chaleur que le diamètre des particules.

La figure IV-30 représente le rapport du coefficient de transfert de chaleur moyen du nanofluide avec celui du fluide de base pour différents diamètres à différentes fractions volumiques en fonction du nombre de Reynolds. Nos résultats numériques montrent l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur des nanofluides SiO<sub>2</sub>/EG-eau, pour tous les diamètres des particules utilisés, par rapport à celui de EG-eau, où cette amélioration augmente avec l'augmentation de la fraction volumique. De plus, pour un diamètre donné, le rapport du coefficient de transfert de chaleur ( $h_{nf} / h_{bf}$ ) atteint une valeur maximale à un nombre de Reynolds  $Re = 500$ . L'amélioration maximale du coefficient de transfert de chaleur était d'environ 17.6 % pour une fraction volumique de 5 % et à un nombre de Reynolds de 500.

L'effet du diamètre des nanoparticules sur la distribution du nombre de Nusselt (Nu) a été également étudié, comme il est indiqué sur la figure IV-31. Nous pouvons constater que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et la diminution du diamètre des nanoparticules lorsque la fraction volumique des nanoparticules

passé de 2 % à 5%. Pour la fraction volumique de 1%, la valeur du nombre de Nusselt pour le diamètre de 100 nm est supérieure à celle du diamètre de 50 nm. L'explication de cette augmentation est attribuée à deux raisons:

- à 1% de la fraction volumique, les valeurs du coefficient de transfert thermique moyen de deux diamètres sont très proches, or la conductivité thermique des nanofluides avec le diamètre de 50 nm est supérieure à celle des nanofluides avec le diamètre de 100 nm, comme il est indiqué dans les figures IV-26 et IV-29.
- Et d'après l'équation (III-18), la valeur du nombre de Nusselt est inversement proportionnelle à la valeur de la conductivité thermique.

La figure IV-32 montre l'amélioration du nombre de Nusselt des nanofluides par rapport au fluide de base pour tous les diamètres considérés. Tel qu'il est présenté sur cette figure, les nanofluides avec un diamètre de nanoparticule de 20 nm ont le plus grand rapport du nombre de Nusselt, tandis que les nanoparticules avec un diamètre de 100 nm ont le plus petit rapport du nombre de Nusselt. Nous pouvons constater que pour toute la gamme de fraction volumique étudiée, le nombre de Reynolds n'a pratiquement aucun impact sur le rapport ( $Nu_{nf} / Nu_{bf}$ ) pour le diamètre de 100 nm. Pour les deux autres diamètres, le rapport ( $Nu_{nf} / Nu_{bf}$ ) augmente inversement avec l'augmentation du nombre de Reynolds, ce comportement devient plus prononcé avec l'augmentation de la fraction volumique, une observation similaire a été mentionnée par Zhu et al. [74].

En général, la majorité des chercheurs ont trouvé que le nombre de Nusselt [8, 51, 163, 164, 166, 167] ou le rapport ( $Nu_{nf} / Nu_{bf}$ ) [168] augmentent avec la diminution de la taille des nanoparticules.

### **VI.6.5 L'effet de la taille des nanoparticules sur les caractéristiques dynamiques des nanofluides**

Afin d'appliquer les nanofluides dans des domaines pratiques, il est nécessaire d'étudier leurs caractéristiques dynamiques en conjonction avec l'étude du transfert de chaleur des nanofluides.

En ce qui concerne le frottement sur les parois, les résultats ont clairement montré que l'ajout des nanoparticules dans un fluide de base produit un effet négatif sur la contrainte de cisaillement à la paroi. La fig. IV-33 montre l'effet de la fraction volumique et du diamètre des nanoparticules sur le rapport de la contrainte de cisaillement ( $\tau_{nf} / \tau_{bf}$ ) avec le nombre de

Reynolds. Nous constatons que le rapport de la contrainte de cisaillement augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et avec la diminution du diamètre des nanoparticules de 100 à 20 nm ; cette augmentation est indépendante du nombre de Reynolds. En outre, la contrainte de cisaillement à la paroi des nanofluides est toujours supérieure à celle du fluide de base. Cela est dû à l'augmentation de la viscosité du nanofluide avec la diminution du diamètre des particules et l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

En particulier, pour  $Re = 250$ , le rapport ( $\tau_{nf} / \tau_{bf}$ ) vaut respectivement 1.33, 1.13 et 1.1 pour  $\phi = 1\%$  et  $d_p = 20, 50$  et  $100$  nm. De plus, pour une concentration en volume de particules plus élevée, par ex.  $\phi = 5\%$ , le rapport a une valeur de 2.05, 1.81 et 1.53 pour  $d_p = 20, 50$  et  $100$  nm, respectivement.

Une telle augmentation du rapport de la contrainte de cisaillement peut être due aux effets négatifs de l'augmentation de la force de frottement ou de la pression [8].

La chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour différentes tailles des nanoparticules est représentée sur la figure IV-34. La chute de pression augmente considérablement avec l'augmentation de la fraction volumique et du nombre de Reynolds et avec la diminution du diamètre des nanoparticules. L'impact de la fraction volumique et du diamètre des nanoparticules sur la chute de pression est plus prononcé lorsque le nombre de Reynolds est élevé, car un nombre de Reynolds élevé correspond à une vitesse d'écoulement plus élevée et à une viscosité de fluide plus élevée.

La figure IV-35 montre le rapport entre la chute de pression des nanofluides et celle de EG-eau (60-40%) en fonction de la fraction volumique pour différents diamètres des nanoparticules. La valeur du rapport de la chute de pression ( $\Delta P_{nf} / \Delta P_{bf}$ ) augmente avec la diminution du diamètre des nanoparticules et elle est élevée pour les grandes fractions volumiques. La valeur maximale du rapport de la chute de pression est environ 2 fois supérieure à celle du fluide de base pour  $d_p = 20$  nm et  $\phi = 5\%$ , cela signifie que l'utilisation des nanofluides nécessite une puissance de pompage supplémentaire pour les pomper.

La variation du coefficient de frottement avec le nombre de Reynolds pour différents diamètres des nanoparticules et à  $\phi = 1\%$  est illustrée à la figure IV-36. Nous remarquons que le coefficient de frottement varie légèrement lorsque le diamètre des nanoparticules de  $SiO_2$  varie, cette variation étant similaire à celle observée par Mohammed et al. [164]. Nous voyons clairement que le coefficient de frottement diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente

pour tous les types de nanofluides. Ces résultats sont identiques pour toute la gamme de la fraction volumique étudiée.

### VI.6.6 Facteur de performance thermique

Comme il est expliqué dans les sections précédentes, l'utilisation des nanofluides augmente le taux de transfert de chaleur et la chute de pression. Afin d'analyser l'ordre de grandeur de l'augmentation du transfert de chaleur et de la perte de charge, un facteur de performance thermo-hydraulique est adopté ; ce facteur compare l'amélioration du nombre de Nusselt à celle du coefficient de frottement, tel qu'il est défini par plusieurs chercheurs [8, 32, 40, 41] :

$$\eta^* = \left( \frac{Nu_{ave,nf}}{Nu_{ave,bf}} \right) \left/ \left( \frac{f_{nf}}{f_{bf}} \right)^{1/3} \right. \quad (IV-3)$$

Où  $Nu_{ave,bf}$  et  $f_{bf}$  sont le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de frottement des fluides de base.

Le facteur de performance " $\eta^*$ " en fonction du nombre de Reynolds pour différents diamètres des nanoparticules à  $\phi = 1\%$  est présenté dans la figure (IV-37). Nous observons que les valeurs du facteur de performance thermique pour tous les cas considérés sont supérieures à '1' et qu'elles augmentent avec la diminution du diamètre des nanoparticules. Nous notons que le rapport entre le coefficient de frottement du nanofluide et celui du fluide de base est approximativement égal à 1, ce qui rend le facteur de performance très proche du rapport du nombre de Nusselt entre les nanofluides et le fluide de base. ( $Nu_{nf} / Nu_{bf}$ ). Par conséquent, nous concluons que l'amélioration du transfert de chaleur est possible avec peu ou sans pénalité de puissance de pompage [8].

Comme nous pouvons le constater, les variations du facteur de performance sont approximativement indépendantes du nombre de Reynolds et une fraction volumique supérieure présente de meilleures performances.

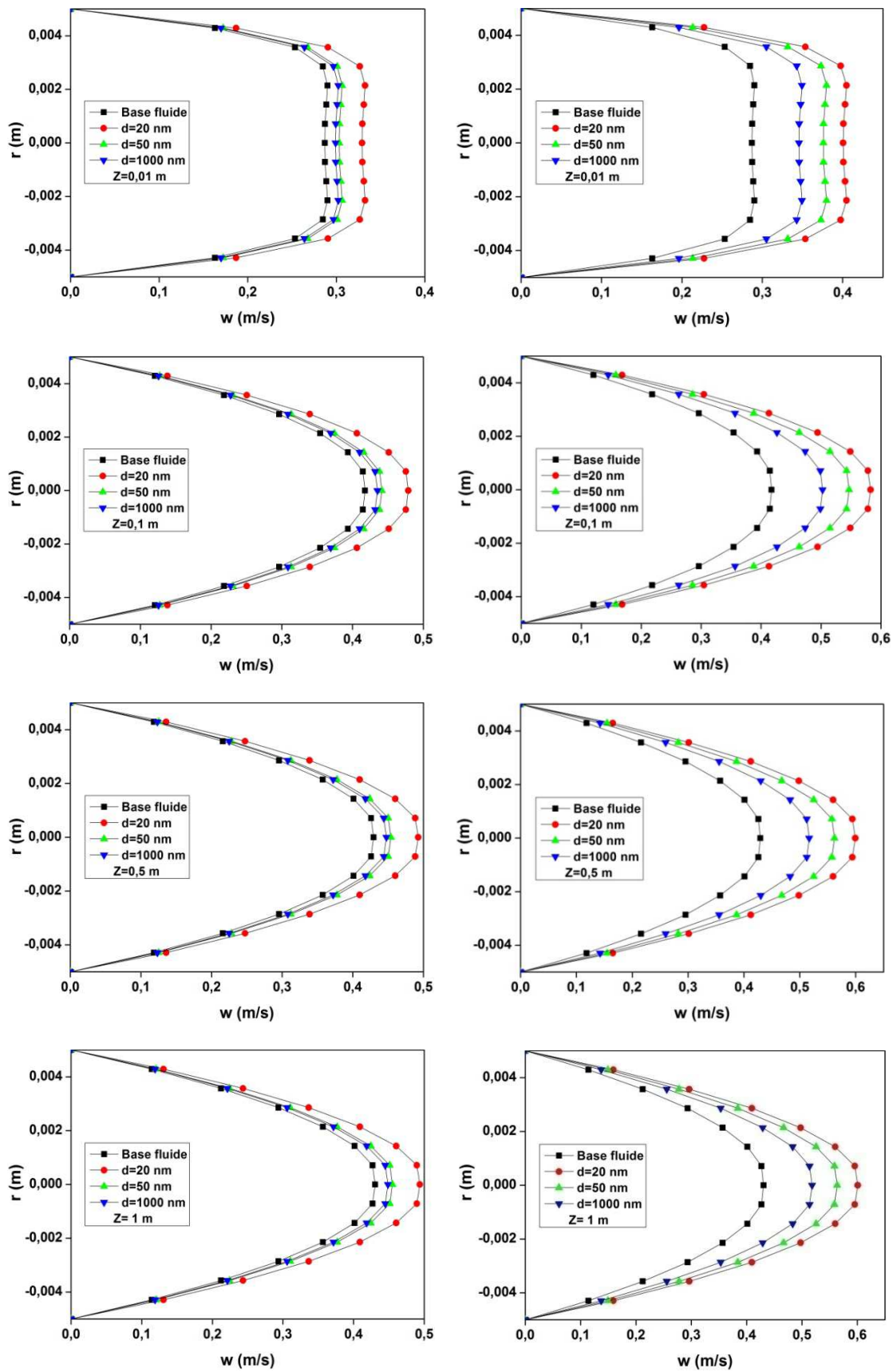


Figure IV-25: Profils de la vitesse axiale à  $Re=250$  pour différents diamètres et différentes positions axiales avec  $\phi = 1\%$  (à gauche) et  $\phi = 5\%$  (à droite).

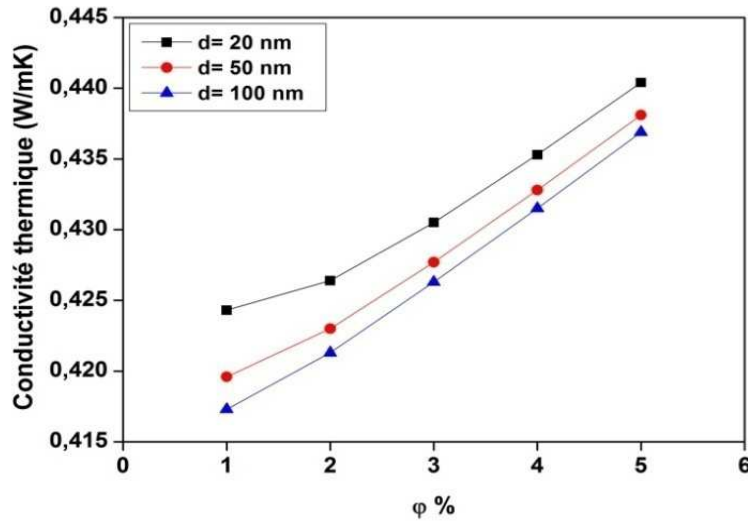


Figure IV-26: L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur la conductivité thermique.

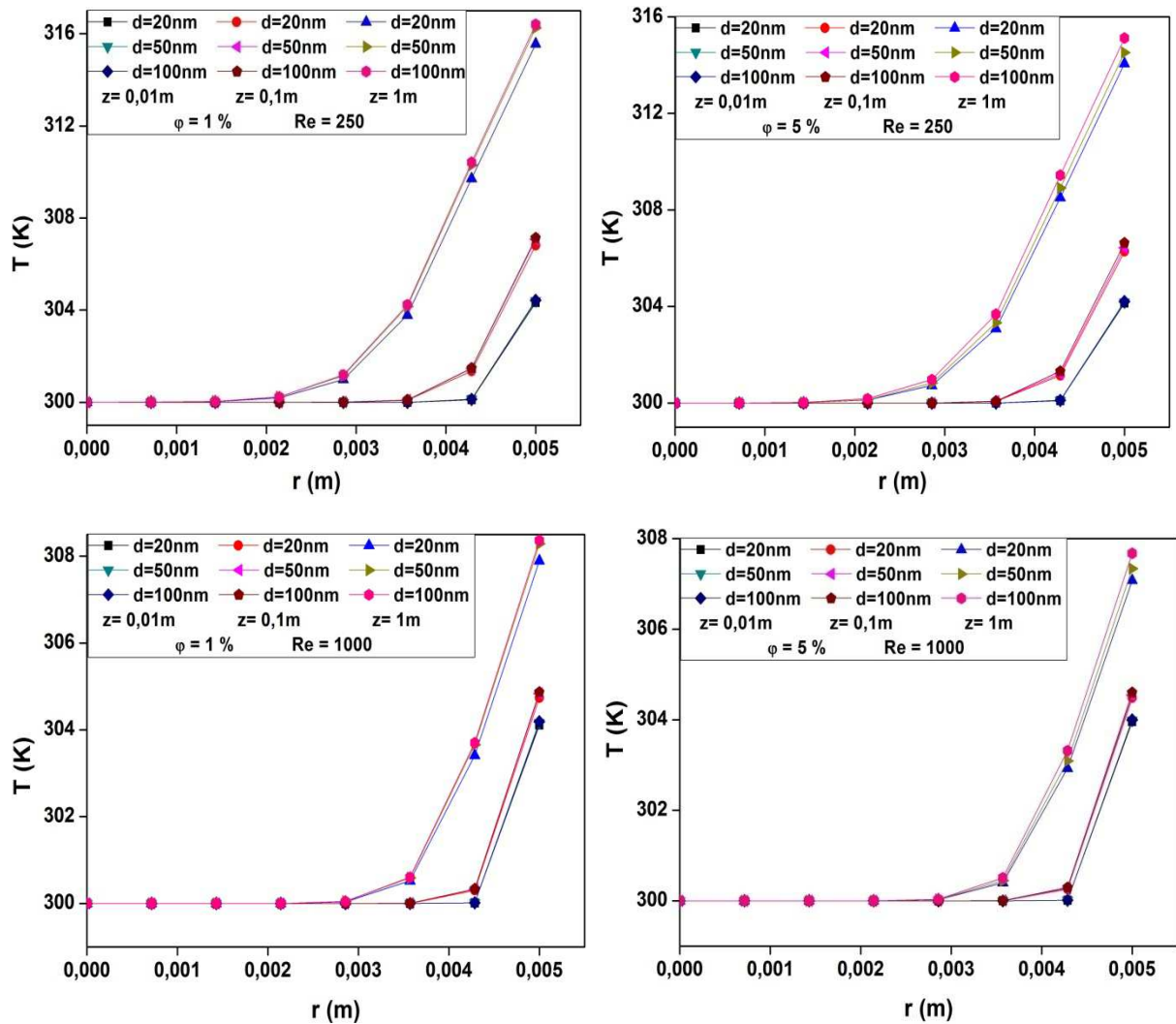


Figure IV-27 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur les profils de la température pour différentes positions axiales.

