



THESE EN COTUTELLE

Entre

UNIVERSITE BOURGOGNE FRANCHE-COMTE

UTBM

Et UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEEN

Ecole doctorale n°37

SPIM - Sciences Physiques pour l'Ingénieur et Microtechniques

Doctorat de mécanique énergétique

Par

Mme. MOSTEFAOUI Amina

**Analyse thermo énergétique de la convection thermique d'un écoulement de nanofluide
dans des micro-canaux ondulés**

Composition du Jury:

Professeur,	M. Nabil KORTI	Univ de Tlemcen, Algérie	Président
MC-HDR	M. Jean Gabriel BAUZIN	Univ de Paris Nanterre, France	Rapporteur
Professeur	M. Mohammed AOUNE Allah	USTO, Oran, Algérie	Rapporteur
Professeur	M. Najib LARAQI	Univ de Paris Nanterre, France	Examineur
Professeur	M. Saïd ABOUDI	UTBM- France	Directeur de thèse
Professeur	M. Rachid SAIM	Univ de Tlemcen, Algérie	Directeur de thèse

Remerciement

Ce travail de thèse a été réalisé dans le cadre d'une cotutelle entre l'Université de Technologie de Tlemcen et l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard UTBM.

Je tiens à exprimer mes vifs et sincères remerciements et ma reconnaissance à mes directeurs de thèse le Professeur ABOUDI Saïd de l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard (UTBM), et le Professeur SAIM Rachid de l'Université de Technologie de Tlemcen pour leurs conseils, aides et motivations et pour m'avoir assuré les meilleures conditions pour mener à terme ce travail.

Je tiens à remercier une deuxième fois le Professeur ABOUDI Saïd pour m'avoir accueilli au laboratoire ICB-COMM et aussi pour son aide, et ses conseils au quotidien.

J'adresse aussi mes sincères remerciements aux membres du jury, rapporteurs et examinateurs de m'avoir fait l'honneur d'accepter de juger ce travail de thèse.

Enfin, je ne serai conclure sans associer à ces remerciements tous les enseignants ainsi que le personnel de l'université de Tlemcen et de l'UTBM pour leurs soutiens durant la préparation de ce travail.

Je témoigne toute ma gratitude à toute ma famille et en particulier à mes parents, ma tante, mes amis de m'avoir soutenu et aidé pendant toute ma thèse et surtout pendant mon séjour en France.

Dédicace

A mes parents

A mes frères et sœurs

A tous mes amis

Amina

المخلص

من خلال هذه الأطروحة، قمنا بدراسة محاكاة عددية ثنائية الأبعاد لكيفية تحسين النقل الحراري لتدفق سائل النانوفلويد من Al_2O_3 -eau في أحواض الحرارة الدقيقة، في ظل نظام رقائقي باستخدام تدفق حراري ثابت على مستوى هذه التجربة الرقمية. تتكون هندسة النموذج من ثلاثة أشكال من القنوات الصغيرة مزدوجة بتموجات (شبه منحرف أو مستطيل أو شبه أسطواني) يتم رسمها و ربطها في المعالج Gambit وتم إجراء المحاكاة الرقمية باستخدام Ansys-Fluent (ضمن بيئة Workbench الإصدار 14.0). قمنا بمقارنة النتائج العددية و التحقق من صحتها مع النتائج التجريبية. النتائج المحصلة عليها تطابقت بشكل جيد. عبر هذه الدراسة، قمنا بمعاينة تأثير سرعة الإدخال و تأثير هندسة القناة الدقيقة على انتقال الحرارة، كما درسنا أيضا تأثير التركيز الحجمي و قطر الجزيئات الصلبة الصغيرة (النانو جزيئات) في السائل الناقل للحرارة. استعملنا معادلات التدفق، أي معادلة الاستمرارية، كمية الحركة و الطاقة وفقا لنهج الحجم المحدود، و خوارزمية SIMPLE لاقتران السرعة و الضغط.

ترجمت النتائج المحصل عليها على شكل بيانات لتغيير رقم نيويسالت، ومعامل فقدان الضغط و الاحتكاك و كذلك توزيع كل من درجة الحرارة و سرعة التدفق. أثبتت النتائج أن استخدام القنوات الدقيقة شبه المنحرفة المموجة تجعل من الممكن زيادة رقم نيويسالت مما يجعل من الممكن تحسين نقل الحرارة. من ناحية أخرى، فإن إدراج جزيئات النانو ذات التركيز الحجمي المختلف تساهم في تحسين النقل الحراري كما أن نوعية و حجم جزيئات تلعب دورا ملحوظا في التبادل الحراري.

الكلمات المفتاحية:

النانوفلويد، نقل الحرارة، القناة الدقيقة، تموج شبه منحرف، تموج مستطيل، تموج نصف أسطواني، أحواض الحرارة الدقيقة، محاكاة عددية، تدفق حراري ثابت.

Résumé

Dans cette étude, nous avons mené une investigation numérique bidimensionnelle du transfert thermique d'un écoulement laminaire de nanofluide Al_2O_3 -eau dans un micro-canal soumis à une condition de flux sur les parois. La géométrie du micro-canal étudié présente trois formes d'ondulations, à savoir trapézoïdale, rectangulaire et semi cylindrique. Le logiciel Ansys Fluent, version 14.0, avec son environnement Workbench, ont été utilisés pour reproduire les géométries étudiées et pour la résolution des équations de conservation correspondantes (de la masse, quantité de mouvement et énergie). L'algorithme SIMPLE est utilisé pour le couplage vitesse-pression. Le modèle proposé est d'abord testé et comparé avec des résultats de travaux expérimentaux issus de la bibliographie. Un travail sur la sensibilité du maillage a été également étudié avant d'analyser l'influence de grandeurs caractéristiques du système, vitesse d'entrée, géométrie du micro-canal, concentration volumique et du diamètre de nanoparticules...

Les résultats obtenus, distribution de vitesse et de température, ont été exploités et discutés en termes de nombre de Nusselt et de coefficient de perte de charge et de frottement. Les principaux résultats ont montré que l'utilisation de micro-canaux trapézoïdaux ondulés permet d'augmenter le nombre de Nusselt et donc d'améliorer le transfert thermique. D'autre part, la variation des concentrations volumiques des nanoparticules contribue également à augmenter le transfert de chaleur. On a observé aussi un effet non négligeable de la forme et de la taille des nanoparticules utilisées sur le transfert thermique.

Mots clés:

Nanofluide, transfert de chaleur conjugué, micro-canal, ondulation trapézoïdale, ondulation rectangulaire, ondulation semi cylindrique, investigation numérique, écoulement laminaire.

Abstract

In this study, we performed a two-dimensional numerical investigation of the heat transfer of a laminar flow of nanofluid Al_2O_3 -water in a microchannel subjected to a heat flux condition on its walls. The geometry of the studied microchannel has three wave forms, namely trapezoidal, rectangular and semi-cylindrical. The Ansys Fluent software, version 14.0, with its Workbench environment, was used to reproduce the studied geometries and to solve the corresponding conservation equations (of mass, momentum and energy). The SIMPLE algorithm is used for the velocity-pressure coupling. The proposed model is first tested and compared with experimental results from the literature. A work on the sensitivity and independence of the meshing of the computational domain was also studied before analyzing the influence of characteristic parameters of the system, input velocity, microchannel geometry, volumetric concentration and diameter of nanoparticles.

The obtained results, velocity distribution and temperature, were evaluated and discussed in terms of the Nusselt number and the coefficients of pressure drop and friction. The main results revealed that the use of corrugated trapezoidal micro-channels increases the Nusselt number and thus improves heat transfer. On the other hand, the variation in the volume concentrations of the nanoparticles also contributes to increasing heat transfer. A significant effect of the shape and size of the nanoparticles used on heat transfer has also been observed.

Keywords:

Nanofluid, Conjugated heat transfer, microchannel, Trapezoidal corrugation, rectangular corrugation, semi-cylindrical corrugation, numerical study, laminar flow.

Table des matières

Table des matières

Introduction Générale	20
Chapitre 1 Revue bibliographique sur les canaux	24
1.1. Introduction	25
1.2. Écoulement des fluides à travers différents types des canaux	26
1.2.1. Différentes régions caractérisant l'écoulement dans un canal	27
1.2.2. Facteurs agissant sur les écoulements dans les canaux	28
1.3. Régime d'écoulement en mini-canal et micro-canal.....	29
1.4. Les techniques d'amélioration du transfert thermique [6]	31
1.4.1. Les techniques passives.....	31
1.4.2. Les techniques actives	32
1.5. Revue des transferts thermiques dans les mini et micro-canaux	33
1.6. Revue bibliographique sur l'écoulement des nanofluides.....	37
1.7. Conclusion.....	52
Chapitre 2 Etat de l'art sur les nanofluides	53
2.1. Introduction.....	54
2.2. La fabrication des nanoparticules.....	54
2.2.1. Les méthodes physiques	55
2.2.2. Les méthodes chimiques.....	56
2.3. Type des nanoparticules	57
2.4. Les propriétés thermo-physiques des nanofluides	58
2.4.1. La fraction volumique	58
2.4.2. La masse volumique et la capacité thermique	59
2.4.3. Le coefficient d'expansion thermique	59
2.4.4. La conductivité thermique.....	60
2.4.5. La viscosité dynamique	69
2.5. Domaine d'utilisation des nanofluides pour l'amélioration du transfert thermique	75
2.5.1. Facteurs influents sur le transfert de chaleur dans les nanofluides	76

Table des matières

2.5.1.1.	<i>Le mouvement brownien et la micro-convection</i>	76
2.5.1.2.	<i>Le principe de la thermophorèse</i>	77
2.5.1.3.	<i>Couche inter-faciale nanoparticule-liquide</i>	77
2.6.	<i>Conclusion</i>	78
Chapitre 3 Description du problème physique étudié		80
3.1.	<i>Introduction</i>	81
3.2.	<i>Description du problème étudié</i>	82
3.2.1.	<i>Schéma de l'installation expérimentale</i>	83
3.2.2.	<i>Description de la section d'essai</i>	83
3.3.	<i>Formulation mathématique</i>	85
3.3.1.	<i>Hypothèses de calcul</i>	86
3.3.2.	<i>Équations Gouvernantes</i>	87
3.3.2.1.	<i>Équation de continuité</i>	87
3.3.2.2.	<i>Équation de quantité de mouvement</i>	87
3.3.2.3.	<i>Équation de conservation de l'énergie</i>	87
3.3.3.	<i>Propriétés thermo-physiques</i>	88
3.3.4.	<i>Conditions aux limites</i>	89
3.3.5.	<i>Étude du maillage</i>	90
3.3.6.	<i>Grandeurs caractéristiques du système</i>	94
3.3.6.1.	<i>Coefficient de transfert de chaleur par convection (h)</i>	94
3.3.6.2.	<i>Nombre de Nusselt (Nu)</i>	94
3.3.6.3.	<i>Nombre de Prandtl (Pr)</i>	95
3.3.6.4.	<i>Facteur de frottement</i>	95
3.3.6.5.	<i>Indice de performance thermo-hydraulique</i>	95
3.3.7.	<i>Principe de la méthode des volumes finis</i>	96
3.3.8.	<i>Le critère de convergence</i>	96
3.4.	<i>Conclusion</i>	96

Table des matières

Chapitre 4 Applications et Résultats	97
4.1. <i>Introduction</i>	98
4.2. <i>Domaine de calcul</i>	98
4.3. <i>Ajustement du code de calcul</i>	99
4.4. <i>Résultats et discussions</i>	101
4.4.1. <i>Impact de la vitesse d'entrée du fluide</i>	101
4.4.2. <i>Impact de la géométrie du micro-canal</i>	107
4.4.3. <i>Impact de la fraction volumique des nanoparticules</i>	108
4.4.4. <i>Impact du diamètre des nanoparticules</i>	114
4.4.5. <i>Analyse et commentaires</i>	119
Conclusion et perspective	121

Liste des figures

Liste des figures

Figure 1.1. Capteur solaire thermique.....	25
Figure 1.2. Dissipateur de chaleur.....	25
Figure 1.3. Ecoulement laminaire.....	26
Figure 1.4. Ecoulement transitoire.....	26
Figure 1.5. Ecoulement turbulent.....	27
Figure 1.6. Etablissement du profil de vitesse dans la conduite.....	27
Figure 1.7. Les étapes de formation de la couche limite.....	28
Figure 1.8. Nombre de Nusselt moyen expérimental, Peng et Wang [8].....	33
Figure 1.9. Schéma de l'installation expérimentale.....	39
Figure 1.10. Configuration géométrique du dissipateur thermique à micro-canaux.....	39
Figure 1.11. Schéma du dissipateur de chaleur.....	41
Figure 1.12. Illustration du dissipateur thermique miniature.....	41
Figure 1.13. Schéma simplifié du modèle physique.....	42
Figure 1.14. Schéma simplifié du modèle physique.....	43
Figure 1.15. Géométrie du problème étudié.....	44
Figure 1.16. Domaine physique étudié: (a) Canal sinusoïdal, (b) Canal triangulaire, (c) Canal trapézoïdal.....	44
Figure 1.17. Schéma de l'échangeur de chaleur à plaques.....	45
Figure 1.18. Schéma de l'installation expérimentale.....	46
Figure 1.19. Schéma de l'installation expérimentale.....	47
Figure 1.20. Schéma du modèle physique.....	48
Figure 1.21. Schéma de l'installation expérimental.....	51
Figure 2.22. Schéma du système GFS [66].....	55
Figure 2.23. Schéma de la configuration standard d'évaporation / condensation.....	56
Figure 2.24. Mouvement brownien dans un système hors équilibre [143].....	77
Figure 3.25. Procédure de calcul à l'aide d'un code CFD.....	82
Figure 3.26. Schéma du montage expérimental.....	83
Figure 3.27. Micro-canal (a) Trapézoïdal, (b) Rectangulaire et (c) Semi cylindrique.....	84
Figure 3.28. Influence du maillage sur: (a) Vitesse axiale, (b) Température pour trois positions du micro-canal trapézoïdal ($x = 0.006$, $x=0.006125$, $x= 0.0062$ m).....	93
Figure 4.29. Domaine de calcul pour les cas: (a) Trapézoïdal, (b) Rectangulaire et (c) Semi-Cylindrique.....	99
Figure 4.30. Comparaison avec les travaux de Zhai et al [49]: (a) Nombre de Nusselt moyen, (b) Facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds.....	100
Figure 4.31. Comparaison des nombres de Nusselt moyens avec ceux d'Ahmed et al [39] en fonction du nombre de Reynolds.....	101
Figure 4.32. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de sa vitesse d'entrée, pour les trois géométries du micro-canal, cas de d'eau pure.....	102
Figure 4.33. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de sa vitesse d'entrée dans un micro-canal trapézoïdal, cas de l'eau pure et du nanofluide Al_2O_3 -eau à 2%.....	103
Figure 4.34. Contours des températures pour 3 vitesses d'entrée du fluide de base, (0.1, 0.5 et 3.5 m/s) ((a) cas trapézoïdal, (b) cas rectangulaire et (c) cas semi-cylindrique).....	105

Liste des figures

Figure 4.35. Contours des vitesses et des températures pour différentes vitesses d'entrée du nanofluide Al_2O_3 -eau avec une fraction volumique de 2% et $dp = 10\text{ nm}$	107
Figure 4.36. Variation du: (a) nombre de Nusselt, (b) chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour différentes formes des micro-canaux pour un écoulement d'eau pure.	108
Figure 4.37. Profil du coefficient d'échange le long du micro-canal trapézoïdal pour différentes fractions volumiques, (a) $V_{in} = 0.5\text{ m/s}$ et (b) $V_{in} = 3.5\text{ m/s}$	109
Figure 4.38. Profil du nombre de Nusselt le long du micro-canal trapézoïdal pour différentes fractions volumiques, a $V_{in} = 0.5\text{ m/s}$ e t (b) $V_{in} = 3.5\text{ m/s}$	110
Figure 4.39. Variations du: (a) Nombre de Nusselt, (b) Chute de pression, (c) Coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour différentes fractions volumique des nanoparticules et $dp = 10\text{ nm}$	112
Figure 4.40. Variations du : (a) Nombre de Nusselt relatif, (b) Facteur de frottement relatif et (c) Indice de performance thermo-hydraulique, en fonction du nombre de Reynolds pour différentes fractions volumique des nanoparticules avec $dp = 10\text{ nm}$	114
Figure 4.41. Variation du coefficient de convection le long du micro-canal à différents diamètres de nanoparticules, (a) $V_{in} = 0.5\text{ m/s}$ et (b) $V_{in} = 3.5\text{ m/s}$	115
Figure 4.42. Variation du nombre de Nusselt en fonction de la position axiale le long du micro-canal trapézoïdal, pour différents diamètres de nanoparticules,.....	116
Figure 4.43. Variation du :(a) Nombre de Nusselt moyen, (b) Rapport du nombre de Nusselt, (c) Facteur de frottement et (d) Indice de performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds et pour différents diamètres des nanoparticules.	119
Figure 4.44. Variation de l'indice de performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds pour différents diamètres et concentrations volumiques des nanoparticules.	120

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau 1.1. Classification des canaux par Mehendale et al. [3]	29
Tableau 1.2. Régime d'écoulement en fonction du nombre de Kn, Gad-el-Hak [4].	30
Tableau 1.3. Classification des canaux par Kandlikar et Grande [3].....	31
Tableau 1.4. Résumé des travaux expérimentaux et leurs comparaisons avec la théorie conventionnelle.	35
Tableau 2.5. Conductivité thermique des nanoparticules.	66
Tableau 2.6. Viscosité dynamique des nanoparticules.....	73
Tableau 3.7. Dimensions des micro-canaux ondulées.	85
Tableau 3.8. Classification des écoulements en fonction du nombre de Knudsen.	86
Tableau 3.9. Propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 20°C.....	89

Nomenclature

Nomenclature

Symboles

A	Surface d'échange	m^2
a	Pas trapézoïdal	mm
Al_2O_3	Oxyde d'aluminium	
Al	Aluminium	
Ag	Argent	
b	Hauteur de la base	mm
C	Graphite	
CeO_2	Oxyde de cérium	
C_p	Chaleur spécifique	$kJ/(Kg.K)$
Cu	Cuivre	
CuO	Oxyde de cuivre	
d_f	Diamètre équivalent (fluide de base)	nm
D_h	Diamètre hydraulique	mm
d_p	Diamètre de nanoparticule	nm
e	Hauteur trapézoïdale	mm
f	Facteur de frottement	
f_0	Facteur de frottement pour un micro-canal lisse	
Fe	Fer	
Gr	Nombre de Grashof	
H	Hauteur du canal	mm
h	Coefficient de convection	$W/(m^2.K)$
k_B	Constante de Boltzmann, 1.3807×10^{-23}	J/K
kn	Nombre de Knudsen	
L	Longueur caractéristique	mm
L_1	Longueur de la zone adiabatique 1	mm
L_2	Longueur de la zone chauffée	mm
L_3	Longueur de la zone adiabatique 2	mm
M	Masse molaire	g/mol
N	Nombre d'Avogadro	
Nu	Nombre de Nusselt	

Nomenclature

Nu_0	Nombre de Nusselt pour un micro-canal lisse	
P	Pression	Pa
p	Périmètre	
Pe	Nombre de Peclet	
Pr	Nombre de Prandtl	
q	Densité de flux de chaleur	W/m^2
Q	Flux de chaleur	
R	Rayon	mm
Ra	Nombre de Rayleigh	
Re	Nombre de Reynolds	
R_{th}	Résistance thermique	
SiC	Carbure de silicium métallique	
SiO_2	Dioxyde de silicium	
T	Température	K
$T(x)$	Température moyenne le long du micro-canal	K
TiO_2	Dioxyde de Titanium	
u	Composante axiale de la vitesse	(m/s)
u_p	Vitesse du mouvement brownien	(m/s)
v	Composante radiale de la vitesse	(m/s)
V	Volume	m^3
V_p	Volume des nanoparticules dispersées	m^3
V_T	Volume total	m^3
Δp	Chute de pression	Pa
w	Largeur du trapèze	mm
x, y	Coordonnées cartésiennes	
ZnO	Oxyde de zinc	

Indice

ch	Canal
eff	Efficace
f	Fluide

Nomenclature

<i>in</i>	<i>Entrée</i>
<i>nf</i>	<i>Nanofluide</i>
<i>p</i>	<i>Particule</i>
<i>w</i>	<i>Wall</i>
<i>b</i>	<i>Bulk</i>

Symboles grecs

α	<i>Diffusivité thermique</i>	m^2/s
μ	<i>Viscosité dynamique</i>	$Kg/(m.s)$
ρ	<i>Densité</i>	Kg/m^3
φ	<i>Fraction volumique</i>	(%)
β_T	<i>Coefficient d'expansion thermique</i>	K^{-1}
λ	<i>Conductivité thermique</i>	$W/(m.K)$
ℓ	<i>Libre parcours moyen moléculaire</i>	
η	<i>Performance thermique</i>	

Abréviations

<i>EDP</i>	<i>Equations aux Dérivées Partielles</i>
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
<i>CNT</i>	<i>Nanotube de Carbone</i>
<i>GFS</i>	<i>Gas Flow Sputtering</i>
<i>N-S</i>	<i>Navier–Stokes</i>
<i>PHE</i>	<i>Plate Heat Exchanger</i>
<i>UDF</i>	<i>User Defined Function</i>

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert thermique est un processus physique d'une grande importance, qui est à la base de nombreux processus industriels. L'intensification de ces échanges et l'amélioration du rendement sont devenues aujourd'hui une problématique majeure dans le monde industriel, des organismes de réglementation mais aussi de la société dans son ensemble, qui prend conscience de l'épuisement progressif des ressources énergétiques et qui se soucie de l'avenir en matière énergétique.

Dans la plupart des systèmes de transfert de chaleur, le fluide de travail est mis en circulation par une pompe, et l'amélioration de l'efficacité du transfert de chaleur peut réduire la consommation d'énergie associée. Il existe plusieurs méthodes pour améliorer l'efficacité de transfert de chaleur. L'utilisation de surfaces étendues, l'application de vibrations sur les surfaces de transfert de chaleur, et l'utilisation de micro-canaux sont parmi ces méthodes.

L'efficacité du transfert de chaleur peut également être améliorée en augmentant la conductivité thermique du fluide caloporteur.

La conductivité thermique des fluides couramment utilisés dans le transfert de chaleur, tels que l'eau, l'éthylène glycol, et les huiles est relativement faible, par rapport à la conductivité thermique des matières solides. À cet égard, diverses techniques ont été proposées pour modifier les propriétés thermo-physiques des fluides. Parmi ces techniques, on peut citer celle qui consiste à augmenter la conductivité thermique des fluides de base (tels que l'éthylène glycol, l'eau et les huiles) par mise en suspension de nanoparticules solides dans ces fluides. Ces techniques ont donné naissance à une nouvelle classe de fluides caloporteurs, appelés nanofluides. Au cours des dernières années, les nanofluides ont attiré l'attention de nombreux chercheurs, ingénieurs et concepteurs de systèmes thermiques pour leur qualité d'amélioration du transfert de chaleur. Leur utilisation pour le refroidissement dans diverses applications industrielles comme le refroidissement des composants électroniques, le refroidissement des véhicules, le refroidissement des transformateurs, dans les réacteurs nucléaires, les applications solaires etc...

Les nanofluides sont obtenus en mélangeant un fluide, appelé fluide de base et des particules métalliques, de taille nanométrique, inférieure à 100 nm. Ils sont dotés de propriétés physico-chimiques particulières et intéressantes, qui d'un point de vue thermique, contribue à améliorer les échanges de chaleur dans de nombreux systèmes thermiques tels que les

Introduction Générale

échangeurs, les collecteurs solaires, ou encore les systèmes de chauffage dans les domaines de l'habitat et du transport. Les travaux relatifs aux nanofluides ont montré une activité importante ces deux dernières décennies et que ce domaine de recherche continue à faire l'objet de nombreux chercheurs à travers le monde.

En ce qui concerne les applications dans le domaine du transfert de chaleur, des études menées depuis une dizaine d'années ont montré que l'ajout des nanoparticules dans un fluide de base pouvait augmenter le transfert de chaleur par rapport au fluide pur en modifiant de manière significative la conductivité thermique du fluide porteur. Différents modèles ont été élaborés en vue d'expliquer cette remarquable amélioration des transferts convectifs ; leurs confrontations avec les résultats expérimentaux montrent cependant quelques écarts parfois non négligeables. Il faut cependant noter que les modèles proposés pour les propriétés thermiques (conductivité thermique, chaleur spécifique, masse volumique, diffusivité) permettent d'approcher de manière satisfaisante le comportement thermique des systèmes étudiés.

Le travail proposé dans ce mémoire de thèse porte sur la convection forcée d'un écoulement laminaire d'un nanofluide à travers un micro-canal. Cette étude a pour objectif d'analyser numériquement les performances dynamique et thermique d'un écoulement de nanofluide, composé de particules solides dispersées dans un fluide de base (eau pure) à différentes concentrations volumiques et différents diamètres de nanoparticules. Les équations gouvernantes de l'écoulement à savoir l'équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie sont intégrées et discrétisées selon l'approche des volumes finis. Les simulations numériques sont effectuées à l'aide du code CFD Ansys-Fluent. De ce fait, l'effet de différents paramètres sur les champs dynamique et thermique, à savoir la forme de la géométrie, le type et la taille des nanoparticules et le nombre de Reynolds sont analysés.

Le contenu de la thèse s'articule autour de quatre chapitres, organisés de la manière suivante:

- ✓ Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique des différentes techniques utilisées pour l'amélioration du transfert thermique dans les canaux et micro-canaux.

Introduction Générale

- ✓ Le deuxième chapitre est consacré à la présentation d'une revue bibliographique des principaux travaux publiés sur l'utilisation de nanofluides comme fluide de base. On présente quelques résultats de modèles proposés pour l'estimation des propriétés thermo-physiques des nanofluides ainsi que leurs influences sur le transfert de chaleur. On conclut ce chapitre par un bilan sur l'intérêt d'utiliser les nanofluides comme fluide caloporteur.

- ✓ Le troisième chapitre présente le formalisme mathématique utilisé dans notre étude. L'écoulement étudié est décrit par les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie. La définition de grandeurs thermo-physiques telles que le coefficient d'échange convectif, la résistance thermique et le facteur de frottement, est présenté afin d'évaluer les performances thermiques et hydrauliques du système étudié.

- ✓ Dans le quatrième et dernier chapitre, les résultats numériques issus des simulations sont présentés et discutés. Le modèle numérique est ensuite validé par les résultats expérimentaux de la littérature.

- ✓ Une conclusion générale suivie d'un ensemble de perspectives à retenir pour des développements futurs clôt ce mémoire.

Chapitre 1

Revue bibliographique sur les canaux

1.1. Introduction

L'écoulement et le transfert de chaleur par convection dans les canaux sont rencontrés dans plusieurs applications industrielles telles que la climatisation, le transport, la production chimique, la microélectronique, les échangeurs de chaleur, les réacteurs nucléaires, les capteurs solaires, le refroidissement des turbomachines et des composants électroniques et le domaine de biomédical. Lorsqu'un fluide en circulation dans un canal a une température différente de celle de la paroi, un transfert thermique a lieu. En fonction du sens du flux de chaleur, les canaux peuvent convenir à plusieurs applications : si le fluide caloporteur extrait la chaleur de paroi, on parle d'un extracteur de chaleur « heat sink », par exemple un capteur solaire. S'il cède sa chaleur aux parois, on a affaire à un dissipateur de chaleur « heat source », cas par exemple d'un stockage de chaleur dans une paroi massive. Dans le cas où il y a deux fluides séparés ou non par une paroi, l'un extrait la chaleur cédée par l'autre, on parle d'un échangeur de chaleur, voir (Figure 1.1 et Figure 1.2).

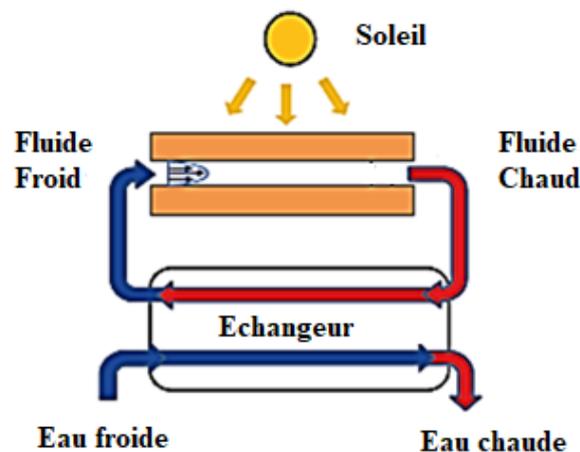


Figure 1.1. Capteur solaire thermique.

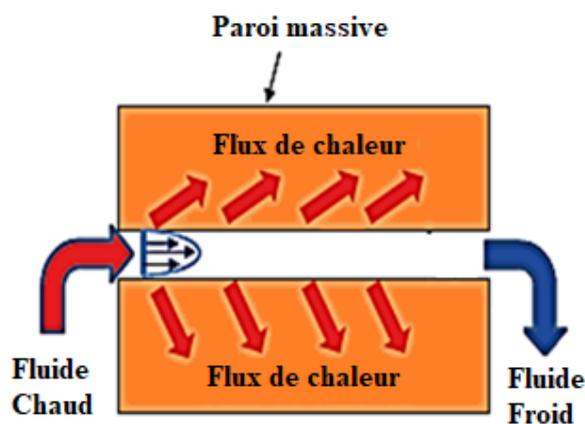


Figure 1.2. Dissipateur de chaleur.

Les fluides caloporteurs conventionnels tels que l'eau, l'éthylène glycol et l'huile ont des propriétés thermiques assez limitées, d'où la réduction de l'efficacité des systèmes thermiques. Récemment, des nanoparticules utilisées dans le domaine des nanotechnologies, de natures métalliques (argent, cuivre et fer) ou non métalliques (alumine, CuO , SiC et nanotubes de carbone), caractérisées par une conductivité thermique très élevée, sont généralement dispersées dans un fluide de base, ce qui constitue une nouvelle classe des fluides caloporteurs nommés nanofluides. Ces nouveaux fluides ouvrent un vaste champ de recherche de part leurs applications de plus en plus répandues dans les processus industriels pour leurs remarquables propriétés physiques.

1.2. Écoulement des fluides à travers différents types des canaux

L'écoulement à l'intérieur d'un canal peut être laminaire ou turbulent. Osborne Reynolds [1] fut le premier à décrire trois régimes d'écoulement (figure 1.3): Laminaire, transitoire et turbulent.

- Lorsqu'un fluide s'écoule dans un tuyau comme s'il glissait parallèlement aux parois qui le guident, on dit que l'écoulement est laminaire. Le fluide s'écoule en couches parallèles (avec un mélange latéral minimal), sans interruption entre les couches. La répartition des vitesses est bien régulière. L'écoulement laminaire a tendance à se produire à des vitesses plus faibles et à une viscosité élevée figure 1.3.



Figure 1.3. Ecoulement laminaire.

- L'écoulement transitoire désigne un écoulement dont les propriétés varient dans le temps. Par exemple, quand on ouvre un robinet, l'écoulement n'est pas instantanément stable, comme sur la figure 1.4.

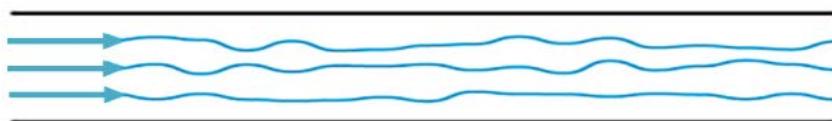


Figure 1.4. Ecoulement transitoire.

- L'écoulement est dit turbulent lorsqu'un fluide s'écoule avec des variations de vitesse brusques et aléatoires en chaque point, il se produit à des vitesses plus élevées et à une faible viscosité. Les écoulements génèrent du bruit à cause de leur structure chaotique, ce qui se produit communément dans les forts remous d'un torrent de montagne que l'on peut entendre à plusieurs centaines de mètres, voir la figure 1.5.



Figure 1.5. Ecoulement turbulent.

1.2.1. Différentes régions caractérisant l'écoulement dans un canal

- L'entrée du fluide à l'intérieur du tube est appelée région d'entrée où l'écoulement a un comportement non visqueux. La figure 1.6 montre que les profils de la vitesse sont pratiquement établis dans la région développée.

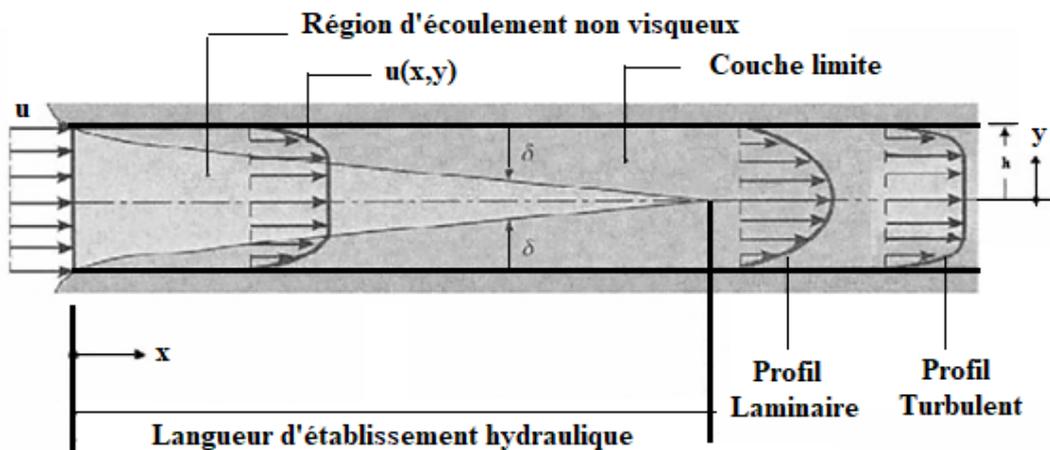


Figure 1.6. Etablissement du profil de vitesse dans la conduite.

Le concept de couches limites est important dans toute la dynamique des fluides visqueux. Les caractéristiques de base de toutes les couches limites laminaires et turbulentes sont présentées pendant leur développement sur une plaque plane, Elles sont illustrées dans la figure 1.7.

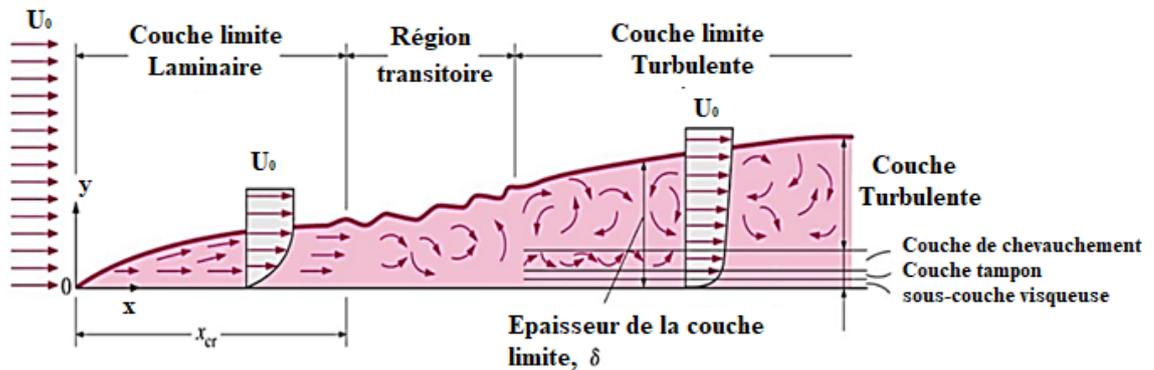


Figure 1.7. Les étapes de formation de la couche limite.

Les couches limites peuvent être laminaires ou turbulentes en fonction du nombre de Reynolds qui représente le rapport des forces d'inertie aux forces visqueuses. Pour le régime laminaire, White [2] propose la relation suivante: $Le = 50D_h$ pour l'établissement de l'écoulement.

1.2.2. Facteurs agissant sur les écoulements dans les canaux

Les principaux facteurs qui influencent l'écoulement des fluides dans une conduite sont:

- **Vitesse du fluide:** Elle dépend de la charge qui force le fluide à traverser la conduite. Plus la charge est élevée, plus le débit du fluide est important. Le débit moyen est proportionnel au carré du diamètre hydraulique de la conduite.
- **Frottement sur la conduite:** Il réduit le débit du fluide dans les tuyaux. La vitesse du fluide s'atténue considérablement près des parois de la conduite. Il est donc considéré comme un facteur néfaste. Si une conduite est lisse, propre et de grand diamètre, les frottements de la conduite ont un effet négligeable sur le débit de sortie du fluide.
- **Viscosité dynamique du fluide:** Elle réduit, tout comme le frottement, le débit de l'écoulement. Elle augmente ou diminue en fonction des variations de température, la densité des nanoparticules pour les nanofluides.
- **Masse volumique du fluide:** Elle influence également le débit, car plus un fluide est dense plus il requiert une charge supérieure pour obtenir le débit souhaité. Le caractère compressible de certains fluides (gaz) nécessite souvent différentes méthodes pour mesurer les débits.

1.3. Régime d'écoulement en mini-canal et micro-canal

Les écoulements dans les mini et micro-canaux constituent un champ relativement nouveau dans la mécanique des fluides qui a émergé avec les derniers progrès technologiques. Des études ont démontré que les structures des écoulements sont significativement modifiées en mini/micro-canaux comparées aux écoulements dans des macro-canaux. Ceci est dû principalement aux forces de tension de surface qui dominent les forces de gravité. La limite à partir de laquelle un canal peut être désigné par un micro-canal ou un mini-canal a fait l'objet de plusieurs classifications publiées dans la littérature.

Quelle que soit la forme du canal (circulaire, rectangulaire, etc.), Mehendale et al. [3] ont proposé, selon la taille du diamètre hydraulique, une classification des canaux en quatre catégories, voir Tableau 1.1.

Tableau 1.1. Classification des canaux par Mehendale et al. [3]

Canal	Diamètre hydraulique
Macro-canaux (conventionnel)	$D_h > 6mm$
Canaux compacts	$1mm \leq D_h < 6mm$
Meso-canaux	$100\mu m \leq D_h < 1mm$
Micro-canaux	$1\mu m \leq D_h < 100\mu m$

Évidemment plus l'échelle d'observation est petite, plus l'hypothèse de la continuité du milieu est discutable. Par exemple, si l'on observe un objet (un fluide) à l'œil nu (l'échelle macroscopique), il peut être considéré comme un milieu continu. Par contre, si l'observation a lieu à une échelle très petite (nanoscopique), le domaine perd sa continuité. Le nombre sans dimension qui permet de déterminer le régime d'écoulement en termes de continuité du milieu et non en termes de turbulence d'un fluide est le nombre de Knudsen, noté Kn . Ce nombre est défini comme le rapport entre le libre parcours moyen ℓ des porteurs et la longueur caractéristique du volume d'étude, ici c'est le diamètre hydraulique D_h . Si Kn est suffisamment grand, les porteurs ne peuvent plus être considérés comme un milieu continu et les lois fondamentales (équations de Navier-Stokes), loi de Fourier, etc.) Ne seront plus adaptées. En fonction du nombre de Knudsen Kn , le Tableau 1.2 montre la classification des différents régimes d'écoulement en termes de continuité.