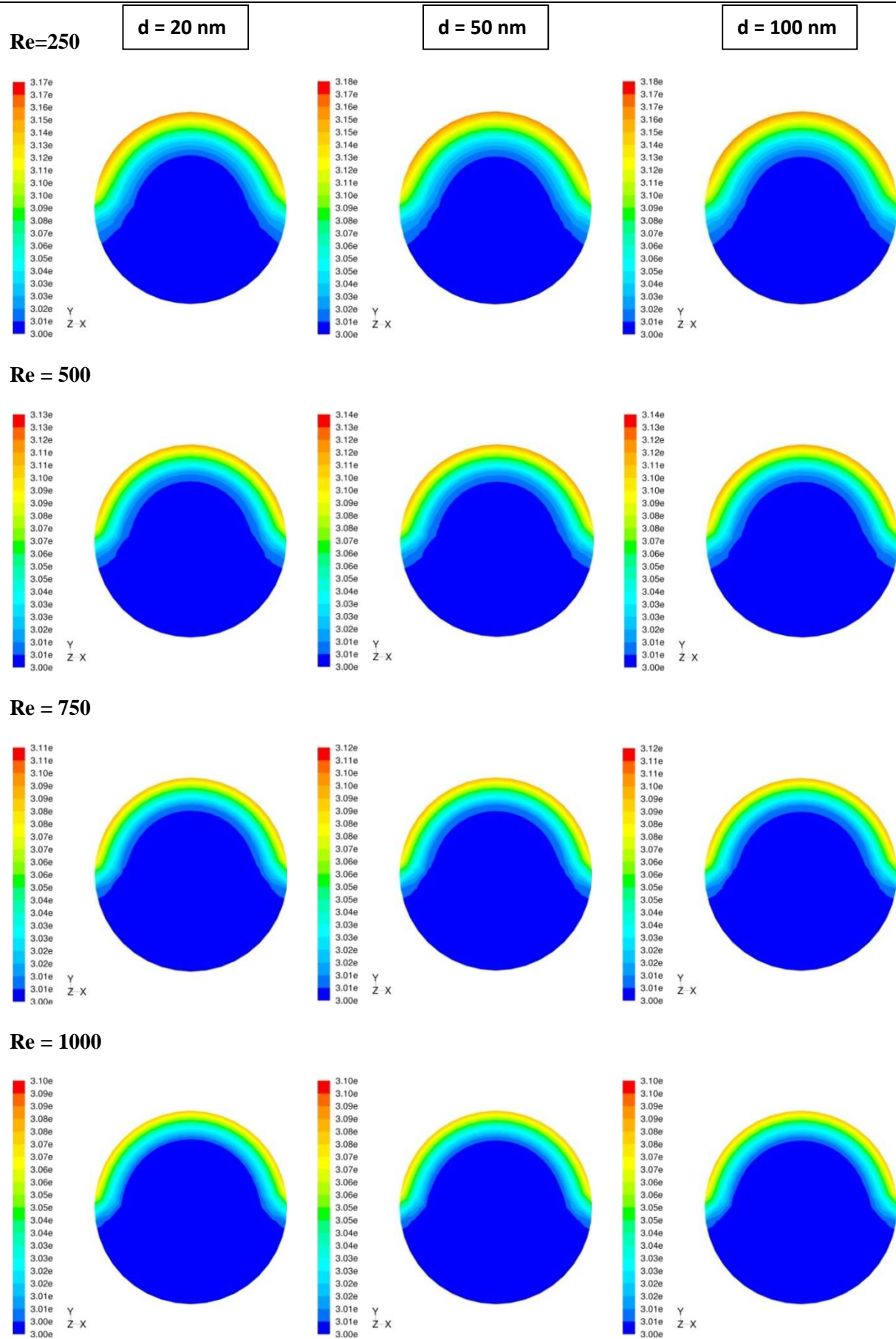


Figure IV-28 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur les contours de la température.

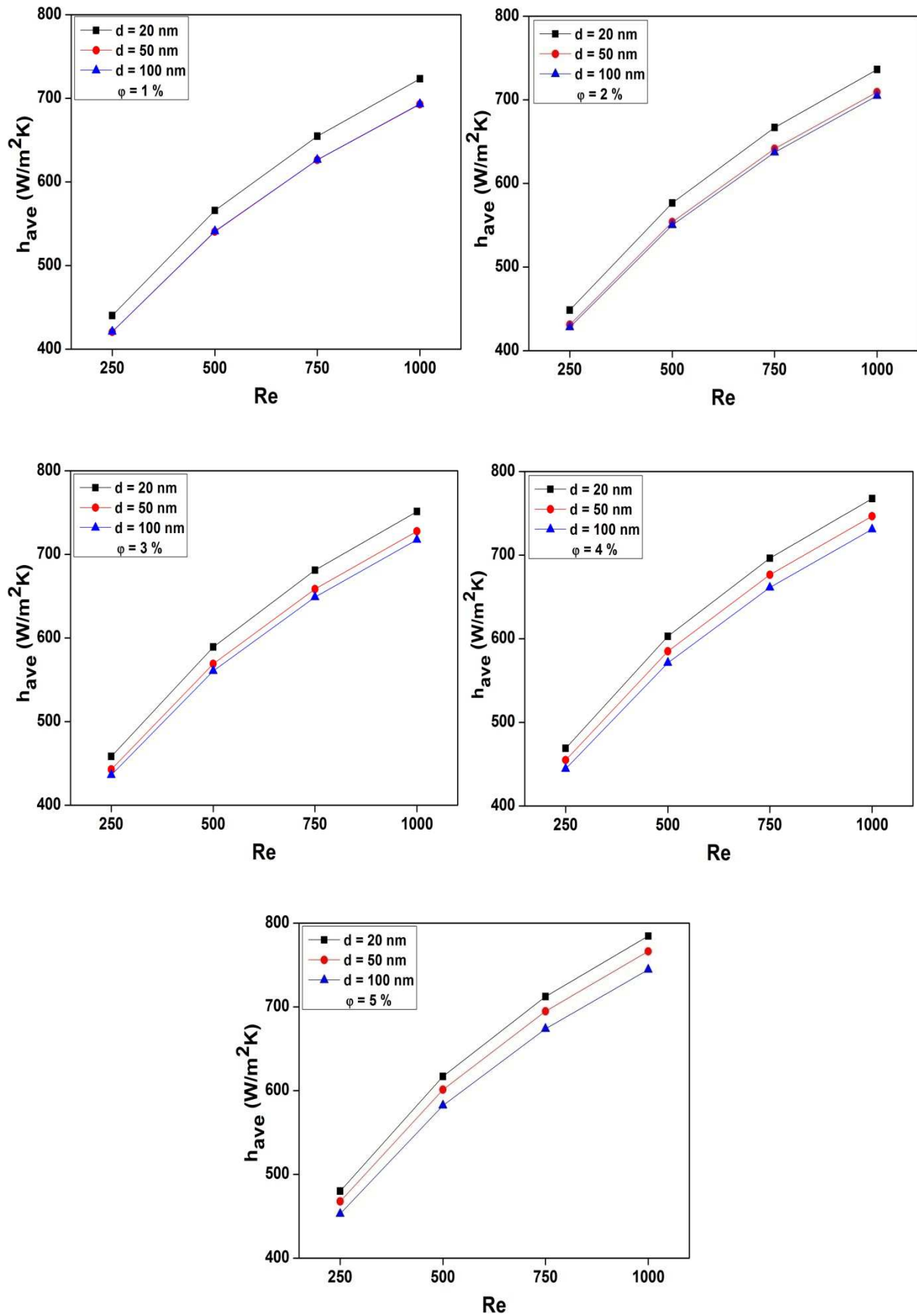


Figure IV-29 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules avec le nombre de Reynolds sur le coefficient de transfert thermique moyen pour différentes concentrations.

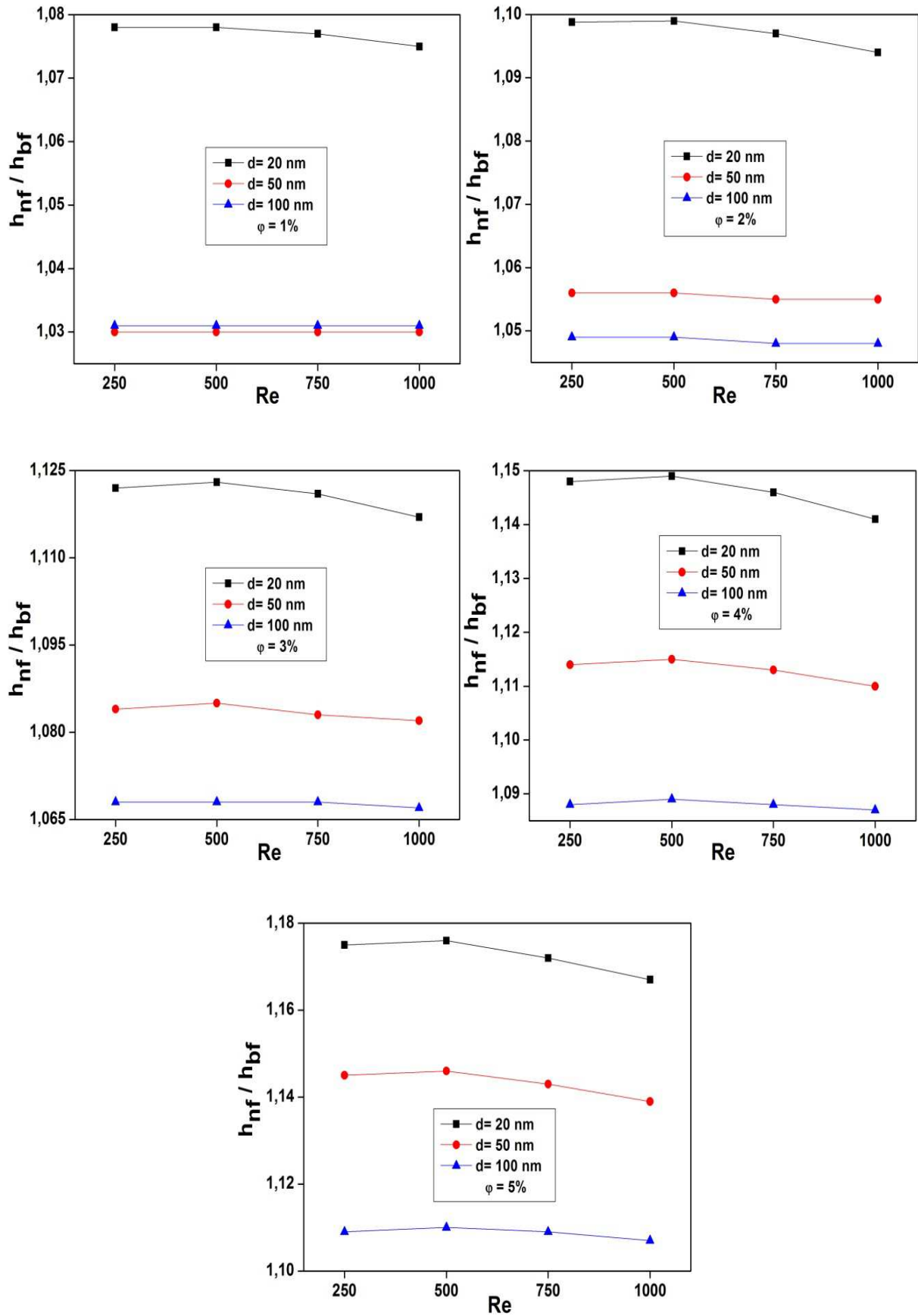


Figure IV-30 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport du coefficient de transfert thermique moyen en fonction du nombre de Reynolds.