Afin de rendre cette classification des canaux non seulement basée sur les dimensions mais aussi sur une justification physique, Kandlikar et Grande [5] ont révisé la classification présentée par Mehendale et al. [3]. La classification proposée prend en considération la nature de l'écoulement dans le canal. Comme le libre parcours moyen pour un liquide est de l'ordre de $\ell \sim 10^{-10}m$ et pour un gaz aux températures et pressions usuelles, il est de l'ordre de $\ell \sim 10^{-6}m$ et en s'appuyant sur le nombre de Knudsen Kn , ces auteurs ont classé les canaux en fonction de la continuité selon deux catégories : la première catégorie (conventionnelle, mini et micro-canal) où le milieu peut être toujours considéré comme un milieu continu. La deuxième catégorie (transitionnelle et nano-canaux), où les lois de la mécanique des milieux continus ne sont plus valables pour la plupart des fluides, comme indiqué dans le Tableau 1.3 où les auteurs prennent partiellement en compte la physique de l'écoulement.

Tableau 1.2. Régime d'écoulement en fonction du nombre de Kn, Gad-el-Hak [4].

Kn	Régime d'écoulement
$0.001 > Kn$	Le régime est continu, l'écoulement est modélisé par les équations de Navier-Stokes associées aux conditions classiques de continuité de la température et de la vitesse à la paroi.
$0.1 > Kn > 0.001$	Le régime est glissant, les équations de Navier-Stokes sont applicables, mais il est nécessaire de prendre en compte un saut de température et de vitesse à la paroi, résultant du déséquilibre thermodynamique qui apparaît en priorité près des frontières solides, là où le fluide n'occupe qu'un demi-espace.
$10 > Kn > 0.1$	le régime est de transition, l'approche continue traduite par les équations de Navier-Stokes n'est plus valable, mais les collisions intermoléculaires ne sont pas encore totalement négligeables et doivent être prises en compte.
$Kn > 10$	Le régime est moléculaire libre, les collisions entre molécules sont alors d'occurrence négligeable, comparées aux collisions entre molécules et paroi, Colin et al (2004).

Tableau 1.3. Classification des canaux par Kandlikar et Grande [3].

	Canal	Taille du canal
Milieu continu	Macro-canaux (conventionnel)	$D_h \geq 3mm$
	Mini-canaux	$200\mu m \leq D_h \leq 3mm$
	Micro-canaux	$10\mu m \leq D_h \leq 200\mu m$
Milieu non continu	Canaux transitionnels	$0.1\mu m < D_h \leq 10\mu m$
	Nano-canaux moléculaire	$D_h \leq 0.1\mu m$

1.4. Les techniques d'amélioration du transfert thermique [6]

Les méthodes d'amélioration de transfert de chaleur les plus populaires sont:

1.4.1. Les techniques passives

- **Les surfaces traitées** sont des surfaces de transfert de chaleur qui ont une altération à échelle fine à leur finition ou revêtement. L'altération peut être continue ou discontinue, où la rugosité est beaucoup plus petite, ce qui affecte le transfert de chaleur monophasée, ils sont utilisés principalement pour l'ébullition et la condensation.
- **Les surfaces rugueuses** favorisent la turbulence dans le champ d'écoulement, principalement dans les écoulements monophasés de surface, et elles n'augmentent pas la surface de transfert de chaleur.
- **Les surfaces étendues** fournissent l'élargissement efficace de transfert de chaleur. Les développements récents ont conduit à des surfaces des ailettes modifiées qui contribuent à améliorer les coefficients de transfert de chaleur en perturbant le champ d'écoulement, en plus de l'augmentation de la surface de contact.
- **Les dispositifs pour les écoulements tourbillons** produisent et superposent des écoulements tourbillonnaires ou la recirculation de flux secondaires. Ces équipements comprennent les bandes hélicoïdales (helical strip), ruban torsadé (twisted tapes), bobines de fil (wire coils), ils peuvent être utilisés pour les écoulements à une seule phase ou à deux phases.

- **Les tubes spiralés (en forme spirale)** représentent une technique relativement appropriée pour les échangeurs de chaleur, ils produisent des écoulements secondaires et des tourbillons qui favorisent plus le transfert de chaleur dans les écoulements monophasés comme dans la plupart des régions d'ébullition.
- **Les additifs pour les liquides** comprennent l'ajout de particules solides, des additifs solubles et des bulles de gaz en un écoulement à une seule phase. Ces additifs réduisent généralement la tension superficielle du liquide pour des systèmes d'ébullition.
- **Les additifs pour les gaz** tels que des gouttelettes de liquide ou des particules solides sont introduites dans l'écoulement de gaz à une seule phase, soit comme phase diluée (suspensions solide-gaz) ou comme phase dense (lits fluidisés).

1.4.2. Les techniques actives

- **Les aides mécaniques** sont celles qui agitent le fluide par des moyens mécaniques ou par la rotation de la surface.
- **La vibration des surfaces**, méthode appliquée principalement, soit à basse ou haute fréquence des écoulements monophasés pour obtenir des coefficients de transfert convectif plus élevés.
- **Les pulsations ou la vibration des fluides**, technique utilisant des vibrations allant de 1 Hz à l'ultrason (1MHz), et permettant d'apporter, d'un point de vue pratique, des améliorations des phénomènes de transfert de chaleur
- **Les champs électriques et magnétiques** peuvent être appliqués séparément ou de façon combinée dans les systèmes d'échange de impliquant des fluides diélectriques. Selon l'application, ils peuvent favoriser le mélange de fluides en vrac et par suite améliorer le transfert de chaleur.
- **Les jets** simples ou multiples (en grappes ou mis en scène axialement le long du canal d'écoulement) peuvent être utilisés, selon leur direction d'injection, dans les écoulements à une seule phase ou dans les applications d'ébullition.

1.5. Revue des transferts thermiques dans les mini et micro-canaux

Plusieurs travaux expérimentaux se sont intéressés au transfert thermique dans les mini et micro-canaux. Choi et al. [7] ont mesuré le nombre de Nusselt dans un micro-tube de diamètre de 3 à $81\mu\text{m}$ où s'écoule un gaz (Azote) en régime laminaire et turbulent. Les auteurs trouvent que les résultats obtenus sont très loin de la théorie conventionnelle et l'expliquent par le fait que la continuité des conditions aux limites à l'interface fluide-solide n'est plus applicable. Peng et Wang [8] ont testé expérimentalement le transfert thermique dans un mini-canal de section rectangulaire 0.6×0.7 mm, de longueur 60 mm parcouru par un écoulement d'eau en régime laminaire. Trois canaux ont été gravés sur une face d'une plaque en acier inox de $15 \times 60 \times 2$ mm chauffée par une résistance chauffante. Les réponses thermiques ont été mesurées par des thermocouples. Chaque canal contient deux thermocouples, un à l'entrée et l'autre à la sortie pour mesurer les températures du fluide et deux thermocouples sur les faces externes du canal en amont et en aval.

D'après les auteurs, le canal a été conçu de façon à ce que le flux puisse être considéré raisonnablement uniforme sur la totalité de la surface d'échange du canal. Leurs résultats expérimentaux sont inférieurs à la corrélation de Sieder et Tate. Pour $Re < 3000$, le nombre de Nusselt moyen Nu_m est quasiment indépendant de Re , ce qui contredit les résultats de Wu et Little [9], voir (Figure 1.8).

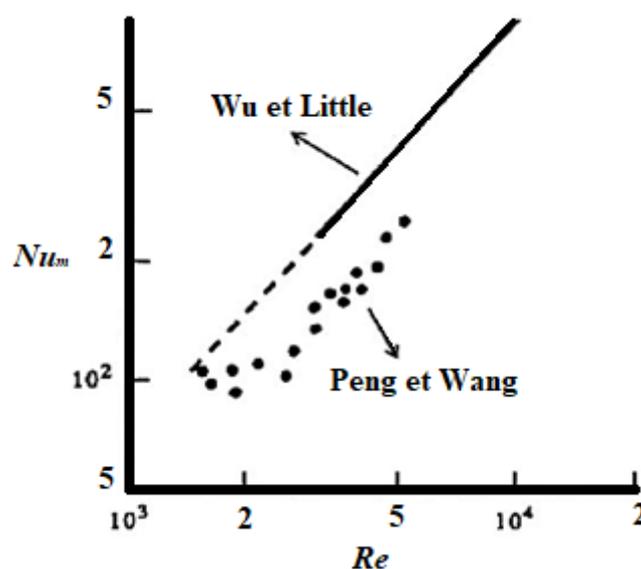


Figure 1.8. Nombre de Nusselt moyen expérimental, Peng et Wang [8].

Wang et Peng [10] ont réétudié le transfert au sein du mini-canal mais cette fois-ci, ils ont essayé de comprendre l'aspect physique et l'effet du type du fluide et de la taille du canal. Le banc d'essai était le même que celui étudié par Peng et Wang [8], si ce n'est six diamètres hydrauliques différents ont été choisis pour les canaux d'essai. Les fluides utilisés dans leurs expériences sont de l'eau et du méthanol. Les canaux choisis étaient de section rectangulaire avec une largeur qui varie entre 0.2mm et 0.8mm , une hauteur de 0.7mm et une longueur 45mm . Comme les mesures locales de température du fluide à cette échelle sont difficiles, pour simplifier les auteurs ont choisi d'estimer le coefficient d'échange thermique en aval du canal où la température moyenne de mélange du fluide peut être mesurée à la sortie. Leurs résultats ont été commentés en terme du type de régime à Reynolds élevé ($Re > 3000$) leur nombre de Nusselt moyen estimé Nu_m est inférieur à celui calculé par la corrélation de Dittus-Boelter [11], la corrélation de Colburn et les résultats de Wu et Little [9]. Les auteurs ont proposé de remplacer le coefficient 0.023 de la corrélation de Colburn par 0.00805 . En régime laminaire et surtout à faibles nombres de Reynolds, les résultats montrent que le nombre de Nusselt Nu décroît en fonction du nombre de Reynolds, ce qui est contradictoire avec la théorie conventionnelle. Ce comportement inhabituel est interprété par la présence de la convection naturelle. Selon les auteurs, le régime turbulent établi a lieu dans l'intervalle de Reynolds compris entre 1000 et 1500 , qui sont inférieurs aux valeurs rencontrées dans un canal conventionnel. Les auteurs ont essayé d'expliquer cette transition par la forte variation des propriétés thermo-physiques dans les mini-canaux. L'explication de l'anticipation de la zone de transition laminaire-turbulent en mini-canaux présentée par Wang et Peng [10] a été confirmée par Peng et Peterson [12], Peng et al. [13] et ensuite par Debray et al. [14].

Il existe dans la littérature un grand nombre de travaux concernant le transfert thermique dans les mini-canaux listés dans [15] [16]. On a choisi ici de mentionner que quelques travaux. Yang et Lin [17] ont étudié le transfert thermique au sein d'un écoulement d'eau en régimes laminaire et turbulent dans des mini-tubes de diamètre hydraulique de $123 - 962\mu\text{m}$ et de longueur de $140 - 356\text{mm}$. L'excitation thermique a été faite à densité de flux imposée, la température de l'eau a été supposée linéaire de l'entrée jusqu'à la sortie et le transfert dans la paroi a été supposé $1D$. Les longueurs nécessaires pour l'établissement thermique ont été calculées par la corrélation de Shah et Bhatti [18]. Les résultats montrent que le transfert thermique d'un écoulement d'eau dans des canaux de cette gamme de diamètres hydraulique

par les corrélations conventionnelles reste valable. Le transfert thermique dans un mini-tube de diamètre de 0.1, 0.3 et 0.5 mm en acier inox contenant un écoulement d'eau en régime laminaire $Re = 50 - 800$ a été étudié par Lelea et al. [19]. Le mini-tube a été chauffé par l'effet Joule. La température moyenne de mélange locale $T_b(x)$ a été estimée à partir d'un bilan thermique et d'une mesure de température du fluide à l'entrée et à la sortie du canal par des thermocouples. La température locale de la paroi à l'interface solide-fluide a été estimée à partir d'une mesure sur la face externe et à l'aide d'un modèle 1D. Le nombre de Nusselt local Nu obtenu dans la zone d'établissement thermique est très proche de la valeur connue d'un canal conventionnel ($Nu = 4.36$). Une étude expérimentale pour un écoulement d'air et dioxyde de carbone CO_2 en régime laminaire et turbulent dans un tube en acier de diamètre de $920\mu m$ et de longueur $181.5mm$ a été réalisée par Chen et al. [20]. Les températures locales des parois à l'interface fluide/solide et du gaz ont été estimées de la même manière que Lelea et al. [19]. Les auteurs trouvent aussi que les corrélations conventionnelles restent applicables pour un écoulement de gaz dans un canal à cette échelle de diamètre. On a établi ici un comparatif d'un certain nombre de travaux expérimentaux, voir Tableau 1.4.

Tableau 1.4. Résumé des travaux expérimentaux et leurs comparaisons avec la théorie conventionnelle.

Référence	Section	$D_h(\mu m)$	Fluide	$Kn \cdot 10^3(300K)$	Re	Conclusion
Wu et Little [9]	Quasi rectangulaire	134 – 164	Azote	0.49 – 0.25	400 – 10000	↓↑
Peng et Wang [8]	Rectangulaire	646	Eau	0.0002	1600 – 6000	↓↑
Choi et al. [7]	Circulaire	3 – 81.2	Azote	22 – 0.95	20 – 25000	↑↑
Wang et Peng [10]	Rectangulaire	311 – 747	Eau/ Méthanol	0.0003 – 0.0001	10 – 4000	↓↓
Peng et Peterson [12]	Rectangulaire	311 – 747	Eau/ Méthanol	0.0003 – 0.0001	10 – 4000	↓↓
Peng et al. [13]	Rectangulaire	133 – 367	Eau	0.0008 – 0.0003	50 – 4000	↓↑
Adams et al. [21]	Circulaire	760, 1090	Eau	0.0001 – 0.00009	2600 – 23000	↑↑
Tso et Mahulikar [22]	Circulaire	651 – 781	Eau	0.0002 – 0.0001	12 – 50	↓↓

Lelea et al. [19]	Circulaire	100 – 500	Eau	0.001 – 0.0002	50 – 800	≈
Chen et al. [20]	Circulaire	920	Air /CO ₂	0.003 – 0.03	200 – 50000	≈
Debray et al. [14]	Rectangulaire	590 – 2220	Eau	0.00017 – 0.00005	70 – 53000	↓↑
Yang et Lin [17]	Circulaire	123 – 962	Eau	0.0008 – 0.0001	200 – 11000	≈
Yang et al. [23]	Circulaire	86 – 920	Air	0.79 – 0.07	100 – 20000	≈
Mehta et al. [24]	Circulaire	5000	Eau	0.00002	100 – 850	↑
Li et al. [25]	Circulaire	50 – 1570	Eau	0.002 – 0.00006	20 – 2400	↓↑
Lee et al. [16]	Rectangulaire	318 – 903	Eau	0.0003 – 0.0001	300 – 3500	≈

- ↑ Très loin de la théorie conventionnelle.
- ↑ Supérieur à la théorie conventionnelle.
- ↓ Inférieur à la théorie conventionnelle.
- ≈ D'accord avec la théorie conventionnelle.
- Dans la dernière colonne les flèches de gauche et de droite correspondent à une augmentation ou une diminution du nombre de Nusselt, respectivement à faible et à fort nombre de Reynolds dans la gamme considérée.

Tant que le diamètre hydraulique du canal est 1000 fois supérieur au libre parcours moyen du fluide circulant, le milieu peut toujours être considéré comme un milieu continu. Les équations de Navier-Stokes et la loi de Fourier restent donc valables, voir le Tableau 1.2. Dans le cas où le comportement conventionnel du transfert thermique change, cela ne peut pas être expliqué que par des effets de la taille du canal car aucun nouveau phénomène physique n'apparaît, Herwing [26], Herwing et Hausner [27] ou Guo et al [28]. Les effets de taille sont présents même dans les canaux conventionnels et leurs contributions sur le transfert augmentent quand le diamètre du canal diminue. Ils peuvent être identifiés comme:

- **Le transfert conjugué:** Pour que les parois résistent à la pression interne exercée par le fluide, il faut qu'elles possèdent une certaine épaisseur. Plus le diamètre

hydraulique D_h du canal diminue, plus il se rapproche de l'ordre de grandeur de l'épaisseur de paroi. Dans ce cas les lignes du flux dans les parois se modifient et ne peuvent plus être considérées comme normales à l'interface solide-fluide. Ainsi, la résolution de l'équation de la chaleur dans les parois est indispensable.

- **Le transfert axial dans le fluide:** Plus le rapport l/D du canal augmente, plus l'effet du transfert axial dans le fluide est non négligeable, surtout pour un nombre de Peclet Pe relativement faible.
- **La dépendance des propriétés thermo-physiques de la température:** Plus le diamètre hydraulique D_h est petit, plus le fluide subit un fort gradient de température. Ainsi la thermo-dépendance des propriétés peut devenir importante.
- **Rugosité:** Plus le diamètre hydraulique D_h est petit, plus l'effet de la rugosité devient important. Le profil de vitesse devient alors sensible à cet effet géométrique, ce qui peut engendrer une perturbation du coefficient d'échange.

1.6. *Revue bibliographique sur l'écoulement des nanofluides*

Un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes géométriques gérant la convection, l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu (géométrie spécialement), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques). Les premiers travaux traitant le transfert de chaleur en présence des nanofluides ont pratiquement commencé en 1995 dans le laboratoire national d'Argonne avec l'étude de Choi [29], qui ont permis plus tard de déterminer expérimentalement et numériquement leurs propriétés thermo-physiques. D'après Choi [29] ces fluides sont des solutions colloïdales obtenues en dispersant dans un fluide de base des particules solides de taille nanométrique ($10^{-9}m$). A très faible concentration, certaines de ces solutions se sont révélées très efficaces pour améliorer les transferts de chaleur.

Lee et al [30] ont étudié expérimentalement le comportement de la conductivité thermique des nanofluides d'oxyde avec des faibles fractions volumiques de nanoparticule (1% – 5%). La conductivité thermique a été mesurée par une méthode de fil chaud transitoire de quatre nanofluides d'oxyde (Al_2O_3 dans l'eau, Al_2O_3 dans l'éthylène glycol, CuO dans l'eau et CuO dans l'éthylène glycol). Les résultats expérimentaux montrent que ces nanofluides, contenant

une petite quantité de nanoparticules, ont des conductivités thermiques nettement plus élevées que les mêmes liquides sans nanoparticules. Pour le nanofluide CuO / éthylène glycol, la conductivité thermique peut être améliorée de plus de 20% à une fraction volumique de 4%. Dans la plage de faibles fractions volumiques testées (jusqu'à 5%), les rapports de conductivité thermique augmentent presque linéairement avec la fraction volumique, mais avec des taux d'augmentation différents pour chaque système. Les augmentations du rapport de la conductivité thermique des nanofluides à base d'éthylène glycol sont toujours plus élevées que celles des nanofluides à base d'eau. Pour les nanofluides utilisant le même liquide, le rapport de conductivité thermique de CuO est toujours supérieur à celui de Al_2O_3 .

D'autres travaux [31,32] ont conclu qu'avec de faibles concentrations volumiques des nanoparticules (1% – 5%), l'amélioration de la conductivité thermique peut être augmentée d'environ 20%.

Ho et al. [33] ont étudié expérimentalement les performances de refroidissement par convection forcée d'un dissipateur thermique à mini-canaux en cuivre avec un nanofluide Al_2O_3 -eau. Un schéma des principaux composants de l'installation expérimentale en boucle fermée construite dans la présente étude est présenté dans la Figure 1.7. Le fluide de travail entre dans la boucle à partir d'un réservoir à travers un filtre et mis en circulation par une pompe à engrenages. Un bain à température constante installé en amont du module de test pour contrôler la température de départ d'entrée. En sortie du module de test, le fluide passe dans un autre bain à température constante pour restaurer sa température avant de retourner dans le réservoir. Le débit volumétrique à l'intérieur de la boucle a été surveillé par un débitmètre.

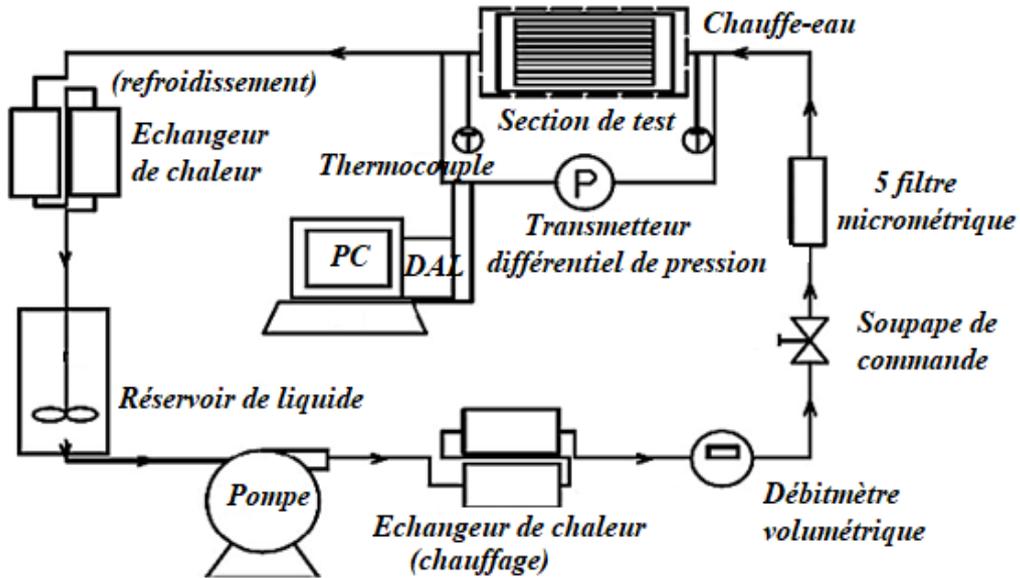


Figure 1.9. Schéma de l'installation expérimentale.

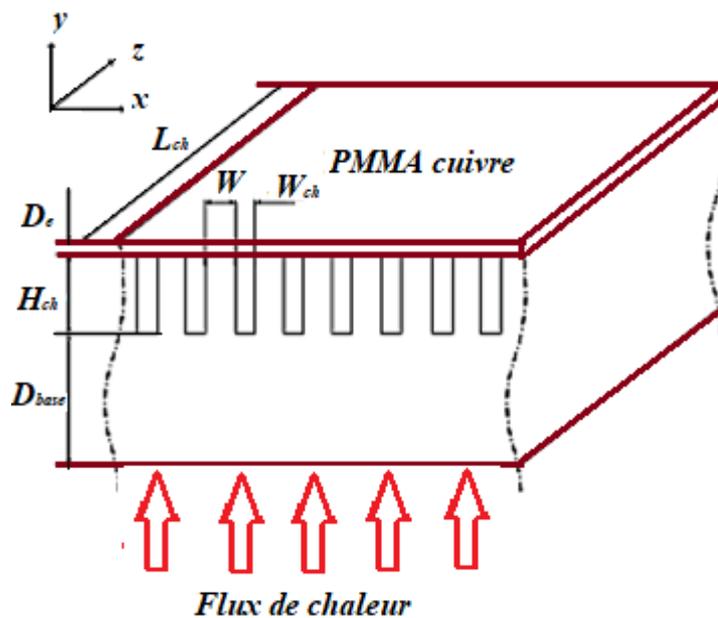


Figure 1.10. Configuration géométrique du dissipateur thermique à micro-canaux.

Ils ont indiqué que le dissipateur de chaleur refroidi par nanofluide avait un coefficient de transfert de chaleur nettement plus élevé, résistance thermique nettement inférieure à des puissances de pompage élevées et facteur de friction légèrement supérieur.

Pandey et Nema [34] ont étudié expérimentalement les effets du nanofluide (AL_2O_3 dans l'eau à différentes concentrations 2%, 3% et 4%) comme réfrigérant sur le transfert de chaleur, les pertes de frottement et la perte d'énergie dans un échangeur de chaleur. La photographie et le schéma de l'installation expérimentale, fabriqués pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur des canaux ondulés pour différentes conditions d'écoulement. Il comprend une boucle d'eau chaude, une boucle de liquide de refroidissement et un système de mesure. Les composants de base de l'appareil sont numérotés dans le schéma. La boucle d'eau chaude et la boucle de liquide de refroidissement comprennent des réservoirs d'eau contenant un réchauffeur, une pompe et un thermomètre pour le contrôle de la température. Le débit est mesuré avec un rota mètre à eau. Les débits sont maintenus aux valeurs souhaitées, avec un certain nombre de vannes. L'échangeur de chaleur à plaques ondulées et les conduites sont isolés thermiquement pour réduire les pertes de chaleur dans l'environnement. La section d'essai du PHE comporte trois canaux formés par les plaques ondulées constituées de tôles d'acier doux de calibre 20 (environ 1,27mm d'épaisseur). Les résultats montrent que l'augmentation maximale du coefficient de transfert de chaleur par convection a été observée pour une fraction volumique de 2% de nanofluide AL_2O_3 -eau. Donc ils ont conclu que l'utilisation des nanofluides avec des fractions volumiques supérieures à 2% devrait être évitée, car d'une part à cause de leur coût élevé et d'autre part à cause de la chute importante de pression en raison de leur viscosité plus élevée. En outre, cela n'améliorera pas le transfert de chaleur.

Zirakzadeh et al. [35] ont expérimentalement étudié les caractéristiques des nanofluides AL_2O_3 à travers un nouveau dissipateur de chaleur à mini-canaux. Le module de test se compose principalement d'un dissipateur thermique à canal miniature, d'un boîtier, de plaques de recouvrement en plexiglas servant d'isolation et d'un élément chauffant. Le dissipateur thermique à ailettes et plaque de canal miniature a été fabriqué à partir d'un bloc carré d'aluminium de taille 42mm × 42mm × 14mm, en utilisant une machine CNC. Les canaux ont une forme rectangulaire avec trois ailettes de broches de 2mm de diamètre implantées dans chaque canal. Le dissipateur thermique miniature est illustré à la Figure 1.11. Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur présente une amélioration de 20% comparée au dissipateur de chaleur classique. La résistance thermique des dissipateurs de chaleur miniatures a diminué jusqu'à 0,0083 K/W pour le dissipateur thermique à plaques à ailettes et 0,105K/W pour le dissipateur de chaleur à plaques. De plus,

la résistance thermique du dissipateur thermique à plaques à ailettes était de 23% inférieure à celle du dissipateur thermique à plaques. Cela montre que l'utilisation de broches circulaires pour augmenter la surface du dissipateur de chaleur peut être considérée comme un moyen prometteur pour remplacer les dissipateurs de chaleur à plaques classiques.

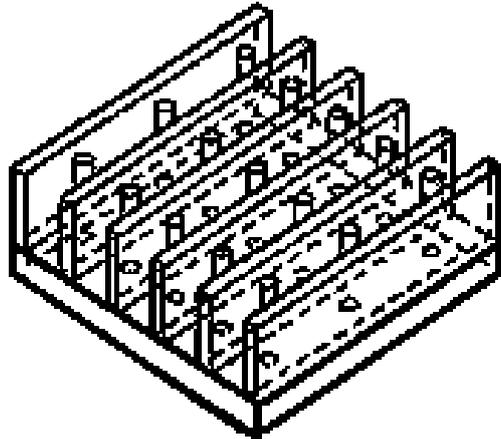


Figure 1.11. Schéma du dissipateur de chaleur.

Hashemi et al. [36] ont utilisé une approche moyenne poreuse pour simuler les nanofluides de SiO_2 -eau dans un dissipateur de chaleur miniature (figure 1.12). Ils ont montré que l'augmentation du rapport d'aspect et de la porosité pourrait améliorer le transfert de chaleur. Notre analyse numérique a également révélé que les nanofluides SiO_2 -eau ont un effet considérable sur l'augmentation du transfert de chaleur et peuvent être considérés comme un remplacement prometteur de l'eau dans les systèmes de refroidissement. Les performances du dissipateur thermique peuvent également être optimisées pour obtenir des longueurs géométriques optimales.

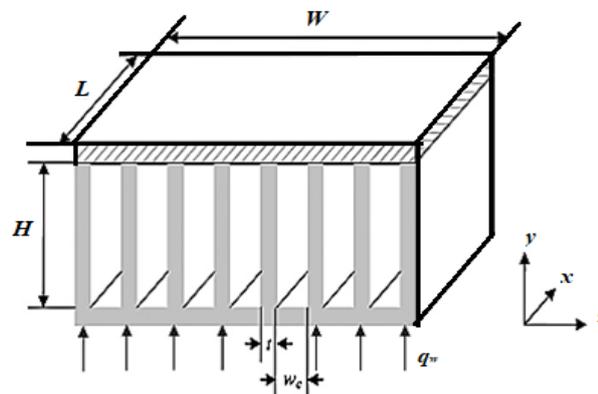


Figure 1.12. Illustration du dissipateur thermique miniature.

Ahmed et al. [37] ont étudié numériquement Les caractéristiques de transfert de chaleur et de la perte de charge du nanofluide cuivre-eau à travers le canal ondulé chauffé isotherme. L'enquête porte sur le nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules dans les gammes de 100–1000 et 0%–5%, respectivement. Les résultats montrent que, pour un nombre de Reynolds donné, le transfert de chaleur augmente à mesure que la fraction volumique de nanoparticules augmente. De plus, à mesure que la fraction volumique augmente, la chute de pression augmente légèrement pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds. Pour les cas testés, l'amélioration la plus élevée du transfert de chaleur a été obtenue pour Reynolds égal à 200 et à une fraction volumique de nanoparticules de 5%, avec une amélioration d'environ 43,9% par rapport au fluide de base. L'étude montre que l'utilisation de nanofluide dans les canaux ondulés peut être proposée comme méthode appropriée pour obtenir des performances de transfert de chaleur plus élevées, ce qui peut conduire à la conception d'échangeurs de chaleur plus compacts.

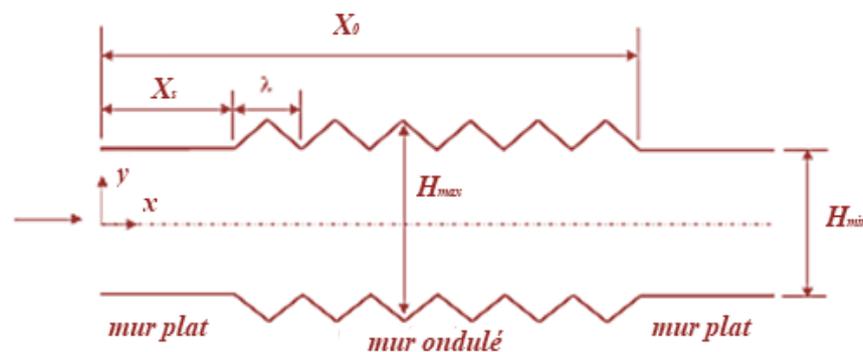


Figure 1.13. Schéma simplifié du modèle physique.

Ahmed et al. [38] ont étudié numériquement l'écoulement laminaire de nanofluides cuivre-eau et le transfert de chaleur dans un canal ondulé bidimensionnel figure 1.14. Le nombre de Reynolds varie de 100 à 800 et la fraction volumique de nanoparticules de 0% à 5%. Les effets de la fraction volumique de nanoparticules, de l'amplitude du canal ondulé et de la longueur d'onde et du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement, le nombre de Nusselt local et moyen et l'amélioration du transfert de chaleur sont présentés et discutés. Les résultats montrent que le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt augmentent à mesure que l'amplitude du canal ondulé augmente. Au fur et à mesure que la fraction volumique de nanoparticules augmente, le nombre de Nusselt augmente considérablement, accompagné seulement d'une légère augmentation du coefficient de frottement. De plus, il a

été constaté que l'amélioration du transfert de chaleur dépend principalement de la fraction volumique des nanoparticules, de l'amplitude de la paroi ondulée et du nombre de Reynolds plutôt que de la longueur d'onde. L'utilisation donc de nanofluides au lieu de fluides caloporteurs traditionnels dans un canal à paroi ondulée peut potentiellement conduire à une amélioration supplémentaire des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

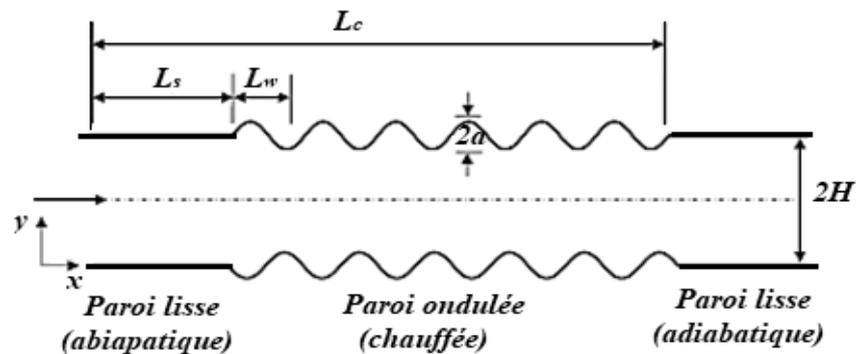


Figure 1.14. Schéma simplifié du modèle physique.

D'autres travaux réalisés par Ahmed et al. [39], ont exploré numériquement le transfert de chaleur par convection forcée laminaire de nanofluide cuivre-eau dans un canal trapézoïdal ondulé figure 1.15. Dans cette étude, le nombre de Reynolds est entre 100–700 et les fractions volumiques des nanoparticules entre 0%–5%. L'effet des paramètres géométriques tels que l'amplitude et la longueur d'onde du canal ondulé, la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Reynolds sur les vecteurs de vitesse, les contours de température, la chute de pression et le nombre moyen de Nusselt ont été présentés et analysés.

Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et avec l'amplitude du canal ondulé mais cette amélioration s'accompagne d'une augmentation de la perte de charge. De plus, lorsque la longueur d'onde du canal ondulé diminue, le nombre moyen de Nusselt augmente et la perte de charge diminue. Par conséquent, il peut être proposé de concevoir des échangeurs de chaleur plus compacts avec des performances thermiques plus élevées.

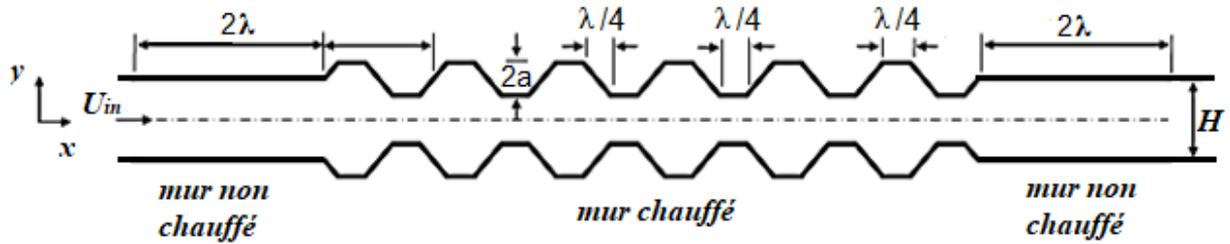


Figure 1.15. Géométrie du problème étudié.

Ahmed et al [40] ont étudié numériquement les caractéristiques d'écoulement laminaire et le transfert de chaleur du nanofluide CuO -eau dans les canaux droits et ondulés sur les gammes du nombre de Reynolds allant de 100 à 800 et une fraction volumique allant de 0% à 5%. Trois formes différentes de canaux ondulés, sinusoïdale, triangulaire et trapézoïdale, sont considérées dans cette étude, figure 1.16. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen et le facteur de performance thermo-hydraulique augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et du nombre de Reynolds pour les trois types de canaux étudiés. De plus, la chute de pression adimensionnelle augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, et diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente pour tous les canaux. Le canal trapézoïdal affiche le nombre de Nusselt le plus élevé suivi des canaux sinusoïdal, triangulaire et droit.

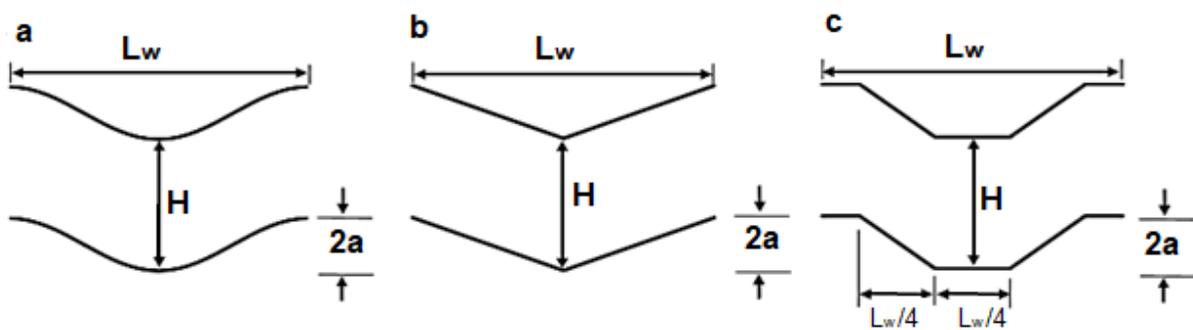


Figure 1.16. Domaine physique étudié: (a) Canal sinusoïdal, (b) Canal triangulaire, (c) Canal trapézoïdal.

Javadi et al. [41] ont analysé les effets de trois types de nanofluides SiO_2 , TiO_2 et Al_2O_3 sur les propriétés thermo-physiques et les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques (figure 1.17). Ils ont conclu que la conductivité thermique, le coefficient de transfert de chaleur et le taux de transfert de chaleur des nanofluides TiO_2 et Al_2O_3 sont

plus élevées par rapport au nanofluide SiO_2 . Le coefficient global de transfert de chaleur le plus élevé ($308,69 W/m^2K$) a été obtenu par le nanofluide Al_2O_3 -eau, avec une concentration de 0,2% de nanoparticules. Le taux de transfert de chaleur associé a été amélioré d'environ 30% par rapport au nanofluide SiO_2 . En termes de pertes de charge, le cas SiO_2 présente la valeur la plus faible, environ 50% plus petite que celles obtenues pour TiO_2 et Al_2O_3 .

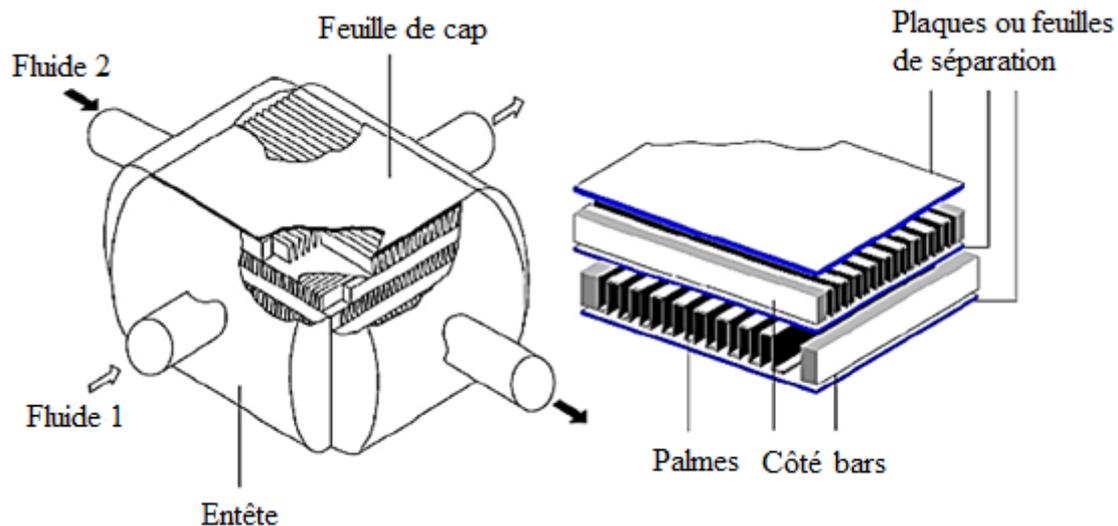


Figure 1.17. Schéma de l'échangeur de chaleur à plaques.

Davarnejad et al. [42] ont étudié les mêmes types de nanofluides en écoulement dans un tube cylindrique. Ils ont constaté aussi que le coefficient de transfert de chaleur augmente en augmentant la concentration des nanoparticules et le nombre de Reynolds et en diminuant le diamètre des particules.

Zoubida et al. [43] a proposé un travail de synthèse résumant les principales méthodes de préparation de nanofluides décrites par différents chercheurs. Le but étant de trouver une méthode appropriée pour préparer des nanofluides stables. Dans ce contexte, les nanofluides sont classés en fonction du type de nanoparticules métalliques et non métalliques, chaque cas ayant sa propre méthode de stabilité.

Bianco et al [44] ont étudié le transfert de chaleur par convection turbulente du nanofluide Al_2O_3 -eau dans un tube circulaire soumis à une température de paroi constante. Pour simuler le comportement des nanofluides, les auteurs se sont basés sur un modèle de mélange pour

développer leur approche numérique. L'étude est centrée sur l'analyse des performances du nanofluide Al_2O_3 -eau au sein du dispositif considéré, figure 1.18. Les résultats ont montré que l'augmentation de la concentration de nanofluides augmente le nombre de Nusselt et permet donc d'obtenir des coefficients de transfert de chaleur plus élevés, avec cependant une augmentation substantielle de la puissance de pompage. Les résultats présentés dans cet article pourraient être utiles pour améliorer la conception et l'optimisation thermique de dispositifs utilisant les nanofluides.

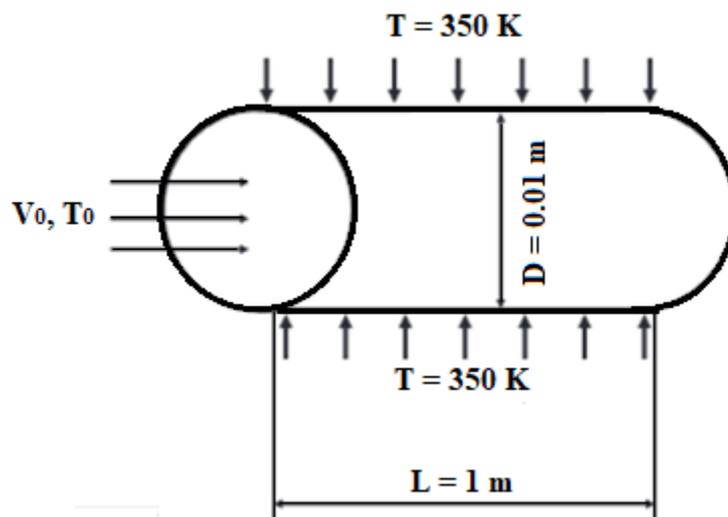


Figure 1.18. Schéma de l'installation expérimentale.

Tiwari et al [45] ont étudié numériquement les caractéristiques d'un écoulement des deux nanofluides CeO_2 -eau et Al_2O_3 -eau s'écoulant dans un échangeur de chaleur à plaques ondulées (PHE) en forme de chevron (figure 1.17). Ils ont été constaté que l'utilisation de nanofluide comme fluide de refroidissement alternatif réduit le coût de pompage puisqu'il fournit plus de transfert de chaleur pour la même chute de pression comparé au cas classique de l'eau comme fluide de refroidissement.

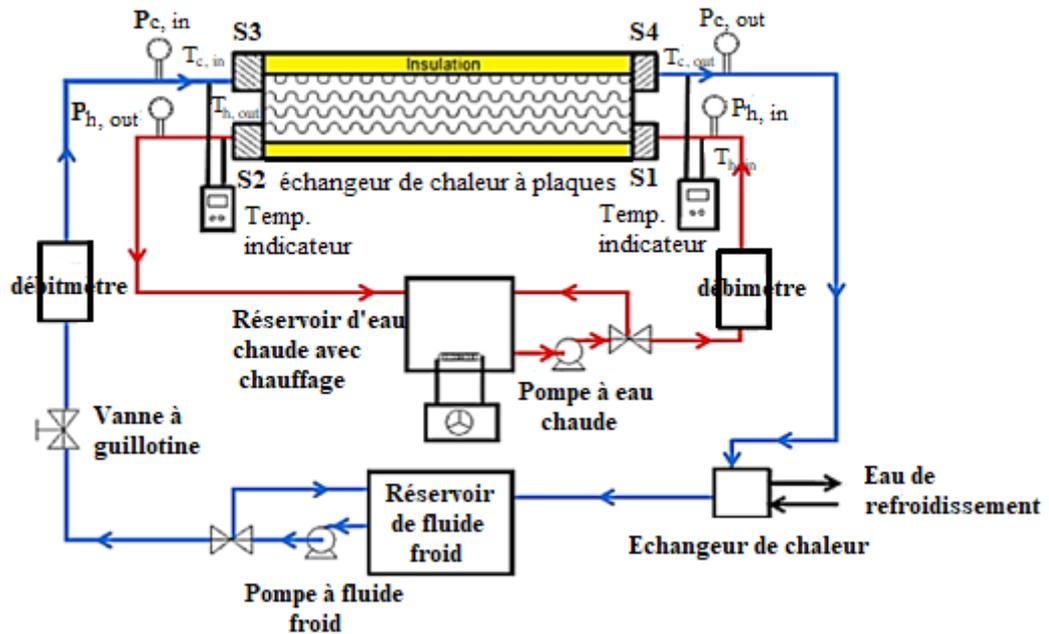


Figure 1.19. Schéma de l'installation expérimentale.

Shirvan et al [46] ont proposé une étude bidimensionnelle du transfert de chaleur par convection forcée dans un canal en utilisant un modèle à phase discrète et en déterminant la distribution de la concentration des nanoparticules. Des simulations numériques sont effectuées pour étudier les effets des trois paramètres: le nombre de Reynolds ($250 \leq Re \leq 650$), la fraction volumique ($0,01 \leq \varphi \leq 0,05$) et le diamètre ($40 \text{ nm} \leq dp \leq 100 \text{ nm}$) des nanoparticules, sur la performance du transfert de chaleur et la distribution des nanoparticules. Les résultats obtenus ont indiqué que l'augmentation de Re et de φ et la diminution de dp conduisent à une amélioration du nombre de Nusselt moyen.

Une étude numérique du refroidissement par impact d'un jet sur une surface ondulée avec un nanofluide SiO_2 -eau de différentes formes de nanoparticules a été réalisée par Hakan [47]. La paroi inférieure, présentant une forme ondulée, est maintenue à une température de surface constante. Le fluide entre dans le conduit à travers une fente rectangulaire située au milieu de la plaque supérieure, supposée adiabatique (figure 1.20). Les effets du nombre de Reynolds (100 et 500), de l'amplitude de l'ondulation (entre 0 et 0,3), de la fréquence de l'ondulation (entre 0 et 20), de la fraction volumique des nanoparticules (entre 0 et 0,04) sur l'écoulement du fluide et les caractéristiques de transfert de chaleur ont été étudiés.

Une amélioration locale du nombre de Nusselt est observée avec le nombre de Reynolds pour des configurations de surface plane et ondulée. Une valeur optimale pour l'amplitude et la fréquence d'ondulation a été atteinte pour $Re = 500$ pour lequel le transfert de chaleur moyen est le plus élevé. Pour $Re = 100$, les effets de l'amplitude de l'ondulation sur le transfert de chaleur moyen sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen augmente d'environ 8,87% pour une amplitude d'ondulation de 0,1 et de 6,99% à une fréquence de 5 par rapport à une surface plane pour un nombre de Reynolds plus élevé. Parmi les différentes formes de nanoparticules étudiées, le cas cylindrique offre les meilleures caractéristiques de transfert de chaleur. Les valeurs moyenne et maximale du nombre de Nusselt sont plus élevées pour une surface ondulée comparées au cas d'une surface plane, pour une fraction volumique des nanoparticules plus élevée. Des améliorations des nombres de Nusselt maximum et moyen respectivement de 14,28% et 43,07%, ont été observées pour une surface ondulée et une fraction volumique élevée.

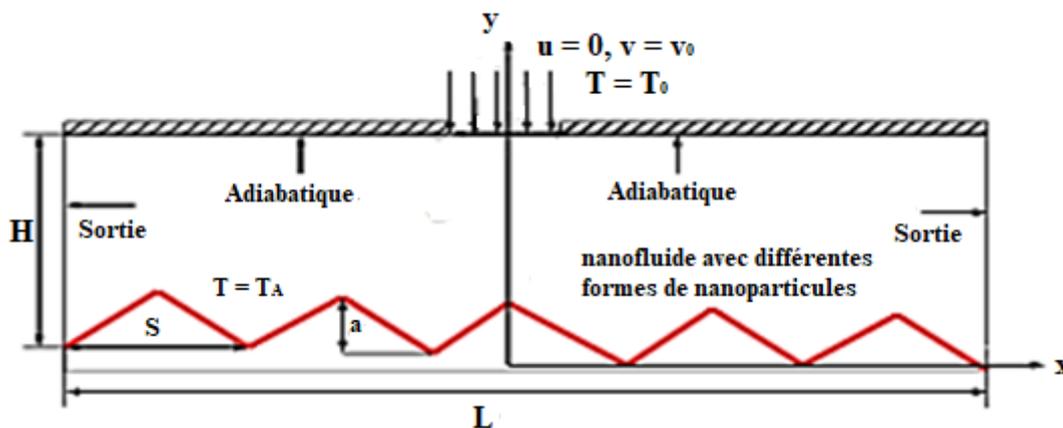


Figure 1.20. Schéma du modèle physique.

Ahmad et al [48] ont proposé une étude numérique du transfert de chaleur et du facteur de frottement des caractéristiques des nanofluides en écoulement laminaire dans un canal rectangulaire. L'efficacité des nanoparticules d'oxyde métallique (Al_2O_3), des nanoparticules métalliques (Cu) et des nanoparticules semi-conductrices (SiO_2) sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur a été étudiée en faisant varier les fractions volumiques de 0,5% à 2,5% avec un diamètre constant de nanoparticules de 25 nm. Les calculs ont été effectués avec une condition de flux constant ($18\ 000\ W/cm^2$) sur une plage de nombre de Reynolds ($100 \leq Re \leq 1000$). Les résultats numériques montrent que les coefficients de transfert de chaleur, la conductivité thermique, la perte de charge et la vitesse moyenne de tous les nanofluides ont

augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration volumique, alors que le facteur de frottement diminue.

Il existe d'autres études expérimentales et théoriques qui ont été réalisées sur le transfert de chaleur et la chute de pression en présence des surfaces ondulées avec différentes configurations utilisant un fluide conventionnel et un nanofluide [49].

Das et al [50] ont étudié expérimentalement la stabilité du nanofluide, les propriétés du nanofluide Al_2O_3 -eau, les effets de la température (20 – 60°C) et de la fraction volumique (0.1% – 2.0%) des nanofluides. Les résultats montrent que la conductivité thermique augmente avec l'augmentation de la fraction volumique (0,1%–2,0%) et de la température.

Ahmed et al. [51] ont étudié expérimentalement la préparation du nanofluide Al_2O_3 -eau. Des nanoparticules Al_2O_3 ont été ajoutées avec de l'eau dans le réservoir de refroidissement en utilisant différentes concentrations volumiques (0.1%, 0.2%, 0.3% et 1%). Les résultats montrent une réduction de la consommation d'énergie et une augmentation de la capacité de refroidissement, et par suite une augmentation du coefficient de performance COP d'environ 5% pour une fraction volumique de nanoparticules de 0,1% et environ 17% pour une fraction volumique de 1%. La suspension colloïdale de nanoparticules dans le fluide de base présente des caractéristiques intéressantes pour l'amélioration de transfert de chaleur. La stabilité de ce type de nanofluide est importante pour les applications industrielles.

Bowers et al [52] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur d'un écoulement de nanofluides d'aluminium et de silicium dans des micro-canaux. Les résultats montrent que le transfert de chaleur et le facteur de frottement mesurés sont plus élevés pour des concentrations de nanoparticules élevées et un faible nombre de Reynolds.

L'utilisation de canaux ondulés dans de nombreuses applications améliore de façon significative leur efficacité. Ainsi, Ajeel et al [53] ont étudié expérimentalement l'écoulement de nanofluide dioxyde de silicium (SiO_2 -eau) pour deux types de canaux ondulés: en demi-cercle et trapézoïdal et un canal droit avec un nombre de Reynolds compris entre 10000 et 30000 pour deux fractions volumiques de SiO_2 1% et 2%. Les résultats expérimentaux indiquent que le nanofluide présente de meilleure performance par rapport au fluide de base

où le transfert de chaleur et la chute de pression ont été améliorés avec l'augmentation des fractions volumiques de nanoparticules SiO_2 . L'utilisation de canaux ondulés avec un nanofluide SiO_2 -eau à une fraction volumique de 2,0% entraîne une amélioration du rapport de transfert de chaleur d'environ 9,6 à 10,15% par rapport à l'utilisation des mêmes canaux avec un fluide de base. L'utilisation du canal ondulé améliore donc le taux de transfert de chaleur jusqu'à 63,59%, la chute de pression de 1,37 fois et les performances thermiques jusqu'à 2,22 fois celles du canal droit.

Chavan et al [54] ont étudié l'effet de la concentration volumique des nanoparticules et de la température sur la viscosité effective et la densité des nanofluides. Les nanofluides stables utilisant différents fluides de base et nanoparticules avec des concentrations variables ont été préparés. Les résultats expérimentaux montrent clairement que la viscosité des nanofluides augmente avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules et diminue avec l'augmentation de la température des nanofluides.

Ho et al. [55] ont mené un travail expérimental pour évaluer l'efficacité de refroidissement du nanofluide Al_2O_3 -eau dans un dissipateur thermique à mini-canaux avec un substrat PCM micro-encapsulé placé au niveau de son plafond. Il a été constaté que le nombre de Nusselt augmente à mesure que le nombre de Reynolds augmente.

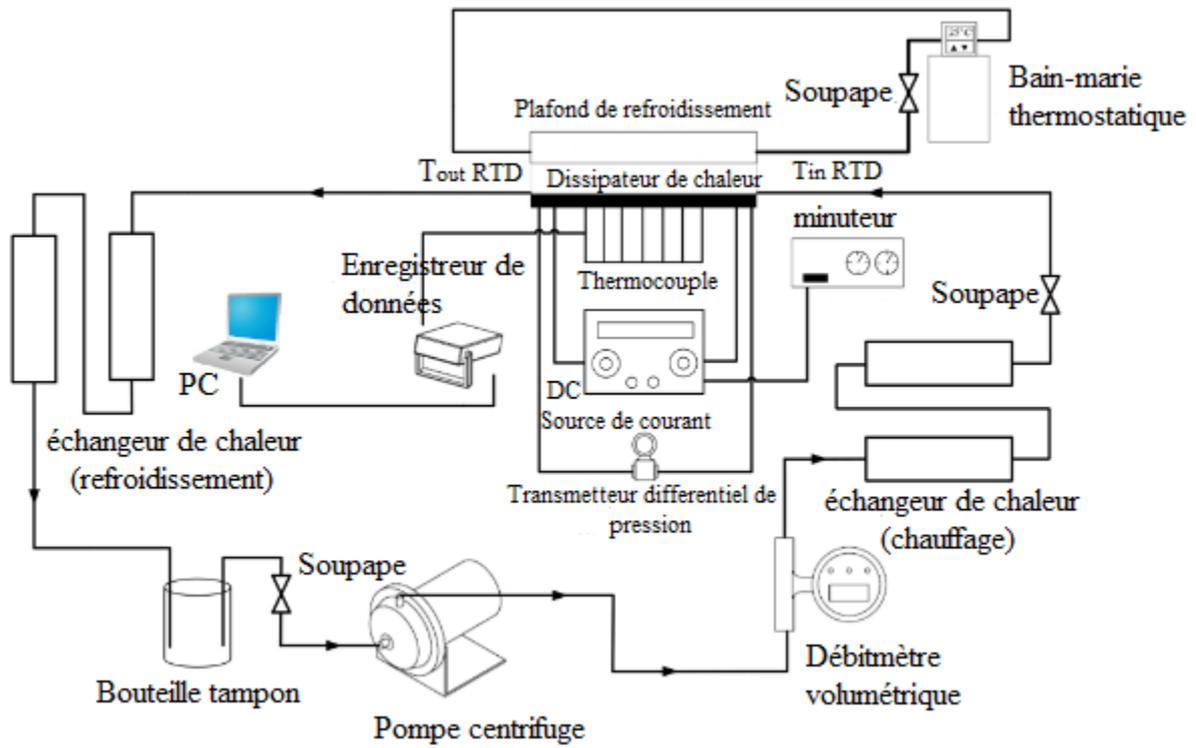


Figure 1.21. Schéma de l'installation expérimental.

1.7. Conclusion

Dans ce chapitre, plusieurs travaux antérieurs ont été cités, concernant les écoulements de nanofluides à travers différentes formes et géométries de canaux et différents types d'élargissements et d'ondulation de parois dans le but de mieux positionner le problème abordé dans cette thèse.

En ce qui concerne les applications dans le domaine du transfert de chaleur, des études menées depuis une dizaine d'années ont montré que l'ajout des nanoparticules dans un fluide de base pouvait augmenter le transfert de chaleur par rapport au fluide pur en modifiant de manière significative la conductivité thermique du fluide porteur. Différents modèles ont été élaborés en vue d'expliquer cette remarquable amélioration des transferts convectifs, mais la confrontation entre ces modèles pour évaluer la conductivité thermique effective des nanofluides montre que ces derniers n'approximent pas de façon satisfaisante les expériences réalisées sur les nanofluides.

Le travail que nous développons dans cette thèse porte sur la convection forcée d'un écoulement laminaire d'un nanofluide à travers un micro-canal. Cette étude a l'objectif d'analyser numériquement les performances d'un nanofluide composé de particules solides dispersées dans un fluide de base (Eau pure) à différentes concentrations volumiques et différentes diamètres de nanoparticules. De ce fait, l'effet de différents paramètres sur les champs dynamique et thermique, à savoir la forme de la géométrie, le type et la taille des nanoparticules et le nombre de Reynolds sont analysés.

Chapitre 2

Etat de l'art sur les nanofluides

2.1. Introduction

L'essor actuel des nanosciences a pour origine la mise en évidence des propriétés spécifiques de la matière aux dimensions nanométriques. Ceci a suscité de nouveaux champs d'études dans de très nombreux laboratoires et a permis le développement de fluides aux propriétés originales appelés nanofluides composés de nanoparticules dont leur diamètre est typiquement inférieur à 100 nanomètres en suspension dans un liquide appelé fluide de base. Les nanofluides sont utilisés dans de nombreuses applications, à titre d'exemple: le refroidissement des composants électronique [56], le refroidissement industriel [57], le chauffage des bâtiments et la réduction de la pollution [58], les systèmes nucléaires de refroidissement [59], le stockage d'énergie [60], l'absorption solaire [61], la réduction des frottements [62], l'étanchéité magnétique [63], l'activité antibactérienne [64], l'intensification des micros réacteurs [65], etc.

Récemment, l'application des nanofluides dans l'amélioration des transferts thermiques a été développée et popularisée avec une croissance exponentielle de publications qui montrent que les nanofluides offrent un coefficient de transfert thermique imbattable par les autres fluides caloporteurs. Les études menées dans cette nouvelle direction ont fourni une riche bibliographie, mais très variée. A travers cette partie, nous présentons les résultats de la littérature scientifique des propriétés thermo-physiques des nanofluides et leur utilisation dans l'amélioration des transferts thermiques.

2.2. La fabrication des nanoparticules

Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Diverses techniques chimiques et physiques sont donc disponibles pour élaborer des nanoparticules. Ces différentes méthodes permettent d'obtenir des nanoparticules libres ou enrobées, encapsulées dans une matrice hôte.

2.2.1. Les méthodes physiques

La méthode la plus simple consiste à subdiviser un matériau jusqu'à l'échelle nanométrique. Toutefois, cette méthode présente d'importantes limitations car elle ne permet pas un contrôle précis des distributions des tailles. Afin d'obtenir un meilleur contrôle de la taille et de la morphologie, on peut utiliser d'autres méthodes physiques plus sophistiquées.

Sakuma et al [66] ont préparé des nanoparticules en utilisant la pulvérisation d'un matériau cible GFS (Gas Flow Sputtering), qui se fait par exemple à l'aide d'un plasma (pulvérisation cathodique) ou d'un faisceau laser intense (ablation laser).

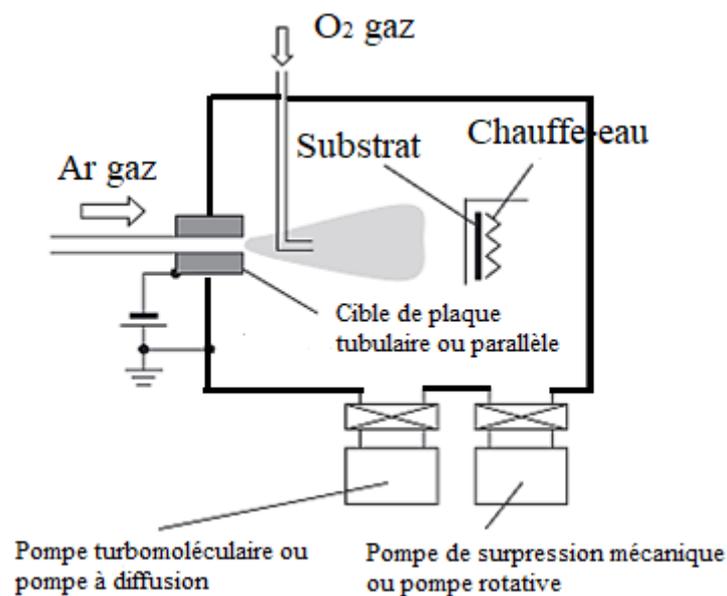


Figure 2.22. Schéma du système GFS [66].

Singh et al. [67] ont utilisé une autre méthode qui consiste à chauffer un matériau à très haute température (l'évaporation thermique) de manière à ce que les atomes qui le constituent s'évaporent. Ensuite un refroidissement adéquat de ces vapeurs permet une agglomération en nanoparticules.

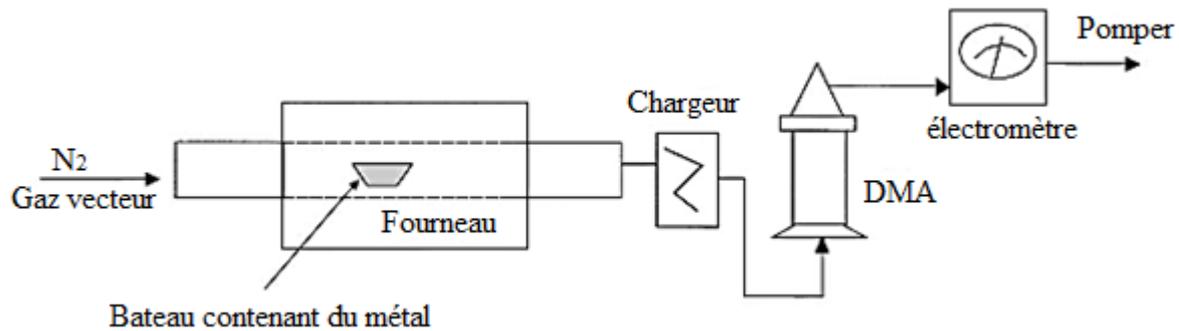


Figure 2.23. Schéma de la configuration standard d'évaporation / condensation.

L'inconvénient majeur des méthodes physiques c'est qu'elles nécessitent un matériel coûteux pour un rendement en nanoparticules souvent très limité. Les nanoparticules ainsi synthétisées sont la plupart du temps déposées ou liées à un substrat.

2.2.2. Les méthodes chimiques

Actuellement, de nombreuses méthodes de synthèse par voie chimique sont disponibles et présentent l'avantage d'être en général simples à mettre en œuvre et d'être souvent quantitatives et peu coûteuses. Elles ont ainsi un rendement bien supérieur à celui des méthodes physiques et permettent d'obtenir des particules avec une distribution de tailles relativement étroite et de morphologies variées. Comme dans le cas de la voie physique, les nanoparticules peuvent être synthétisées sous deux formes: libres à l'état de poudre relativement facile à disperser dans un liquide ou un gel hôte, ou enrobées dans une matrice solide ou un polymère. Les méthodes les plus couramment utilisées sont:

- **Décomposition de précurseurs organométalliques:** Leur utilisation permet d'élaborer différents systèmes de nanoparticules. Le procédé repose sur la décomposition, dans un solvant organique judicieusement choisi, d'un composé organométallique, dans lequel le métal est généralement à bas degré d'oxydation. Ceci permet d'éviter l'emploi de réducteurs chimiques puissants qui engendrent souvent des impuretés qui s'adsorbent à la surface des particules et sont difficiles à éliminer. La décomposition est réalisée par élimination des ligands de coordination. Cette élimination se fait généralement par chauffage. Lee et al. [68] ont préparé des nanoparticules de Fer en utilisant cette méthode.

- **Voie radio-lytique:** Le principe de la synthèse radio-lytique des nanoparticules consiste à réduire des ions métalliques en solution au moyen d'espèces produites (en général des électrons) par radiolyse. Dans de telles solutions, les ions métalliques en solution sont en concentration suffisamment faible pour qu'il n'y ait pas d'effet direct des rayonnements sur ces ions. La synthèse peut donc se décrire en deux parties (la radiolyse du solvant, et les réactions de réduction des ions métalliques par les espèces produites par radiolyse suivies par la coalescence des atomes produits). Benoit et al. [69] ont préparé des nanoparticules de dioxyde de silicium par le principe de la synthèse radio-lytique.

En effet, la fabrication des nanoparticules est une industrie nécessitant une technologie très précise, vu la taille et les différentes formes exigées par les expérimentateurs pour avoir plus d'études de cas, et la nécessité de certains traitements chimiques de surface pour les maintenir en suspension. La préparation des Nanofluides doit tenir compte surtout d'une suspension stable et durable et une agglomération minimale des nanoparticules, et doit assurer qu'elles n'entrent pas en échange chimique avec le fluide de base.

2.3. Type des nanoparticules

Différents types de nanomatériaux ont été utilisés pour préparer des nanofluides, on peut les classer en quatre catégories:

- Les nanoparticules métalliques comme l'aluminium Al , le cuivre Cu , le fer Fe et l'argent Ag .
- Les nanoparticules des oxydes céramiques comme le dioxyde de l'aluminium Al_2O_3 , l'oxyde de cuivre CuO , le dioxyde de Titane TiO_2 , l'oxyde de zinc ZnO et le dioxyde de silicium SiO_2 .
- Les nanoparticules de carbures métalliques comme par exemple le carbure de silicium métallique SiC .
- Les nanoparticules non-métalliques comme le graphite C et le nanotube de carbone CNT.

En outre, les fluides de base les plus utilisés sont:

- L'eau,
- L'éthylène et le propylène glycol,
- Les huiles et autres lubrifiants,
- Le toluène,
- Et les bio-fluides.

Les nanoparticules les plus connues sont de forme:

- Sphérique,
- Cylindrique,
- Agglomérat.

Le domaine des fractions volumiques étudié en général est:

- 0.1 – 1%
- 1 – 10%
- > 10%

2.4. Les propriétés thermo-physiques des nanofluides

Les propriétés thermo-physiques des solutions sont profondément modifiées par l'ajout de nanoparticules et d'autres facteurs ont un effet non négligeable sur cette modification. On peut citer le type de matériau, la taille et la forme des nanoparticules utilisées ainsi que la concentration volumique des particules en suspension et la conductivité du fluide de base. De nombreux groupes de recherche tentent de comprendre quels sont le ou les mécanismes à l'origine de telles différences mais aucune approche phénoménologique n'a pu être encore formulée de manière concise et satisfaisante.

2.4.1. La fraction volumique

C'est la propriété la plus importante pour un nanofluide, elle est définie comme étant le rapport entre le volume des nanoparticules dispersées (V_p) sur le volume total (V_T). La valeur

de la fraction volumique varie de 0 (fluide de base pur) et 1 (entièrement nanoparticules). La relation est donnée comme suit:

$$\varphi = \frac{V_p}{V_T} \quad (2.1)$$

2.4.2. La masse volumique et la capacité thermique

La masse volumique et la capacité thermique de nanofluides sont supposées être des fonctions linéaires de la fraction volumique à une température donnée.

La masse volumique est calculée par la relation classique de Xuan et Roetzel [70]:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_p \quad (2.2)$$

En outre, la chaleur spécifique est définie par deux relations:

- Celle de Roetzel et Xuan [70] relative à la chaleur massique:

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_p \quad (2.3)$$

- Celle de Pak et Cho [71] relative à la chaleur spécifique:

$$C_{p_{nf}} = (1 - \varphi)C_{p_f} + \varphi C_{p_p} \quad (2.4)$$

2.4.3. Le coefficient d'expansion thermique

Le coefficient d'expansion thermique, appelé aussi coefficient de dilatabilité, est le facteur qui caractérise la variation de la masse volumique sous l'action de la température, il est défini par la relation suivante:

$$\beta_T = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.5)$$

De nombreux auteurs utilisent l'analogie avec la formule (2.2) pour prédire le coefficient d'expansion thermique, soit:

$$\beta_{nf} = (1 - \varphi)\beta_f + \varphi\beta_p \quad (2.6)$$

En revanche, Kim et al. [72] ont proposé une simplification de la relation (2.6) en supposant que le coefficient d'expansion thermique des nanoparticules est largement inférieur à celui du fluide de base, soit:

$$\beta_{nf} = (1 - \varphi)\beta_f \quad (2.7)$$

Pour la masse volumique, on peut utiliser une variation linéaire en fonction de la température si le domaine opératoire est relativement élevé:

$$\begin{aligned} \rho_{nf} &= \rho_{0nf}(1 - \beta_{nf}(T - T_0)) \\ \rho_f &= \rho_{0f}(1 - \beta_f(T - T_0)) \\ \rho_p &= \rho_{0p}(1 - \beta_p(T - T_0)) \end{aligned} \quad (2.8)$$

En combinant ces relations avec la relation (2.2), on peut écrire:

$$\beta_{nf} = -\frac{\rho_{nf} - \rho_{0nf}}{\rho_{0nf}(T - T_0)} \quad (2.9)$$

Et par suite:

$$\beta_{nf}\rho_{0nf} = (1 - \varphi)\beta_f\rho_{0f} + \varphi\beta_p\rho_{0p} \quad (2.10)$$

D'après Kim et al. si on néglige la dilatabilité des nanoparticules devant celle de fluide de base, on obtient:

$$\beta_{nf}\rho_{0nf} = (1 - \varphi)\beta_f\rho_{0f} \quad (2.11)$$

2.4.4. La conductivité thermique

La conductivité thermique est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur est la propriété la plus importante pour l'amélioration des performances thermiques d'un fluide caloporteur. De nombreux travaux de recherches théoriques et expérimentales ont

été consacrés à l'estimation de la valeur de la conductivité thermique d'un nanofluide. Cette propriété dépend de multiples paramètres tels que la température du milieu, la conductivité des fluides de base, les propriétés thermo-physiques des nanoparticules, la taille et la forme des particules, leur mouvement Brownien et la fraction volumique des particules en suspension. Les études menées sur ces paramètres sont nombreuses et variées.

Maxwell [73] a étudié théoriquement la conductivité thermique d'un nanofluide contenant uniquement des nanoparticules de forme sphérique. Il a supposé que les particules ont le même diamètre et sont séparées d'une distance suffisante de façon à négliger leurs interactions mutuelles. Dans son modèle, la conductivité thermique dépend seulement de la fraction volumique des nanoparticules en suspension et les conductivités thermiques du fluide de base et des nanoparticules.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \frac{\lambda_p + 2\lambda_f - 2\varphi(\lambda_f - \lambda_p)}{\lambda_p + 2\lambda_f + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)} \quad (2.12)$$

Bruggeman [74] a présenté théoriquement la conductivité thermique d'un nanofluide contenant des nanoparticules de forme sphérique avec une concentration volumique élevée. Il a proposé une relation fonction des conductivités thermiques du fluide et des nanoparticules, et de la fraction volumique. Ce modèle semble mieux approcher certains résultats expérimentaux pour le cas des nanoparticules de forme sphérique.

$$\lambda_{eff} = \frac{1}{4} [(3\varphi - 1)\lambda_p + (2 - 3\varphi)\lambda_f] + \frac{\lambda_f^2}{4} \sqrt{\Delta} \quad (2.13)$$

Où:

$$\Delta = (3\varphi - 1)^2 \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} \right)^2 + (2 - 3\varphi)^2 + 2(2 + 9\varphi - 9\varphi^2) \frac{\lambda_p}{\lambda_f}$$

Hamilton et Crosser [75] ont modifié la formule proposée par Maxwell en introduisant le facteur de forme des nanoparticules. Pour cela, les auteurs ont utilisé le coefficient de sphéricité (ψ) qui est défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule. Cette relation est applicable

dans le cas où le rapport entre la conductivité thermique des nanoparticules et celle de fluide de base est supérieur à 100.

$$\lambda_{eff} = \frac{\lambda_p + (n - 1)\lambda_f - \varphi(n - 1)(\lambda_f - \lambda_p)}{\lambda_p + (n - 1)\lambda_f + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)} \lambda_f \quad (2.14)$$

Où:

n est le facteur de forme calculé par la relation empirique: $n = \frac{3}{\psi}$

Soit $n = 3$ pour les particules sphériques et $n = 6$ pour les particules cylindriques. Ainsi, pour les particules de forme sphérique le modèle de Hamilton coïncide avec celui de Maxwell.

Par la suite, **Xuan et Li** [76] se sont basés sur le modèle de Hamilton pour estimer la valeur de la conductivité thermique en faisant varier le coefficient ψ de 0.5 à 1. Les résultats obtenus pour $\psi = 0.7$ sont compatibles avec les résultats expérimentaux. En revanche, Lee et al. ont obtenu des résultats expérimentaux en accord avec $\psi = 0.1$ pour le nanofluide (Alumine/eau Al_2O_3).

Lu et Lin [77] ont proposé une nouvelle formule pour n'importe quelle forme de nanoparticules en introduisant des coefficients a et b dépendant de la nature des nanoparticules dispersées:

$$\lambda_{eff} = [1 + a\varphi + b\varphi^2] \lambda_f \quad (2.15)$$

$\lambda_p = 10$	$a = 2.25$	$b = 2.27$
$\lambda_p > 10$	$a = 3.00$	$b = 4.51$

Yu et Choi [78] ont proposé une nouvelle formule pour calculer la conductivité d'un nanofluide. Ils ont modélisé les nanofluides comme un liquide de base et des particules solides séparés par une couche nanométrique, qui agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules. Ils ont en plus supposé que la conductivité thermique de la couche nanométrique est supérieure à celle du liquide.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \frac{\lambda_p + 2\lambda_f - 2\varphi(\lambda_f - \lambda_p)(1 + \gamma)^3}{\lambda_p + 2\lambda_f + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)(1 + \gamma)} \quad (2.16)$$

Où γ est le rapport entre l'épaisseur de la couche nanométrique et le rayon initial des particules. L'effet de l'épaisseur de la couche de nanofluides est négligeable et le modèle modifié est réduit au modèle de Maxwell. Cependant, ce modèle a été mis au point uniquement pour les particules sphériques.

Bhattacharya et al. [79] ont proposé une nouvelle technique pour calculer la conductivité thermique effective d'un nanofluide à l'aide de la simulation de la dynamique brownienne.

$$\lambda_{eff} = \lambda_p \varphi + (1 - \varphi)\lambda_f \quad (2.17)$$

Où λ_p est la conductivité due aux positions et aux mouvements browniens des particules à l'intérieur du fluide.

$$\lambda_p = \frac{1}{k_b T^2 V} \sum_{j=0}^n \langle Q(0)Q(j\Delta t) \rangle \Delta t$$

Avec n est le nombre de pas de temps utilisés dans la simulation, Δt est le pas de temps, et $Q(0)Q(j\Delta t)$ est la fonction d'autocorrélation temporelle de flux de chaleur $Q(t)$.