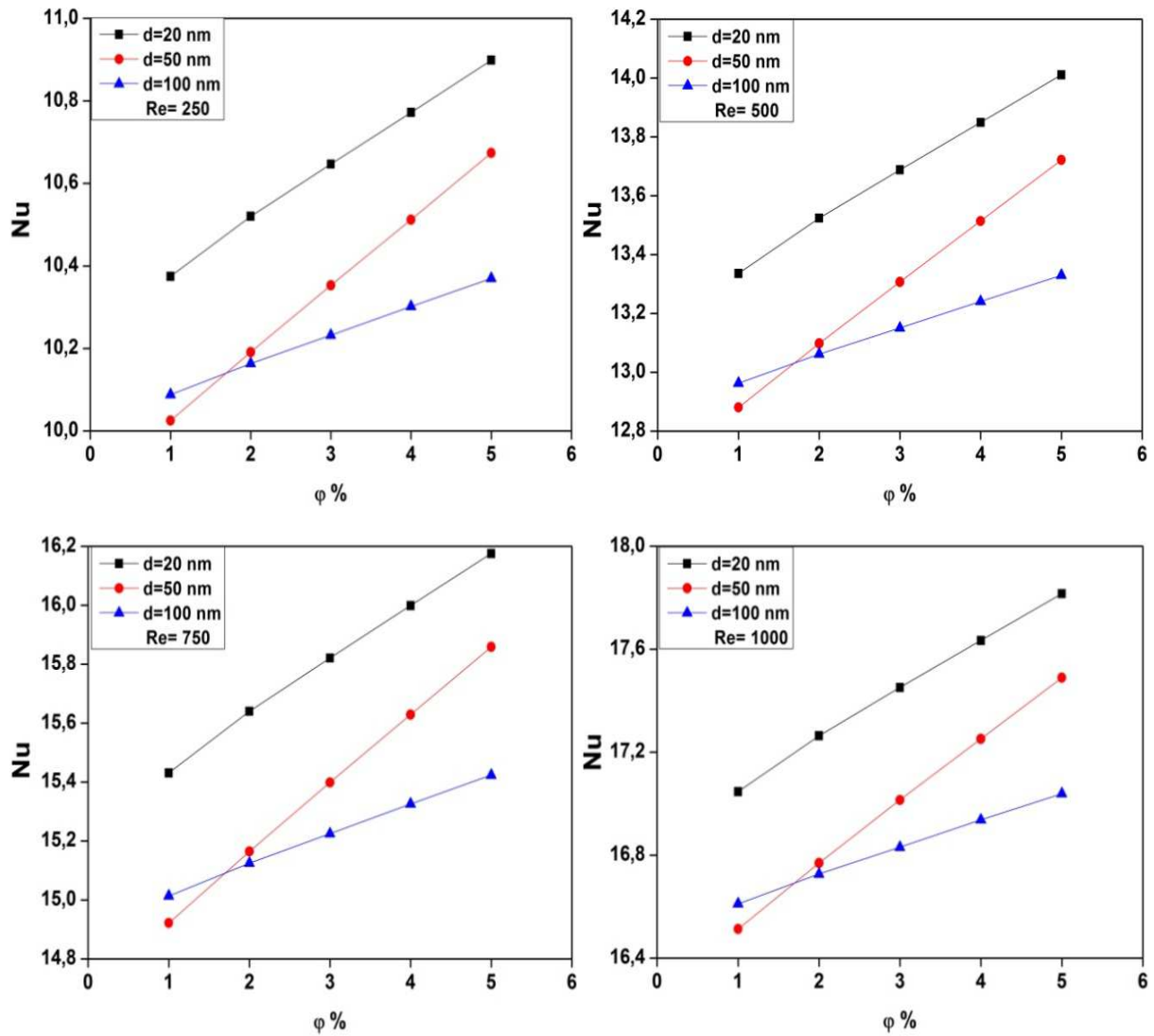


Figure IV-31 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le nombre de Nusselt

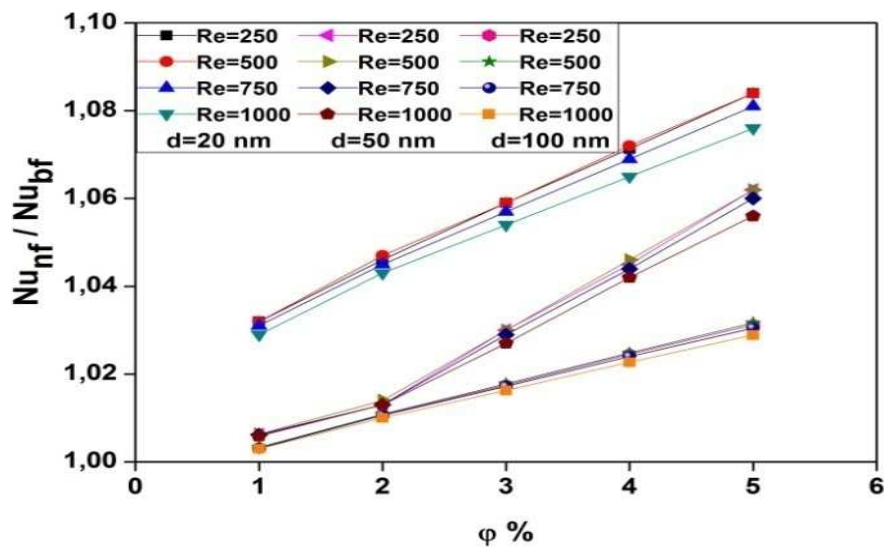


Figure IV-32 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport du nombre de Nusselt

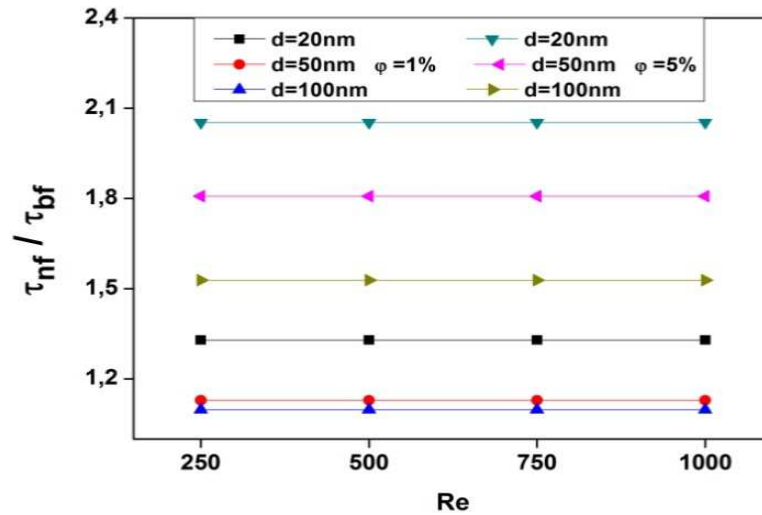


Figure IV-33 :L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport de la contrainte de cisaillement.

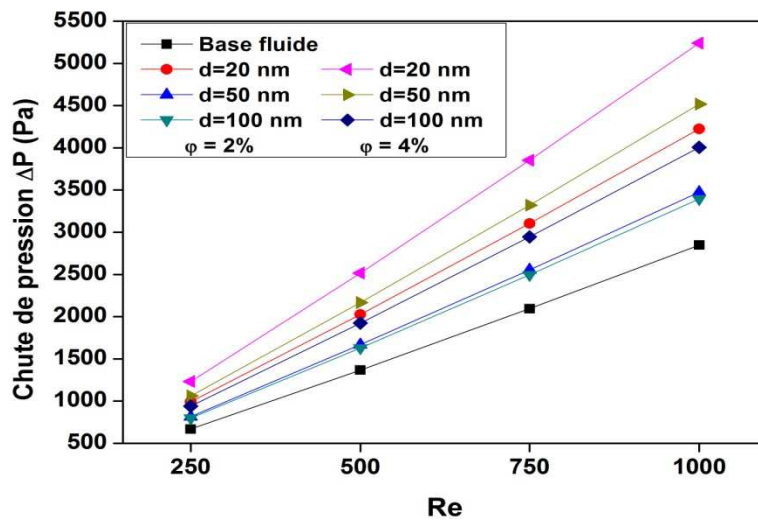


Figure IV-34 :L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur la chute pression.

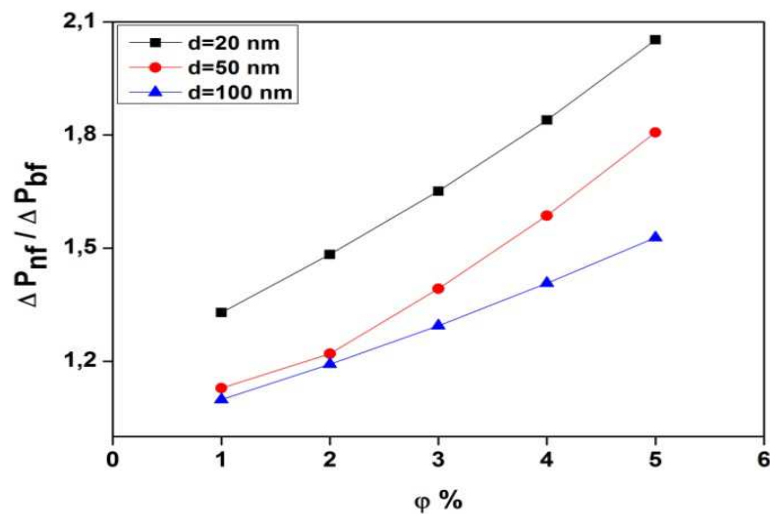


Figure IV-35 :L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le rapport la chute pression.

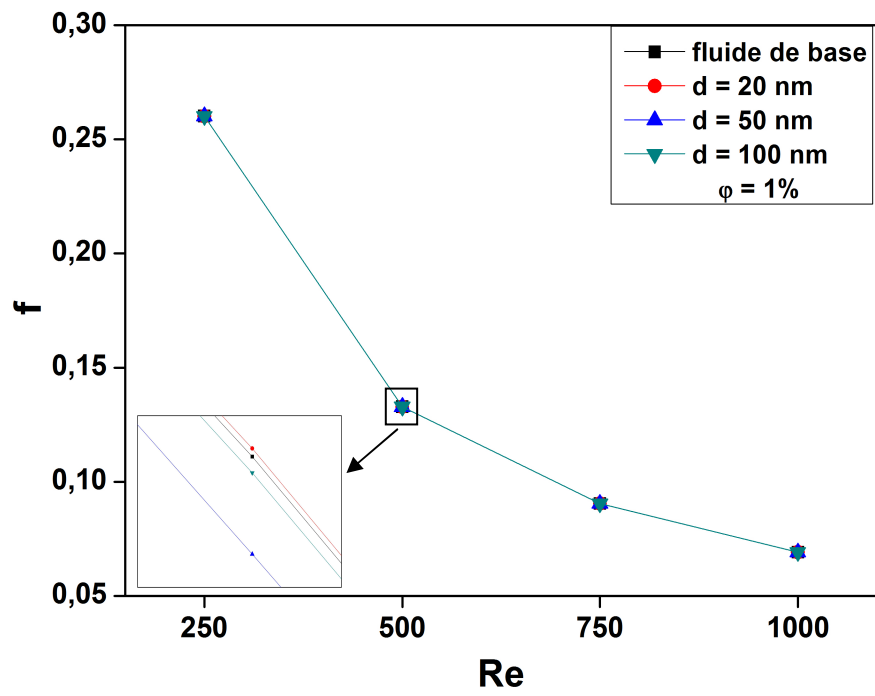


Figure IV-36 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le coefficient de frottement.

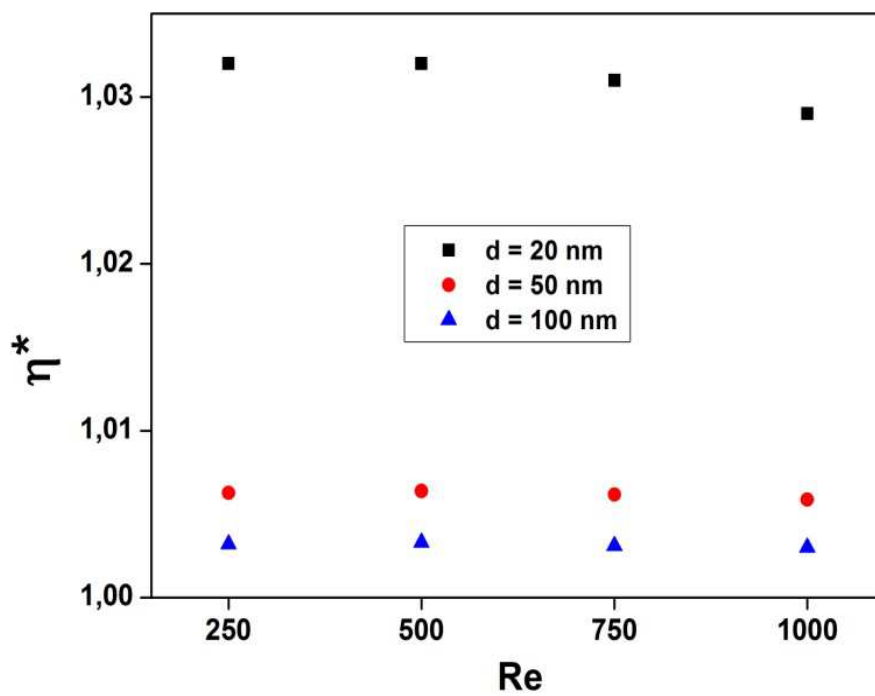


Figure IV-37 : L'effet des différents diamètres des nanoparticules sur le facteur de performance thermique.

## VI.7 L'effet de la forme des nanoparticules

La forme des nanoparticules est un autre facteur essentiel dans la conception des nanofluides pour leurs applications dans le transfert de chaleur.

Dans cette section nous allons étudier l'effet de la forme des nanoparticules d'alumine sur les performances de transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement du nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ -eau (50-50%) pour une fraction volumique des nanoparticules allant de 1% à 5%.

Quatre types de nanoparticules présentant des formes de plaquettes, de lames, de cylindres et de cube sont été étudiés respectivement.

Afin d'étudier les effets de ces formes de nanoparticules sur les propriétés thermo-physiques des nanofluides, nous allons utiliser les équations de conductivité et de viscosité obtenues expérimentalement par Timofeeva et al. [102].

La conductivité thermique des nanofluides présentant les différentes formes de nanoparticules a été déterminée à l'aide de l'équation (IV-4) :

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + (C_k^{shape} + C_k^{surface})\varphi = 1 + C_k \varphi \quad (\text{IV-4})$$

Où  $C_k^{shape}$  et  $C_k^{surface}$  sont des coefficients reflétant les contributions à la conductivité thermique dues à la forme des nanoparticules et à la résistance de la surface.  $C_k$  est le coefficient d'amélioration de la conductivité thermique et il est indépendant de la fraction volumique [102]. Ces coefficients sont présentés dans le tableau IV-3.


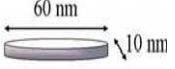


Pour la viscosité dynamique des nanoparticules, nous avons utilisé l'équation IV-2 :

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + A_1\varphi + A_2\varphi^2) \quad (\text{IV-5})$$

Où  $A_1$  et  $A_2$  sont des coefficients présentés dans le tableau IV-4.

En ce qui concerne la masse volumique et la capacité thermique des nanofluides nous utilisons toujours les équations (II-10) et (II-12) respectivement.

**Tableau IV-3:** Les coefficients de la conductivité thermique pour les différentes formes de nanoparticules [102].

Type	$C_k$	$C_k^{shape}$	$C_k^{surface} = C_k - C_k^{shape}$
Plaquettes 	2.61	5.72	-3.11
Lames 	2.74	8.26	-5.52
Cylindres 	3.95	4.82	-0.87
Cubes 	3.37	3.72	-0.35

**Tableau IV-4:** Les coefficients de la viscosité pour les différentes formes de nanoparticules [102].

	Plaquettes	Lames	Cylindres	Cubes
$A_1$	37.1	14.6	13.5	1.9
$A_2$	612.6	123.3	904.4	471.4

### VI.7.1 L'effet des différentes formes de nanoparticules sur le profil de la vitesse

La figure IV-38 représente l'effet des différentes formes de nanoparticules sur la variation de la vitesse axiale, près de la sortie du tube ( $Z=0.9$  m), pour différentes fractions volumiques et  $Re = 250$ . Nous voyons que les particules de forme de plaquette sont les plus rapides suivi par les particules de forme cylindrique. Pour les deux autres formes, il est intéressant de voir que pour  $\phi \leq 3\%$ , la vitesse de déplacement des particules de forme cubique était inférieure à celle des particules de forme de lame, alors que pour une valeur supérieure de  $\phi$ , les particules de forme cubique deviennent les plus rapides, ce qui peut s'expliquer par la variation de la viscosité avec la forme et la fraction volumique des nanoparticules, comme il est illustré dans la figure IV-39. L'augmentation de la viscosité

entraîne une diminution du nombre de Reynolds. Comme il est mentionné auparavant, afin de maintenir un nombre de Reynolds constant, il convient d'augmenter la vitesse d'entrée des nanofluides, et cela a certainement, un effet sur l'amélioration du transfert de chaleur.