Xue [80] a étudié la conductivité thermique d'un nanofluide contenant des nanotubes de carbone, il a discuté l'influence des diamètres des nanoparticules, concluant que la taille des nanoparticules n'influence pas trop sur l'augmentation de la conductivité thermique. Il a établi une formule classique qui dépend uniquement de trois variables de base: les conductivités thermiques des nanoparticules et de fluide de base et la fraction volumique.

$$\lambda_{eff} = \frac{1 - \varphi + 2\varphi \frac{\lambda_p}{\lambda_p - \lambda_f} \ln \frac{\lambda_p + \lambda_f}{2\lambda_f}}{1 - \varphi + 2\varphi \frac{\lambda_f}{\lambda_p - \lambda_f} \ln \frac{\lambda_p + \lambda_f}{2\lambda_f}} \lambda_f \quad (2.18)$$

Li et Peterson [81] ont expérimentalement étudié l'influence de la variation de température et de la fraction volumique des nanoparticules en suspension sur la conductivité thermique de

deux nanofluides Al_2O_3 -eau et CuO -eau. Pour effectuer cette étude, les nanoparticules Al_2O_3 et CuO , de diamètres 29 et 36 nm sont respectivement suspendue dans l'eau distillée avec une fraction volumique de 2, 4, 6 et 10%. Ils ont par la suite proposé deux formules différentes pour chaque nanofluide:

- Al_2O_3 / eau:

$$\lambda_{eff} = \lambda_f[0.764\phi + 0.0187(T - 273.15) - 0.462] + \lambda_p \quad (2.19)$$

- CuO / eau:

$$\lambda_{eff} = \lambda_f[3.761\phi + 0.0179(T - 273.15) - 0.307] + \lambda_p \quad (2.20)$$

Timofeeva et al. [82] ont étudié expérimentalement et théoriquement la conductivité thermique de Al_2O_3 dans l'eau et Al_2O_3 dans l'éthylène glycol, ils ont rapporté une corrélation qui dépend seulement de la conductivité thermique du fluide de base et la concentration volumique de l'alumine suspendu.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f(1 + 3\phi) \quad (2.21)$$

Avsec et Oblak [83] ont étudié expérimentalement la conductivité thermique de trois différents nanofluides : l'alumine dans l'eau, le cuivre dans l'éthylène glycol et le dioxyde de titane dans l'eau. Ils ont une nouvelle relation, une extension de celles de Hamilton et Crosser et de Yu et Choi.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \frac{\lambda_p + (n-1)\lambda_f - (n-1)\phi(\lambda_f - \lambda_p)(1+\gamma)^3}{\lambda_p + (n-1)\lambda_f + \phi(\lambda_f - \lambda_p)(1+\gamma)} \quad (2.22)$$

Duangthongsu et Wongwises [84] ont analysé dans un travail expérimental, l'influence de la température sur la conductivité thermique des nanoparticules de dioxyde de titane de forme sphérique et de diamètre $d_p = 21nm$ dispersée dans l'eau. Ils ont proposé une relation simple dépendant de la fraction volumique et de coefficients variables en fonction de la température comme le montre le tableau ci-dessous.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f(a + b\varphi) \quad (2.23)$$

$T = 15^\circ\text{C}$	$a = 1.0225$	$b = 0.0272$
$T = 25^\circ\text{C}$	$a = 1.0204$	$b = 0.0249$
$T = 35^\circ\text{C}$	$a = 1.0139$	$b = 0.0250$

Patel et al. [85] ont étudié expérimentalement l'influence de la température et la taille des nanoparticules, en utilisant des nanoparticules de forme sphérique de diamètre $10\text{nm} \leq d_p \leq 150\text{nm}$. Ils ont proposé une corrélation de la conductivité thermique d'un nanofluide valable pour une température comprise entre 293 et 323 K, et une fraction volumique comprise entre 0.1% à 3%.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \left[1 + 0.135 \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} \right)^{0.273} \left(\frac{T}{20} \right)^{0.547} \left(\frac{100}{d_p} \right)^{0.234} \varphi^{0.467} \right] \quad (2.24)$$

Godson et al. [86] ont mesuré la conductivité thermique d'un nanofluide contenant des nanoparticules métalliques (Argent) suspendues dans l'eau. Ils ont exprimé la conductivité thermique en fonction de la fraction volumique et la conductivité thermique du fluide.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f(0.9692\varphi + 0.9508) \quad (2.25)$$

Corcione et al. [87] ont présenté une corrélation pour la prédiction de la conductivité d'un nanofluide contenant des nanoparticules de type métallique ou oxyde métallique dispersées soit dans l'eau ou dans l'éthylène glycol. La plage de température, diamètre des nanoparticules et de la fraction volumique étaient respectivement : 294 – 324 K, 10 – 150 nm, 0.2% – 9%.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \left[1 + 4.4Re^{0.4}Pr^{0.66} \left(\frac{T}{T_{fr}} \right)^{10} \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} \right)^{0.03} \varphi^{0.66} \right] \quad (2.26)$$

Où Re est un nombre de Reynolds défini par: $Re = \frac{2k_B\rho_f T}{\pi\mu_f^2 d_p}$

Et T_{fr} est la température de fusion de fluide de base.

Azmi et al. [88] ont développé une nouvelle corrélation pour les nanofluides contenant des nanoparticules d'oxyde métallique incorporées dans l'eau. Cette formule est valable pour une concentration volumique inférieure à 4%, une température $T_{nf} \leq 70^\circ\text{C}$ et diamètre $d_p \leq 170\text{nm}$.

$$\lambda_{eff} = 0.8938\lambda_f \left(1 + \frac{\varphi}{100}\right)^{1.37} \left(1 + \frac{T_{nf}}{70}\right)^{0.2777} \left(1 + \frac{d_p}{150}\right)^{-0.0336} \left(\frac{\alpha_p}{\alpha_f}\right)^{0.01737} \quad (2.27)$$

Tableau 2.5. Conductivité thermique des nanoparticules.

Modèles	Equation	Remarque
<p>2004 Jang and choi [89]</p>	$\lambda_{eff} = \lambda_f(1 - \varphi) + \lambda_p\varphi + 3C \frac{d_f}{d_p} \lambda_f Re_d^2 Pr \varphi$	<p>Basé sur:</p> <ul style="list-style-type: none"> la cinétique, la convection, le transfert de chaleur, <p>Prend en compte:</p> <ul style="list-style-type: none"> le mouvement brownien, la variation de température, la taille des nanoparticules et la fraction volumique.
<p>2004 Kumar et al. [90]</p>	$\lambda_{eff} = \lambda_f + C \frac{2k_B T}{(\pi \mu d_p^2 \lambda_f (1 - \varphi) r_p)} \varphi r_f \lambda_f$ <p>r_f: rayon de fluide de base. r_p: rayon sphérique des particules. μ: viscosité dynamique de fluide de base.</p>	<p>Nanofluides Au/water</p> <p>Dépend de:</p> <ul style="list-style-type: none"> diamètre de nanoparticules, température, viscosité dynamique de fluide de base, la taille des particules.
<p>2005 Koo et</p>	$\lambda_{eff} = \lambda_f \left[\frac{\lambda_p + 2\lambda_f - 2\varphi(\lambda_f - \lambda_p)}{\lambda_p + 2\lambda_f + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)} \right] + 5 \times 10^4 \beta \rho_f C_{p,f} \sqrt{\frac{k_B T}{\rho_p d_p}} f(T, \varphi)$ <p>Ou les paramètres β et $f(T, \varphi)$ sont donnés comme suit: $f(T, \varphi) = (-134.63 + 1722.3\varphi) + (0.4705 - 6.04\varphi) \frac{T}{T_0}$</p>	<ul style="list-style-type: none"> Nanofluide d'oxyde de cuivre de 28.8 nm de diamètre dispersé dans l'eau. <p>Ils ont modifié la formule de Maxwell en introduisant le Rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules,</p>

Kleinstreuer	Types	β	Fraction	La formule est valable dans le cas où:
[91]	<i>Au citrate, Ag citrate et CuO</i>	$\beta = 0.0137(100\varphi)^{-0.8229}$	$\varphi < 1\%$	<ul style="list-style-type: none"> la fraction volumique des nanoparticules est comprise entre 1 et 4%. la température varie de 300 à 325 K.
	<i>CuO</i>	$\beta = 0.0011(100\varphi)^{-0.7272}$	$\varphi > 1\%$	
	<i>Al₂O₃</i>	$\beta = 0.0017(100\varphi)^{-0.0841}$	$\varphi > 1\%$	
2005 Chon et al. [92]		$\lambda_{eff} = \lambda_f \left[1 + 64.7\varphi^{0.7460} \left(\frac{d_f}{d_p} \right)^{0.3690} \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} \right)^{0.7476} \times Pr^{0.09955} Re^{1.2321} \right]$		<p>Corrélation expérimentale déduite des travaux théoriques de Jang et Cho.</p> <ul style="list-style-type: none"> Nanofluide Al₂O₃/water. la taille des nanoparticules varie de 11 nm à 150 nm de diamètre. la température varie de 21 à 71 ° C.
2005 Keblinski et al. [93]		$\lambda_{eff} = \lambda_f(-13\varphi^2 + 6.3\varphi + 1)$ $\lambda_{eff} = \lambda_f(28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1)$ $\lambda_{eff} = \lambda_f(11.6\varphi^2 + 9.6\varphi + 1)$		<ul style="list-style-type: none"> Pour Al₂O₃-eau Pour Al₂O₃-éthylène glycol Pour Cu-eau
2005 Maiga et al. [94]		$\lambda_{eff} = \lambda_f(4.97\varphi^2 + 2.72\varphi + 1)$ $\lambda_{eff} = \lambda_f(28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1)$		<ul style="list-style-type: none"> Pour γAl₂O₃-eau Pour γAl₂O₃-éthylène glycol
2005 Prasher et al. [95]		$\lambda_{eff} = \lambda_f(1 + ARe^m Pr^{0.333}\varphi) \left[\frac{(\lambda_p + 2\lambda_f) - 2\varphi(\lambda_f - \lambda_p)}{(\lambda_p + 2\lambda_f) + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)} \right]$		<ul style="list-style-type: none"> L'effet de la convection induite par le mouvement brownien des nanoparticules. <p>Où A et m sont des constantes</p>
2005 Patel et al. [96]		$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = 1 + \frac{\lambda_p A_p}{\lambda_f A_f} + c\lambda_p Pe \frac{A_p}{\lambda_f A_f}$ <p>Avec:</p> $\frac{A_p}{A_f} = \frac{d_f}{d_p} \frac{\varphi}{(1 - \varphi)}$ $Pe = \frac{u_p d_p}{\alpha_f}$ <p>α_f: la diffusivité thermique du fluide de base. u_p: Est la vitesse brownienne de particule.</p> $u_p = \frac{2k_B T}{\pi \mu d_p^2}$ <p>μ: Viscosité dynamique de fluide de base.</p>		<ul style="list-style-type: none"> L'effet du mouvement brownien des nanoparticules, Tailles des nanoparticules (10–100 nm), Concentrations volumiques des nanoparticules (1–8%), Matériaux particuliers (particules métalliques et oxydes métalliques), Fluides de base (eau, éthylène glycol), Température (20–50 ° C).

<p>2009 Vajjha et al. [97]</p>	$\lambda_{eff} = \lambda_f \left[\frac{(\lambda_p + 2\lambda_f) - 2\varphi(\lambda_f - \lambda_p)}{(\lambda_p + 2\lambda_f) + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)} \right] + 5$ $\times 10^4 \beta \rho_f C_{p,f} \sqrt{\frac{k_B T}{\rho_p d_p}} f(T, \varphi)$ <p>Ou les paramètres β et $f(T, \varphi)$ sont donnés comme suit:</p> $f(T, \varphi) = (2.8217 \times 10^{-2} \varphi + 3.917 \times 10^{-3}) \left(\frac{T}{T_0} \right) + (-3.0669 \times 10^{-2} \varphi + 3.91123 \times 10^{-3})$	<p>L'effet des:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Mouvement brownien des nanoparticules, • Diamètre des nanoparticules, • Concentrations volumiques des nanoparticules, • Température. 														
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Types</th> <th>β</th> <th>Fraction</th> <th>T (K)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Al_2O_3</td> <td>$8.4407(100\varphi)^{-1.07304}$</td> <td>$1\% \leq \varphi \leq 10\%$</td> <td rowspan="3">$298K \leq T \leq 363K$</td> </tr> <tr> <td>$ZnO$</td> <td>$8.4407(100\varphi)^{-0.07304}$</td> <td>$1\% \leq \varphi \leq 7\%$</td> </tr> <tr> <td>$CuO$</td> <td>$9.881(100\varphi)^{-0.9446}$</td> <td>$1\% \leq \varphi \leq 6\%$</td> </tr> </tbody> </table>	Types	β	Fraction	T (K)	Al_2O_3	$8.4407(100\varphi)^{-1.07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 10\%$	$298K \leq T \leq 363K$	ZnO	$8.4407(100\varphi)^{-0.07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 7\%$	CuO	$9.881(100\varphi)^{-0.9446}$	$1\% \leq \varphi \leq 6\%$	
Types	β	Fraction	T (K)													
Al_2O_3	$8.4407(100\varphi)^{-1.07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 10\%$	$298K \leq T \leq 363K$													
ZnO	$8.4407(100\varphi)^{-0.07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 7\%$														
CuO	$9.881(100\varphi)^{-0.9446}$	$1\% \leq \varphi \leq 6\%$														
<p>2014 Sundar et al [98]</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = A + B\varphi$ <p>$A = 1.1236, B = 8.0175$ $\Rightarrow 20: 80\% EG/W \text{ nanofluid}$</p> <p>$A = 1.0806, B = 10.164$ $\Rightarrow 40: 60\% EG/W \text{ nanofluid}$</p> <p>$A = 1.0618, B = 10.448$ $\Rightarrow 60: 40\% EG/W \text{ nanofluid}$</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Nanofluides Al_2O_3 dans différents fluides de base mélanges d'éthylène glycol (EG) et d'eau (W). • Températures comprises entre 20 °C et 60 °C, • Concentrations volumiques comprises entre 0,3% et 1,5%. 														
<p>2015 Esfe et al [99]</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = 1.07 + 0.000589 \times T + \frac{-0.000184}{T \times \varphi} + 4.44 \times T \times \varphi$ $\times \cos(6.11 + 0.00673T + 4.41 \times T \times \varphi - 0.0414 \sin(T)) - 32.5\varphi$	<ul style="list-style-type: none"> • Nanofluides hybrides: Cu / TiO_2 de diamètre moyen de 70 et 40 nm dans un mélange binaire eau / EG (60:40), • Concentration volumique (0,1, 0,2, 0,4, 0,8, 1, 1,5 et 2%), • Températures entre 30 à 60 °C. 														
<p>2016 Afrand et al [100]</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = 0.7575 + 0.3\varphi^{0.323} \times T^{0.245}$	<ul style="list-style-type: none"> • La conductivité thermique Fe_3O_4-eau, • Fraction volumique 0.1%, 0.2%, 0.4%, 1%, 2% et 3%, • Température, 20 – 55°C 														

<p>2016 Aberouman d et al [101]</p>	$\lambda_{eff}(T, \varphi, \lambda_p) = (3.9 \times 10^{-5}T - 0.0305)\varphi^2 + (0.086 - 1.6 \times 10^{-4}T)\varphi + 3.1 \times 10^{-4}T + 0.129 - 5.77 \times 10^{-6}\lambda_p - 40 \times 10^{-4}.$	<ul style="list-style-type: none"> • Concentration volumique entre 0% à 2%.
<p>2016 Abdolbaqi et al [102]</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = 1.308 \times \left(\frac{\varphi}{100}\right)^{0.042} \times \left(\frac{T}{80}\right)^{0.011}$	<ul style="list-style-type: none"> • Nanofluide TiO₂ dans différents fluides de base tels que BioGlycol (BG) / eau (W), • Températures comprises entre 30 °C et 80 °C, • Concentrations volumiques comprises entre 0,5% et 2%.
<p>2016 Nadooshan [103]</p>	$Enhancement = \frac{1.8454 - 5.2302\varphi^{0.29216}}{T^{0.29216} - 3.457}$	<ul style="list-style-type: none"> • Nanofluide ZnO/EG-water, • Températures comprises entre 20 °C et 50 °C, • Concentrations volumiques comprises entre 0,125% et 4%.

2.4.5. La viscosité dynamique

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler, c'est un paramètre important pour les applications pratiques car elle affecte directement la chute de pression en convection forcée. L'ajout de particules solides dans un liquide provoque une augmentation, plus ou moins importante de la viscosité du mélange obtenu. Là encore, de nombreux facteurs peuvent être à l'origine des disparités constatées. Pour des nanoparticules identiques (nature, taille) et un même fluide de base, la qualité de la dispersion, et la température peuvent influencer considérablement sur la viscosité. Par conséquent, pour permettre l'utilisation de nanofluides dans des applications pratiques, le degré d'augmentation de la viscosité des nanofluides par rapport aux fluides purs doit être soigneusement étudié. Afin d'expliquer l'effet des nanoparticules sur la viscosité, de nombreuses corrélations ont été présentées.

Einstein [104] a été le premier à étudier la viscosité dynamique d'un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides en faible concentration volumique (moins de 2%). La relation est présentée comme suit:

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \quad (2.28)$$

Brinkman [105] a étendu la formule d'Einstein pour couvrir une large plage de concentrations volumiques. Sa relation conduit à la relation d'Einstein pour les faibles fractions volumiques.

$$\mu_{eff} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (2.29)$$

Ces deux premières relations n'intègrent pas les effets de mouvement Brownien ni de la taille des nanoparticules en suspension.

Batchelor [106] a étudié théoriquement la viscosité dynamique d'un nanofluide en tenant compte de l'effet de l'interaction hydrodynamique entre deux nanoparticules sphériques. Il a montré que la viscosité dynamique d'un nanofluide n'est pas une fonction linéaire de la fraction volumique comme les relations de « Einstein et Brinkman ».

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 2.5\varphi + 6.2\varphi^2) \quad (2.30)$$

Tseng et Lin [107] ont mené une étude expérimentale pour mesurer la viscosité du nanofluide TiO_2 /eau pour une variation de la fraction volumique ($\varphi = 0.05 - 0.12$). Leur formule prend la forme exponentielle suivante:

$$\mu_{eff} = 13.47\mu_f e^{35.98\varphi} \quad (2.31)$$

Maïga et al. [108] ont présenté expérimentalement la viscosité dynamique des nanoparticules d'alumine dispersées dans l'eau et dans l'éthylène glycol.

$$\mu_{eff} = \mu_f(123\varphi^2 + 7.3\varphi + 1), \quad \gamma Al_2O_3 - \text{eau} \quad (2.32)$$

$$\mu_{eff} = \mu_f(306\varphi^2 - 0.19\varphi + 1), \quad \gamma Al_2O_3 - \text{éthylène glycol} \quad (2.33)$$

Song et al. [109] ont proposé une relation pour la viscosité dynamique du nanofluide (SiO_2 -eau), sous forme d'une fonction linéaire de la fraction volumique.

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 56.5\varphi) \quad (2.34)$$

Koo et Kleinstreuer [91] ont étudié expérimentalement et théoriquement la viscosité dynamique d'un nanofluide composé d'oxyde de cuivre de 28.8 nm de diamètre dispersées dans l'eau. L'effet de l'agitation Brownienne et l'épaisseur de la couche nanométrique sont pris en considération dans leur analyse.

$$\mu_{eff} = \mu_{static} + \mu_{brownien} \quad (2.35)$$

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

$$\mu_{brownien} = 5 \times 10^4 \beta \rho_f \varphi \sqrt{\frac{k_B T}{\rho_p d_p}} \left[(-134.63 + 1722.3\varphi) + (0.4705 - 6.04\varphi) \frac{T}{T_0} \right]$$

Kulkarni et al. [110] ont étudié l'influence de la température sur la viscosité d'un nanofluide contenant des nanoparticules d'oxyde de cuivre dispersées dans l'eau, ils ont proposé une relation valable dans une gamme de température variant de 5 à 50°C.

$$\mu_{eff} = \exp \left[-(2.8751 + 53.548\varphi - 107.12\varphi^2) + (1078.3 + 15857\varphi + 20587\varphi^2) \frac{1}{T} \right] \quad (2.36)$$

Buongiorno [111] a estimé la viscosité dynamique de deux nanofluides (Al_2O_3 -eau) et (TiO_2 -eau) en proposant deux corrélations non-linéaires de la fraction volumique:

Pour le nanofluide: Al_2O_3 -eau

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 56.5\varphi + 108.2\varphi^2) \quad (2.37)$$

Pour le nanofluide: TiO_2 -eau

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 39.11\varphi + 533.9\varphi^2) \quad (2.38)$$

Nguyen et al. [112] ont étudié l'influence de la taille des nanoparticules sur la viscosité dynamique d'un nanofluide contenant Al_2O_3 -eau en variant leurs diamètres d_p . Les relations proposées prennent en compte l'effet de la taille des nanoparticules sur la viscosité effective.

Pour $d_p = 47nm$

$$\mu_{eff} = \mu_f 0.904 \exp(0.1483\varphi) \quad (2.39)$$

Pour $d_p = 36nm$

$$\mu_{eff} = \mu_f (1 + 0.025\varphi + 0.015\varphi^2) \quad (2.40)$$

Et pour le nanofluide CuO-eau pour $d_p = 29nm$

$$\mu_{eff} = \mu_f (1.475 - 0.319\varphi + 0.051\varphi^2 + 0.009\varphi^3) \quad (2.41)$$

Masoumi et al. [113] ont mesuré la viscosité du nanofluide (Al_2O_3 -eau) en prenant en compte l'effet du mouvement Brownien, et proposé l'expression suivante:

$$\mu_{eff} = \mu_f + \frac{\rho_p V_B d_p^2}{72C\delta} \quad (2.42)$$

Où: C est une constante

Et

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\pi}{6\varphi} d_p}, V_B = \frac{1}{d_p} \sqrt{\frac{18k_B T}{\pi \rho_p d_p}}$$

Chandrasekar et al. [114] ont proposé une étude expérimentale et théorique de la viscosité dynamique de nanofluides avec des nanoparticules d'aluminium en suspension de taille moyenne $1.2 \mu m, 3.65 g/cm^3$ et de kaolin de taille moyenne $3.73 \mu m, 2.48 g/cm^3$, en prenant en compte les aspects électromagnétique et mécanique. Ils ont obtenu la formule suivante:

$$\mu_{eff} = \mu_f + 1631\mu_f \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{2.8} \quad (2.43)$$

Corcione [87] a présenté une étude expérimentale dans le but d'établir une relation donnant la viscosité dynamique des nanofluides. La fraction volumique des nanoparticules et la température de nanofluides étaient respectivement: 0.0001 – 0.071 et 293 K – 323 K.

$$\mu_{eff} = \frac{\mu_f}{1 - 34.87 \left(\frac{d_p}{d_f} \right)^{-0.3} \varphi^{-1.03}} \quad (2.44)$$

Où: d_f est le diamètre moléculaire du fluide de base donné par la relation.

$$d_f = 0.1 + \left(\frac{6M}{N\pi\rho_f} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Tableau 2.6. Viscosité dynamique des nanoparticules.

Modèles	Corrélation proposée	Remarque
	$\log(\mu_{eff}) = Ae^{-BT}$	
2007-2009	<i>CuO</i> – 35°C < T < 50°C, 1% < φ < 6.12% A = 1.8375φ ² – 29.64φ + 165.56 Avec R ² = 0.9873	• Nanofluide <i>CuO</i> , <i>Al₂O₃</i> et <i>SiO₂</i> avec 60: 40% d'EG- eau.
	B = 4 × 10 ⁻⁶ φ ² – 0.001φ + 0.0186 Avec R ² = 0.9881	
Namburu et al. [115-117]	<i>Al₂O₃</i> – 35°C < T < 50°C, 1% < φ < 10% A = 0.29956φ ³ – 6.7388φ ² – 55.444φ + 236.11 Avec R ² = 0.9978	
	B = $\frac{-6.4745\varphi^3 + 140.03\varphi^2 - 1478.5\varphi + 20341}{10^6}$ Avec R ² = 0.9994	
	<i>SiO₂</i> – 35°C < T < 50°C, 2% < φ < 10% A = 0.2339φ ³ – 3.8943φ ² + 7.1232φ + 155.06 Avec R ² = 0.9904	
	B = –7 × 10 ⁻⁶ φ ² – 0.0004φ + 0.0192 Avec R ² = 0.9925	

<p>2009 Abu-Nada [118]</p>	$\mu_{eff} = -0.155 - \frac{19.582}{T} + 0.794\varphi + \frac{2094.47}{T^2} - 0.192\varphi^2 - 8.11\frac{\varphi}{T} - \frac{27463.863}{T^3} + 0.0127\varphi^3 + 1.6044\frac{\varphi^2}{T} + 2.1754\frac{\varphi}{T^2}$	<ul style="list-style-type: none"> Nanofluide Al_2O_3-eau, Diamètre $d_p = 47nm$, En fonction de la température et de la fraction volumique des nanoparticules. 															
<p>2009 Timofeeva et al [119]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f(1 + A_1\varphi + A_2\varphi^2)$ <table border="1" data-bbox="384 667 1098 875"> <thead> <tr> <th>A</th> <th>Platelets</th> <th>Blades</th> <th>Cylinders</th> <th>Bricks</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A_1</td> <td>37.1</td> <td>14.6</td> <td>13.5</td> <td>1.9</td> </tr> <tr> <td>A_2</td> <td>612.6</td> <td>123.3</td> <td>904.4</td> <td>471.4</td> </tr> </tbody> </table>	A	Platelets	Blades	Cylinders	Bricks	A_1	37.1	14.6	13.5	1.9	A_2	612.6	123.3	904.4	471.4	<ul style="list-style-type: none"> Nanofluide Al_2O_3-EG/eau, Température 25°C
A	Platelets	Blades	Cylinders	Bricks													
A_1	37.1	14.6	13.5	1.9													
A_2	612.6	123.3	904.4	471.4													
<p>2010 Godson et al [120]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f(1.005 + 0.497\varphi - 0.1149\varphi^2)$	<ul style="list-style-type: none"> Ag-eau Température 50°C – 90°C, Fraction 0.3%, 0.6% et 0.9%. 															
<p>2012 Nezhaad et Dorany [121]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 1.59\varphi - 16.36\varphi^2 + 50.4\varphi^3)$ $\mu_{eff} = 0.2T^2 - 30.3T + 1048$	<ul style="list-style-type: none"> Nanofluide SWCNT-oil, Température 25°C – 100°C, Fraction volumique entre 0.01%-0.2%. 															
<p>2012 Sharma et al [122]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f \left[C_1 \left(1 + \frac{\varphi}{100} \right)^{11.3} \left(1 + \frac{T_{nf}}{70} \right)^{-0.038} \left(1 + \frac{d_p}{170} \right)^{-0.061} \right]$	<ul style="list-style-type: none"> Nanofluide SiO_2/eau: $C_1 = 1.4$, Pour les autre nanofluide $C_1 = 1$. 															
<p>2014 Esfe et Saedodin [123]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f [0.9118Exp(5.49\varphi - 0.00001359T^2) + 0.0303ln(T)]$	<ul style="list-style-type: none"> ZnO-EG, $d_p = 18nm$, Température 50°C, Fraction volumique, 0.25% -5%. 															
<p>2014 Esfe et al [124]</p>	$\mu_{eff} = 15.89 + 641.4\varphi - 14526\varphi^2$	<ul style="list-style-type: none"> $Mg(OH)_2$-EG, Température 23°C, Fraction volumique 2%. 															

<p>2014 Sundar et al [125]</p>	$\mu_{eff} = 1.35\mu_f e^{12.83\varphi}$	<ul style="list-style-type: none"> • Nanofluide ND-Ni/EG, • Température entre 20°C – 60°C.
<p>2015 Esfe et al [126]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 32.795\varphi - 7214\varphi^2 + 714600\varphi^3 - 0.1941 \times 10^8\varphi^4)$	<ul style="list-style-type: none"> • Ag-MgO-eau, • $d_p = 40nm(MgO)$, • $d_p = 25nm(Ag)$, • Fraction volumique entre 0% – 2%.
<p>2015 Esfe et al [127]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f[1 + (0.1008 \times \varphi^{0.69574} \times d_p^{0.44708})]$ <p>Avec $R^2 = 0.9709$</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Fe-eau, • $d_p = 37,71nm$ et $98nm$, • Fraction volumique 1%.
<p>2016 Adio et al [128]</p>	$\mu_{eff} = \mu_f \left[1 + a_0\varphi + a_1 \left(\frac{T}{T_0}\right)\varphi + a_2 \left(\frac{d_p}{h}\right)\varphi + a_3 \left(\frac{T}{T_0}\right)\varphi + a_4 \left(\left(\frac{d_p}{h}\right)\varphi\right)^2 + a_5 \left(\left(\frac{T}{T_0}\right)\varphi\right)^2 + a_6\varphi^2 + a_7 \left(\frac{T}{T_0}\right)^2 \varphi^{\frac{1}{3}} \right]$ <p>$a_0 = 7.0764, a_1 = -1.4334, a_2 = -0.0346,$ $a_3 = 1.3090, a_4 = -0.0024, a_5 = -1.2357,$ $a_6 = 53.6946, a_7 = 0.0436.$</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Nanofluide MgO-EG, • Température entre 20°C – 70°C, • Diamètre entre 21 – 125 nm, • Fraction volumique $\varphi \leq 5\%$.

2.5. Domaine d'utilisation des nanofluides pour l'amélioration du transfert thermique [141]

La convection thermique est un mode de transport d'énergie par l'action qui combine la conduction, l'accumulation de l'énergie et le mouvement du fluide, on distingue:

- La convection forcée provoquée par un gradient de pression par exemple.

- La convection libre provoquée par une variation de la masse volumique du fluide en fonction de la différence de températures appliquée au fluide.
- La convection mixte provoquée par les deux effets précédents.

L'amélioration des performances nécessite la réduction de l'épaisseur de la couche limite par l'augmentation de la vitesse du fluide (passages étroits, jets d'eau...) ou par la disposition des petits obstacles (picots, aspérités...) pour augmenter le brassage au niveau de la paroi. Cela permet de contrarier autant que possible et de repousser le fluide froid le plus près possible de la paroi chaude pour améliorer l'échange.

Les nanofluides ont une grande conductivité thermique qui permet d'améliorer l'énergie thermique à travers la sous-couche visqueuse. Le comportement rhéologique du liquide peut se modifier en fonction de la suspension des nanoparticules en adoptant un arrangement structural particulier dans la couche limite. Selon leur nature et leur forme, on peut observer un comportement de rhéofluidification qui tend à diminuer la viscosité apparente tout près de la paroi (effet lubrifiant) lors de l'augmentation de la vitesse de cisaillement. Cette diminution de viscosité entraîne une réduction de l'épaisseur de la couche limite dynamique et thermique, par une augmentation directe du coefficient d'échange à la paroi.

2.5.1. Facteurs influents sur le transfert de chaleur dans les nanofluides

2.5.1.1. Le mouvement brownien et la micro-convection

Le mouvement aléatoire (brownien) des nanoparticules dans le fluide de base résulte de collisions continues entre les nanoparticules et les molécules du fluide de base [142] comme illustré sur la figure 2.24.

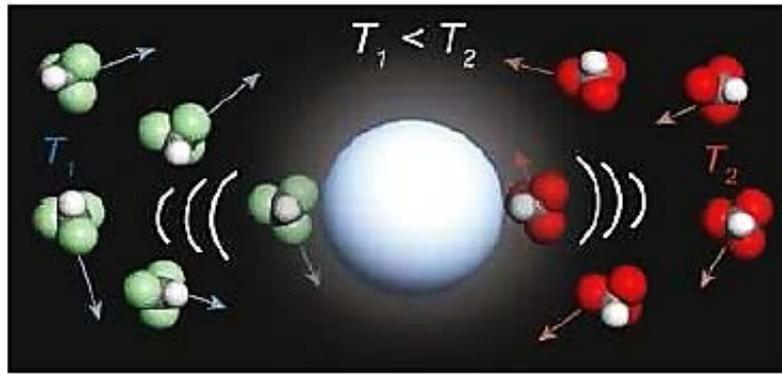


Figure 2.24. Mouvement brownien dans un système hors équilibre [143].

Plus les nanoparticules sont grosses, plus elles sont difficiles à bouger du fait de leur importante inertie, vitesse faible, et plus le mouvement brownien est faible. Ce mouvement brownien est responsable de la sensibilité des nanofluides à la température par rapport aux fluides normaux. Plus la température augmente, plus l'agitation moléculaire est intense et plus les nanoparticules sont chahutées par conséquent l'amélioration de la micro-convection et de la conductivité thermique du nanofluide.

2.5.1.2. *Le principe de la thermophorèse*

La thermophorèse, est un autre phénomène convectif lié au mouvement brownien. Son intérêt se situe au voisinage d'une paroi chauffée ou dans des régions à fort gradient de température, il est limité dans des applications à faible différentiel de température. L'action de thermophorèse en présence des nanoparticules engendre l'apparition d'une force dans une direction préférentielle résultant du déséquilibre des chocs avec les molécules du liquide près d'une paroi dissipant une certaine quantité chaleur. Le fluide est naturellement plus chaud, donc les molécules ont une plus grande vitesse que celles présentés du côté froid, et par conséquent sont donc poussées plus fortement à cause de la différence de quantité de mouvement. Cela les emmène automatiquement vers les régions plus froides, favorisant une fois de plus l'homogénéisation de température.

2.5.1.3. *Couche inter-faciale nanoparticule-liquide*

Il est connu qu'à l'interface entre un liquide et une surface solide, il se forme une couche de liquide contrairement aux molécules libres de ce liquide (qui se lient et se délient ~1011 fois par seconde entre elles plus précisément), a tendance à s'organiser en couches atomiques plus

ou moins ordonnées. Une nanoparticule se voit alors entièrement entourée d'une nanocouche compacte de liquide de l'ordre du nanomètre d'épaisseur à priori. Le nanofluide est constituée par trois structures: l'une entièrement solide avec la nanoparticule, une entièrement liquide avec le liquide de base et une simili solide avec la nanocouche d'eau qui présente le pont thermique entre la particule et le liquide, qui peut expliquer l'augmentation de la conductivité thermique. Cette nanocouche aura normalement plus d'influence sur de toutes petites nanoparticules relativement au ratio géométrique entre le diamètre moyen de la nanoparticule et l'épaisseur de la couche.

2.6. Conclusion

L'utilisation de nanofluides en tant que fluide caloporteur est un nouveau domaine qui est encore en phase de recherche. Les nanofluides contribuent à l'amélioration du transfert thermique de plusieurs dizaines de pour-cent, l'augmentation du transfert thermique à une dépendance directe du type, de la taille et de la concentration volumique des nanoparticules utilisées.

✓ Avantage des nanofluides

- Les nanofluides présentent divers avantages qui en font une utilisation pour diverses applications.
- Étant donné que la taille, la forme, le matériau et la fraction volumique des nanoparticules changent, l'absorption de l'énergie solaire sera maximisée.
- La capacité thermique du fluide augmente en raison de l'augmentation de la surface des particules en suspension.
- Il améliore la conductivité thermique et donc l'efficacité du système de transfert de chaleur.
- La turbulence et la fluctuation de mélange des fluides sont intensifiées.
- Le gradient de température de transfert du fluide s'aplatit en raison de la dispersion.
- Le changement de concentration de nanoparticules modifie les propriétés du fluide le rendant adapté à diverses applications.
- Il augmente la température des applications solaires thermiques.

- Il a des pertes thermiques plus faibles.
- Coefficient de transfert de chaleur plus élevé en raison d'une conductivité thermique accrue, d'une viscosité dynamique accrue, d'une densité et d'une capacité calorifique spécifique réduite facilitant le transfert de chaleur.

✓ Désavantages

- L'augmentation de la perte de charge augmente par conséquent le travail de pompage.
- Le coût de fonctionnement du système à base de nanofluides et la conception initiale du système de pompage doivent être pris en considération.
- L'agglomération et le comportement à long terme des nanofluides peuvent être considérés comme des inconvénients.
- La capacité thermique spécifique plus faible des nanofluides conduira à une faible conductivité thermique.

Chapitre 3

Description du problème physique étudié

3.1. Introduction

Pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de nanofluide à travers le micro-canal ondulé, une simulation numérique est proposée sous l'environnement du code de calcul CFD Ansys-Fluent. Sa mise en œuvre comprend les étapes décrites par l'organigramme présenté sur la figure 3.25.

Ce code s'appuie sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations de conservation décrites ci-dessous. Le processus est basé sur 3 étapes fondamentales. En premier lieu le domaine d'étude doit être subdivisé en volumes de contrôle (discrets) dénommés cellules, ce processus de discrétisation de l'espace constitue l'étape de maillage du domaine. En deuxième lieu les équations de conservation EDP (équations aux dérivées partielles) sont intégrées puis linéarisées sur chaque volume de contrôle élémentaire. Le résultat de cette discrétisation conduit à un système d'équations algébriques de très grande dimension. La troisième étape consiste à résoudre le système d'équations à l'aide d'un algorithme approprié. Nous conservons les schémas de discrétisation par défaut pour la pression et la vitesse ainsi que les facteurs de relaxation et l'algorithme SIMPLE pour le couplage vitesse-pression.

Un module spécifique User Defined Function (UDF) a été développé et intégré dans le code Ansys-Fluent afin de prendre en compte les variations des propriétés thermo-physiques des nanofluides. Pour ce faire, nous exposons d'abord les équations qui gouvernent l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur ainsi que la description du problème étudié (le maillage, la méthode de résolution et le choix des conditions aux limites).

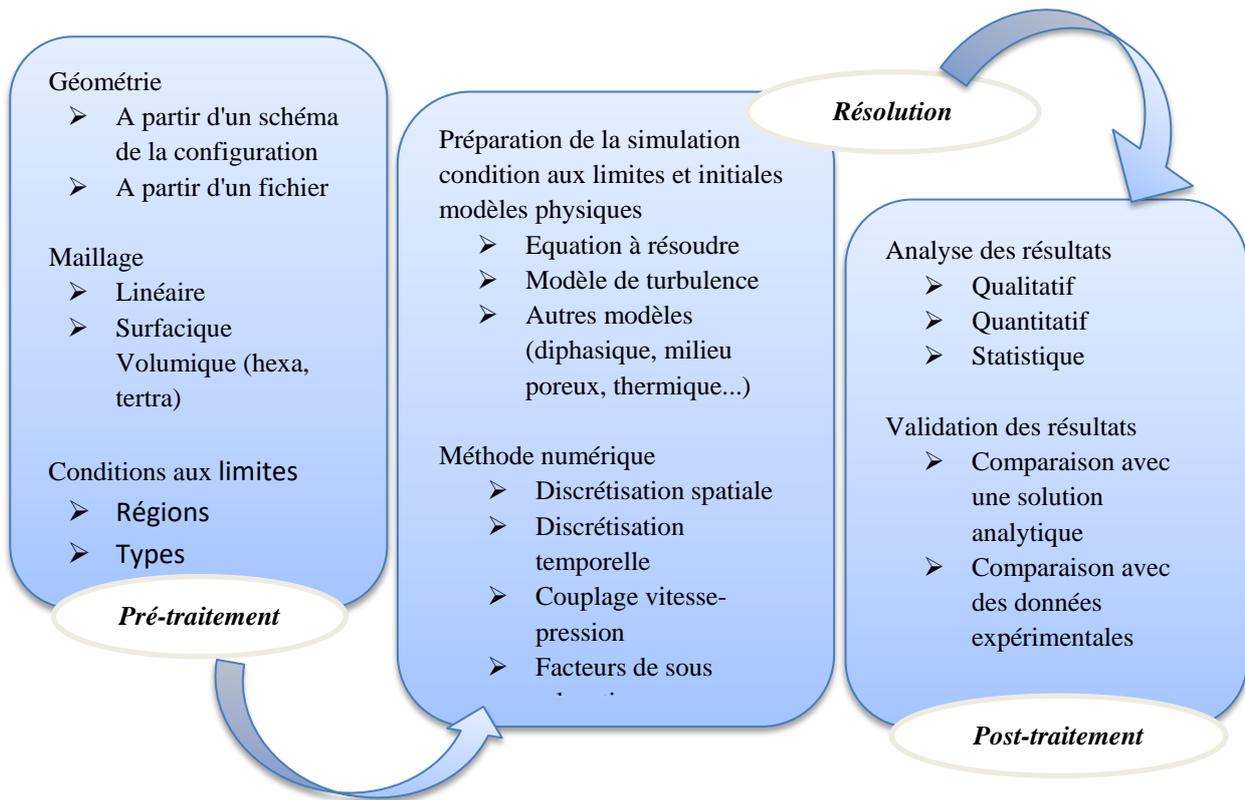


Figure 3.25. Procédure de calcul à l'aide d'un code CFD.