### VI.7.2 L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le transfert thermique

La figure IV-40 montre l'effet des différentes formes et des différentes fractions volumiques des nanoparticules sur le coefficient de transfert thermique moyen. Nous constatons que ce dernier dépend à la fois de la forme des nanoparticules et de la fraction volumique. Un comportement similaire à celui de la variation de la vitesse est observé pour la variation du coefficient de transfert thermique moyen. En effet, la vitesse du fluide joue un rôle important sur le transfert de chaleur dans le cas de la convection forcée et elle représente la raison principale pour laquelle le coefficient de transfert de chaleur est élevé pour les nanoparticules de forme de plaquette; même si ces nanoparticules ont la conductivité la plus faible. Nous pouvons également constater que les valeurs du coefficient de transfert de chaleur pour les quatre formes varient légèrement lorsque la fraction volumique est faible ( $\phi=1\%$ ). L'effet de la forme des particules devient plus important lorsque la fraction volumique est élevée, où nous observons que les valeurs du coefficient de transfert de chaleur pour les nanoparticules de forme de plaquette et de forme cylindrique à  $\phi=5\%$  sont presque identiques. Ces valeurs sont plus élevées que celles des deux autres formes.

De la même manière que la variation du coefficient de transfert de chaleur, nous avons la variation du rapport entre le coefficient de transfert de chaleur du nanofluide et celui du fluide de base ( $h_{nf}/h_{bf}$ ), comme il est indiqué sur la figure IV-41. Il ressort clairement de cette figure que les valeurs du coefficient de transfert de chaleur moyen sont supérieures à celle du fluide de base; l'amélioration constatée de la valeur du coefficient de transfert de chaleur avec l'addition de 4 % des nanoparticules est de 60.2%, 56.6%, 29.7% et 26.5% pour les nanoparticules de forme: de plaquette, cylindrique, cubique et de lame respectivement.

L'influence des quatre formes de nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen et le rapport du nombre de Nusselt en comparaison avec celui du fluide de base est présentée aux figures IV-42 et IV-43 respectivement. Nous observons que les nanofluides contenant des nanoparticules de forme de plaquettes présente l'amélioration de transfert de chaleur la plus élevée, suivis par les nanoparticules de forme cylindrique. Cependant, pour une fraction volumique inférieure à 4% les nanoparticules de forme de lame ont un nombre de Nusselt supérieur à celui des nanoparticules de forme cubique ; à  $\phi = 4\%$  les deux formes ont la même

valeur du nombre de Nusselt ; au delà de cette fraction volumique nous trouvons que les nanoparticules de forme cubique deviennent plus performantes que celles ayant la forme de lame. Des observations similaires ont été rapportées par Vanaki et al. [170] qui ont étudié l'effet de différentes formes de nanoparticules de SiO<sub>2</sub> dispersées dans de l'EG avec une concentration de 4%.

De plus, comme la figure IV-43 le montre, les résultats indiquent que le rapport entre le nombre de Nusselt du nanofluide et celui du fluide de base est maximal à la fraction volumique de 5% et ceci est constaté pour toutes les formes étudiées. Dans le cas des nanoparticules de forme cubique et pour la fraction volumique de 1%, l'amélioration du rapport  $Nu_{nf} / Nu_{bf}$  est très faible, d'environ 0.2%.

Sheikhzadeh et al. [180] ont étudié l'effet des différentes formes de nanoparticules utilisant un nanofluide SiO<sub>2</sub>/eau sur le transfert de chaleur par convection naturelle. Ils ont indiqué que le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que la fraction volumique de nanoparticules augmente de 2% à 4% et que le transfert thermique est plus efficace pour les nanoparticules de forme de plaquette et de forme cylindrique.

L'influence des différentes formes de nanoparticules sur l'efficacité d'un capteur solaire a été étudiée par Toghi Eshghi et al. [181]. Ils ont trouvé que, pour un nombre de Reynolds élevé et à une fraction volumique de 1%, les particules de forme cubique donnent le nombre de Nusselt le plus élevé, suivi par les nanoparticules de forme de lame, de plaquette et de cylindre respectivement. Cependant, pour un faible nombre de Reynolds, les nanoparticules de forme de lame ont un nombre de Nusselt légèrement supérieur à celles de forme cubique.

Nous remarquons que la vitesse joue un rôle important concernant l'efficacité des nanofluides, où l'augmentation de la vitesse entraîne l'augmentation du transfert de chaleur. La comparaison faite ci-dessus est basée sur un nombre de Reynolds d'entrée fixe, pour bien comprendre l'effet de la forme des nanoparticules et leurs fractions volumiques nous allons fixer la vitesse d'entrée (débit volumétrique constant) pour tous les nanofluides. Dans ce cas là, pour une forme de nanoparticule donnée, les seules propriétés thermo-physiques qui varient sont: la viscosité et la conductivité thermique.

La figure IV-44 montre la variation de la conductivité thermique avec la fraction volumique pour les différentes formes de nanoparticules. Nous remarquons que la conductivité thermique des nanofluides pour toutes les formes augmente de façon linéaire

avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Les nanoparticules de forme cylindrique ont les valeurs les plus élevées de la conductivité thermique suivies par les particules de forme cubique, tandis que les particules de forme de plaquette et de lame ont presque des valeurs similaires de la conductivité thermique.

La figure IV-45 représente le coefficient de transfert de chaleur pour les différentes formes de nanoparticules à une vitesse de 0.2 m/s. Le coefficient de transfert de chaleur montre une tendance similaire à la conductivité thermique, nous constatons que le coefficient de transfert de chaleur augmente linéairement avec l'augmentation de la fraction volumique pour toutes les formes de nanoparticules. Contrairement à ce que nous avons obtenu dans le cas où  $Re=250$ , le coefficient de transfert de chaleur le plus élevé est obtenu pour les nanoparticules de forme cylindrique, tandis que les nanoparticules de forme de plaquette présente le coefficient de transfert de chaleur le plus faible. Il est très intéressant de mentionner ici que le coefficient de transfert de chaleur est lié fortement à la variation de la conductivité thermique. Une tendance similaire concernant l'influence de la forme des nanoparticules sur le transfert de chaleur des nanofluides a été observée par Elias et al. [182]. Ils ont étudié l'effet des différentes formes de nanoparticules sur les performances d'un échangeur de chaleur en utilisant un débit massique des nanofluides constant. Ji et al. [183] ont étudié expérimentalement l'effet de la forme des nanoparticules sur les performances de transfert de chaleur, ils ont utilisé les mêmes nanofluides avec les mêmes caractéristiques que Timofeeva et al. [102]. Ils ont trouvé que, pour une puissance thermique inférieure à 100 W et une fraction volumique de 0.3%, la séquence d'amélioration du transfert de chaleur est la suivante: cylindre > lame > plaque > cube. Cependant, lorsque la puissance thermique est supérieure à 125 W, la séquence devient: brique > cylindre > plaque > lame.

La condition d'une vitesse constante à l'entrée n'a pas seulement changé l'ordre de la performance des formes des nanoparticules, mais aussi leur performance par rapport au fluide de base. Selon la figure IV-46, l'amélioration du coefficient du transfert thermique, pour une fraction volumique de 4%, est de 6.1%, 9.5%, 8.1% et 6.5% pour les nanoparticules de forme: de plaquette, cylindrique, cubique et de forme de lame respectivement.

La figure IV-47 montre l'effet de la forme des nanoparticules sur le nombre de Nusselt pour différentes fractions volumiques. Nous constatons qu'avec l'augmentation de la fraction volumique des nanofluides, le nombre de Nusselt moyen diminue. Ce dernier a diminué car l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur est inférieure à l'augmentation de la

conductivité thermique; nous notons que la valeur du nombre de Nusselt est inversement proportionnelle à la valeur de la conductivité thermique. De similaires résultats sont obtenus par d'autres chercheurs [52, 170, 171]. Nous pouvons constater aussi que les nanoparticules de forme de lame et de plaquette ont le nombre de Nusselt le plus élevé, tandis que les particules de forme cylindrique présentent un nombre de Nusselt plus faible.

La figure IV-48 montre que la valeur du nombre de Nusselt est inférieure à celle du fluide de base pour tous les nanofluides considérés, car le fluide de base a une faible viscosité et une faible conductivité thermique, et cela entraîne éventuellement une augmentation du nombre de Reynolds et du nombre de Nusselt.

### **VI.7.3 L'effet des différentes formes de nanoparticules sur la chute de pression**

Pour illustrer l'impact des nanoparticules sur la résistance à l'écoulement, le rapport entre la chute de pression des nanofluides et la chute de pression du fluide de base ( $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ) en fonction de la fraction volumique pour différentes formes des nanoparticules est représenté dans la figure IV-49. La figure montre que la chute de pression la plus élevée est obtenue pour les nanoparticules de forme de plaquettes et de forme cylindrique, alors que les nanoparticules de forme de lame et de forme cubique présentent la perte de charge la plus faible, les mêmes résultats sont obtenus par Arani et al. [184]. Nous remarquons que la chute de pression et la viscosité ont une tendance similaire.

Nous constatons également que le rapport de la chute de pression ( $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ) pour le cas d'un nombre de Reynolds constant  $Re = 250$  (figure IV-49 (a)) est plus élevé que le rapport de la chute de pression pour les cas d'une vitesse constante (figure IV-49 (b)), car La vitesse la plus élevée entraîne une chute de pression plus élevée.

### **VI.7.4 Facteur de performance thermique**

La figure IV-50 montre le facteur de performance (Eq IV-3) obtenu avec l'utilisation de différentes formes de nanoparticules et de différentes fractions volumiques des nanofluides à  $Re = 250$ . D'après les résultats obtenus, pour tous les nanofluides avec les différentes formes de nanoparticules, les valeurs du facteur de performance sont supérieures à '1'. Cela signifie que les nanofluides ont de meilleures performances thermo-hydrauliques que le fluide de base. Nous observons également que les meilleures performances ont été trouvées pour les nanoparticules de forme de plaquettes.

Nous notons que pour le cas d'une vitesse constante, les valeurs du facteur de performance sont inférieures à '1' pour tous les nanofluides utilisés.

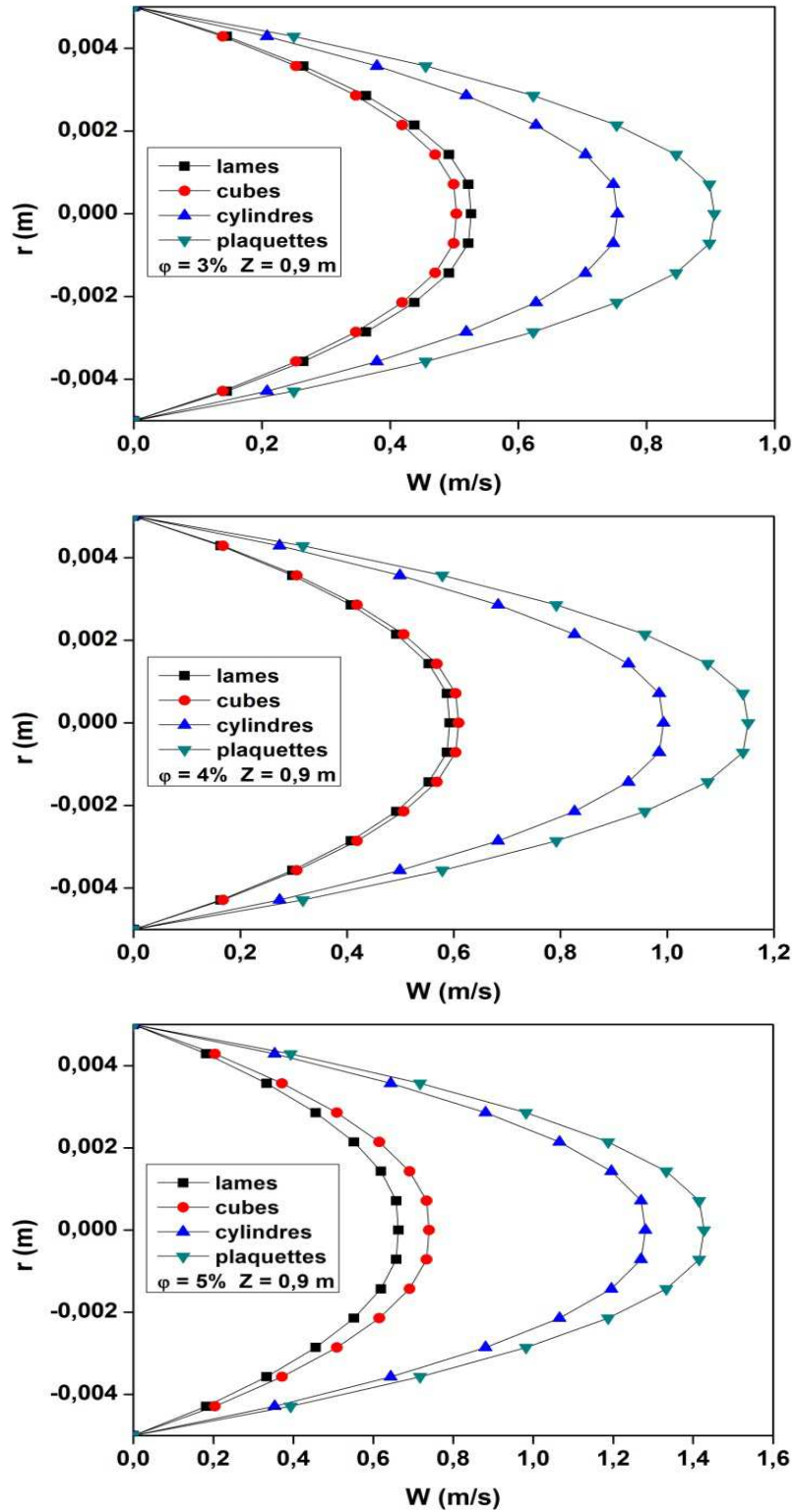


Figure IV-38 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la vitesse axiale.

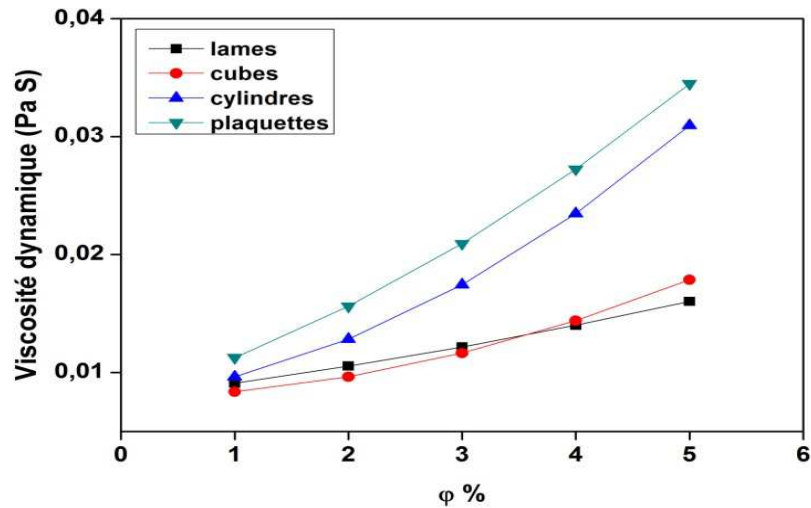


Figure IV-39 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la viscosité dynamique.

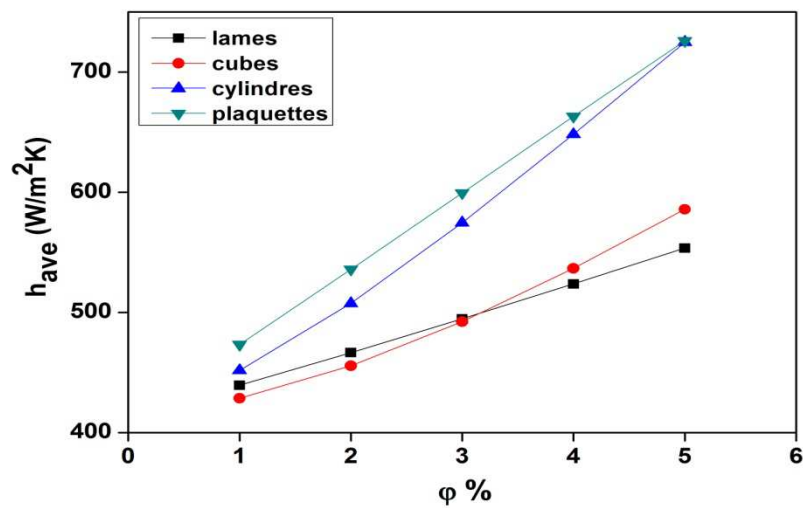


Figure IV-40 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le coefficient de transfert thermique moyen ( $Re=250$ ).

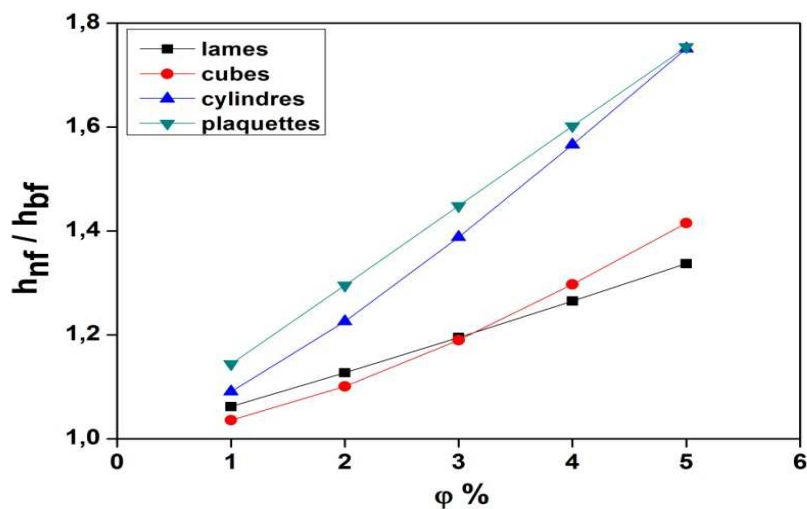


Figure IV-41 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport  $h_{nf}/h_{bf}$  ( $Re=250$ ).

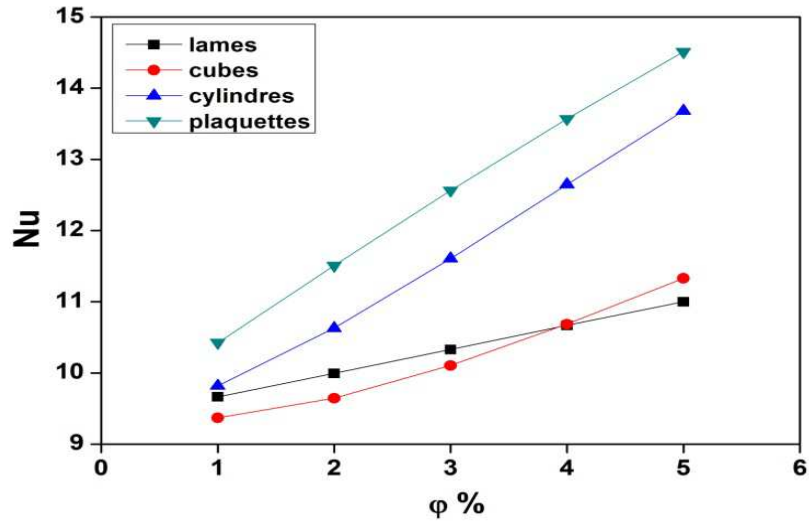


Figure IV-42 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le nombre de Nusselt ( $Re=250$ ).

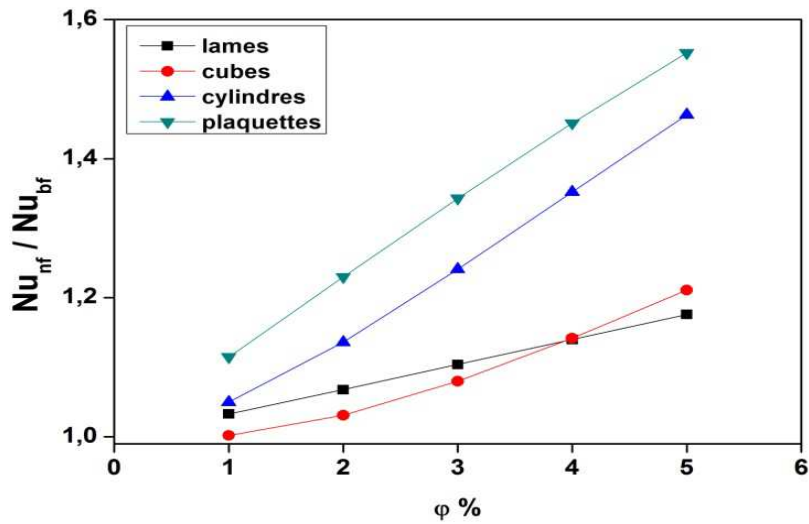


Figure IV-43 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport  $Nu_{nf}/Nu_{bf}$  ( $Re=250$ ).

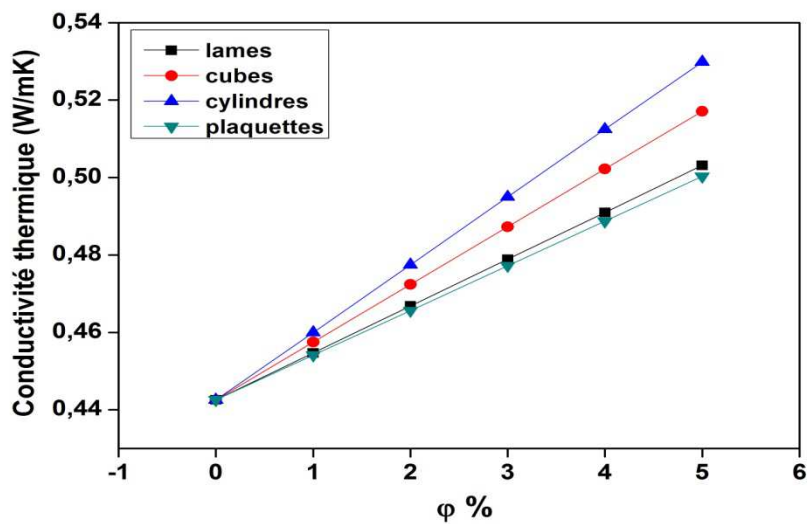


Figure IV-44 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la conductivité thermique.

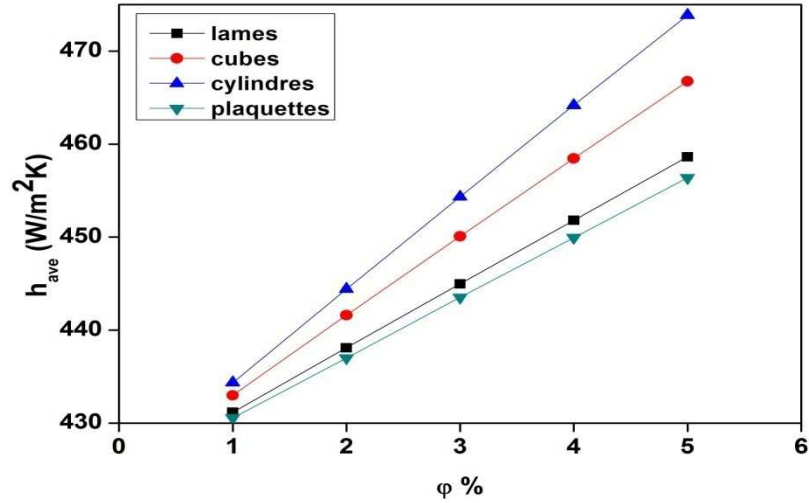


Figure IV-45 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le coefficient de transfert thermique moyen ( $W_{in}=0.2$  m/s).

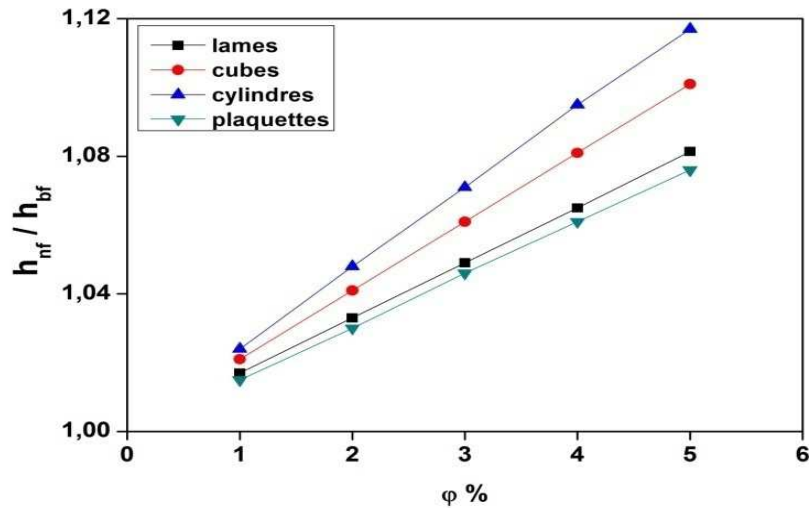


Figure IV-46 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport  $h_{nf}/h_{bf}$  ( $W_{in}=0.2$  m/s).

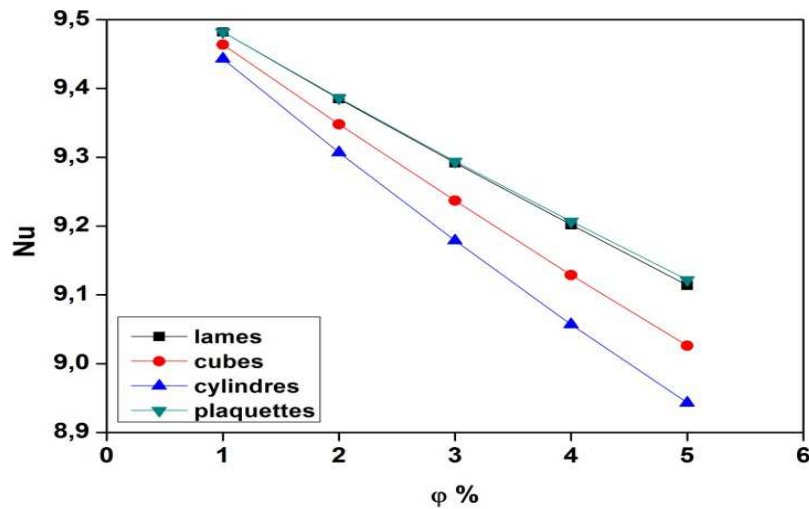


Figure IV-47 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le nombre de Nusselt ( $W_{in}=0.2$  m/s).

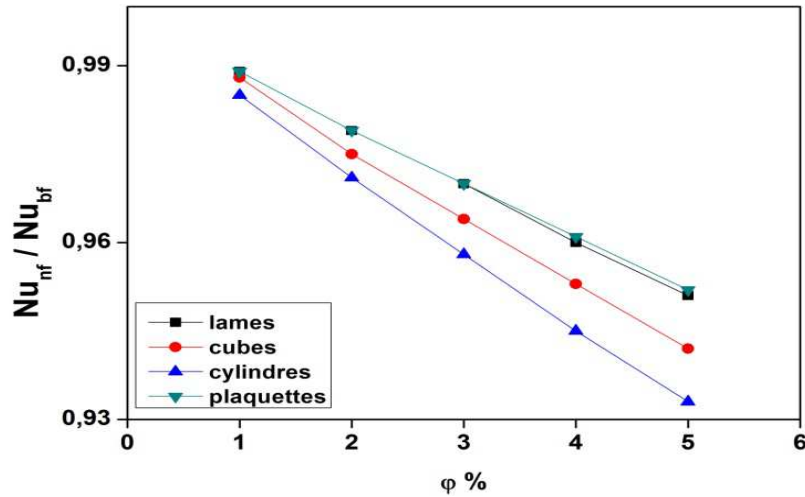


Figure IV-48 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le rapport  $Nu_{nf}/Nu_{bf}$  ( $W_{in}=0.2$  m/s).

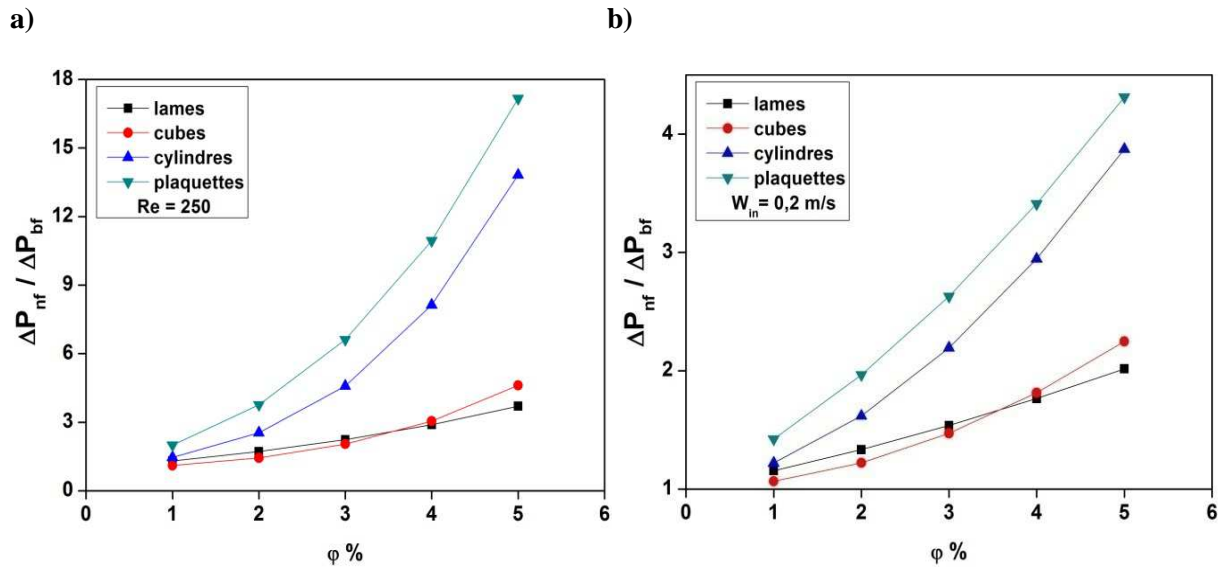


Figure IV-49 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur la chute de pression.

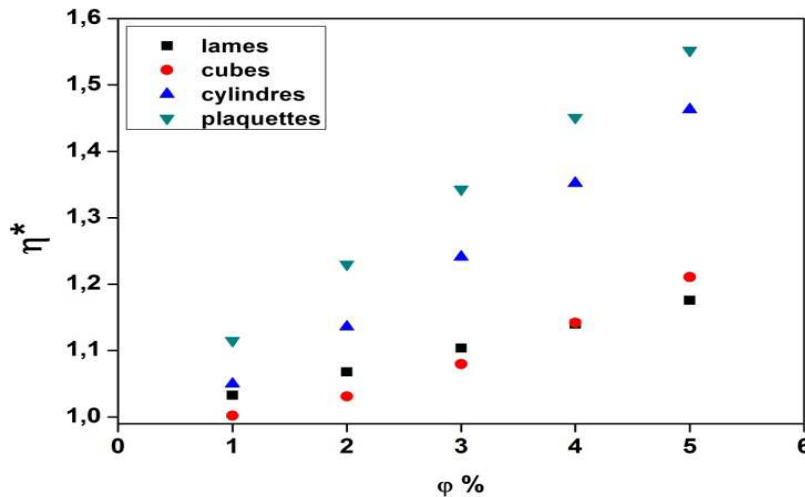


Figure IV-50 : L'effet des différentes formes des nanoparticules sur le facteur de performance.