3.2. Description du problème étudié

D'après la littérature, Chai et al [144], ont étudié expérimentalement et numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur du fluide de base (eau) circulant à travers un micro-dissipateur thermique à structure complexe sous un flux de chaleur constant à la différence de Zhai et al [49] qui ont utilisé en plus des nanofluides (Al_2O_3 -eau). Dans leur travail, les auteurs ont étudiés un micro-dissipateur thermique composé de 10 canaux parallèles en supposant un écoulement laminaire tridimensionnel.

Dans le présent travail, nous avons similaire à étudié celui de Zhai et al [49], mais avec un micro-dissipateur thermique constitué de micro-canaux pour lesquels différentes géométries sont étudiées en considérant un écoulement laminaire bidimensionnel.

3.2.1. Schéma de l'installation expérimentale

Le schéma de l'installation expérimentale étudiée par Chai et al [144], Zhai et al [49] est illustré sur la Figure 3.26. Le système se compose d'un réservoir d'eau à température contrôlée, d'une section de chauffage, d'une section d'essai, et d'une acquisition de données. La température d'entrée des nanofluides est contrôlée à 20 °C avant d'entrer dans la section de test. Les températures d'entrée et de sortie des nanofluides sont mesurées par des thermocouples de type T avec une précision de 0,1 °C. La perte de charge est mesurée par un transducteur de pression.

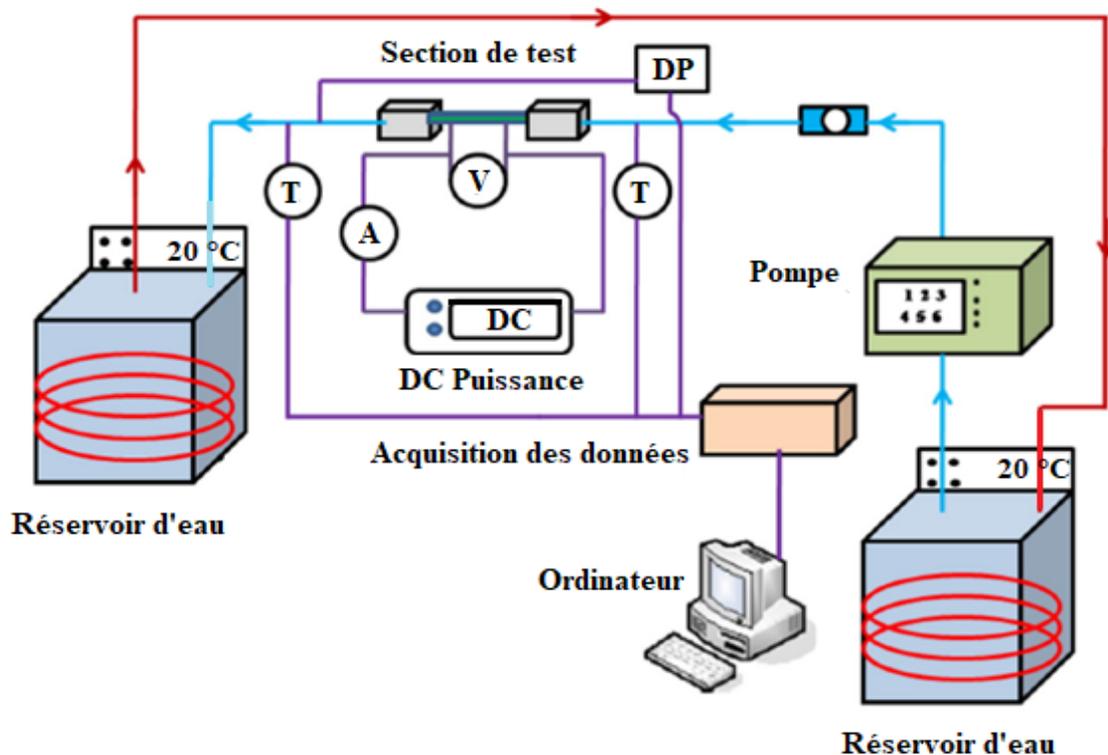


Figure 3.26. Schéma du montage expérimental.

3.2.2. Description de la section d'essai

L'étude est basée sur la section d'essai qui est formée d'un micro-canal muni d'ondulations trapézoïdales, rectangulaires ou semi cylindriques comme le montre la figure 3.27. L'écoulement du fluide est supposé laminaire, bidimensionnel et circule entre deux plaques parallèles composées de trois sections, la première et la dernière sont supposées adiabatiques, la seconde section, munie d'ondulations est soumise à un flux de chaleur

constant. Les longueurs respectives des trois sections, l'amplitude des ondulations et la longueur axiale de chaque pas sont présentées dans le tableau 3.7. A l'entrée de la zone chauffée, l'écoulement est entièrement développé. De plus, le mélange d'eau et de nanoparticules d'aluminium (nanofluide) est supposée homogène et incompressible, il pénètre dans les micro-canaux avec des profils de vitesse et température uniformes.

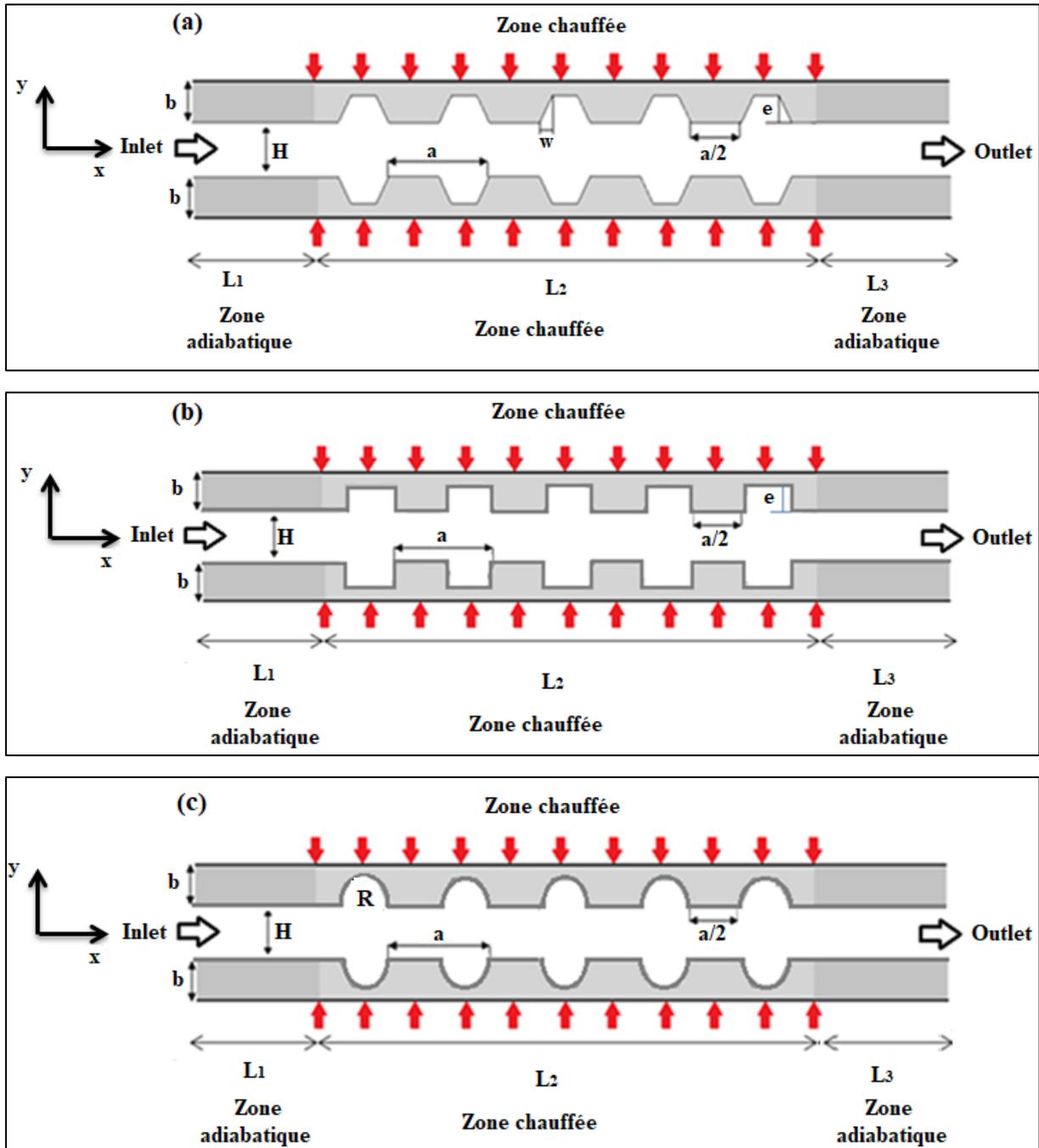


Figure 3.27. Micro-canal (a) Trapézoïdal, (b) Rectangulaire et (c) Semi cylindrique.

Tableau 3.7. Dimensions des micro-canaux ondulés.

Dimension	a (mm)	b (mm)	w (mm)	H (mm)	e (mm)	L_1 (mm)	L_2 (mm)	L_3 (mm)	R (mm)	l (mm)
Valeur	0.4	0.15	0.05	0.2	0.1	2	8	2	0.1	0.1

3.3. Formulation mathématique

Avant de décrire les équations de conservation des écoulements de fluide, la modélisation des écoulements de fluides est régie par les équations de conservation et de l'échelle du domaine géométrique des systèmes étudiés. Ainsi, selon le domaine de variation du nombre de Knudsen, on peut distinguer différents régimes d'écoulements. Le nombre de Knudsen défini comme le rapport entre le libre parcours moyen moléculaire (ℓ) et le diamètre hydraulique (D_h) du système étudié, s'écrit:

$$Kn = \frac{\ell}{D_h} \quad (3.1)$$

Dans un fluide, les collisions intermoléculaires sont nécessaires pour justifier le processus de thermalisation et tous les phénomènes de diffusion (thermique et moléculaire).

Par définition, le libre parcours moyen, est la distance moyenne entre deux collisions successives [145].

Pour les gaz parfaits le libre parcours moyen est définie par:

$$\ell = \frac{k_B T}{\sqrt{2} \sigma P} \quad (3.2)$$

Avec: σ est appelée section efficace de collision.

Dans un liquide, la densité comme le libre parcours moyen sont quasi-indépendants de la pression et de la température. Pour l'eau par exemple on a $\ell \sim 10^{-10}m$ ce qui est comparable à la taille des molécules. Bien que la formule 3.2 ne soit valable que pour les milieux peu denses, on peut conclure que dans un liquide les molécules se déplacent très peu entre deux collisions.

Le tableau 3.8 résume ces régimes.

Tableau 3.8. Classification des écoulements en fonction du nombre de Knudsen.

Écoulement classique	Écoulement glissant	Écoulement de transition	Écoulement moléculaire
Non raréfié	Légèrement raréfié	Modérément raréfié	Hautement raréfié
$Kn < 0.001$	$0.001 < Kn < 0.1$	$0.1 < Kn < 10$	$Kn > 10$
Modélisation			
Navier-stockes	N-S + Saut de vitesse et température à la paroi	Approche moléculaire	Approche moléculaire

3.3.1. Hypothèses de calcul

Les différentes hypothèses simplificatrices prises en compte pour la modélisation de l'écoulement et les échanges thermiques dans le micro-canal sont présentées et discutées.

- L'écoulement est supposé laminaire et permanent. Le régime d'écoulement est identifié sur la base du nombre de Reynolds qui est fonction de la vitesse d'entrée du fluide et du diamètre hydraulique du micro-canal défini par la relation (3.3) [146]:

$$Re = \frac{\rho_{nf} U_{in} D_h}{\mu_{nf}} \quad (3.3)$$

Où ρ_{nf} , U_{in} et μ_{nf} représente respectivement la masse volumique, la vitesse d'entrée et la viscosité dynamique du nanofluide, et D_h le diamètre hydraulique défini par:

$$D_h = \frac{4 A}{p} \quad (3.4)$$

Où A représente la surface traversée par le fluide et p le périmètre mouillé en contact avec fluide.

- Le fluide (ou nanofluide) est supposé incompressible.
- L'influence des forces visqueuses est négligeable à cause des faibles vitesses de circulation.

3.3.2. Équations Gouvernantes

Les phénomènes physiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide sont régis par les lois physiques de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Compte tenu de nos hypothèses ces équations s'écrivent:

3.3.2.1. Équation de continuité

L'équation de continuité traduit le principe de la conservation de la masse au sein d'un écoulement, l'établissement de cette équation locale repose sur un bilan de masse de fluide au sein d'un élément de volume élémentaire. Elle s'écrit:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.5)$$

3.3.2.2. Équation de quantité de mouvement

L'équation de bilan de quantité de mouvement découle du principe fondamental de la dynamique appliqué à un élément de fluide. Dans le cas bidimensionnel, elle s'écrit:

Suivant l'axe Ox :

$$\rho_{eff} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.6)$$

Suivant l'axe Oy :

$$\rho_{eff} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.7)$$

3.3.2.3. Équation de conservation de l'énergie

L'équation de l'énergie traduit le premier principe de la thermodynamique; elle s'écrit:

$$\rho_{eff} c_{p_{eff}} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_{eff} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.8)$$

3.3.3. Propriétés thermo-physiques

Le modèle monophasé suppose que les phases sont en équilibre thermique et que la vitesse relative entre le fluide de base et les nanoparticules est nulle. Il traite le nanofluide comme un fluide homogène aux propriétés thermo-physiques efficaces évaluées par des modèles théoriques où des corrélations empiriques. Toutes les propriétés des nanofluides sont fonction de celles du fluide de base, des nanoparticules et de la fraction volumique de ces derniers. Plusieurs modèles ont été établis pour approcher les propriétés des nanofluides considérés, et qui sont jugés acceptables pour décrire correctement les problèmes de convection forcée dans des géométries similaires à celle étudiée ici.

La densité [70] et la capacité calorifique [71] du nanofluide sont déterminées à partir des équations suivantes:

$$\rho_{eff} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_p \quad (3.9)$$

$$C_{p_{eff}} = (1 - \varphi)C_{p_f} + \varphi C_{p_p} \quad (3.10)$$

Avec $(\rho C_p)_f$ et $(\rho C_p)_p$ représentent respectivement le produit de la masse volumique et de la capacité calorifique du fluide de base et des nanoparticules solides.

De nombreuses expressions, basées sur des études expérimentales et théoriques, ont été proposées, voir chapitre 1, pour la conductivité thermique et la viscosité des nanofluides.

Pour la conductivité, nous avons retenu le modèle proposé par Patel et al [96]:

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = 1 + \frac{\lambda_p A_p}{\lambda_f A_f} + c \lambda_p Pe \frac{A_p}{\lambda_f A_f} \quad (3.11)$$

Relation valable pour: $1\% \leq \varphi \leq 8\%$ et $293 K \leq T \leq 323 K$.

Avec:

$$\frac{A_p}{A_f} = \frac{d_f}{d_p} \frac{\varphi}{(1 - \varphi)}, \quad Pe = \frac{u_p d_p}{\alpha_f}$$

$$u_p = \frac{2k_b T}{\pi \vartheta d_p^2}, d_f = \left[\frac{6M}{N\pi\rho_f} \right]^{1/3}$$

Pour la viscosité dynamique, nous avons retenu le modèle proposé par Brinkman [105]:

$$\mu_{eff} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (3.12)$$

Ces relations ont été introduites dans le code CFD à l'aide de fonctions UDF (User Defined Function). Les propriétés thermo physiques du fluide de base (eau) et des nanoparticules solides Al_2O_3 utilisées dans la présente étude sont spécifiées dans le tableau 3.9.

Tableau 3.9. Propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 20°C.

Propriétés thermo-physiques	ρ (kg/m^3)	C_p (J/kgK)	λ (W/mK)	μ (kg/ms)
Eau	998.2	4182	0.6103	0.001003
Al_2O_3 [147]	3600	765	36	-

3.3.4. Conditions aux limites

Dans notre étude, on se placera dans le cadre de cette modélisation classique en supposant un fluide non raréfié ($Kn < 0.001$). Les conditions aux limites sont définies comme suit:

- Entrée du micro-canal: La vitesse et la température sont supposées uniformes.

$$0.2m/s \leq U_{in} \leq 3.5m/s ; V_{in} = 0 \text{ et } T_{in}=293 \text{ K}$$

- Zone adiabatique 1:

$$q = 0 \left\{ \begin{array}{l} 0 \leq x \leq L_1 \\ y = \frac{H}{2} + b \end{array} \right.$$

- Zone chauffée:

$$q = q_w \left\{ \begin{array}{l} L_1 \leq x \leq L_1 + L_2 \\ y = \frac{H}{2} + b \end{array} \right.$$

$$q = q_w = 10^6 W/m^2$$

- Zone adiabatique 2:

$$q = 0 \begin{cases} L_2 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3 \\ y = \frac{H}{2} + b \end{cases}$$

- Sortie du micro-canal:

$$P = P_{atm}$$

- Interface paroi-fluide:

$$U = V = 0$$

- Les parois du micro-canal sont en aluminium.

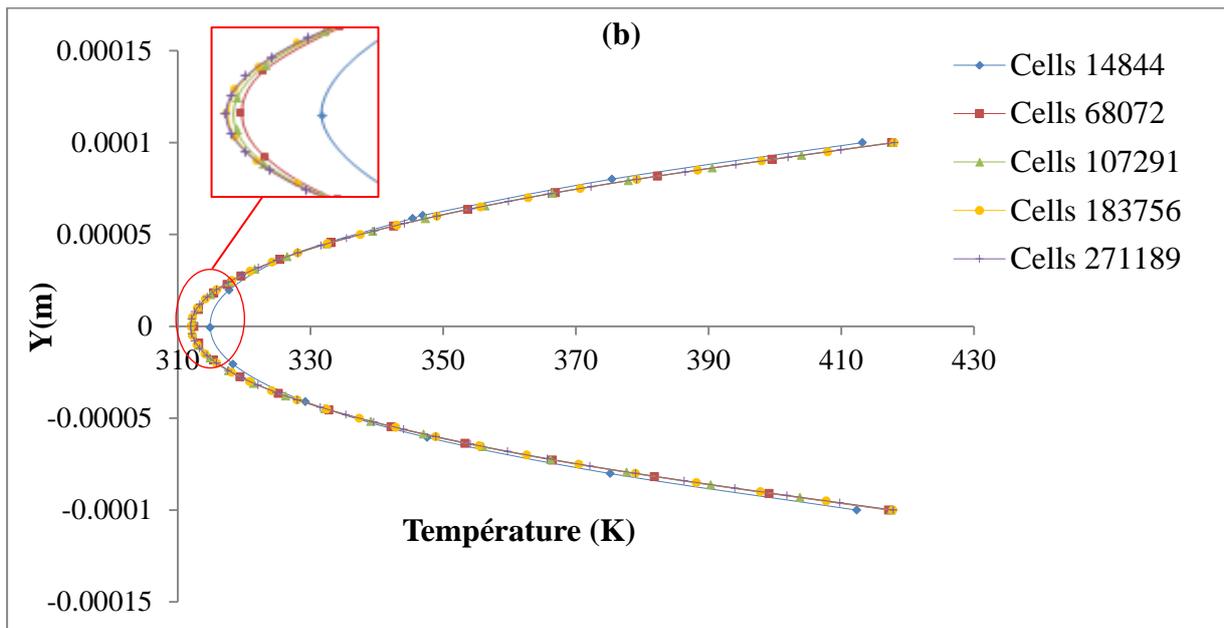
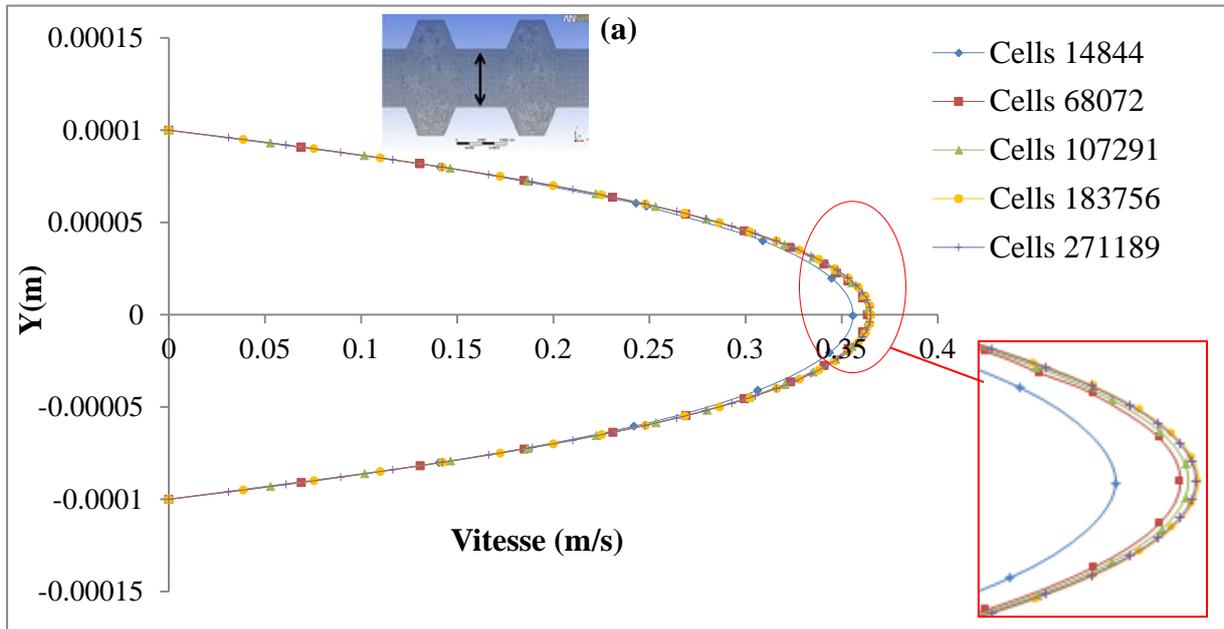
3.3.5. Étude du maillage

Le maillage sert à faire une représentation discrète d'une variable continue sur un domaine de calcul, il joue un rôle très important dans la modélisation numérique d'un problème physique. La solution numérique dépend du type de maillage, donc une étude préliminaire est nécessaire pour valider les résultats. Il existe plusieurs types de maillage:

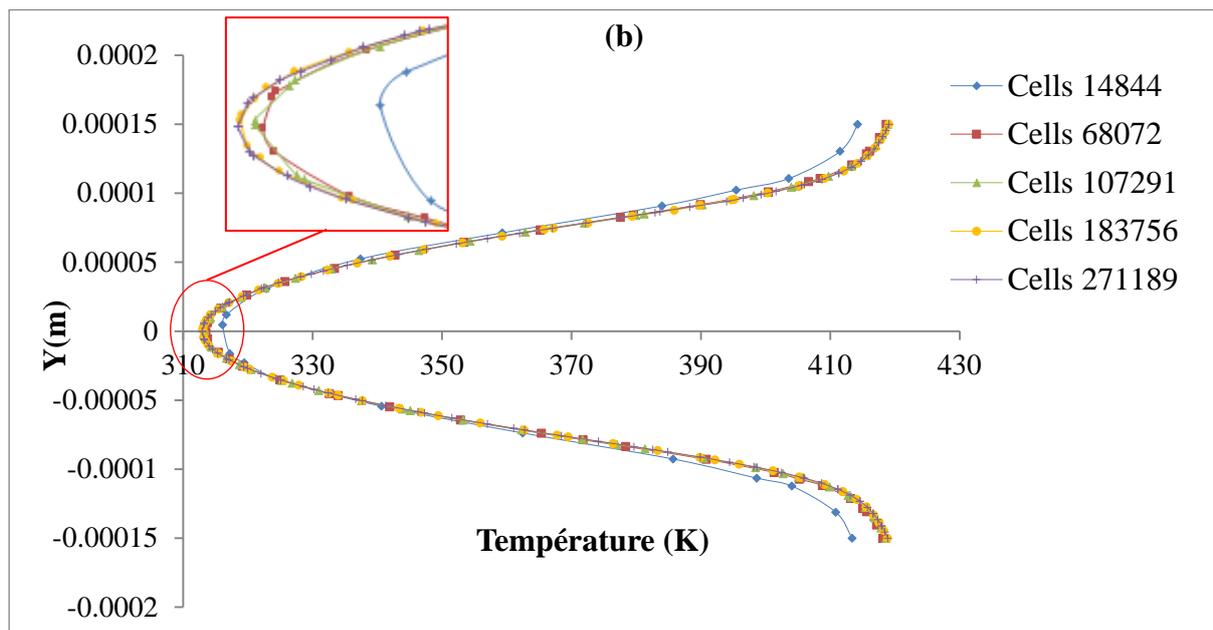
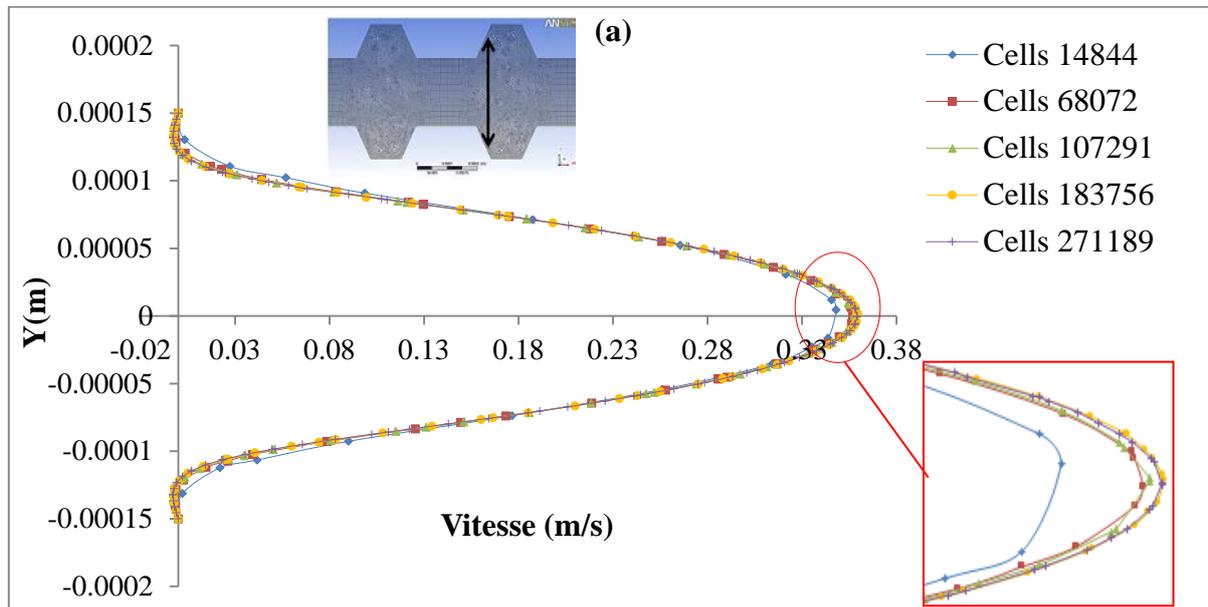
- Maillage structuré: quadrilatère en 2D et hexaédrique en 3D.
- Maillage non structuré: triangulaire en 2D et tétraédrique en 3D.
- Maillage hybride: quadrilatérale ou triangulaire en 2D et tétraédrique ou pyramidaux en 3D.

Dans le présent travail, un maillage structuré est utilisé pour analyser l'indépendance de la solution dans les trois configurations géométriques considérées du micro-canal. Plusieurs grilles ont été étudiées. Pour le micro-canal trapézoïdal cinq grilles ont été choisies: 14844, 68072, 107291, 183756, 271189. Les résultats présentés sur la figure 3.28 montrent le profil radial de vitesse et de température pour trois positions axiales du micro-canal ($x=0.006$, $x=0.006125$, $x=0.0062$ m). On conclut que la grille de 183756 cellules permet d'obtenir une solution satisfaisante dans les trois sections du micro-canal trapézoïdal.

- Position 1: $x = 0,006\text{ m}$



- Position 2: $x = 0,006125\text{ m}$



- Position 3: $x = 0,0062 \text{ m}$

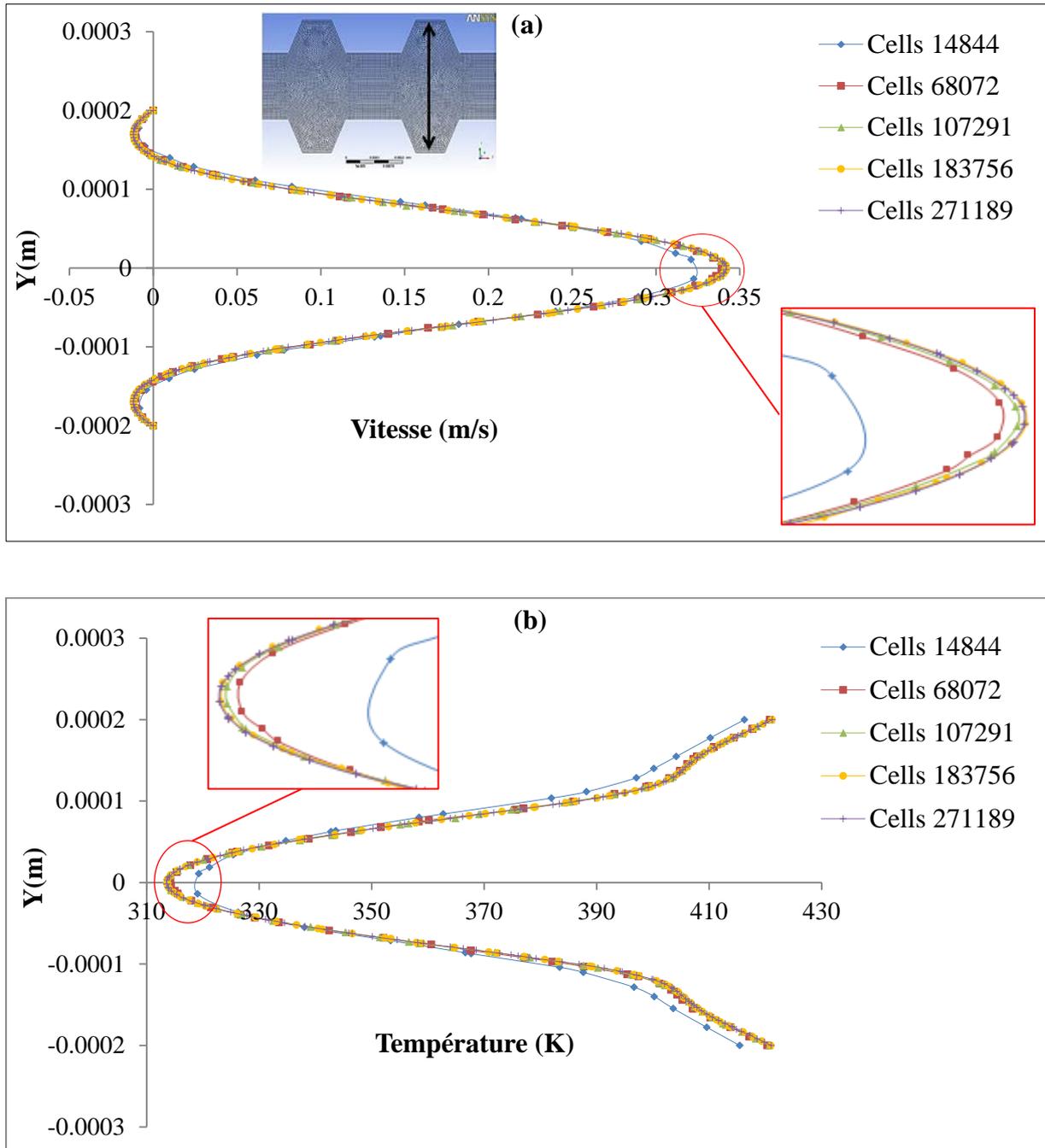


Figure 3.28. Influence du maillage sur: (a) Vitesse axiale, (b) Température pour trois positions du micro-canal trapézoïdal ($x = 0.006, x = 0.006125, x = 0.0062 \text{ m}$).

La même étude du maillage a été réalisée avec les autres géométries (rectangulaire et semi cylindrique).

3.3.6. Grandeurs caractéristiques du système

Des paramètres déterminants sont utilisés pour décrire les caractéristiques du transfert de chaleur et de l'écoulement de fluide au niveau du dissipateur de chaleur à micro-canaux.

3.3.6.1. Coefficient de transfert de chaleur par convection (h)

Le coefficient d'échange de chaleur convectif h permet une formulation globale de l'échange de chaleur entre le fluide et les parois du canal. Il est très sensible aux variations des propriétés du fluide (conductivité thermique, viscosité dynamique, densité, chaleur spécifique), à la géométrie du système étudié et enfin la vitesse d'écoulement du fluide et aux régimes d'écoulement (laminaire ou turbulent, établi ou en cours d'établissement) [148].

Le coefficient de transfert de chaleur local est défini par la relation:

$$h(x) = \frac{Q(x)}{T_w(x) - T_f(x)} \quad (3.13)$$

Avec $Q(x)$ le flux de chaleur calculé localement au niveau de l'interface solide-fluide, du micro-canal à partir de la loi de Fourier:

$$Q(x) = -\lambda_{nf} \frac{\partial T}{\partial y}(x) \quad (3.14)$$

$T_w(x)$ et $T_f(x)$ représentent respectivement les températures moyennes, sur une section de la paroi ondulée du micro-canal et du nanofluide à une position x donnée.

Le gradient $\frac{\partial T}{\partial y}$ est évalué à l'interface paroi-fluide pour chaque position du micro-canal.

3.3.6.2. Nombre de Nusselt (Nu)

Le nombre de Nusselt est une grandeur adimensionnelle du coefficient de transfert de chaleur prenant en compte la forme géométrique du conduit parcouru par l'écoulement de fluide. Sa connaissance facilite l'analyse et la compréhension des échanges de chaleur mis en jeu dans le système. Il est défini par la relation:

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h(x)}{\lambda_{nf}} \quad (3.15)$$

Notons que le diamètre hydraulique de l'écoulement varie d'une position à l'autre compte tenu des ondulations internes du micro-canal.

3.3.6.3. Nombre de Prandtl (Pr)

C'est un nombre qui dépend essentiellement des caractéristiques physiques du fluide. Il représente le rapport des diffusivités cinématique et thermique du nanofluide. Il est défini par:

$$Pr = \frac{\mu_{nf}C_{p_{nf}}}{\lambda_{nf}} \quad (3.16)$$

Pour des nombres de Prandtl élevés ($Pr \geq 1$), cas de l'eau par exemple, le profil de température dans le fluide est fortement influencé par le profil de vitesse. En revanche, pour les faibles valeurs du nombre de Prandtl ($Pr \leq 1$) la conduction thermique est tellement bonne que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température. C'est le cas d'écoulement d'air où le nombre de Prandtl est de l'ordre de 0,7.

3.3.6.4. Facteur de frottement

Le facteur de frottement est défini par la relation [149],

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{L_{ch} \rho_{nf} U_{in}^2} \quad (3.17)$$

Où Δp est la chute de pression du micro-canal.

3.3.6.5. Indice de performance thermo-hydraulique

Le facteur de performance thermo-hydraulique est défini par [149]:

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (3.18)$$

Où Nu_0 et f_0 sont des grandeurs relatives à un écoulement dans un tube lisse.

3.3.7. Principe de la méthode des volumes finis

La méthodologie employée par la technique des volumes finis pour aborder un problème concret de mécanique des fluides est basée sur 3 étapes fondamentales. En premier lieu le domaine d'étude doit être divisé en volumes de contrôle (discrets) dénommés cellules, ce processus de discrétisation de l'espace représente l'étape de maillage du domaine. En deuxième lieu les équations de conservation physique (équations aux dérivées partielles) doivent être intégrées et linéarisées en chaque volume de contrôle élémentaire. Le résultat de cette discrétisation conduit à un système d'équations algébriques de très grande dimension. La troisième étape consiste à résoudre le système d'équations à l'aide d'un algorithme approprié.

3.3.8. Le critère de convergence

Un processus itératif se rapproche de la solution stable du système d'équations, lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucune variation significative sur les variables calculées c'est la notion de convergence.

On exprime cette convergence par un test d'arrêt qui dépend de la nature du problème et des méthodes de calcul. Pour toutes les simulations effectuées dans la présente analyse, le critère de convergence correspond à des résidus algébriques inférieurs à 10^{-3} .

3.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle étudié et les équations utilisées dans notre étude pour résoudre le problème dynamique et thermique d'un micro-canal à différentes géométries traversées par un écoulement de nanofluide Al_2O_3 -eau. L'écoulement est décrit par les équations de Navier–Stokes associées aux conditions classiques de continuité de quantité de mouvement et d'énergie. Les grandeurs caractéristiques de l'écoulement telles que le coefficient de transfert de chaleur par convection, la résistance thermique et le facteur de frottement, ont été présentés afin d'évaluer les performances thermiques et hydrauliques du système. Dans une seconde phase, nous avons décrit les détails du problème physique étudié, les conditions aux limites spécifiées et présenté enfin les premiers résultats permettant de valider le maillage adopté.

Chapitre 4
Applications et Résultats

4.1. Introduction

Les progrès des nanotechnologies ont conduit à la possibilité d'amélioration du transfert de chaleur par l'addition des nanoparticules. Le problème étudié porte sur la convection forcée d'un écoulement laminaire bidimensionnel de nanofluide traversant différentes formes de micro-canaux. Ce chapitre regroupe l'ensemble des résultats numériques obtenus. La géométrie du domaine de calcul et de son maillage a été élaborée à l'aide du logiciel Gambit. La résolution numérique des équations de transport est réalisée à l'aide du code de calcul CFD Ansys-Fluent 14.0.

Pour différentes géométries du micro-canal, nous avons analysé l'influence de la vitesse de l'écoulement, de la concentration volumique des nanoparticules et de leur diamètre sur le transfert de chaleur et la perte de pression dans le micro-canal. Les résultats obtenus dans cette étude seront interprétés et discutés en termes d'évolution du nombre de Nusselt, de coefficient de perte de charge, de facteur de frottement et d'indice de performance thermo hydraulique.

4.2. Domaine de calcul

La figure 4.29 montre les domaines de calcul correspondant aux trois profils géométriques des micro-canaux étudiés: trapézoïdal, rectangulaire et semi-cylindrique.

L'écoulement du fluide est supposé laminaire, bidimensionnel et circule entre deux plaques parallèles composées de trois sections, la première et la dernière sont supposées adiabatiques, la seconde section, munie de 20 ondulations est soumise à un flux de chaleur de $10^6 w/m^2$ constant.