## Conclusion générale

Dans cette thèse nous avons étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée accompagnant l'écoulement des nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CuO}$  et  $\text{SiO}_2$  dans un tube cylindrique horizontal chauffé d'un côté, c'est à dire la moitié supérieure du tube est chauffée avec un flux de chaleur constant tandis que le fond est adiabatique.

En premier lieu, nous avons utilisé des mélanges d'éthylène glycol+eau comme fluide de base avec une concentration massique allant de 0% à 100% d'éthylène glycol (nous avons donc onze fluides de base). Les résultats ont été réalisés avec les nombres de Reynolds de 250, 500, 750 et 1000, et avec différentes fractions volumiques des nanoparticules qui varient de 0% à 5%.

Les principales conclusions tirées des résultats de cette partie de la thèse peuvent être rassemblées comme suit:

- ✓ L'addition d'éthylène glycol dans l'eau réduit la conductivité thermique du mélange de manière appréciable, et en revanche l'addition d'éthylène glycol dans l'eau augmente sa viscosité.
- ✓ L'ajout des nanoparticules dans le fluide de base augmente à la fois sa conductivité thermique et sa viscosité.
- ✓ L'ajout des nanoparticules  $\text{Al}_2\text{O}_3$  dans le mélange EG-eau entraîne une faible amélioration de la conductivité thermique et une amélioration appréciable de la viscosité par rapport aux nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$  à base d'eau.
- ✓ À mesure que la concentration de EG augmente dans l'eau la température de la paroi et la température moyenne diminuent par rapport à la température de l'eau pure.
- ✓ L'amélioration du coefficient de transfert thermique local est plus élevée dans la région d'entrée et elle diminue progressivement vers l'extrémité du tube. Entre 40% et 50% de la concentration de EG dans l'eau, le coefficient de transfert thermique moyen a les valeurs les plus élevées. Ce coefficient augmente lorsque la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Reynolds augmentent.

- ✓ Le nombre de Nusselt moyen des nanofluides avec des fluides de base EG-eau est plus élevé que celui des nanofluides à base d'eau mais il est inférieur à celui des nanofluides à base de EG pur. Le nombre de Nusselt moyen augmente lorsque la fraction volumique des nanoparticules ou le nombre de Reynolds augmente.
- ✓ Le rapport du coefficient de transfert thermique moyen ( $h_{nf} / h_{bf}$ ) ainsi que le rapport du nombre de Nusselt moyen ( $Nu_{nf} / Nu_{bf}$ ) augmentent lorsque la fraction volumique des nanoparticules augmente. Cependant, à partir de 50% de la concentration de EG dans l'eau, ces rapports diminuent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- ✓ L'amélioration de la performance thermique avec les nanofluides CuO est supérieure à celle des nanofluides  $Al_2O_3$ , en particulier à de grandes valeurs du nombre de Reynolds et de la fraction volumique.
- ✓ L'utilisation des nanofluides  $Al_2O_3$ /EG-eau et CuO/EG-eau est défavorable par rapport à l'utilisation d'eau pure ou de fluides de base EG-eau, mais son utilisation est favorable par rapport à l'utilisation de EG pur, sauf à une concentration plus élevée de EG et quelques fractions volumiques de nanoparticules.

En second lieu, nous avons utilisé différents diamètres des nanoparticules de  $SiO_2$  dispersée dans un mélange de 60% de EG et 40% d'eau comme fluide de base. Les simulations ont été effectuées pour  $Re = 250, 500, 750$  et  $1000$ , avec des diamètres de nanoparticules de 20, 50 et 100 nm et des fractions volumiques de nanoparticules allant de 0% à 5%.

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes:

- ✓ La conductivité thermique et la viscosité dynamique des nanoparticules diminuent avec l'augmentation de la taille des particules.
- ✓ La vitesse, le coefficient de transfert thermique, le nombre de Nusselt, la contrainte de cisaillement et la chute de pression augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique et la diminution du diamètre des nanoparticules.
- ✓ Pour les faibles fractions volumiques : la vitesse, le coefficient de transfert thermique, la contrainte de cisaillement et la chute de pression sont presque identiques pour les diamètres de nanoparticules de 50 et 100 nm.
- ✓ la fraction volumique et le diamètre des nanoparticules ont un très faible effet sur le coefficient de frottement.

- ✓ L'augmentation du nombre de Reynolds donne le coefficient de transfert thermique le plus élevé, le nombre de Nusselt le plus élevé, la contrainte de cisaillement la plus élevée, la perte de charge la plus élevée, la température et le coefficient de frottement le plus faible.

Nous terminons par une étude sur l'effet de la forme des nanoparticules sur les performances de transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement du nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ -eau (50-50%). Cette étude a été réalisée pour les formes des nanoparticules suivantes: lames, plaquettes, cylindriques et cubiques, avec une fraction volumique des nanoparticules comprise entre 1 et 5%.

D'après les résultats, nous pouvons conclure que :

- ✓ Pour un nombre de Reynolds égal à 250, les nanofluides avec des nanoparticules sous forme de plaquettes ont la vitesse, le coefficient de transfert thermique, le nombre de Nusselt et la chute de pression les plus élevés suivi par les nanofluides contenant des nanoparticules cylindriques.
- ✓ Tous les nanofluides, avec différentes formes, peuvent être utilisés comme fluide de refroidissement dans les applications industrielles ; et que les nanoparticules de formes de plaquettes ont le facteur de performance le plus élevé.
- ✓ Pour une vitesse constante ( $W_{in} = 0.2 \text{ m/s}$ ) à l'entrée, les nanofluides avec des nanoparticules de forme cylindrique ont le coefficient de transfert de chaleur le plus élevé et le nombre de Nusselt le plus faible tandis que les nanofluides avec des nanoparticules de formes de plaquettes présentent le coefficient de transfert de chaleur le plus faible et le nombre de Nusselt le plus élevé.
- ✓ Aucun des nanofluides n'était bénéfique pour les applications industrielles.

Dans ce qui suit, des recommandations pour de futurs travaux de recherche sont présentées pour étendre le travail actuel potentiellement:

- ✓ Une étude expérimentale est nécessaire pour confirmer nos résultats numériques.
- ✓ Travailler avec des matériaux à plus haute conductivité thermique, tels que Ag, Cu, Al et Au, pourrait entraîner des améliorations supplémentaires par rapport à celles observées dans ce travail.
- ✓ Le développement de nouveaux modèles théoriques, combinant les effets de nombreux mécanismes d'amélioration de la conductivité thermique, et la

comparaison de ces modèles avec les données expérimentales obtenues fournira un aperçu de l'explication théorique de l'amélioration anormale de la conductivité thermique avec les nanofluides.

- ✓ Il est important de comprendre le comportement du mélange fluide + nanoparticules en étudiant soigneusement l'effet des différentes forces (brownienne, de gravité, de traînée...etc.) sur le mouvement des particules à l'aide des modèles bi-phasiques.

## Bibliographie

- [1] **H.A. Mohammed et K. Narrein**, “Thermal and hydraulic characteristics of nanofluid flow in a helically coiled tube heat exchanger”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (2012), 1375-1383.
- [2] **X.-Q. Wang et A.S. Mujumdar**, “Heat transfer characteristics of nanofluids: a review”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (2007), 1-19.
- [3] **W.H. Azmi, N.A. Usri, Rizalman Mamat, K. V. Sharma et M.M. Noor**, “Force Convection Heat Transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Nanofluids for Different Based Ratio of Water : Ethylene Glycol Mixture”, *Applied Thermal Engineering*, 112 (2017), 707-719.
- [4] **J.M. Wu et Jiyun Zhao**, “A review of nanofluid heat transfer and critical heat flux enhancement-Research gap to engineering application”, *Progress in Nuclear Energy*, 66 (2013) 13-24.
- [5] **E. Esmailzadeh, H. Almohammadi, Sh. Nasiri Vatan et A.N. Omrani**, “Experimental investigation of hydrodynamics and heat transfer characteristics of  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water under laminar flow inside a horizontal tube”, *International Journal of Thermal Sciences*, 63 (2013), 31-37.
- [6] **J. A. Eastman, S. U. S. Choi, S. Li, W. Yu et L. J.**, “Thompson Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles”, *Applied Physics Letters*, 78(2001), 718-720
- [7] **R. Saidur, K.Y. Leong et H.A. Mohammad**, “A review on applications and challenges of nanofluids”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (2011) 1646–1668
- [8] **S.U.S. Choi**, “Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles”, *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, New York, 1995
- [9] **G. Saha et M.C. Paul**, “Numerical analysis of the heat transfer behaviour of water based Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and TiO<sub>2</sub> nanofluids in a circular pipe under the turbulent flow condition”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 56 (2014) 96-108.
- [10] **G. Paul, J. Philip, B. Raj, P. K. Das et I. Manna**, “Synthesis, characterization, and thermal property measurement of nano-Al<sub>95</sub>Zn<sub>05</sub> dispersed nanofluid prepared by a two-step process”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011), 3783-3788.
- [11] **J.C. Maxwell**, “A Treatise on Electricity and Magnetism”, 2nd edn, vol.1, Oxford University Press, Cambridge, UK, 1904.
- [12] **R.L. Hamilton et O.K. Crosser**, “Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems”, *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 3 (1962), 187-191.
- [13] **D.J. Jeffrey**, “Conduction Through a Random Suspension of Spheres” *Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 335 (1973), 355-367.
- [14] **S.K. Das et S.U.S. Choi**, “A Review of Heat Transfer in Nanofluids”, *Advances in Heat Transfer*, 41 (2009), 81-197.
- [15] **S.Z. Heris, M.N. Esfahany et S.Gh. Etemad**, “Experimental investigation of

- convective heat transfer of  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{water}$  nanofluid in circular tube”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (2007), 203-210.
- [16] **Jahar Sarkar**, “A critical review on convective heat transfer correlations of nanofluids”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (2011), 3271-3277.
- [17] **A. Ghadimi, R. Saidur et H.S.C. Metselaar**, “A review of nanofluid stability properties and characterization in stationary conditions”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011), 4051-4068.
- [18] **M. Kalaivendan, V. Saravanan, Loganathan et E. Satheeshkumar**, “Study and behavior of nanofluids on heat transfer”, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 3 (2014), 1498-1502.
- [19] **H.A. Mohammeda, A.A. Al-aswadia, N.H. Shuaiba et R. Saidur**, “Convective heat transfer and fluid flow study over a step using nanofluids: A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (2011), 2921-2939.
- [20] **A. Ghadimi, R. Saidur et H.S.C. Metselaar**, “A review of nanofluid stability properties and characterization in stationary conditions”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011), 4051-4068.
- [21] **H.E. Ahmed, H.A. Mohammed et M.Z. Yusoff**, “An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: Approaches and applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (2012), 5951-5993.
- [22] **R. Sureshkumar, S. Tharves Mohideen et N. Nethaji**, “Heat transfer characteristics of nanofluids in heat pipes: A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20 (2013), 397-410.
- [23] **L. Syam Sundar et M.K. Singh**, “Convective heat transfer and friction factor correlations of nanofluid in a tube and with inserts: A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20 (2013), 23-35.
- [24] **N.A.C. Sidik, H.A. Mohammed, O.A. Alawi et S. Samion**, “A review on preparation methods and challenges of nanofluids”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 54 (2014), 115-125.
- [25] **B. C. Pak et Y.I. Cho**, “Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids With Submicron Metallic Oxide Particle”, *Experimental Heat Transfer*, 11(1998), 151-170.
- [26] **D. Wen, Y. Ding**, “Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004), 5181-5188.
- [27] **S. Zeinali Heris, S.Gh. Etemad et M.N. Esfahany**, “Experimental investigation of oxide nanofluids laminar flow convective heat transfer”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33 (2006), 529-535.
- [28] **U. Rea, T. McKrell, L. Hu et J. Buongiorno**, “Laminar convective heat transfer and viscous pressure loss of alumina–water and zirconia–water nanofluids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009), 2042-2048.
- [29] **K.B. Anoop, T. Sundararajan, S.K. Das**, “Effect of particle size on the convective heat transfer in nanofluid in the developing region”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009), 2189-2195.

- [30] **M.M. Heyhat, F. Kowsary, A.M. Rashidi, M.H. Momenpour et A. Amrollahi**, “Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids in fully developed flow regime”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44 (2013), 483-489.
- [31] **J. Wang, J. Zhu, X. Zhang et Y. Chen**, “Heat transfer and pressure drop of nanofluids containing carbon nanotubes in laminar flows”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44 (2013), 716-721.
- [32] **M. Mehrali, E. Sadeghinezhad, M.A. Rosen, S.T. Latibari, M. Mehrali, H.S.C. Metselaar et S.N. Kazi**, “Effect of specific surface area on convective heat transfer of grapheme nanoplatelet aqueous nanofluids, Effect of specific surface area on convective heat transfer of grapheme nanoplatelet aqueous nanofluids”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68 (2015) 100-108.
- [33] **W. Arshad et H.M. Ali**, “Graphene nanoplatelets nanofluids thermal and hydrodynamic performance on integral fin heat sink”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107 (2017), 995-1001.
- [34] **E. Abu-Nada**, “Application of nanofluids for heat transfer enhancement of separated flows encountered in a backward facing step” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29 (2008), 242-249.
- [35] **V. Bianco, F. Chiacchio, O. Manca et S. Nardini**, “Numerical investigation of nanofluids forced convection in circular tubes”, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009), 3632-3642.
- [36] **M. K. Moraveji, M. Darabi, S.M.H. Haddad et R. Davarnejad**, “Modeling of convective heat transfer of a nanofluid in the developing region of tube flow with computational fluid dynamics”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011), 1291-1295.
- [37] **H.A. Mohammed, P. Gunnasegaran et N.H. Shuaib**, “The impact of various nanofluid types on triangular microchannels heat sink cooling performance”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011), 767-773.
- [38] **S. Tahir et M. Mital**, “Numerical investigation of laminar nanofluid developing flow and heat transfer in a circular channel”, *Applied Thermal Engineering*, 39 (2012), 8-14.
- [39] **M. Ahmed et M. Eslamian**, “Laminar forced convection of a nanofluid in a micro-channel: Effect of flow inertia and external forces on heat transfer and fluid flow Characteristics”, *Applied Thermal Engineering*, 78 (2015), 326-338.
- [40] **A.Behnampour, O.A. Akbari, M.R. Safaei, M. Ghavami, A. Marzban, G.A.S. Shabani, M. zarringhalam et R. Mashayekhi**, “Analysis of heat transfer and nanofluid fluid flow in microchannels with trapezoidal, rectangular and triangular shaped ribs”, *Physica E*, 91 (2017), 15-31.
- [41] **A.A. A. Arani, O.A. Akbari, M.R. Safaei, A. Marzban, A.A.A.A. Alrashed , G.R. Ahmadi et T.K. Nguyen**, “Heat transfer improvement of water/single-wall carbon nanotubes (SWCNT) nanofluid in a novel design of a truncated double-layered microchannel heat sink”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 113 (2017), 780-795.
- [42] **A. Zamzamian, S.N. Oskouie, A. Doosthoseini, A. Joneidi, M. Pazouki**, “Experimental investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/EG and CuO/EG in a double pipe and plate heat exchangers under turbulent