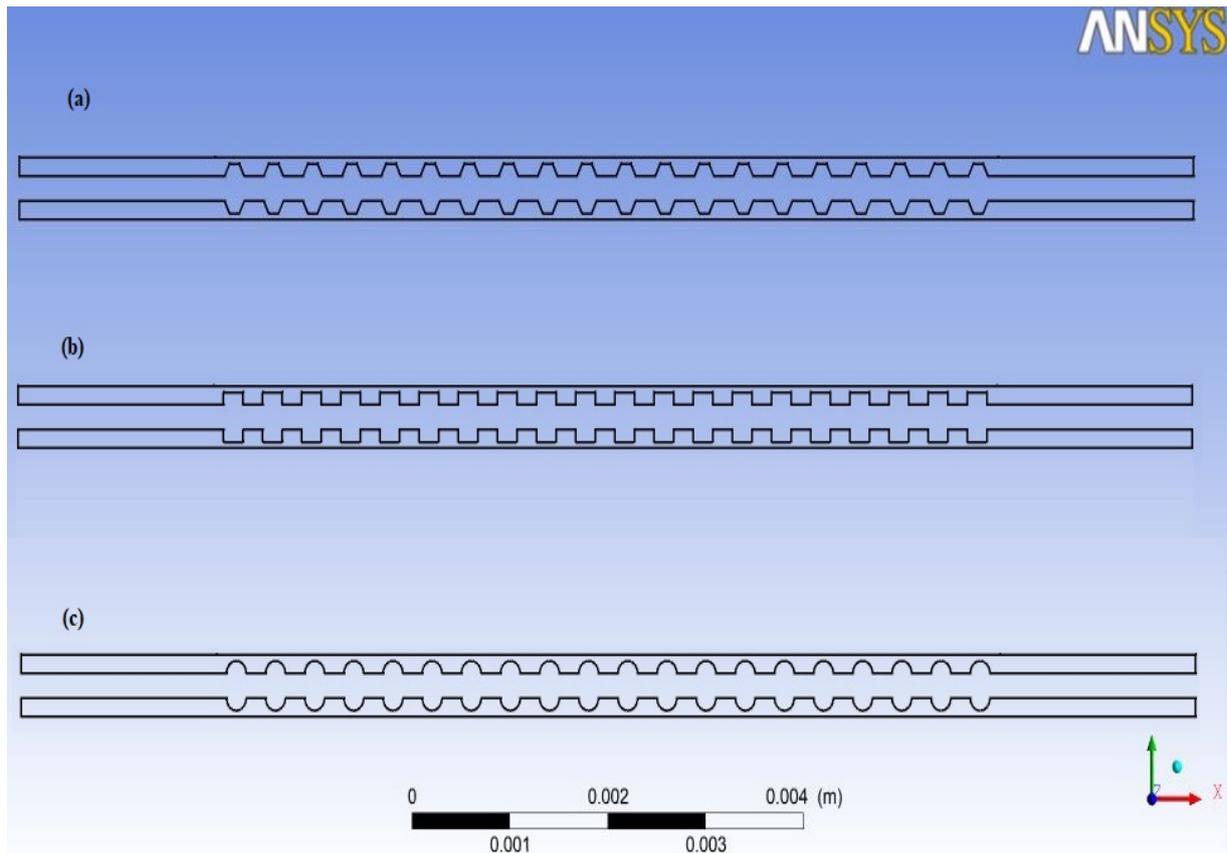


Figure 4.29. Domaine de calcul pour les cas: (a) Trapézoïdal, (b) Rectangulaire et (c) Semi cylindrique.

4.3. Ajustement du code de calcul

Le point le plus important dans une investigation numérique est la validation et la vérification de l'exactitude des résultats obtenus. Pour se faire, le meilleur moyen est de confronter les résultats des calculs numériques avec ceux issus des essais expérimentaux.

A cet effet, nous avons exploité les résultats expérimentaux de Zhai et al [49] et comparé le nombre de Nusselt moyen et le facteur de frottement pour un écoulement de nanofluide Al_2O_3 -eau à travers un dissipateur de chaleur à micro-canaux semi-cylindrique. La comparaison est réalisée pour différentes concentration volumiques pour une gamme du nombre de Reynolds variant entre 100 et 700. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 4.30.

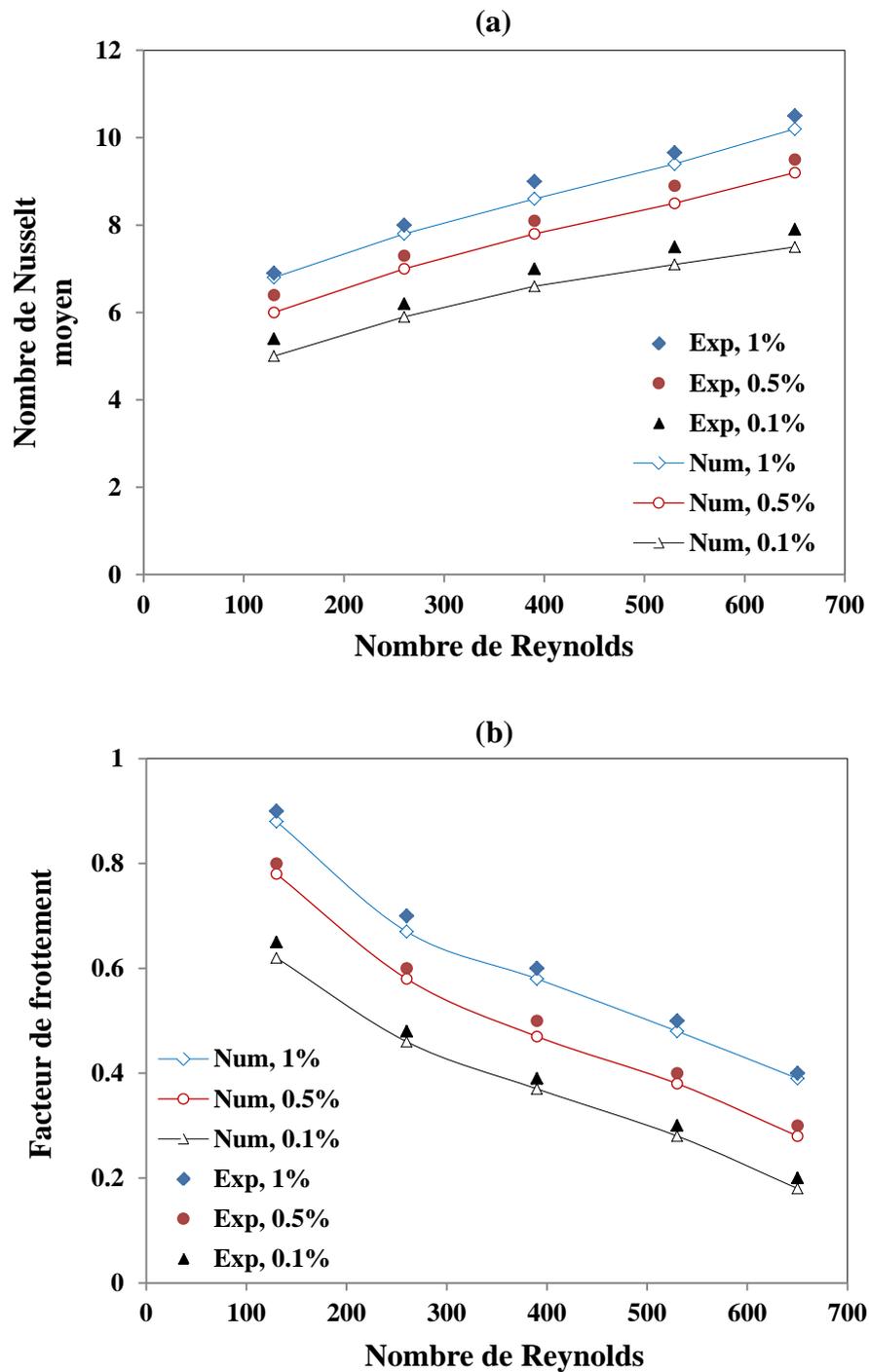


Figure 4.30. Comparaison avec les travaux de Zhai et al [49]: (a) Nombre de Nusselt moyen, (b) Facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds.

Une autre comparaison des nombres de Nusselt, en fonction des nombres de Reynolds, a été faite avec l'étude numérique d'Ahmed et al [39] pour un écoulement de fluide de base (eau

pure) et de nanofluide Al_2O_3 -eau à 2%, à travers un canal présentant des ondulations trapézoïdales. Les résultats sont présentés sur la figure 4.31.

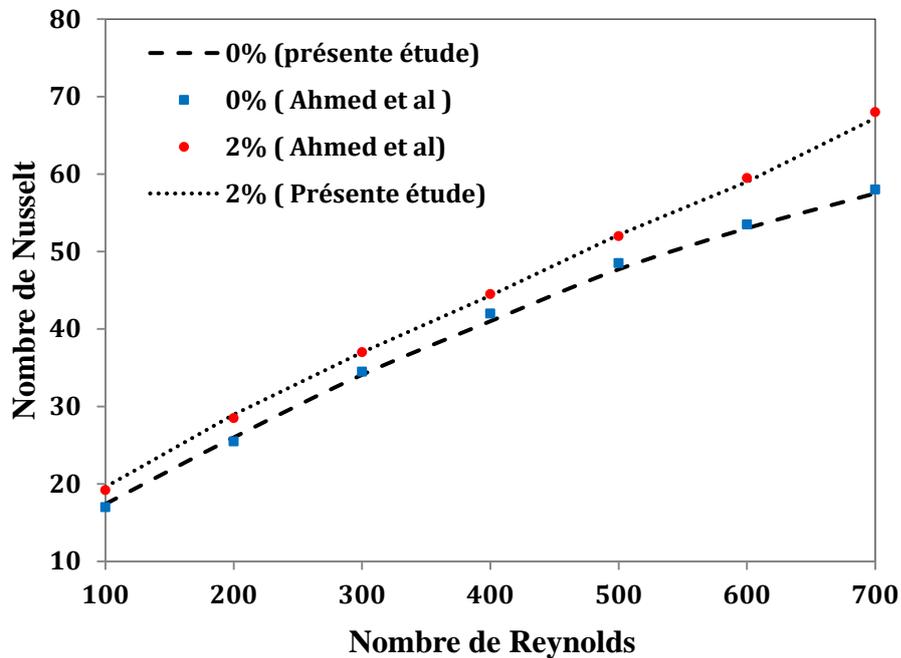


Figure 4.31. Comparaison des nombres de Nusselt moyens avec ceux d'Ahmed et al [39] en fonction du nombre de Reynolds.

4.4. Résultats et discussions

Après l'étape de validation et d'ajustement du code de calcul, nous proposons dans ce paragraphe d'analyser les influences de la vitesse d'entrée du fluide, des ondulations du micro-canal, de la fraction volumique des nanoparticules dans le fluide et enfin la taille des nanoparticules.

4.4.1. Impact de la vitesse d'entrée du fluide

Après l'étape de validation et d'ajustement du code de calcul, nous avons commencé par étudier l'influence de la vitesse de l'écoulement sur la température à la sortie du canal en faisant varier la vitesse axiale entre 0.1 et 5 m/s.

Sur la figure 4.32, on présente l'évolution de la température en fonction de la vitesse d'entrée du fluide la température d'entrée étant fixée à 293 K. On constate qu'avec l'augmentation de

la vitesse d'entrée du fluide, la chute de température en sortie du canal s'explique par la baisse du temps de séjour et d'échange de chaleur entre le fluide et la paroi chauffée. Il faut souligner que pour des vitesses inférieures à 0.2 m/s, le fluide atteint sa température d'évaporation (ligne bleue sur la figure 4.32) et qu'au-delà de 3.6 m/s le gain thermique est insignifiant. Pour la suite, l'intervalle retenu des vitesses se situe entre 0.2 m/s et 3.5 m/s.

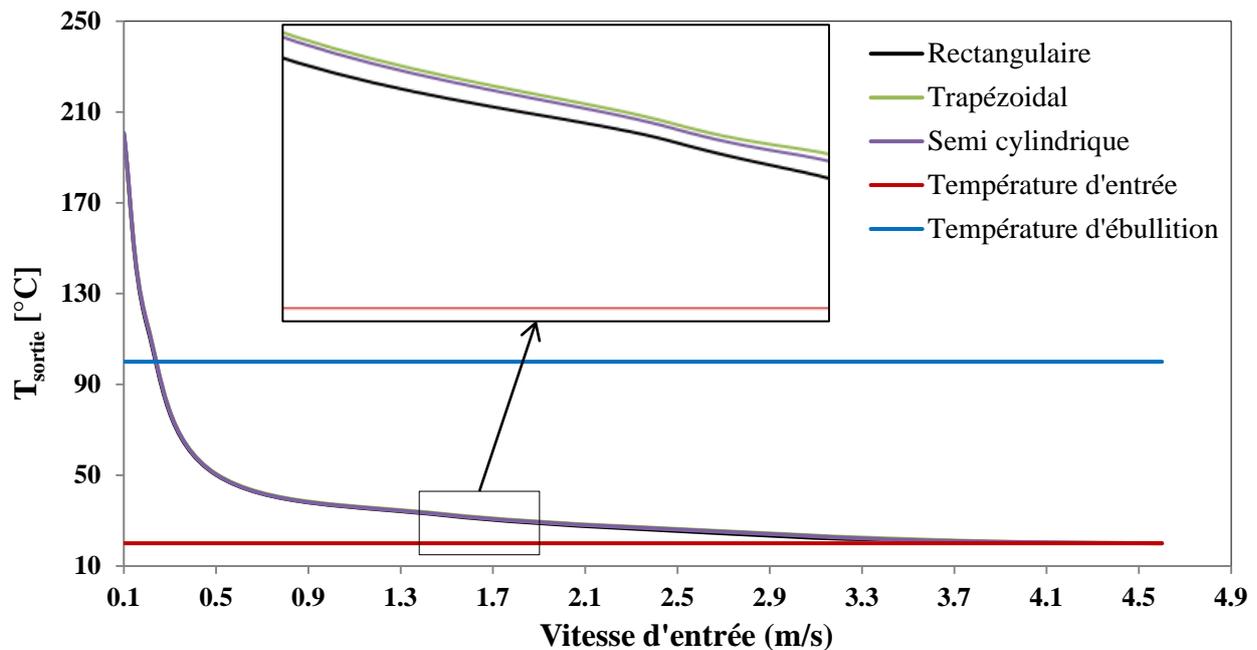


Figure 4.32. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de sa vitesse d'entrée, pour les trois géométries du micro-canal, cas de d'eau pure.

Il ressort également de la figure 4.32 que le cas trapézoïdal présente un résultat légèrement meilleur comparé aux deux autres configurations. La figure 4.33 compare l'évolution des profils de température obtenus avec un écoulement d'eau pure et de nanofluide Al_2O_3 -eau avec une concentration volumique de 2%. On voit clairement le gain obtenu par le nanofluide améliorant l'augmentation de température et donc le transfert de chaleur notamment aux basses vitesses d'écoulement.

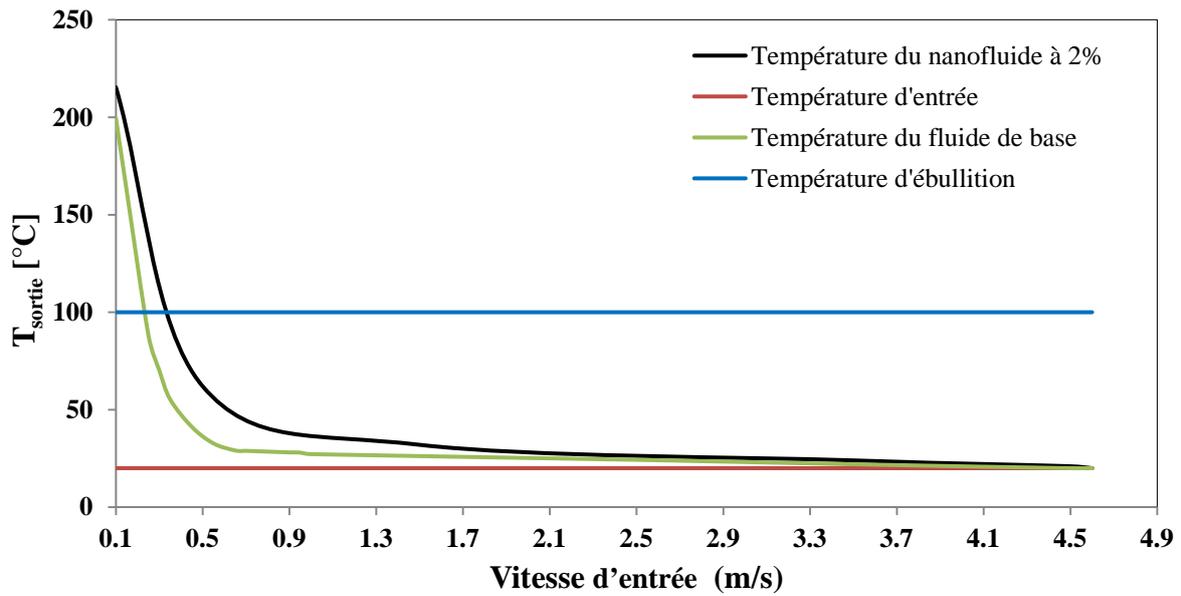
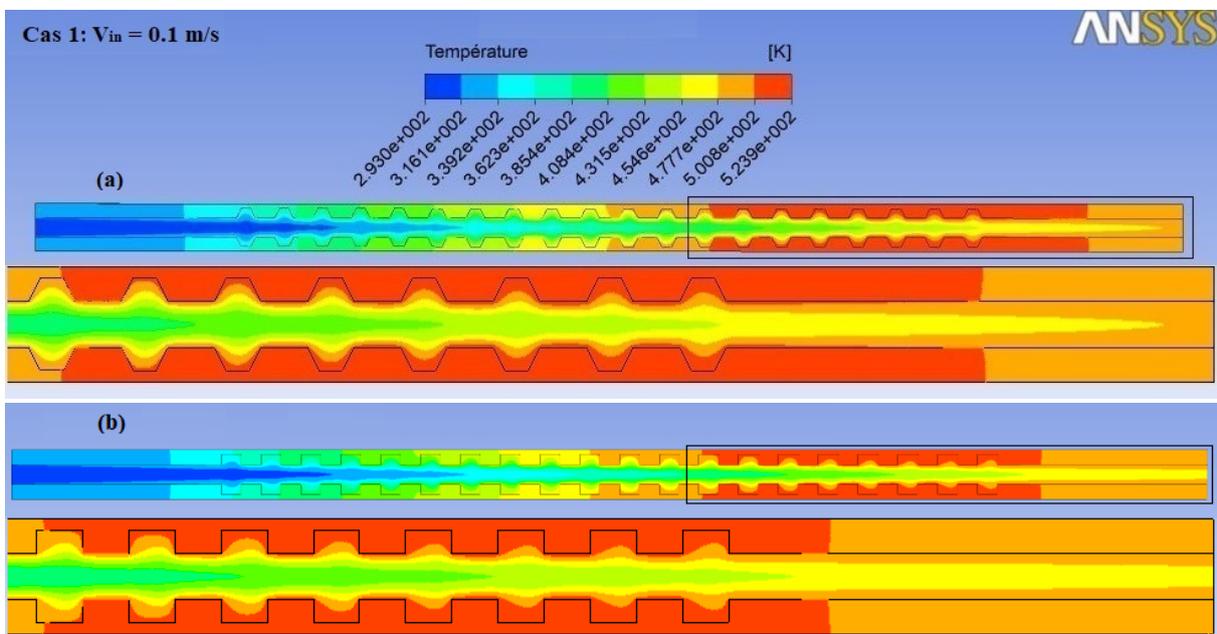
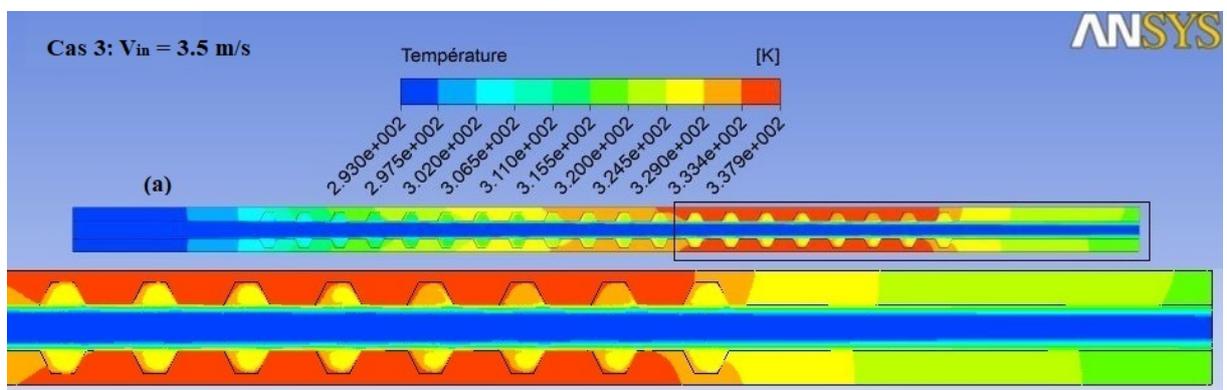
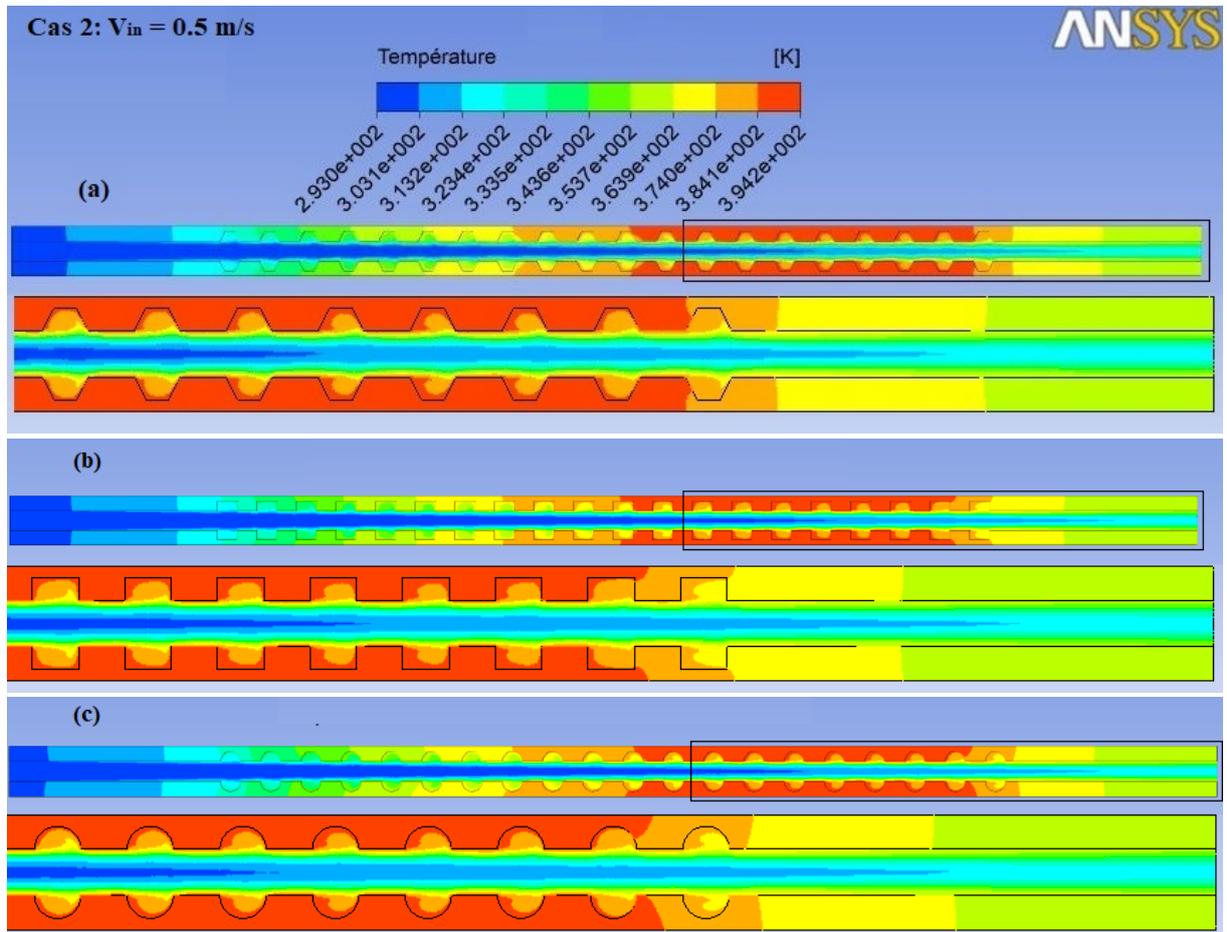
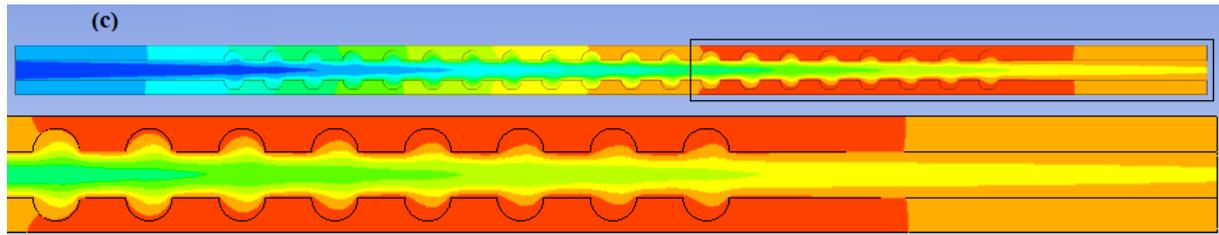


Figure 4.33. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de sa vitesse d'entrée dans un micro-canal trapézoïdal, cas de l'eau pure et du nanofluide Al_2O_3 -eau à 2%.

La figure 4.34 illustre les contours de température au sein des trois micro-canaux pour différentes vitesses d'entrée de fluide.





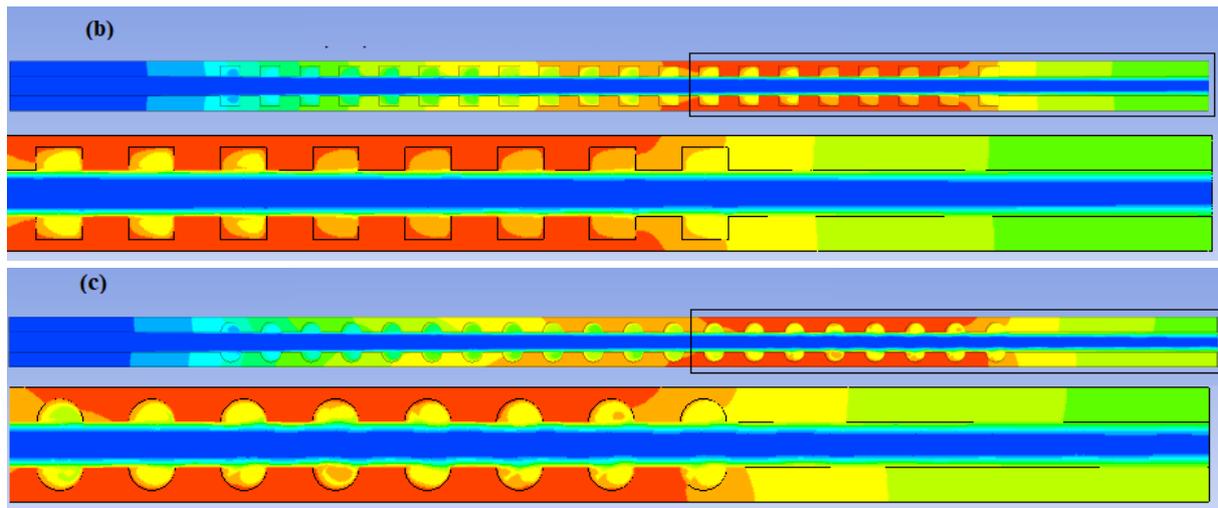
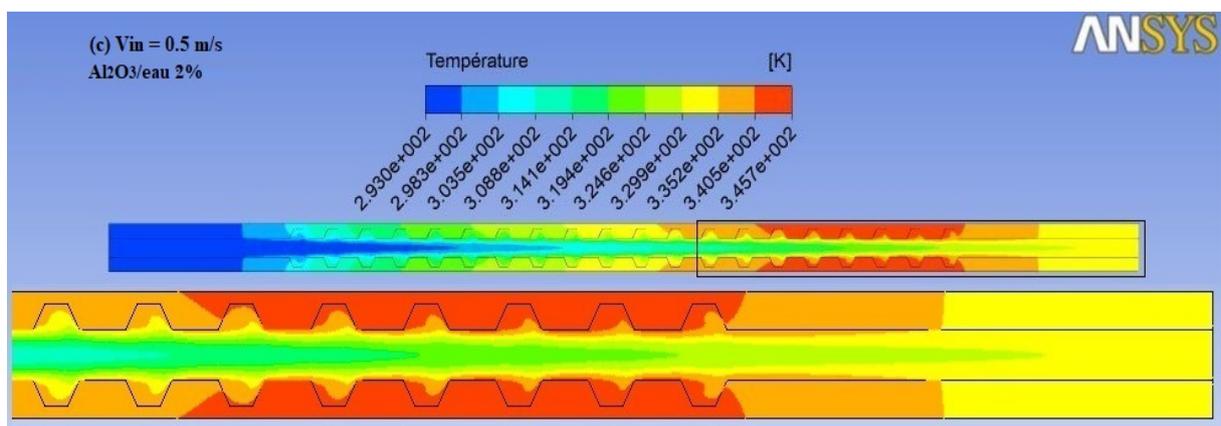
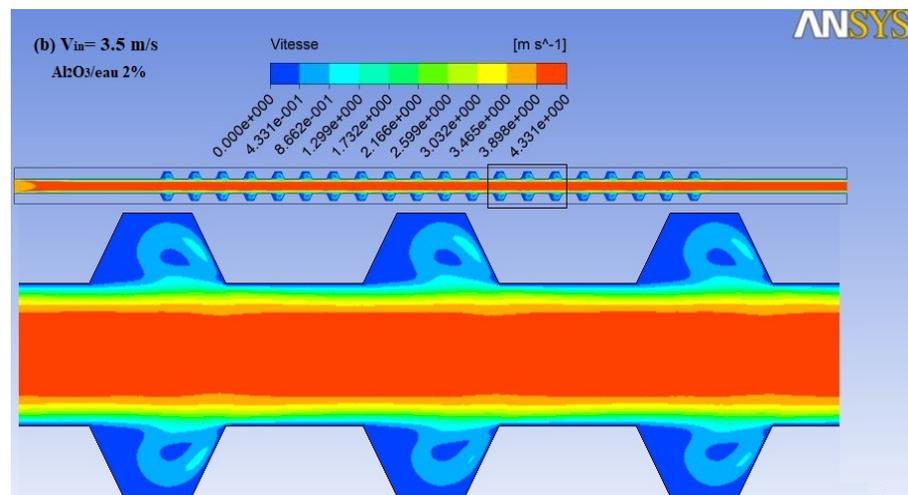
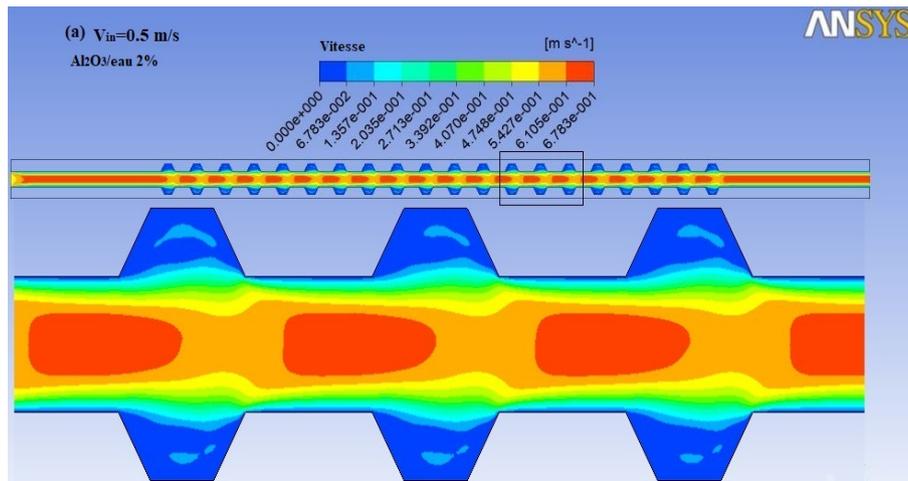


Figure 4.34. Contours des températures pour 3 vitesses d'entrée du fluide de base, (0.1, 0.5 et 3.5 m/s) ((a) cas trapézoïdal, (b) cas rectangulaire et (c) cas semi-cylindrique).

Les contours de vitesse et de température pour un écoulement de nanofluide à 2% à travers un micro-canal de configuration trapézoïdale pour différentes vitesses d'entrée du fluide sont présentés sur la figure (4.35). Les contours de vitesse font apparaître une petite zone de recirculation à l'intérieure de la cavité trapézoïdale près de la paroi qui augmente avec la vitesse d'entrée du fluide. Ceci peut-être dû aux petits effets des nanoparticules sur le champ d'écoulement au sein du confinement causé par la cavité. Pour les faibles vitesses, on voit apparaître de façon régulière, le long du micro-canal, des structures d'écoulement sous forme de vortex. En effet, les zones froides au centre de l'écoulement sont plus visqueuses et conservent des vitesses plus grandes que celles plus chaudes qui tendent à perdre leur laminarité. Ce phénomène disparaît avec l'augmentation de la vitesse d'entrée du fluide car le temps de chauffe diminue grandement comme montré sur les contours de température. Ainsi, l'utilisation des nanofluides avec une faible vitesse permet d'améliorer le transfert thermique au sein du micro-canal.



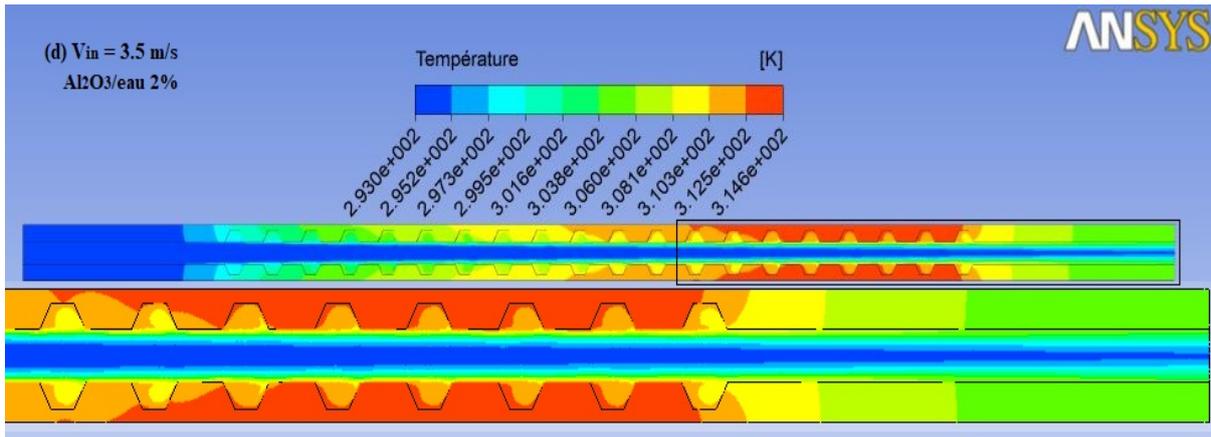
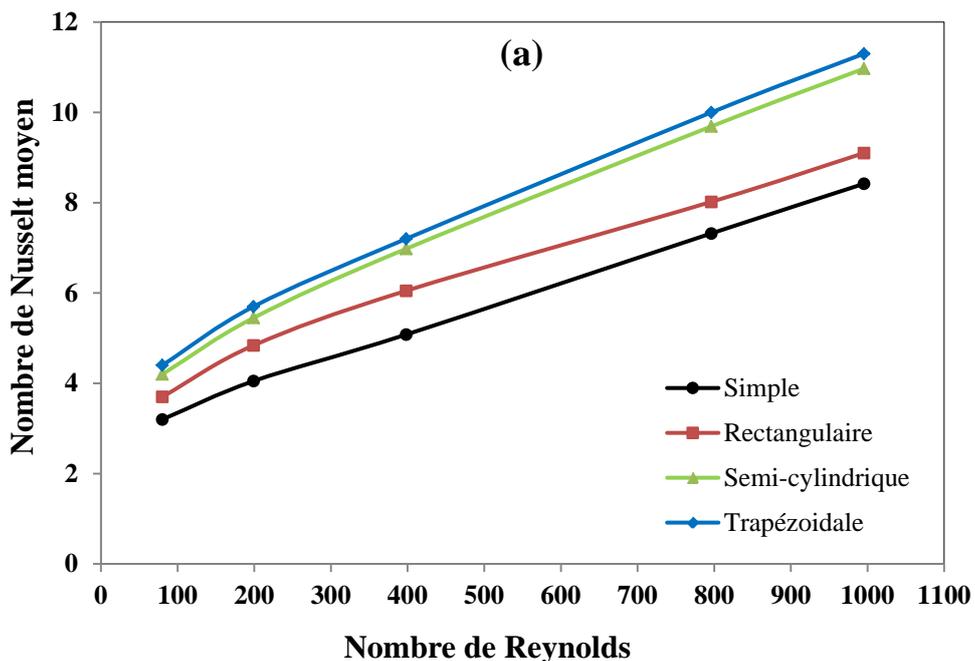


Figure 4.35. Contours des vitesses et des températures pour différentes vitesses d'entrée du nanofluide Al_2O_3 -eau avec une fraction volumique de 2% et $dp = 10 \text{ nm}$.

4.4.2. Impact de la géométrie du micro-canal

La figure 4.36 (a) et (b) montre la variation du nombre de Nusselt et de la chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour les trois types de micro-canaux étudiés et aussi pour le cas d'un micro-canal plat, sans ondulation, pour un écoulement d'eau pure. Il ressort que l'utilisation de micro-canaux à configuration trapézoïdale permet d'augmenter le mieux le nombre de Nusselt et donc les transferts thermiques mais en revanche, on constate une plus grande chute de pression comparé aux autres géométries.



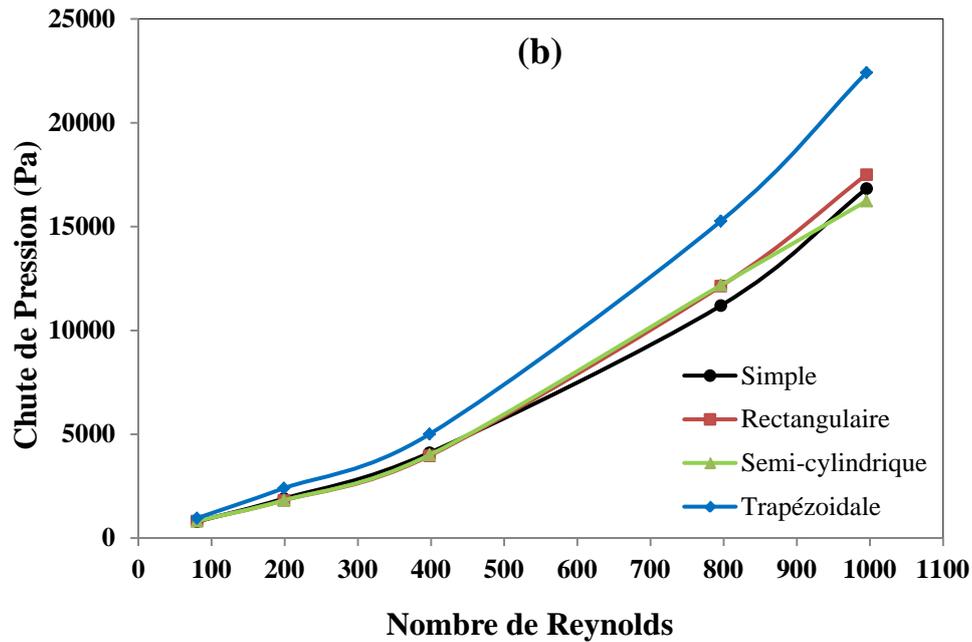


Figure 4.36. Variation du: (a) nombre de Nusselt, (b) chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour différentes formes des micro-canaux pour un écoulement d'eau pure.

4.4.3. Impact de la fraction volumique des nanoparticules

L'effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt le long du micro-canal trapézoïdal est illustré sur les figures 4.37 (a) et (b) et les figures 4.38 (a) et (b) pour deux vitesses. Les résultats indiquent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules Al_2O_3 (0 à 8%) pour un diamètre de nanoparticules fixé à 10 nm permet d'augmenter le coefficient d'échange et par suite le nombre de Nusselt en fonction de l'augmentation de la vitesse.

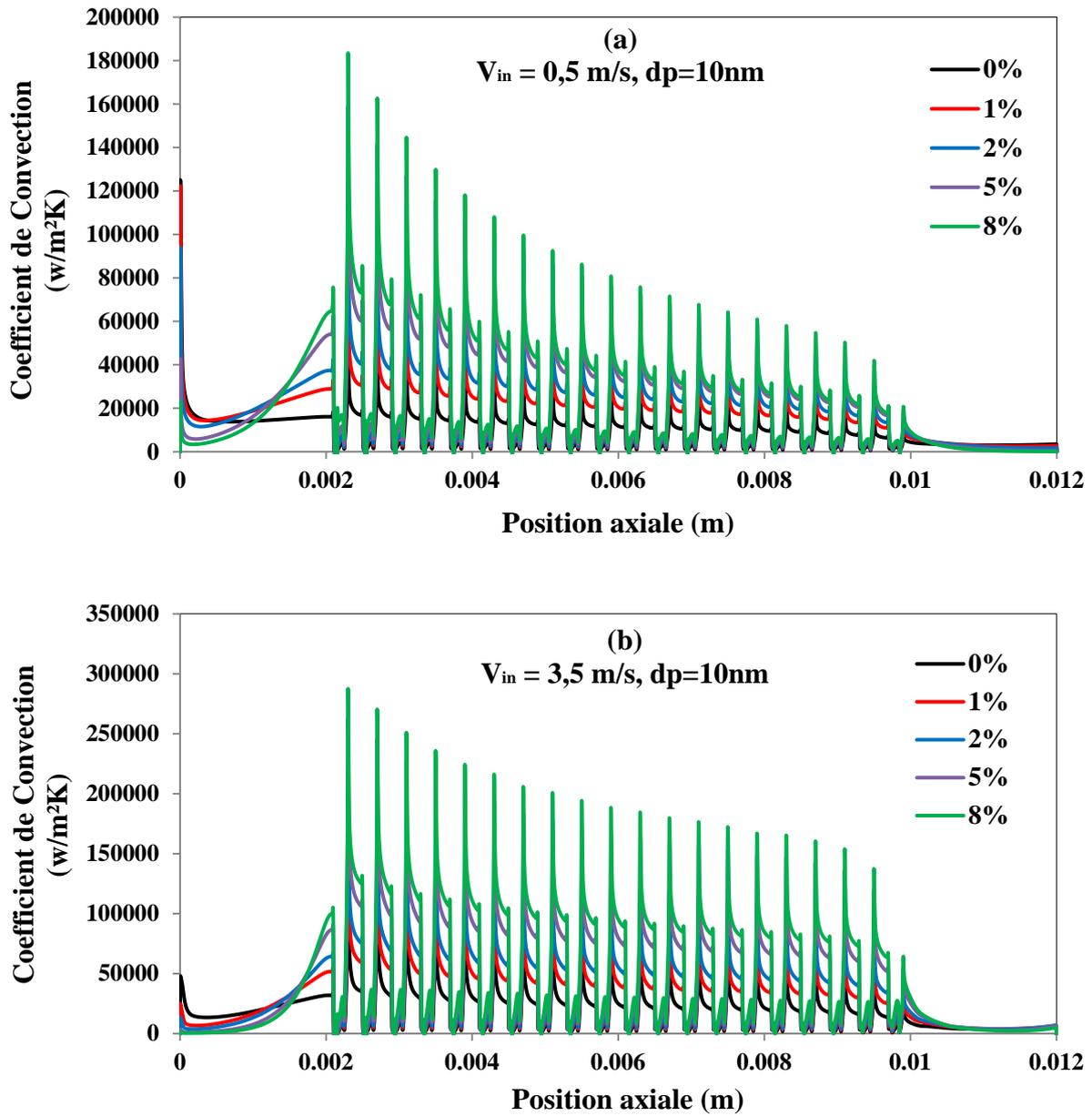


Figure 4.37. Profil du coefficient d'échange le long du micro-canal trapézoïdal pour différentes fractions volumiques, (a) $V_{in} = 0.5 \text{ m/s}$ et (b) $V_{in} = 3.5 \text{ m/s}$.

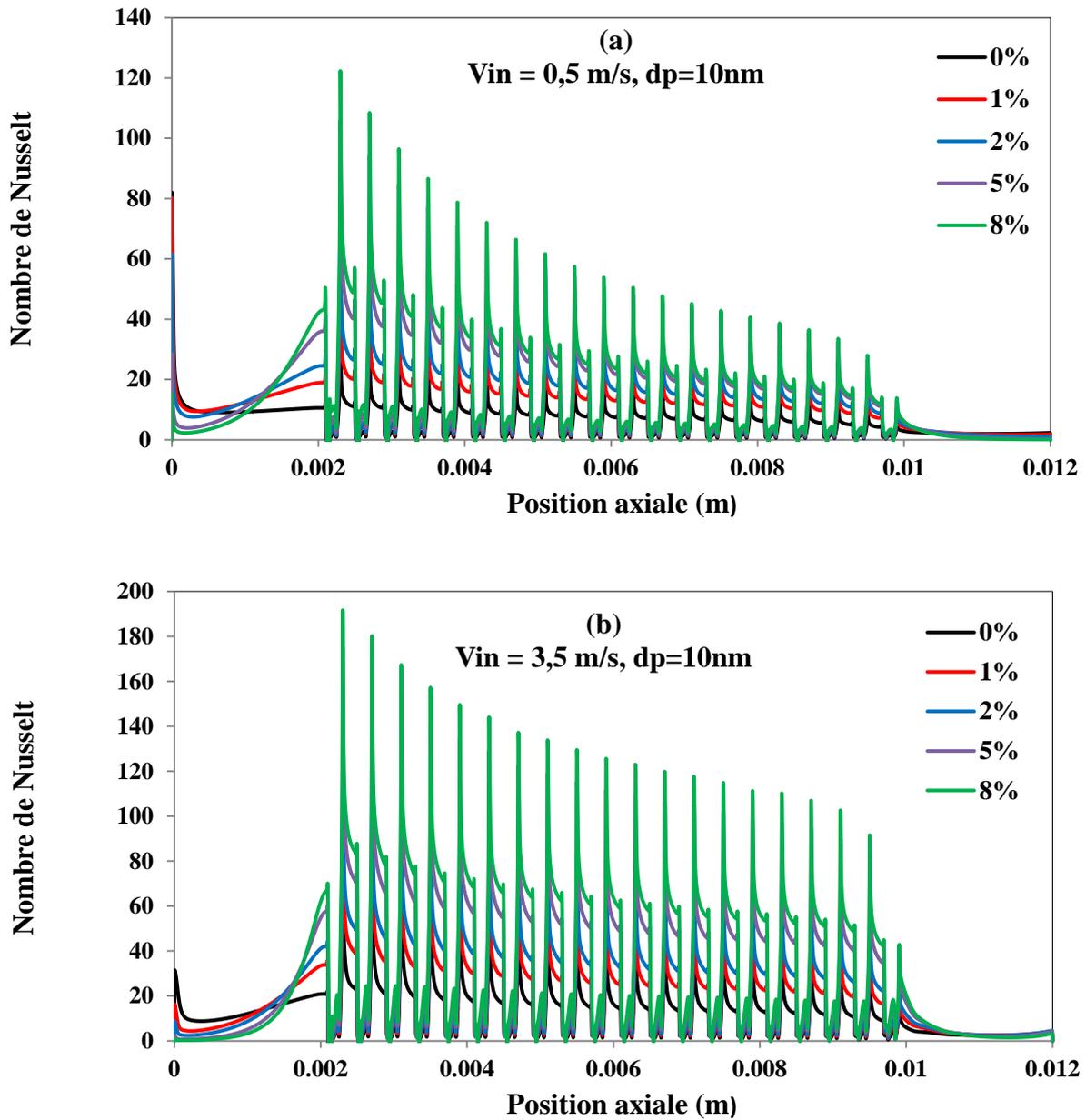
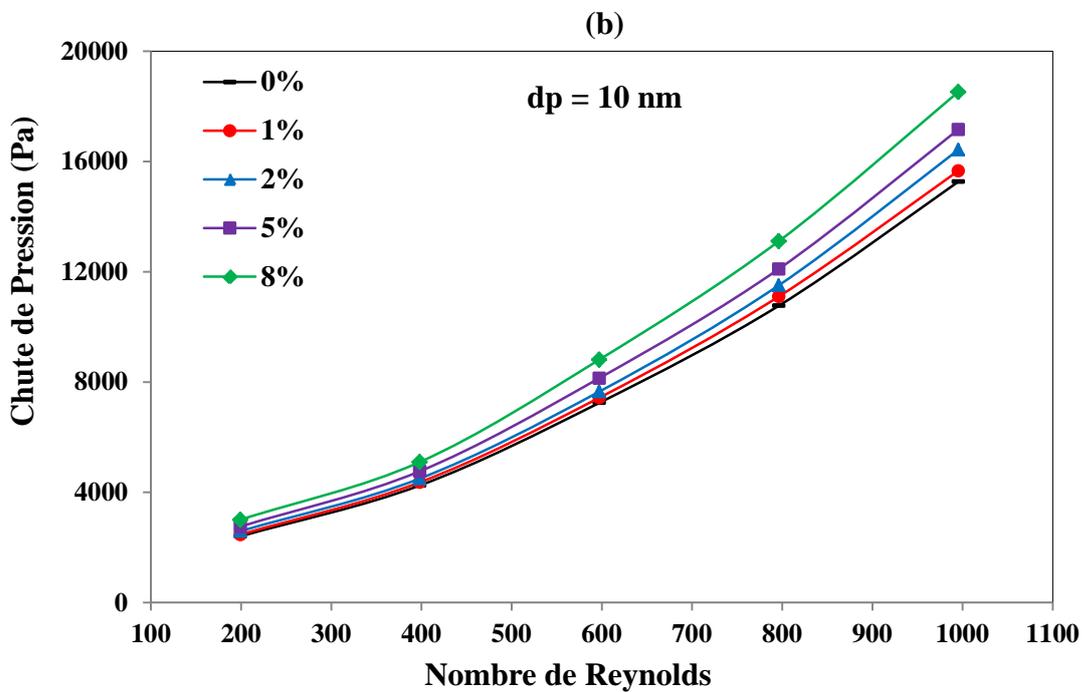
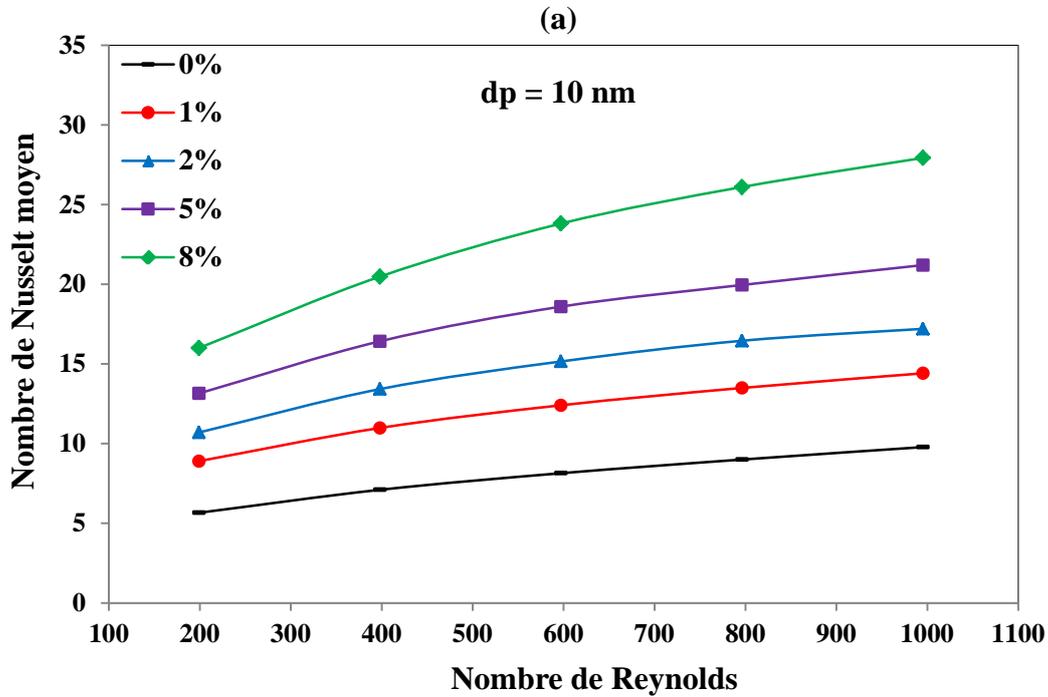


Figure 4.38. Profil du nombre de Nusselt le long du micro-canal trapézoïdal pour différentes fractions volumiques, (a) $V_{in} = 0.5 \text{ m/s}$ et (b) $V_{in} = 3.5 \text{ m/s}$.

La figure 4.39 (a) présente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds à différentes concentrations volumiques des nanoparticules. L'utilisation des nanoparticules avec une fraction volumique plus élevée et un nombre de Reynolds plus grand, permet d'améliorer la conductivité thermique et le nombre de Nusselt. A partir de la figure 4.39 (b), on voit que plus la concentration volumique de nanoparticules et le nombre de Reynolds augmentent plus la chute de pression est élevée. Cette dernière est due à l'augmentation de la viscosité et de la densité du nanofluide Al_2O_3 -eau [150]. La figure 4.39

(c) montre la variation du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds dans le micro-canal de configuration trapézoïdale pour différentes fractions volumiques des nanoparticules Al_2O_3 avec un diamètre de 10 nm.



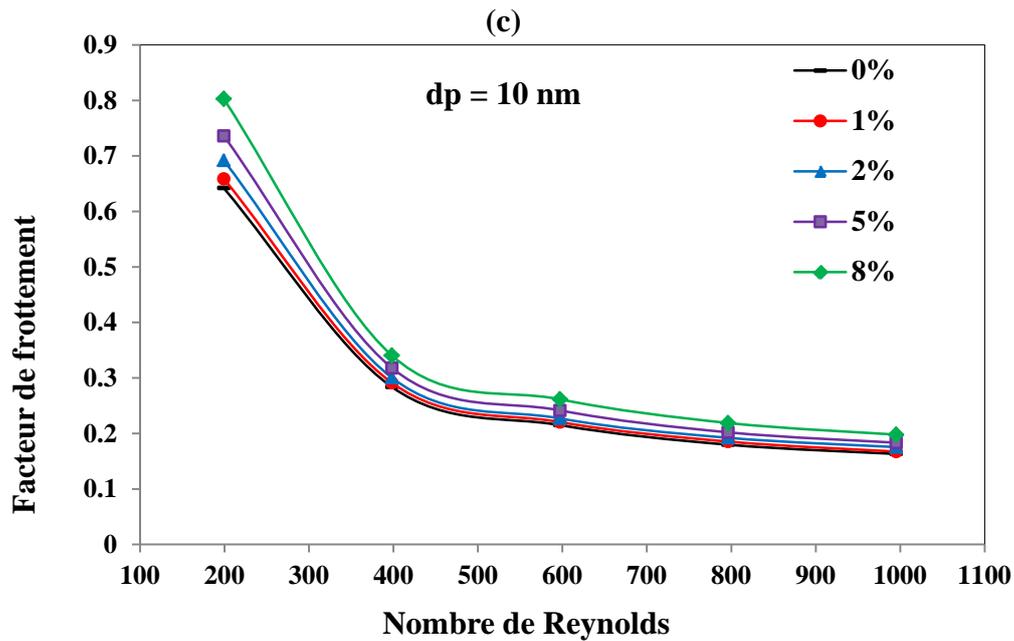
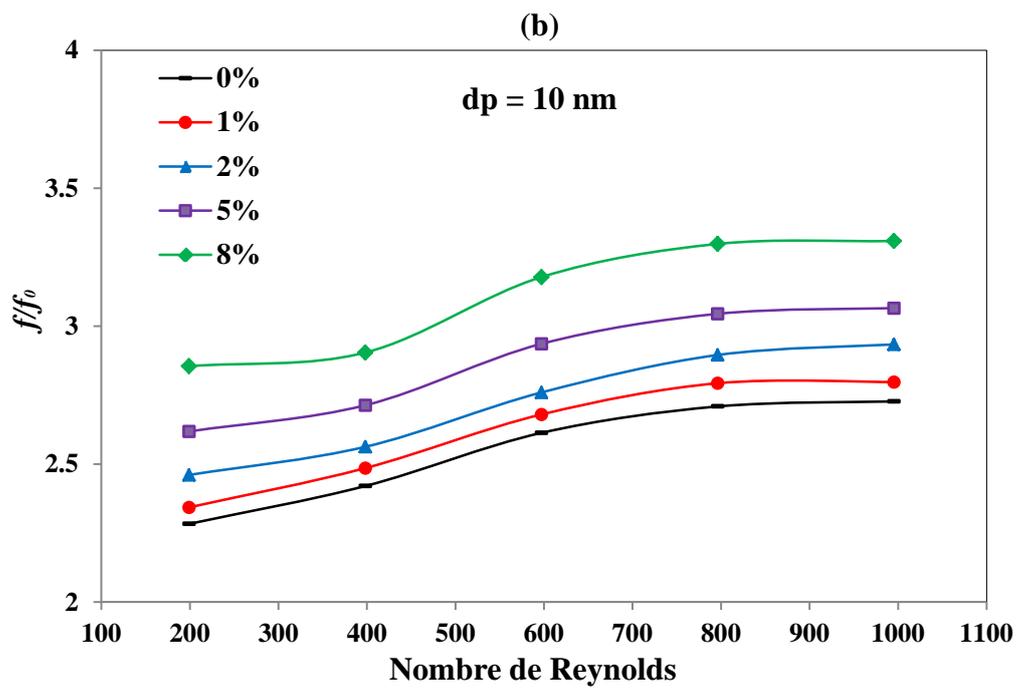
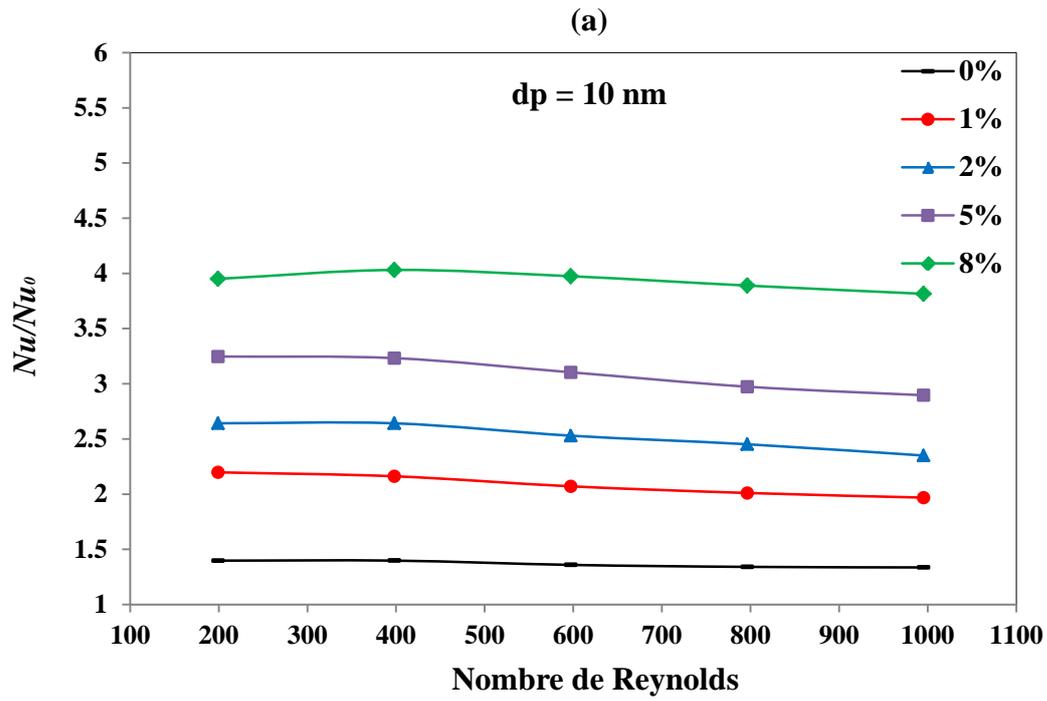


Figure 4.39. Variations du: (a) Nombre de Nusselt, (b) Chute de pression, (c) Coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour différentes fractions volumique des nanoparticules et $dp = 10 \text{ nm}$.

L'amélioration du transfert de chaleur par rapport au fluide de base (eau), pour différents nombres de Reynolds et concentrations volumiques de nanoparticules, est présentée sur la figure 4.40(a). L'amélioration du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction des nanoparticules et pour une même fraction volumique de nanoparticules, l'amélioration du transfert de chaleur diminue légèrement à mesure que le nombre de Reynolds augmente. La figure 4.40 (b) montre le facteur de frottement relatif à celui du fluide de base (eau) augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules.

L'indice de performance donné dans l'équation (3.18) est utilisé pour analyser la performance thermo-hydrodynamique des méthodes d'amélioration du transfert de chaleur. La figure 4.40(c) montre son évolution pour différentes fractions volumiques et du nombre de Reynolds. Plus on augmente la fraction volumique des nanoparticules plus on améliore le taux de performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur.



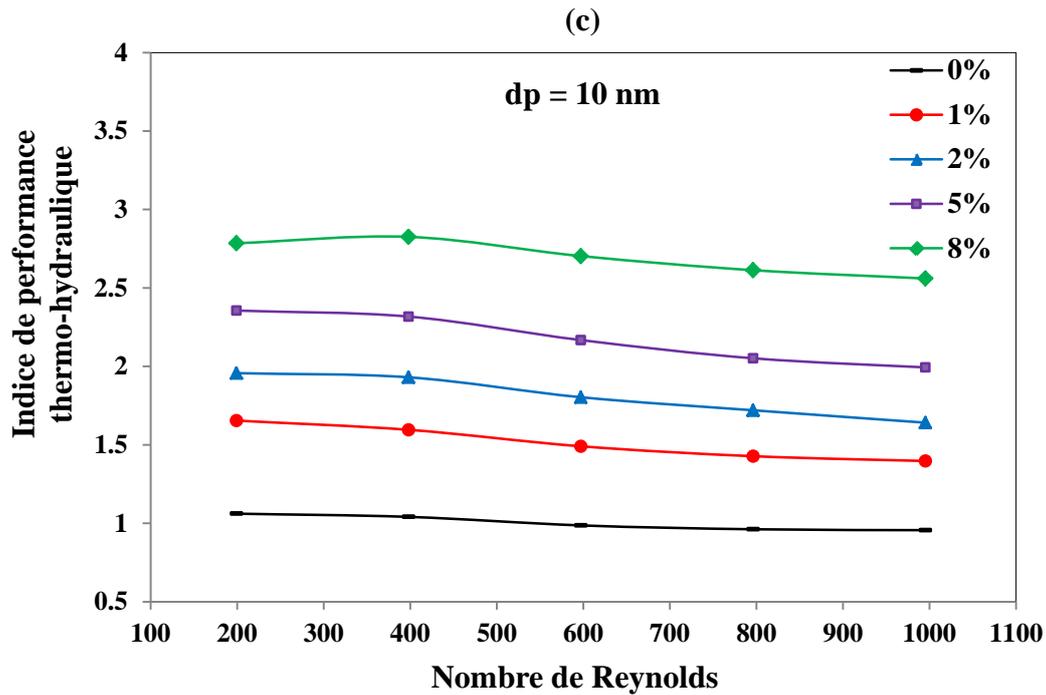


Figure 4.40. Variations du : (a) Nombre de Nusselt relatif, (b) Facteur de frottement relatif et >(c) Indice de performance thermo-hydraulique, en fonction du nombre de Reynolds pour différentes fractions volumique des nanoparticules avec $d_p = 10 \text{ nm}$.

4.4.4. Impact du diamètre des nanoparticules

Le nanofluide Al_2O_3 -eau a été choisi pour étudier l'effet du diamètre des nanoparticules. Trois valeurs ont été sélectionnées: 10 nm, 15 nm et 20 nm pour étudier leur impact sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt le long du micro-canal trapézoïdal avec une concentration volumique de 8% et pour deux vitesses d'entrée du fluide. Comme illustré sur les figures 4.41 (a) et (b) et les figures 4.42 (a) et (b), la diminution du diamètre des nanoparticules Al_2O_3 conduit à un meilleur coefficient d'échange et un meilleur nombre de Nusselt en fonction de l'augmentation de vitesse.

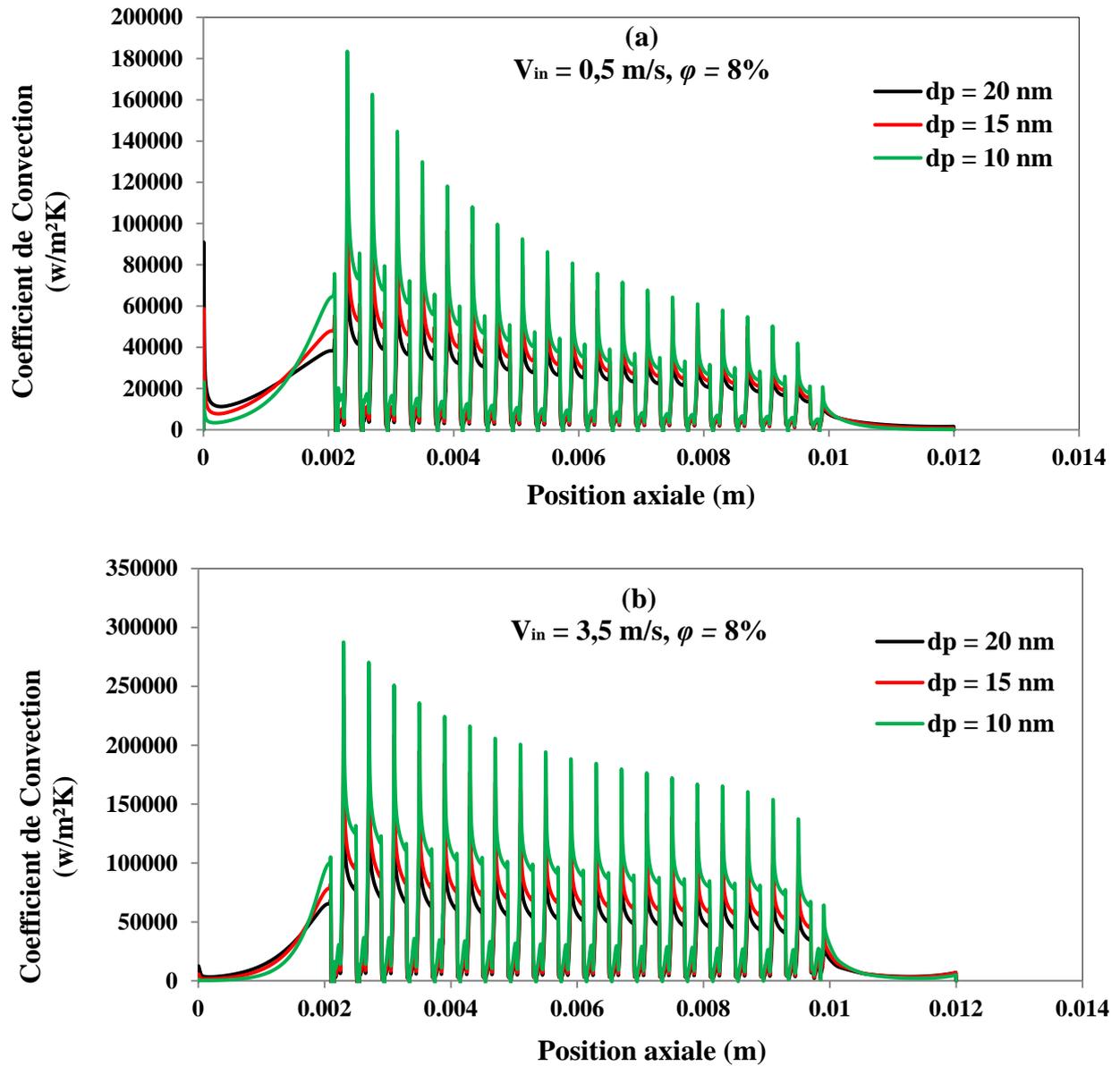


Figure 4.41. Variation du coefficient de convection le long du micro-canal à différents diamètres de nanoparticules, (a) $V_{in} = 0.5 \text{ m/s}$ et (b) $V_{in} = 3.5 \text{ m/s}$.

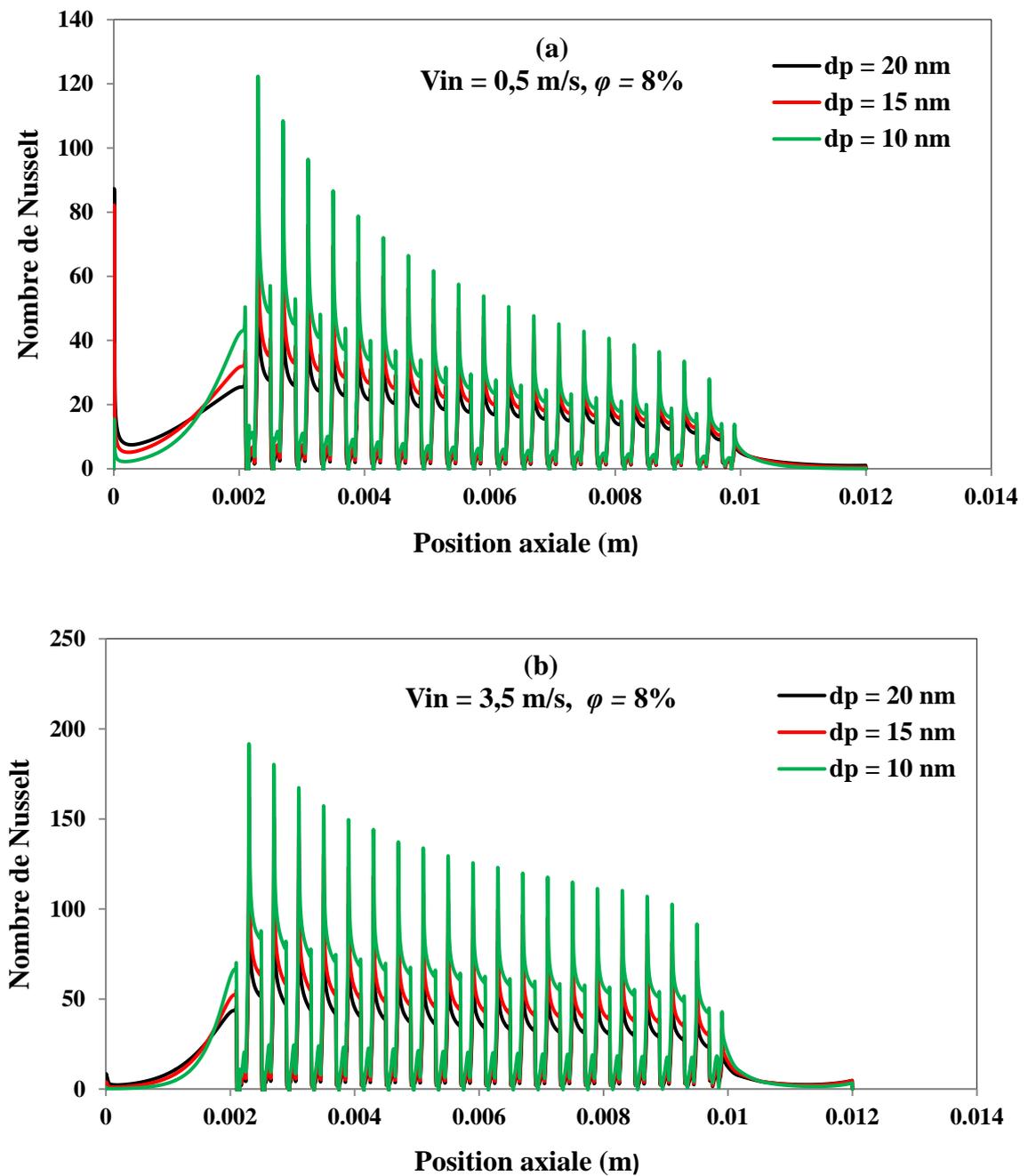
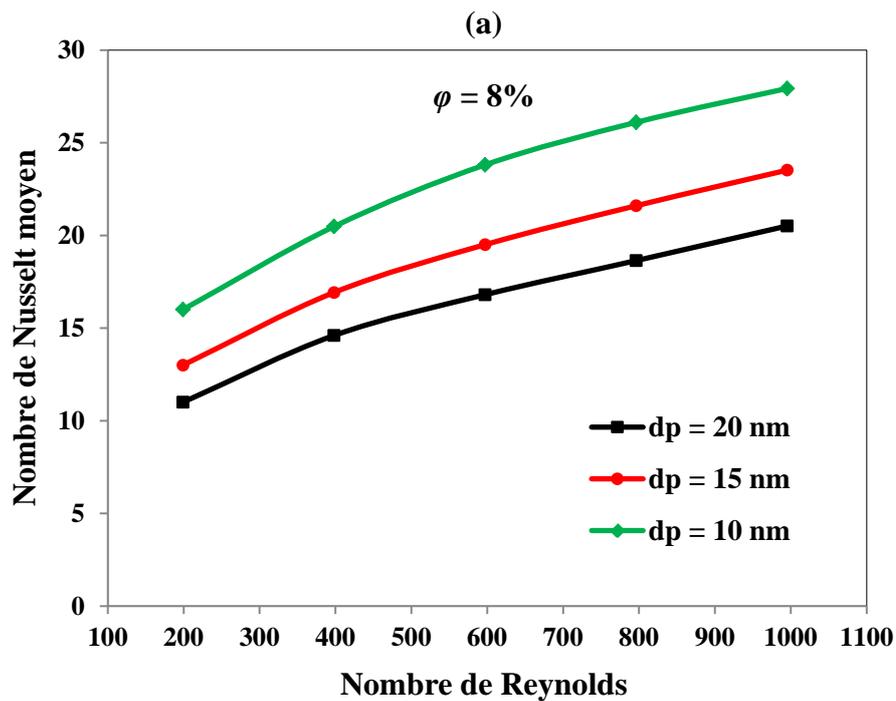


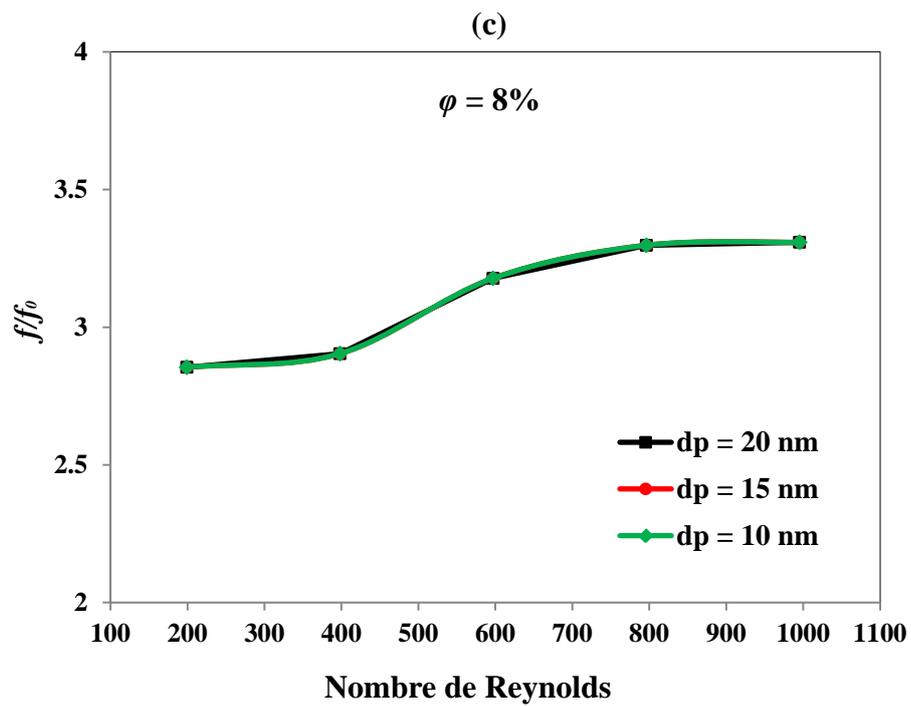
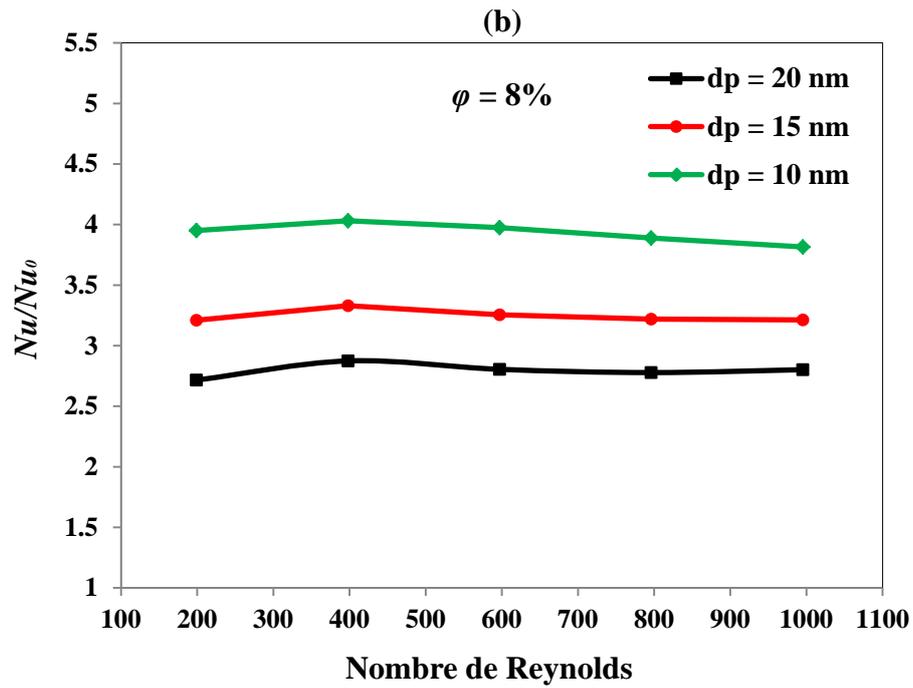
Figure 4.42. Variation du nombre de Nusselt en fonction de la position axiale le long du micro-canal trapézoïdal, pour différents diamètres de nanoparticules,

(a) $V_{in} = 0.5 \text{ m/s}$ et (b) $V_{in} = 3.5 \text{ m/s}$.