- flow”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (2011), 495-502.
- [43] **A. Ghozatloo, M. Shariaty-Niasar et A.M. Rashidi**, “Investigation of Heat Transfer Coefficient of Ethylene Glycol/ Graphene nanofluid in Turbulent Flow Regime”, *International Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, 10 (2014), 237-244.
- [44] **A. Sivakumar , N. Alagumurthi et T.Senthilvelan**, “Experimental and numerical investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water and CuO/EG in a serpentine shaped microchannel heat sink”, *International Journal of Heat and Technology*, 33 (2015), 155-160.
- [45] **A. Jafarimoghaddam et S. Aberoumand**, “An empirical investigation on Cu/Ethylene Glycol nanofluid through a concentric annular tube and proposing a correlation for predicting Nusselt number”, *Alexandria Engineering Journal*, 55 (2016), 1047-1052.
- [46] **N. Kumar, S.S. Sonawane**, “Experimental study of Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water and Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/ethylene glycol nanofluid heat transfer enhancement in a shell and tube heat exchanger”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 78 (2016), 277-284.
- [47] **K. Goudarzi et H. Jamali**, “Heat transfer enhancement of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-EG nanofluid in a car radiator with wire coil inserts”, *Applied Thermal Engineering*, 118 (2017), 510-517.
- [48] **S.E.B. Maïga, C.T. Nguyen, N. Galanis, G. Roy**, “Heat transfer behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube”, *Superlattices and Microstructures*, 35 (2004), 543-557.
- [49] **S.E.B. Maïga, S.J. Palm, C.T. Nguyen, G. Roy et N. Galanis**, “Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2005), 530-546.
- [50] **H.E. Ahmed, H.A. Mohammed et M.Z. Yusoff**, “Heat transfer enhancement of laminar nanofluids flow in a triangular duct using vortex generator”, *Superlattices and Microstructures*, 52 (2012), 398-415.
- [51] **B.H. Salman, H.A. Mohammed et A. Sh. Kherbeet**, “Heat transfer enhancement of nanofluids flow in microtube with constant heat flux”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (2012), 1195-1204.
- [52] **G. Huminic et A. Huminic**, “Numerical analysis of laminar flow heat transfer of nanofluids in a flattened tube”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44 (2013), 52-57.
- [53] **C. Uysal, K. Arslan et H. Kurt**, “A Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics of ZnO-Ethylene Glycol Nanofluid in Rectangular Microchannels”, *Journal of Mechanical Engineering*, 62(2016), 603-613.
- [54] **Y. Wang, X. Xu, T. Tian, L. Fan, W. Wang et Z. Yu**, “Laminar mixed convection heat transfer of SiC-EG nanofluids in a triangular enclosure with a rotating inner cylinder: simulations based on the measured thermal conductivity and viscosity”, *Applied Physics & Engineering*, 16 (2015), 478-490.
- [55] **W. Yu , H. Xie, Y. Li, L. Chen et Q. Wang**, “Experimental investigation on the heat transfer properties of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids using the mixture of ethylene glycol and water as base fluid”, *Powder Technology*, 230 (2012), 14-19.
- [56] **R. Strandberg et D.K. Das**, “Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional heat transfer fluids”, *International Journal of Thermal Sciences*, 49 (2010), 580-588.

- [57] **D.P. Kulkarni, P.K. Namburu, H.Ed Bargar, et D.K. Das**, “Convective heat transfer and fluid dynamic characteristics of SiO<sub>2</sub> Ethylene Glycol / Water Nanofluid”, *Heat Transfer Engineering*, 29 (2008), 1027-1035.
- [58] **H. Xie, Y. Li et W. Yu**, “Intriguingly high convective heat transfer enhancement of nanofluid coolants in laminar flows”, *Physics Letters A*, 374 (2010), 2566-2568.
- [59] **R.S. Vajjha, D.K. Das et D.P. Kulkarni**, “Development of new correlations for convective heat transfer and friction factor in turbulent regime for nanofluids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010), 4607-4618.
- [60] **V. Kumaresan, R. Velraj, S.K. Das**, “Convective heat transfer characteristics of secondary refrigerant based CNT nanofluids in a tubular heat exchanger”, *International Journal of Refrigeration*, 35 (2012), 2287-2296.
- [61] **V. Kumaresan, S. M. Abdul Khader, S. Karthikeyan et R. Velraj**, “Convective heat transfer characteristics of CNT nanofluids in a tubular heat exchanger of various lengths for energy efficient cooling/heating system”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60 (2013), 413-421.
- [62] **M.S. Mojarrad, A. Keshavarz, M. Ziabasharhagh et M.M. Raznahan**, “Experimental investigation on heat transfer enhancement of alumina/ water and alumina/water–ethylene glycol nanofluids in thermally developing laminar flow”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 53 (2014), 111-118.
- [63] **B.A. Bhanvase, M.R. Sarode, L.A. Putterwar, Abdullah K.A, M.P. Deosarkar et S.H. Sonawane**, “Intensification of convective heat transfer in water/ethylene glycol based nanofluids containing TiO<sub>2</sub> nanoparticles”, *Chemical Engineering and Processing*, 82 (2014), 123-131.
- [64] **M.M. Sarafraz et F. Hormozi**, “Intensification of forced convection heat transfer using biological nanofluid in a double-pipe heat exchanger”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66 (2015), 279-289.
- [65] **B.J. Patel et D. Subhedar**, “Experimental Investigation of Heat Transfer through Circular Tube using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Water-EG Nanofluid”, *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, 2 (2016), 6-10.
- [66] **C. Selvam, E.C. Muhammed Irshad, D. Mohan Lal et S. Harish**, “Convective heat transfer characteristics of water–ethylene glycol mixture with silver nanoparticles”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 77 (2016), 188-196.
- [67] **P. Estellé, S. Halelfadl et T. Maré**, “Thermophysical properties and heat transfer performance of carbon Nanotubes water-based Nanofluids”, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 127 (2017), 2075-2081.
- [68] **P.K. Namburu, D.K. Das , K.M. Tanguturi et R.S. Vajjha**, “Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics of nanofluids considering variable properties”, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (2009), 290-302.
- [69] **R.S. Vajjha, D.K. Das et P.K. Namburu**, “Numerical study of fluid dynamic and heat transfer performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and CuO nanofluids in the flat tubes of a radiator”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31 (2010), 613-621.
- [70] **R.S. Vajjha, D.K. Das et D.R. Ray**, “Development of new correlations for the Nusselt number and the friction factor under turbulent flow of nanofluids in flat tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80 (2015), 353-367.
- [71] **A. Ramiar, A.A. Ranjbar et S.F. Hosseinizadeh**, “Effect of Axial Conduction and

- Variable Properties on Two- Dimensional Conjugate Heat Transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> EG/Water Mixture Nanofluid in Microchannel”, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 5 (2012), 79-87.
- [72] **V. Etmnan-Farooji, E. Ebrahimnia-Bajestan, H. Niazmand et S. Wongwises**, “Unconfined laminar nanofluid flow and heat transfer around a square cylinder”, 55 (2012), 1475-1485.
- [73] **M. B. Maisuria, M.K. Bhatt et A. Nimkar**, “Numerical analysis of tube fin heat exchanger using nanofluids”, *International Journal of Mechanical And Production Engineering*, 3 (2015), 66-72.
- [74] **X.W. Zhu, Y.H. Fu, J.Q. Zhao et L. Zhu**, “Three-dimensional numerical study of the laminar flow and heat transfer in a wavy-finned heat sink filled with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/ethylene glycol-water nanofluid”, *NUMERICAL HEAT TRANSFER, PART A*, 69 (2016), 195-208.
- [75] **A.Sabaghan, M. Edalatpour, M.C. Moghadam, E. Roohi et H. Niazmand**, “Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: Two-phase numerical simulation”, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016), 179-189.
- [76] **A. Bejan, A.D. Kraus**, “Heat Transfer Handbook,” John Wiley & Sons, 2003
- [77] **K. Khanafer et K. Vafai**, “A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011), 4410-4428.
- [78] **C.J. Ho, W.K. Liu, Y.S. Chang et C.C. Lin**, “Natural convection heat transfer of alumina-water nanofluid in vertical square enclosures: An experimental study”, *International Journal of Thermal Sciences*, 49 (2010), 1345-1353.
- [79] **R. S. Vajjha, D. K. Das et B. M. Mahagaonkar**, “Density Measurement of Different Nanofluids and Their Comparison With Theory”, *Petroleum Science and Technology*, 27 (2009), 612-624.
- [80] **Y. Yang, Z.G. Zhang, E.A. Grulke, W.B. Anderson et G. Wu**,” Heat transfer properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005), 1107-1116.
- [81] **D. Wen et Y. Ding**, “Formulation of nanofluids for natural convective heat transfer applications”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2005), 855-864.
- [82] **D. Wen et Y. Ding**, “Natural Convective Heat Transfer of Suspensions of Titanium Dioxide Nanoparticles (Nanofluids), *TRANSACTIONS ON NANOTECHNOLOGY*, (2006), 220-227.
- [83] **R. S. Vajjha et D. K. Das**, “A review and analysis on influence of temperature and concentration of nanofluids on thermophysical properties, heat transfer and pumping power”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), 4063-4078.
- [84] **Y. Xuan et W. Roetzel**, “Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (2000), 3701-3707.
- [85] **D.P. Kulkarni, R.S. Vajjha, D.K. Das et D. Oliva**, “Application of aluminum oxide nanofluids in diesel electric generator as jacket water coolant”, *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), 1774-1781.
- [86] **S.Q. Zhou et R. Ni**, “Measurement of the specific heat capacity of water-based Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid”, *Applied Physics Letters*, 92 (2008), 1-3.

- [87] **R. S. Vajjha et D. K. Das**, “Specific Heat Measurement of Three Nanofluids and Development of New Correlations”, *Journal of Heat Transfer*, 131 (2009), 1-7.
- [88] **P. Sharma, I.H. Baek, T. Cho, S. Park et K.B. Lee**, “Enhancement of thermal conductivity of ethylene glycol based silver nanofluids”, *Powder Technology*, 208 (2011), 7-19.
- [89] **T. Yiamsawasd, A.S. Dalkilic et S. Wongwises**, “Measurement of the thermal conductivity of titania and alumina nanofluids”, *Thermochimica Acta*, 545 (2012), 48-56.
- [90] **M. H. Esfe, S. Saedodin, M. Akbari, A. Karimipour, M. Afrand, S. Wongwises, M.R. Safaei et M. Dahari**, “Experimental investigation and development of new correlations for thermal conductivity of CuO/EG–water nanofluid”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 65 (2015), 47-51.
- [91] **Z. Hajjar, A.M Rashidi et A. Ghozatloo**, “Enhanced thermal conductivities of graphene oxide nanofluids”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57 (2014), 128-131.
- [92] **Y. Xuan et Q. Li**, “Heat transfer enhancement of nanofluids”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21 (2000), 58-64.
- [93] **M. Xing, J. Yu et R. Wang**, “Thermo-physical properties of water-based single-walled carbon nanotube nanofluid as advanced coolant”, *Applied Thermal Engineering*, 87 (2015), 344-351.
- [94] **X. Wang et X. Xu**, “Thermal Conductivity of Nanoparticle–Fluid Mixture”, *JOURNAL OF THERMOPHYSICS AND HEAT TRANSFER*, 13 (1999), 474-480.
- [95] **A. H.A. Al-Waeli, M.T. Chaichan, H.A. Kazem et K. Sopian**, “Comparative study to use nano-(Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, CuO, and SiC) with water to enhance photovoltaic thermal PV/T collectors”, *Energy Conversion and Management*, 148 (2017), 963-973.
- [96] **E.B. Haghghi, M. Saleemi, N. Nikkam, Z. Anwar, I. Lumbreras, M. Behi, S.A. Mirmohammadi, H. Poth, R. Khodabandeh, M.S. Toprak, M. Muhammed et B. Palm**, “Cooling performance of nanofluids in a small diameter tube”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 49 (2013), 114-122.
- [97] **S.K. Das, N. Putra, P. Thiesen et W. Roetzel**, “Temperature Dependence of Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids”, *Journal of Heat Transfer*, 125 (2003), 567-574.
- [98] **M.A. Zennifer, S. Manikandan, K.S. Suganthi, V. L. Vinodhan et K.S. Rajan**, “Development of CuO–ethylene glycol nanofluids for efficient energy management: Assessment of potential for energy recovery”, *Energy Conversion and Management*, 105 (2015), 685-696.
- [99] **L. Syam Sundar, E.V. Ramana, M.K. Singh et A.C.M. Sousa**, “Thermal conductivity and viscosity of stabilized ethylene glycol and water mixture Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids for heat transfer applications: An experimental study”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 56 (2014), 86-95.
- [100] **R.S. Vajjha et D.K. Das**, “Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009), 4675-4682.
- [101] **L. Syam Sundar, M.K. Singh, E.V. Ramana, B. Singh, José Gracio et A.C.M.**

- Sousa**, “Enhanced Thermal Conductivity and Viscosity of Nanodiamond-Nickel Nanocomposite Nanofluids”, *SCIENTIFIC REPORTS*, 4 (2014), 1-14.
- [102] **E.V. Timofeeva, J.L. Routbort et D. Singh**, “Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids”, *Journal Of Applied Physics*, 106 (2009), 014304
- [103] **K.S. Suganthi, V.L. Vinodhan, K.S. Rajan**, “Heat transfer performance and transport properties of ZnO–ethylene glycol and ZnO–ethylene glycol–water nanofluid coolants”, *Applied Energy*, 135 (2014), 548-559.
- [104] **M. Saeedinia, M.A. Akhavan-Behabadi et P. Razi**, “Thermal and rheological characteristics of CuO–Base oil nanofluid flow inside a circular tube”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (2012), 152-159.
- [105] **R. Saleh, N. Putra, S.P. Prakoso et W.N. Septiadi**, “Experimental investigation of thermal conductivity and heat pipe thermal performance of ZnO nanofluids”, *International Journal of Thermal Sciences*, 63 (2013), 125-132.
- [106] **S. Sonawane, K. Patankar, A. Fogla, B. Puranik, U. Bhandarkar et S. Sunil Kumar**, “An experimental investigation of thermo-physical properties and heat transfer performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Aviation Turbine Fuel nanofluids”, *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011), 2841-2849.
- [107] **D. Cabaleiro, L. Colla, F. Agresti, L. Lugo et L. Fedele**, “Transport properties and heat transfer coefficients of ZnO/(ethylene glycol + water) nanofluids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89 (2015), 433-443.
- [108] **A.M. Hussein, R.A. Bakar, K. Kadirgama et K.V. Sharma**, “Experimental measurement of nanofluids thermal properties”, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 7 (2013), 850-863.
- [109] **A.K. Sharma, A.K. Tiwari et A.R. Dixita**, “Characterization of TiO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and SiO<sub>2</sub> Nanoparticle based Cutting Fluids”, *Materials Today: Proceedings*, 3 (2016), 1890-1898.
- [110] **M. Chopkar, P.K. Das et I. Manna**, “Synthesis and characterization of nanofluid for advanced heat transfer applications”, *Scripta Materialia*, 55 (2006), 549-552.
- [111] **T.P. Teng, Y.H. Hung , T.C. Teng , H.E. Moa et H.G. Hsu**, “The effect of alumina/water nanofluid particle size on thermal conductivity”, *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010), 2213-2218.
- [112] **S. Ferrouillat, A. Bontemps, O. Poncelet, O. Soriano et J.A. Gruss**, “Influence of nanoparticle shape factor on convective heat transfer and energetic performance of water-based SiO<sub>2</sub> and ZnO nanofluids”, *Applied Thermal Engineering*, 51 (2013), 839-851.
- [113] **B. Ruan et A.M. Jacobi**, “Heat transfer characteristics of multiwall carbon nanotube suspensions (MWCNT nanofluids) in intertube falling-film flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), 3186-3195.
- [114] **I. Zakaria, W.H. Azmi, W.A.N.W. Mohamed, R. Mamat et G. Najafi**, “Experimental Investigation of Thermal Conductivity and Electrical Conductivity of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Nanofluid in Water - Ethylene Glycol Mixture for Proton Exchange Membrane Fuel Cell Application”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 61 (2015), 61-68.
- [115] **M.P. Beck, Y. Yuan, P.W. Amyn et S. Teja**, “The thermal conductivity of alumina nanofluids in water, ethylene glycol, and ethylene glycol + water mixtures”, *J Nanopart*

- Res*, 12 (2010), 1469-1477.
- [116] **V. Kumaresan, R. Velraj**, “Experimental investigation of the thermo-physical properties of water–ethylene glycol mixture based CNT nanofluids”, *Thermochimica Acta*, 545 (2012), 180-186.
- [117] **A.A. Nadooshan**, “An experimental correlation approach for predicting thermal conductivity of water-EG based nanofluids of zinc oxide”, *Physica E*, 87 (2017), 15-19.
- [118] **G. Zyla**, “Viscosity and thermal conductivity of MgO–EG nanofluids”, *J Therm Anal Calorim*, 129 (2017), 171-180.
- [119] **M.J.L. Ismay, E. Doroodchi et B. Moghtaderi**, “Effects of colloidal properties on sensible heat transfer in water-based titania nanofluids”, *chemical engineering research and design*, 91 (2013), 426-436.
- [120] **P. Koblinski, S.R. Phillpot, S.U.S. Choi et J.A. Eastman**, “Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids)”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (2002), 855-863.
- [121] **M. Chandrasekar, S. Suresh et T. Senthilkumar**, “Mechanisms proposed through experimental investigations on thermophysical properties and forced convective heat transfer characteristics of various nanofluids – A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (2012), 3917-3938.
- [122] **W. Yu et S.U.S. Choi**, “The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated Maxwell model”, *Journal of Nanoparticle Research*, 5 (2003), 167-171.
- [123] **E.C. Nsofor et T. Gadge**, “Investigations on the nanolayer heat transfer in nanoparticles-in-liquid suspensions”, *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 6 (2011), 21-28.
- [124] **J.H. Lee, S.H. Lee, C.J. Choi, S.P. Jang et S.U.S. Choi**, “A Review of Thermal Conductivity Data, Mechanisms and Models for Nanofluids”, *International Journal of Micro-Nano Scale Transport*, 1 (2010), 269-322.
- [125] **L. Godson, B. Raja, D.M. Lal et S. Wongwises**, “Enhancement of heat transfer using nanofluids—An overview”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (2010), 629-641.
- [126] **J. Koo et C. Kleinstreuer**, “A new thermal conductivity model for nanofluids”, *Journal of Nanoparticle Research*, 6 (2004), 577-588.
- [127] **C.H. Chon, K.D. Kihm, S.P. Lee et S.U.S. Choi**, “Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) thermal conductivity enhancement”, *APPLIED PHYSICS LETTERS*, 87 (2005), 1-3.
- [128] **S.P. Jang et S.U.S. Choi**, “Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids”, *APPLIED PHYSICS LETTERS*, 84 (2004), 4316- 4318.
- [129] **J. Buongiorno**, “Convective Transport in Nanofluids”, *Journal of Heat Transfer*, 128 (2006), 240-250.
- [130] **P. Tillman et J.M. Hill**, “Determination of nanolayer thickness for a nanofluid”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34 (2007), 399-407.
- [131] **M. Corcione**, “Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids”, *Energy Conversion and*

- Management*, 52 (2011), 789-793.
- [132] **S. Hassani, R. Saidur, S. Mekhilef et A. Hepbasli**, “A new correlation for predicting the thermal conductivity of nanofluids; using dimensional analysis”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90 (2015), 121-130.
- [133] **M.A. Esfahani et D. Toghraie**, “Experimental investigation for developing a new model for the thermal conductivity of Silica/Water-Ethylene glycol (40%–60%) nanofluid at different temperatures and solid volume fractions”, *Journal of Molecular Liquids*, 232 (2017), 105-112.
- [134] **J.P. Meyer, S.A. Adio, M. Sharifpur et P.N. Nwosu**, “The viscosity of nanofluids: a review of the theoretical, empirical and numerical models”, *Heat Transfer Engineering*, 37 (2016), 387-421.
- [135] **T. Yiamsawas, O. Mahian, A.S. Dalkilic, S. Kaewnai et S. Wongwises**, “Experimental studies on the viscosity of TiO<sub>2</sub> and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoparticles suspended in a mixture of ethylene glycol and water for high temperature applications”, *Applied Energy*, 111 (2013), 40-45.
- [136] **W. Duangthongsuk et S. Wongwises**, “Measurement of temperature-dependent thermal conductivity and viscosity of TiO<sub>2</sub>-water nanofluids”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33 (2009), 706-714.
- [137] **H. Chena, S. Witharana, Y. Jina, C. Kimd et Y. Ding**, “Predicting thermal conductivity of liquid suspensions of nanoparticles (nanofluids) based on rheology”, *Particuology*, 7 (2009), 151-157.
- [138] **H. Chen, Y. Ding et A. Lapkin**, “Rheological behaviour of nanofluids containing tube / rod-like nanoparticles”, *Powder Technology*, 194 (2009), 132-141.
- [139] **C.T. Nguyen, F. Desgranges, N. Galanis, G. Roy, T. Maréd, S. Boucher et H.A. Mintsa**, “Viscosity data for Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid—hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable?”, *International Journal of Thermal Sciences*, 47 (2008), 103-111.
- [140] **P.K. Namburu, D.P. Kulkarni, D. Misra et D.K. Das**, “Viscosity of copper oxide nanoparticles dispersed in ethylene glycol and water mixture”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 (2007), 397-402.
- [141] **W. Yu, H. Xie, Y. Li, L. Chen et Q. Wang**, “Experimental investigation on the thermal transport properties of ethylene glycol based nanofluids containing low volume concentration diamond nanoparticles”, *Colloids and Surfaces A: Physicochem. Eng. Aspects*, 380 (2011), 1-5.
- [142] **M. Akbari, M. Afrand, A. Arshi et A. Karimipour**, “An experimental study on rheological behavior of ethylene glycol based nanofluid: Proposing a new correlation as a function of silica concentration and temperature”, *Journal of Molecular Liquids*, 233 (2017), 352-357.
- [143] **A. Einstein**, “A new determination of the molecular dimensions”, *Dover Publications, Inc., New York*, (1956), 36-62.
- [144] **H. C. Brinkman**, “The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions”, *THE JOURNAL OF CHEMICAL PHYSICS*, 20(1952), 571.
- [145] **G. K. Batchelor**, “The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles”, *J. Fluid Mech*, 83 (1977), 97-117.

- [146] **H. Chen, Y. Ding et C. Tan**, “Rheological behaviour of nanofluids”, *New Journal of Physics*, 9 (2007), 1-24.
- [147] **M. Hemmat Esfe et S. Saedodin**, “An experimental investigation and new correlation of viscosity of ZnO–EG nanofluid at various temperatures and different solid volume fractions”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 55 (2014), 1-5.
- [148] **T.X. Phuoc et M. Massoudi**, “Experimental observations of the effects of shear rates and particle concentration on the viscosity of Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–deionized water nanofluids”, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (2009), 1294-1301.
- [149] **N Masoumi, N Sohrabi et A Behzadmehr**, “A new model for calculating the effective viscosity of nanofluids”, *JOURNAL OF PHYSICS D: APPLIED PHYSICS*, 42 (2009), 1-6.
- [150] **B. C. Sahoo, R. S. Vajjha, R. Ganguli, G. A. Chukwu et D. K. Das**, “Determination of Rheological Behavior of Aluminum Oxide Nanofluid and Development of New Viscosity Correlations”, *Petroleum Science and Technology*, 27 (2009)1757-1770.
- [151] **L. Syam Sundar, E.V. Ramana, M.K. Singh et A.C.M. De Sousa**, “Viscosity of low volume concentrations of magnetic Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> nanoparticles dispersed in ethylene glycol and water mixture”, *Chemical Physics Letters*, 554 (2012), 236-242.
- [152] **M. Hemmat Esfea, S. Saedodin, M. Rejvani et J. Shahram**, “Experimental investigation, model development and sensitivity analysis of rheological behavior of ZnO/10W40 nano-lubricants for automotive applications”, *Physica E*, 90 (2017), 194-203.
- [153] **M. Hemmat Esfe**, “The Investigation of Effects of Temperature and Nanoparticles Volume Fraction on the Viscosity of Copper Oxide-ethylene Glycol Nanofluids”, *Periodica Polytechnica Chemical Engineering*, 62 (2018), 43-50.
- [154] **Bhageerath Bogi**, “EFFICIENT DESIGN-ORIENTED NUMERICAL SIMULATION OF AN EJECTOR”, *Thèse de Master en science, Université de Florida*, 2011.
- [155] **Eric Goncalvès**, “RESOLUTION NUMERIQUE, DISCRETISATION DES EDP ET EDO”, *Institut National Polytechnique de Grenoble*, 2005.
- [156] **Hanane ZAÏDI**, “Contribution a l'étude des écoulements tourbillonnaires en biomecanique du geste sportif”, *Thèse de Doctorat, Université de Reims Champagne-Ardenne*, 2008.
- [157] **O. BALIMA, T. FONTFREYDE, E. GEORGE, S. MARINHAS, A. REZGUI**, “Etude de la convection naturelle dans une cavite carree en 2D et 3D sous FLUENT et GAMBIT”, *site Internet*.
- [158] **FLUENT 6.3** User's Guide, Septembre 2006
- [159] **D. FEDALA**, “Simulation numérique des écoulements internes dans les turbomachines”, *site Internet*, <https://fr.scribd.com/document/257863979/>
- [160] « Simulation numérique d'écoulements autour d'un profil aérodynamique », *site Internet*, <https://fr.scribd.com/document/92571412/>
- [161] **S. Suresh, K.P. Venkitaraj, P. Selvakumar, M. Chandrasekar**, “Effect of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–Cu/water hybrid nanofluid in heat transfer”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38 (2012), 54-60.
- [162] **B.H. Salman, H.A. Mohammed et A.Sh. Kherbeet**, “Numerical and experimental investigation of heat transfer enhancement in a microtube using nanofluids”,

*International Communications in Heat and Mass Transfer*, 59 (2014), 88-100.

- [163] **H.K. Dawood, H.A.Mohammed et K.M.Munisamy**, “Heat transfer augmentation using nanofluids in an elliptic annulus with constant heat flux boundary condition”, *Case Studies in Thermal Engineering*, 4 (2014), 32-41.
- [164] **H.A. Mohammed, H.A. Hasan et M.A. Wahid**, “Heat transfer enhancement of nanofluids in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40 (2013), 36-46.
- [165] **A. Heshmati, H.A. Mohammed et A.N. Darus**, “Mixed convection heat transfer of nanofluids over backward facing step having a slotted baffle”, *Applied Mathematics and Computation*, 240 (2014), 368-386.
- [166] **A.Sh. Kherbeet, H.A. Mohammed et B.H. Salman**, The effect of nanofluids flow on mixed convection heat transfer over microscale backward-facing step”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), 5870-5881.
- [167] **M. Parsazadeh, H.A. Mohammed et F. Fathinia**, “Influence of nanofluid on turbulent forced convective flow in a channel with detached rib-arrays”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46 (2013), 97-105.
- [168] **E.M. Tokit, H.A. Mohammed et M.Z. Yusoff**, “Thermal performance of optimized interrupted microchannel heat sink (IMCHS) using nanofluids”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (2012), 1595-1604.
- [169] **H.A. Mohammed, A.N. Al-Shamani et J.M. Sheriff**, “Thermal and hydraulic characteristics of turbulent nanofluids flow in a rib-groove channel”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (2012), 1584-1594.
- [170] **Sh.M. Vanaki, H.A. Mohammed, A. Abdollahi et M.A.Wahid**, “Effect of nanoparticle shapes on the heat transfer enhancement in away channel with different phase shifts”, *Journal of Molecular Liquids*, 196 (2014), 32-42.
- [171] **K. Narrein et H.A. Mohammed**, “Influence of nanofluids and rotation on helically coiled tube heat exchanger Performance”, *Thermochimica Acta*, 564 (2013), 13-23.
- [172] **Mathieu Bouton**, “Evaluation de l'intérêt énergétique des nanofluides dans l'usage des machines frigorifiques”, *thèse de Master Mécanique, Energie, Produits et Procédés de l'université de Lorraine.*, 2012.
- [173] **F.P. Incropera, D.P. De Witt, T. Bergman, A. Lavine**, “Fundamentals of heat and mass transfer”, *6 th Edixion, Wiley*.
- [174] **P. Razi, M.A. Akhavan-Behabadi et M. Saeedinia**, “Pressure drop and thermal characteristics of CuO-base oil nanofluid laminar flow in flattened tubes under constant heat flux”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011), 964-971.
- [175] **N. Shalkevich, W. Escher, T. Burgi, B. Michel, L. Si-Ahmed, D. Poulikakos**, “On the Thermal Conductivity of Gold Nanoparticle Colloids”, *Langmuir*, 26 (2010), 663-70.
- [176] **M.P. Beck, Y. Yuan, P. Warriar, A.S Teja**, “The thermal conductivity of aqueous nanofluids containing ceria nanoparticles”, *Journal Of Applied Physics*, 107 (2010); 066101.
- [177] **E.V. Timofeeva, W. Yu, D.M France, D. Singh, J.L. Routbort**, “Base fluid and temperature effects on the heat transfer characteristics of SiC in ethylene glycol/H<sub>2</sub>O and H<sub>2</sub>O nanofluids”, *Journal Of Applied Physics*, 109 (2011); 014914.

- [178] **P. Warriar et A. Teja**, “Effect of particle size on the thermal conductivity of nanofluids containing metallic nanoparticles”, *Nanoscale Research Letters*, 6 (2011), 1-6.
- [179] **E. Ebrahimnia-Bajestan , M. C. Moghadam, H. Niazmand, W. Daungthongsuk et S. Wongwises**, “Experimental and numerical investigation of nanofluids heat transfer characteristics for application in solar heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92 (2016), 1041-1052.
- [180] **G.A. Sheikhzadeh, A. Aghaei et S. Soleimani**, “Effect of nanoparticle shape on natural convection heat transfer in a square cavity with partitions using water-SiO<sub>2</sub> nanofluid”, *Trans. Phenom. Nano Micro Scales*, 6 (2018), 27-38.
- [181] **A. Toghi Eshghi, R. Ghasempour, F. Razi et F. Pourfayaz**, “Evaluation of nanoparticle shape effect on a nanofluid based flat-plate solar collector efficiency”, *ENERGY EXPLORATION & EXPLOITATION*, 33 (2015), 659-676.
- [182] **M.M. Elias, M. Miqdad , I.M. Mahbubul, R. Saidur, M. Kamalisarvestani , M.R. Soheli, ArifHepbasli, N.A. Rahim et M.A. Amalina**, “Effect of nanoparticle shape on the heat transfer and thermodynamic performance of a shell and tube heat exchanger”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44 (2013), 93-99
- [183] **Y. Ji, C. Wilson, H. Chen et H. Ma**, “Particle shape effect on heat transfer performance in an oscillating heat pipe”, *Nanoscale Research Letters*, 6 (2011), 1-7.
- [184] **A.A.A. Arani, S. Sadripour, S. Kermani**, “Nanoparticle shape effects on thermal-hydraulic performance of boehmite alumina nanofluids in a sinusoidal–wavy mini-channel with phase shift and variable wavelength”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 128-129 (2017), 550-563