La figure 4.43 (a) présente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents diamètres de nanoparticules. L'utilisation des nanofluides avec un petit diamètre de nanoparticules et un nombre de Reynolds plus grand permet d'augmenter

le mouvement brownien des nanoparticules et par suite d'améliorer la conductivité thermique et le transfert de chaleur [151]. La figure 4.43 (b) montre la variation du rapport Nu/Nu_0 en fonction du nombre de Reynolds et du diamètre des nanoparticules. A nombre de Reynolds constant, ce rapport augmente avec la diminution du diamètre des nanoparticules et pour un même diamètre des nanoparticules, le niveau du transfert de chaleur diminue légèrement à mesure que le nombre de Reynolds augmente. La figure 4.43 (c) montre que le rapport des facteurs de frottement f/f_0 augmente légèrement en fonction du nombre de Reynolds pour les différents diamètres de nanoparticules Al_2O_3 . La relation (3.18), est utilisée pour analyser la performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur pour différents diamètres de nanoparticules et différents nombres de Reynolds. Les résultats sont présentés sur la figure 4.43 (d). Ils montrent que le transfert de chaleur améliore pour les faibles diamètres des nanoparticules.





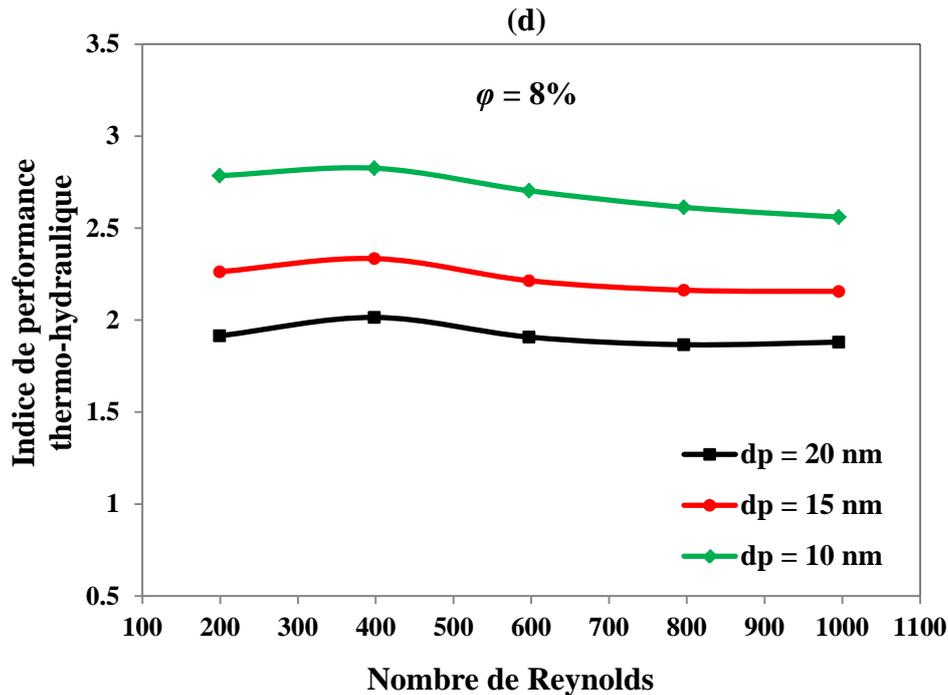


Figure 4.43. Variation du : (a) Nombre de Nusselt moyen, (b) Rapport du nombre de Nusselt, (c) Facteur de frottement et (d) Indice de performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds et pour différents diamètres des nanoparticules.

4.4.5. Analyse et commentaires

La figure 4.44 récapitule l'évolution de l'indice de performance thermo-hydraulique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes concentrations (0%, 1%, 8%) et différents diamètres de nanoparticules (10 nm, 15 nm, 20 nm). Il ressort comme principal résultat que le meilleur transfert de chaleur est obtenu quand la concentration volumique est la plus élevée avec un petit diamètre de nanoparticules. En comparaison avec le fluide de base, il y a lieu de noter que les nanofluides améliorent toujours la qualité du transfert de chaleur et donc les performances thermo-hydrauliques du micro-dissipateur. Il ressort également de la figure (4.44) que les valeurs maximales de l'indice de performance correspondent à $Re = 400$. EN fait c'est à cette vitesse d'entrée du fluide ($v = 0.5$ m/s) que les effets combinés des propriétés thermo-physiques du fluide (viscosité et conductivité) sont les plus favorables au transfert de chaleur.

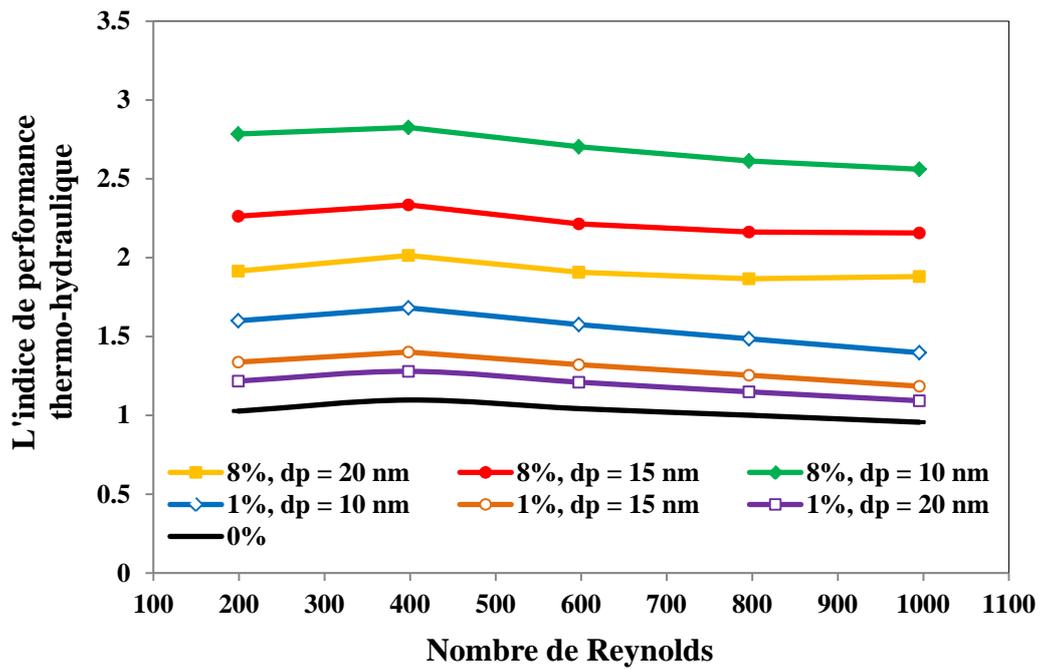


Figure 4.44. Variation de l'indice de performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds pour différents diamètres et concentrations volumiques des nanoparticules.

Conclusion et perspective

Conclusion

Dans ce travail une investigation numérique a été menée pour étudier la dynamique de l'écoulement bidimensionnel laminaire des nanofluides et le transfert de chaleur à travers différentes configurations géométriques des micro-canaux (trapézoïdale, rectangulaire et semi-cylindrique), sous l'action d'un flux de chaleur constant.

Au niveau de cette expérimentation numérique, la géométrie du modèle utilisé a été dessinée et maillée par le préprocesseur GAMBIT et la résolution et l'exploitation des résultats obtenus à partir de du solveur Ansys Fluent version 14.0 (CFD). Les effets de la forme du micro-canal, du nombre de Reynolds, de la fraction volumique et du diamètre de nanoparticules sur le comportement thermique et dynamique du micro-canal ont été présentés et discutés.

Les résultats sont présentés en termes de de nombre de Nusselt, de facteur de frottement et de performance thermo-hydraulique.

A la lumière des résultats obtenus dans cette étude, on peut tirer les conclusions suivantes :

- L'utilisation des micro-canaux trapézoïdaux ondulés permet d'augmenter le nombre de Nusselt et donc d'améliorer le transfert thermique pas rapport aux autres formes de micro-canaux.
- L'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules et la diminution du diamètre de nanoparticules est très favorable à l'amélioration du nombre de Nusselt et l'est moins en ce qui concerne la chute de pression.
- L'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules avec la diminution du diamètre des nanoparticules donne un meilleur indice de performance thermo-hydraulique.
- L'étude conclue que l'utilisation de l'écoulement de nanofluide Al_2O_3 -eau dans un micro-canal muni d'ondulations trapézoïdales avec un diamètre de nanoparticules de 10 nm et une concentration volumique de 2% donne la meilleure performance thermo-hydraulique pour $Re = 400$.

1. Passer à d'autres configurations de faible dimension micro avec Kn élevé,

Écoulement légèrement raréfié $0.001 < Kn < 0.1$: Les conditions aux limites déjà présentées pour un écoulement non raréfié restent valables. On introduit des nouvelles conditions pour le glissement de la vitesse et le saut de la température à l'interface fluide-solide. Quand l'écoulement est modérément raréfié, les phénomènes de glissement et de saut de température ne sont pas modélisés systématiquement par ANSYS/Fluent. Pour qu'ils soient pris en compte, il faut activer l'option "Low-pressure Boundary Slip" dans le menu des modèles visqueux. Cette option n'apparaît que si l'équation de l'énergie est résolue car le glissement dynamique y est traité simultanément avec le saut de température.

- **Glissement de vitesse à la paroi**

Dans cette étude, on a utilisé la condition aux limites traduisant un glissement de la vitesse à la paroi du premier ordre établies par Maxwell [152], s'écrit de la manière suivante [153]:

$$u_p - u_g = \frac{2 - \sigma_u}{\sigma_u} Kn \left. \frac{\partial u}{\partial n} \right|_p \quad (5.1)$$

Où

u_p La vitesse de la paroi,

u_g La vitesse de glissement,

σ_u Le coefficient d'accommodation dynamique,

n La variable normale adimensionnelle à la paroi.

Cette équation est approximée de la sorte:

$$u_p - u_g \approx \frac{2 - \sigma_u}{\sigma_u} \frac{\ell}{\delta} (u_g - u_c) \quad (5.2)$$

Où

u_c La vitesse au centre de la cellule adjacente à la paroi,

δ La distance entre la paroi et le centre de la cellule adjacente à la paroi.

- **Saut de température à la paroi**

La condition aux limites du premier ordre, introduite par Smoluchowski [154] s'exprime dans ANSYS/Fluent comme suit [153]:

$$T_p - T_g = 2 \frac{2 - \sigma_T}{\sigma_T} Kn \frac{\partial T}{\partial n} \quad (5.3)$$

Avec: T_p La température de la paroi,

T_g La Température du gaz à la paroi,

σ_T Le coefficient d'accommodation thermique.

L'équation (3.15) est modélisée de la sorte:

$$T_p - T_g \approx 2 \frac{2 - \sigma_T}{\sigma_T} \frac{\ell}{\delta} (T_g - T_c) \quad (5.4)$$

Où: T_c La température au centre de la cellule adjacente à la paroi.

2. Analyser d'autres types de nanofluides,
3. Etude détaillée d'une application: dissipateur, échangeur, micro-capteur thermique.....,
4. Etude en régime turbulent,
5. Comparaison de modèles existants de la conduction thermique et de la viscosité de nanofluide,
6. Extension de ce travail à des configurations géométriques tridimensionnelles.

Références bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] O. Reynolds, An Experimental Investigation of the Circumstances Which Determine Whether the Motion of Water Shall Be Direct or Sinuous and of the Law of Resistance in Parallel Channels, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 174 (1883): 935-982.
- [2] F.M. White, *Viscous Fluid Flow*, fourth Edition, Mc Graw Hill, 2011. "Turbulent heat transfer characteristics and pressure drop in swirling flow at upstream and downstream of an abrupt expansion. *Heat and Mass Transfer* 48.3 (2012): 529-539.
- [3] S. S. Mehendale, A. M. Jacobi, and R. K. Shah, Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design, *Applied Mechanics Reviews*, 53 (2000):175–193.
- [4] M. Gad-el Hak, The fluid mechanics of micro-devices the freeman scholar lecture, *Journal of Fluids Engineering*, 121(1999): 5–33.
- [5] S. G. Kandlikar and W.J. Grande, Evolution of microchannel flow passages—thermohydraulic performance and fabrication technology, *Heat Transfer Engineering*, 24 (2003): 3–17.
- [6] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 19(2013): 64–81.
- [7] S. Choi, R. F. Barron, and R. Warrington, Fluid flow and heat transfer in microtubes, in *ASME DSC*, 32 (1991): 123–134.
- [8] X. Peng and B.X. Wang, Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36 (1993): 3421–3427.
- [9] P. Wu and W. Little, Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for micro-miniature refrigerators, *Cryogenics*, 24 (1984): 415–420.
- [10] B. Wang and X. Peng, Experimental investigation on liquid forced convection heat transfer through microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (1994): 73–82.
- [11] F. Dittus and L. Boelter, *Publications on engineering*, University of California, Berkeley, 2 (1930): 443.
- [12] X. Peng and G. Peterson, The effect of thermo-fluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995): 755–758.

Références Bibliographiques

- [13] X. Peng, G. Peterson, and B. Wang, Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels, *Experimental Heat Transfer An International Journal*, 7 (1994): 265–283.
- [14] F. Debray, J. P. Franc, T. Maître, and S. Reynaud, Mesure des coefficients de transfert thermique par convection forcée en mini-canaux, *Mécaniques& industries*, 2 (2001): 443–454.
- [15] G.L. Morini, Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results, *International Journal of Thermal Sciences*, 43 (2004): 631–651, 2004.
- [16] P.-S. Lee, S. V. Garimella, and D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005): 1688–1704, 2005.
- [17] C.-Y. Yang and T.Y. Lin, “Heat transfer characteristics of water flow in micro-tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 (2007): 432–439, 2007.
- [18] R. K. Shah and M. Bhatti, Laminar convective heat transfer in ducts, *Handbook of single-phase convective heat transfer*, 3 (1987).
- [19] D. Lelea, S. Nishio, and K. Takano, The experimental research on micro-tube heat transfer and fluid flow of distilled water, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004): 2817–2830.
- [20] C.W. Chen, T.Y. Lin, C.Y. Yang, and S.G. Kandlikar, An experimental investigation on heat transfer characteristics of air and CO₂ in micro-tubes, in *ASME 2011 9th International Conference on Nano-channels, Microchannels, and Mini-channels*, American Society of Mechanical Engineers. (2011): 335–340.
- [21] T. Adams, S. Abdel-Khalik, S. Jeter, and Z. Qureshi, An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(1998): 851–857.
- [22] C. Tso and S. Mahulikar, Experimental verification of the role of brinkman number in microchannels using local parameters, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (2000): 1837–1849.
- [23] C.Y. Yang, C.W. Chen, T.Y. Lin, and S.G. Kandlikar, Heat transfer and friction characteristics of air flow in micro-tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 37 (2012): 12–18.

Références Bibliographiques

- [24] B. Mehta and S. Khandekar, Infra-red thermography of laminar heat transfer during early thermal development inside a square mini-channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 42 (2012): 219–229.
- [25] Z. Li, Y.L. He, G.H. Tang, and W.Q. Tao, Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in micro-tubes, *International journal of heat and mass transfer*, 50 (2007): 3447–3460.
- [26] H. Herwig, Flow and heat transfer in micro systems: Is everything different or just smaller, *ZAMM*, 82 (2002): 579–586.
- [27] H. Herwig and O. Hausner, Critical view on new results in micro-fluid mechanics: an example, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003): 935–937.
- [28] Z.Y. Guo and Z.X. Li, Size effect on microscale single-phase flow and heat transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003): 149–159.
- [29] S. Choi, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *ASME-Publications- Fed 231*, (1995): 99–106.
- [30] S. Lee, S.S. Choi, S. Li, J. Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, *J. Heat Transfer* 121, (1999): 280–289.
- [31] Y. Xuan, Q. Li, Heat transfer enhancement of nanofluids, *Int. J. Heat Fluid Flow* 21, (2000): 58–64.
- [32] J.A. Eastman, S.U.S. Choi, S. Li, W. Yu, L.J. Thompson, Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles, *Applied Physics Letters*. 78, (2001): 718–720.
- [33] C.J. Ho, L.C. Wei, Z.W. Li, An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al_2O_3 -water nanofluid, *Applied Thermal engineering*. 30 (2010): 96–103.
- [34] S.D. Pandey, V. Nema, Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in a corrugated plate heat exchanger, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 38 (2012): 248–256.
- [35] H. Zirakzadeh, A. Mashayekh, H.N. Bidgoli, Experimental investigation of heat transfer in a novel heat sink by means of alumina nanofluids, *Heat Transfer*, (2012): 709–720.
- [36] S.M.H. Hashemi, S.A. Fazeli, H. Zirakzadeh, Study of heat transfer enhancement in a nanofluids-cooled miniature heat sink, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 39 (2012): 877–884.

Références Bibliographiques

- [37] M. Ahmed, N. Shuaib, M. Yusoff, A. Al-Falahi, Numerical investigations of flow and heat transfer enhancement in a corrugated channel using nanofluid, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011): 1368–1375.
- [38] M. Ahmed, N. Shuaib, M. Yusoff, Numerical investigations on the heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluid, *Int. J. Heat Mass Transfer* 55 (2012): 5891–5898.
- [39] M. Ahmed, M. Yusoff, N. Shuaib, Effects of geometrical parameters on the flow and heat transfer characteristics in trapezoidal-corrugated channel using nanofluid, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 42 (2013): 69–74.
- [40] M.A. Ahmed, M.Z. Yusoff, K.C. Ng, N.H. Shuaib, Effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using CuO–water nanofluid, *Case Stud. Therm. Eng.* 4 (2014): 65–75.
- [41] F. Javadi, S. Sadeghipour, R. Saidur, G. BoroumandJazi, B. Rahmati, M. Elias, M. Sohel, The effects of nanofluid on thermo-physical properties and heat transfer characteristics of a plate heat exchanger, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 44 (2013): 58–63.
- [42] O. Mahian, I. Pop, A.Z. Sahin, H.F. Oztop, Somchai Wongwises, In Irreversibility analysis of a vertical annulus using TiO₂/water nanofluid with MHD flow effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 64 (2013): 671–679.
- [43] Z. Haddad, Ch. Abid, H.F. Oztop, A. Mataoui, A review on how the researchers prepare their nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences* 76 (2014): 168–189.
- [44] V. Bianco, O. Manca, S. Nardini, Performance analysis of turbulent convection heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid in circular tubes at constant wall temperature, *Energy* 77 (2014): 403–413.
- [45] A.K. Tiwari, P. Ghosh, J. Sarkar, H. Dahiya, J. Parekh, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plate heat exchanger using nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences* 85 (2014): 93–103.
- [46] K.M. Shirvan, M. Mamourian, S. Mirzakhani, H.F. Özttop, N. Abu-Hamdeh, Numerical simulation and sensitivity analysis of effective parameters on heat transfer and homogeneity of Al₂O₃ nanofluid in a channel using DPM and RSM, *Advanced Powder Technology* 27 (2016): 1980–1991.

Références Bibliographiques

- [47] F. Selimefendigi, H.F. Oztop, Effects of Nanoparticle Shape on Slot Jet Impingement Cooling of a Corrugated Surface with Nanofluids, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* 9 (2017): 21016-8.
- [48] U.K. Ahmad, M. Hasreen, N.A. Yahaya, B. Rosnadiyah, Comparative Study of Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Nanofluids in Rectangular Channel, *Procedia Engineering* 170 (2017): 541 – 546.
- [49] Y.L. Zhai, G.D. Xia, X.F. Liu, Y.F. Li, Heat transfer enhancement of Al₂O₃-H₂O nanofluids flowing through a micro heat sink with complex structure, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 66 (2015): 158–166.
- [50] P.K. Das, N. Islam, A.K. Santra, R.Ganguly, Experimental investigation of thermophysical properties of Al₂O₃–water nanofluid: Role of surfactants. *Journal of Molecular Liquids* 237 (2017): 304-312.
- [51] M.S. Ahmed, M.R. Abdel Hady, G. Abdallah, Experimental investigation on the performance of chilled-water air conditioning unit using alumina nanofluids, *Thermal Science and Engineering Progress* 5 (2018): 589-596.
- [52] J. Bowers, H. Cao, G. Qiaoc, Q. Li, G. Zhang, E. Mura, Y. Ding, Flow and heat transfer behaviour of nanofluids in microchannels, *Progress in Natural Science: Materials International* 28 (2018): 225–234.
- [53] R.K. Ajeel, W.S.I.W. Salim, K. Hasnan, An experimental investigation of thermal-hydraulic performance of silica nanofluid in corrugated channels, *Advanced Powder Technology* 30 (2019): 2262–2275.
- [54] D. Chavan, A. Pise, Experimental investigation of effective viscosity and density of nanofluids, *Materials Today: Proceedings* 16 (2019): 504–515.
- [55] C.J. Ho, J.C. Liao, C.H. Li, W.M. Yan, M. Amani, Experimental study of cooling performance of water based alumina nanofluid in a mini-channel heat sink with MEPCM layer embedded in its ceiling, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 103(2019): 1–6.
- [56] S.P. Jang, S.U.S. Choi, Cooling performance of a microchannel heat sink with nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006): 2457–2463.
- [57] J.C. Nelson, D. Banerjee, R. Ponnappan, Flow loop experiments using polyalphaolefin nanofluids, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 23 (2009): 752-761.
- [58] D.P. Kulkarni, D.K. Das, R.S. Vajjha, Application of nanofluids in heating buildings and reducing pollution, *Applied Energy*, 86 (2009): 2566–2573.

Références Bibliographiques

- [59] J. Buongiorno, L.W. Hu, S.J. Kim, R. Hannick, B. Truong, E. Forrest, Nanofluids for enhanced economics and safety of nuclear reactors: An evaluation of the potential features, issues, and research gaps, *Nuclear Technology*, 162 (2008): 80-91.
- [60] M.F. Demirbas, Thermal energy storage and phase change materials: an overview, *Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, 1(2006): 85-95.
- [61] T.P. Otanicar, P.E. Phelan, R.S. Prasher, G. Rosengarten, R.A. Taylor, Nanofluid-based direct absorption solar collector, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, (2010).
- [62] J. Zhou, Z. Wu, Z. Zhang, W. Liu, Q. Xue, Tribological behavior and lubricating mechanism of Cu nanoparticles in oil, *Tribology Letters*, 8 (2000): 213–218.
- [63] L. Vekas, D. Bica, M.V. Avdeev, Magnetic nanoparticles and concentrated magnetic nanofluids: Synthesis, properties and some applications, *China Particuology*, 5 (2007).
- [64] L. Zhang, Y. Jiang, Y. Ding, M. Povey, D. York, Investigation into the antibacterial behaviour of suspensions of ZnO nanoparticles (ZnO nanofluids), *Journal of Nanoparticle Research*, 9 (2007): 479–489.
- [65] X. Fan, H. Chen, Y. Ding, P.K. Plucinski, A.A. Lapkin, Potential of ‘nanofluids’ to further intensify microreactors, *Green Chemistry*, 10 (2008): 670–677.
- [66] H. Sakuma, K. Ishii. Gas flow sputtering: Versatile process for the growth of nanopillars, nanoparticles, and epitaxial thin films. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 321 (2009): 872-875.
- [67] Y. Singh, J.R.N. Javier, S.H. Ehrman, M.H. Magnusson, K. Deppert. Approaches to increasing yield in evaporation / condensation nanoparticle generation; *Journal of Aerosol Science*, 33 (2002): 1309-1325.
- [68] D.K. Lee, Y.H. Kim, X.L. Zhang, Y.S. Kang. Preparation of monodisperse Co and Fe nanoparticle using precursor of $M^{2+} - \text{olea te}_2$ ($M = \text{Co, Fe}$). *Current Applied Physics*, 6 (2006): 786-790.
- [69] R. Benoit, F. Warmont, V. Meynen, K. De Witte, P. Cool, M.T. Delapierre, M.L. Saboungi. Optimisation of the surface properties of SBA-15 mesoporous silica for in-situ nanoparticle synthesis. *Microporous and Mesoporous Materials*, 120 (2009): 2-6.
- [70] Y. Xuan and W. Roetzel. Conception for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(2000): 3701-3707.
- [71] B.C. Pak, Y.I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, 11 (1998) 151.

Références Bibliographiques

- [72] J. Kim, Y.T. Kang, and C.K. Choi. Analysis of convective instability and heat transfer characteristics of nanofluids. *Physics of Fluids*, 16 (2004): 2395-2401.
- [73] J.C.A. Maxwell, *Treatise on electricity and magnetism*. Oxford, UK: Clarendon Press, (1881).
- [74] D.A.G. Bruggeman. Berechnung verschiedener physikalischer konstanten von heterogenen substanzen, I—Dielektrizitätskonstanten und leitfähigkeiten der mischkörper aus isotropen substanzen. *Annalender Physik, Leipzig*, 24 (1935): 636–79.
- [75] R.L. Hamilton, O.K. Crosser, Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. *I&EC Fundamentals*, 3 (1962): 187–91.
- [76] F.J. Wasp, *Solid liquid slurry pipeline transportation*. Transactions on Techniques. Berlin, (1977).
- [77] Lu S, Lin H. Effective conductivity of composites containing aligned spherical inclusions of finite conductivity. *Journal of Applied Physics*, 79 (1996): 6761–9.
- [78] W. Yu, S.U.S. Choi. The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Maxwell model. *J. nanoparticle Res*, 51 (2003): 67-71.
- [79] P. Bhattacharya, S.K. Saha, A. Yadav, P.E. Phelan, R.S. Prasher. Brownian dynamics simulation to determine the effective thermal conductivity of nanofluids. *Journal Applied Physics*, 95(2004): 6492–4.
- [80] Q.Z. Xue. Model for thermal conductivity of carbon nano tube-based composites. *Physica B: Condensed Matter*, 368 (2005).
- [81] C.H. Li, G.P. Peterson, Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids). *Journal of Applied Physics*, 99 (2006)
- [82] E.V. Timofeeva, A.N. Gavrilov, J.M. McCloskey, Y.V. Tolmachev, Thermal conductivity and particle agglomeration in alumina nanofluids: experiment and theory. *Physical Review*, 76 (2007).
- [83] J. Avsec, M. Oblak, The calculation of thermal conductivity, viscosity and thermodynamic properties for nanofluids on the basis of statistical nano-mechanics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (2007).
- [84] W. Duangthongsuk, S. Wongwises, Measurement of temperature dependent thermal conductivity and viscosity of TiO₂-water nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33 (2009).

Références Bibliographiques

- [85] H.E. Patel, T. Sundararajan, S.K. Das, An experimental investigation into the thermal conductivity enhancement in oxide and metallic nanofluids. *Journal of Nanoparticle Research*, 12 (2010).
- [86] L. Godson Raja, B. Mohan Lal, D.S. Wongwises, Experimental investigation on the thermal conductivity and viscosity of silver—deionized water nanofluid. *Experimental Heat Transfer*, 23 (2010).
- [87] M. Corcione, Rayleigh–Bénard convection heat transfer in nanoparticle suspensions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 32 (2011): 65–77.
- [88] W.H. Azmi, K.V. Sharma, P.K. Sarma, Rizalman Mamat, Shahrani Anuar, Comparison of convective heat transfer coefficient and friction factor of TiO₂ nanofluid flow in a tube with twisted tape inserts. *International Journal of Thermal Sciences* 81 (2014): 84-93.
- [89] S.P. Jang and Stephen U. S. Choi, Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids. *Appl. Phys. Lett.* 84 (2004).
- [90] D.H. Kumar, H.E. Patel, V.R.R. Kumar, T. Sundararajan, T. Pradeep, & S.K. Das, Model for Heat Conduction in Nanofluids. *Physical Review Letters*, 93 (2004).
- [91] J. Koo, C. Kleinstreuer, Laminar nanofluid flow in micro heat-sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005): 2652–2661.
- [92] C.H. Chon, K.D. Kihm, S.P. Lee and S.U.S. Choi. Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al₂O₃) thermal conductivity enhancement. *Applied Physics Letters*, 87 (2005): 1-3.
- [93] P. Keblinski, J.A. Eastman, and D.G. Cahill. Nanofluids for thermal transport. *Materials today*, 36 (2005).
- [94] S.E.B. Maiga, S.J. Palm, C.T. Nguyen, G. Roy, and N. Galanis, Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2005): 530–546.
- [95] R. Prasher, P. Bhattacharya, and P.E. Phelan, Thermal Conductivity of Nanoscale Colloidal Solutions (Nanofluids) *Phys. Rev. Lett.* 94 (2005).
- [96] H.E. Patel, T. Sundararajan, T. Pradeep, A. Dasgupta, N. Dasgupta, and S.K. Das, A Micro-convection Model for Thermal Conductivity of Nanofluids, *Pramana - Journal of Physics.* 65 (2005): 863–869.
- [97] R.S. Vajjha, D.K. Das, Measurement of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2009): 4675–4682.

Références Bibliographiques

- [98] L.S. Sundar, E.V. Ramana, M.K. Singh, A.C.M. Sousa, Thermal conductivity and viscosity of stabilized ethylene glycol and water mixture Al_2O_3 nanofluids for heat transfer applications: An experimental study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 56 (2014): 86–95.
- [99] M.H. Esfe, S. Wongwises, A. Naderi, A. Asadi, M.R. Safaei, H. Rostamian, M. Dahari, A. Karimipour, Thermal conductivity of Cu/TiO_2 –water/EG hybrid nanofluid: Experimental data and modeling using artificial neural network and correlation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 66 (2015): 100–104.
- [100] M. Afrand, D. Toghraie, N. Sina, Experimental study on thermal conductivity of water-based Fe_3O_4 nanofluid: Development of a new correlation and modeled by artificial neural network. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 75 (2016): 262–269.
- [101] S. Aberoumand, A. Jafarimoghaddam, M. Moravej, H. Aberoumand, K. Javaherdeh, Experimental study on the rheological behavior of silver-heat transfer oil nanofluid and suggesting two empirical based correlations for thermal conductivity and viscosity of oil based nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 101 (2016): 362–372.
- [102] M.Kh. Abdolbaqi, N.A. Che Sidik, A. Aziz, R. Mamat, W.H. Azmi, M.N.A.W. Muhammad Yazid, G. Najafi, An experimental determination of thermal conductivity and viscosity of Bio Glycol/water based TiO_2 nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, (2016).
- [103] A.A. Nadooshan, An experimental correlation approach for predicting thermal conductivity of water-EG based nanofluids of zinc oxide. *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, (2016).
- [104] A. Einstein, Eine neue bestimmung der molekul dimensionen. *Annalen der Physik*, Leipzig, 19 (1906): 289–306.
- [105] H.C. Brinkman, The viscosity of concentrated suspensions and solution. *Journal of Chemical Physics*, 20 (1952): 571–81.
- [106] G.K. Batchelor, The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. *Journal of Fluid Mechanics*, 83 (1977): 97–117.
- [107] W. Tseng, K.C. Lin, Rheology and colloidal structure of aqueous TiO_2 nanoparticle suspensions. *Material Science Engineering: A*, 355 (2003): 186–92.

Références Bibliographiques

- [108] S.E.B. Maïga, S.J. Palm, C.T. Nguyen, G. Roy, N. Galanis. Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2005): 530–546.
- [109] S. Song, C. Peng, A.M. Gonzalez-Olivares, A. Lopez-Valdivieso, Study on hydration layers near nanoscale silica dispersed in aqueous solutions through viscosity measurement. *Journal of Colloid and Interface Science*, 287 (2005): 114–20.
- [110] D.P. Kulkarni, D.K. Das, G. Chukwu, Temperature dependent rheological property of copper oxide nanoparticles suspension (Nanofluid). *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, 6 (2006).
- [111] J. Buongiorno, Convective transport in nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 128 (2006): 240–50.
- [112] C.T. Nguyen, F. Desgranges, G. Roy, N. Galanis, N. Mare, S. Boucher, et al, Temperature and particle-size dependent viscosity data for water based nanofluids–hysteresis phenomenon, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (2007): 1492–506.
- [113] N. Masoumi, N. Sohrabi, A. Behzadmehr, A new model for calculating the effective viscosity of nanofluids. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 42 (2009).
- [114] M. Chandrasekar, S. Suresh, A. Chandra Bose, Experimental investigations and theoretical determination of thermal conductivity and viscosity of Al_2O_3 / water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34 (2010): 210–6.
- [115] Namburu, P. K., Das, D. K., Tanguturi, K. M. & Vajjha, R. K. Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics of nanofluids considering variable properties. *Int. J. Thermal Sci.* 48 (2009): 290–302.
- [116] Namburu, P. K., Das, D. K., Tanguturi, K. M. & Vajjha, R. S. Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics of nanofluids considering variable properties. *Int. J. Thermal Sci.* 48 (2009): 290–302.
- [117] Namburu, P. K., Kulkarni, D. P., Misra, D. & Das, D. K. Viscosity of copper oxide nanoparticles dispersed in ethylene glycol and water mixture. *Exp. Thermal & Fluid Sci.* 32 (2007): 397–402.
- [118] E. Abu-Nada, Effects of variable viscosity and thermal conductivity of Al_2O_3 –water nanofluid on heat transfer enhancement in natural convection. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30 (2009): 679–690.

Références Bibliographiques

- [119] E.V. Timofeeva, J.L. Routbort, and D. Singh, Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. *Journal of applied physics*, 106 (2009).
- [120] L. Godson, B. Raja, D.M. Lal, S. Wongwises, Experimental Investigation on The Thermal Conductivity and Viscosity of Silver-Deionized Water Nanofluid. *Experimental Heat Transfer*, 23 (2010): 317–332.
- [121] G. Vakili-Nezhaad, A. Dorany, Effect of Single-Walled Carbon Nanotube on the Viscosity of Lubricants. *Energy Procedia*, 14 (2012): 512 – 517.
- [122] K.V. Sharma, P.K. Sarma, W.H. Azmi, R. Mamat and K. Kadirgama, Correlations to predict friction and forced convection heat transfer coefficients of water based nanofluids for turbulent flow in a tube, *Int. J. Microscale Nanoscale Therm Fluid Transp. Phenom.* 3 (2012): 1949-4955.
- [123] M.H. Esfe, 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.
- [124] M.H. Esfe, S. Saedodin, A. Asadi, An Empirical Investigation on the Dynamic Viscosity of Mg (OH)₂-Ethylene Glycolin Different Solid Concentrations and Proposing New Correlation Based on Experimental Data. *International Journal of Natural and Engineering Sciences*, 8 (2014): 29-34.
- [125] L.S. Sundar, M.K. Singh, E.V. Ramana, B. Singh, J. Gracio & A.C.M. Sousa, Enhanced Thermal Conductivity and Viscosity of Nanodiamond-Nickel Nanocomposite Nanofluids. *Sci. Rep.* 4 (2014).
- [126] M.H. Esfe, A.A.A. Arani, M. Rezaie, W. Yanc, A. Karimipour, Experimental determination of thermal conductivity and dynamic viscosity of Ag–MgO/water hybrid nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 66 (2015): 189–195.
- [127] M.H. Esfe, S. Saedodin, S. Wongwises, D. Toghraie, An experimental study on the effect of diameter on thermal conductivity and dynamic viscosity of Fe/water nanofluids. *J. Therm Anal Calorim*, 119 (2015): 1817–1824.
- [128] S.A. Adio, M. Mehrabi, M. Sharifpur and J.P. Meyer, Experimental Investigation and Model Development for Effective Viscosity of MgO-Ethylene Glycol Nanofluids by using Dimensional Analysis, FCM-ANFIS and GA-PNN Techniques. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, (2016).
- [129] B.C. Pak, I.Y. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11 (1998): 151-221.

Références Bibliographiques

- [130] Y. Xuan, Q. Li, Investigation of convective heat transfer and flow features of nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 125 (2003): 151–156.
- [131] Y.Z. Yang, G. Zhang, E.A. Grulke, W.B. Anderson, G. Wu, Heat transfer properties of nanoparticle in fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005): 1107–16.
- [132] S. Maiga, S.J. Palm, C.T. Nguyen, G. Roy, N. Galanis, Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2005): 530–576.
- [133] S.E.B. Maiga, C.T. Nguyen, N. Galanis, G. Roy, T. Maré, M. Coqueux, Heat transfer enhancement in turbulent tube flow using Al_2O_3 nanoparticle suspension. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 16 (2006): 275–367.
- [134] V. Velagapudi, R.K. Konijeti, And C.S.K. Aduru, "Empirical Correlations to Predict Thermo physical And Heat Transfer Characteristics of Nanofluids." *Thermal Science*, 12 (2008): 27-37.
- [135] W. Duangthongsuk, S. Wongwises, An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO_2 –water nanofluids flowing under a turbulent flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010): 334–378.
- [136] R.S. Vajjha, D.K. Das, 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): 4607–4625.
- [137] M. Hojjata, S.G. Etemada, R. Bagheria, J. Thibaultb, Rheological characteristics of non-Newtonian nanofluids: Experimental investigation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011): 144–148.
- [138] A.R. Sajadi, M.H. Kazemi, Investigation of turbulent convective heat transfer and pressure drop of TiO_2 /water nanofluid in circular tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011): 1474–1482.
- [139] A. Godson, L. sirvatham, B. Raja, D.M. Lal, S. Wongwises, Convective heat transfer of nanofluids with correlations. *Particuology*, 9 (2011): 626–657.
- [140] R.B. Mansour, N. Galanis, C.T. Nguyen, Experimental study of mixed convection with water– Al_2O_3 nanofluid in inclined tube with uniform wall heat flux. *International Journal of Thermal Sciences*, 50 (2011): 403–413.
- [141] Nanofluides l'efficacité à la hausse. David D. (2008). <http://www.cooling-masters.com>.

Références Bibliographiques

- [142] A. Einstein, Investigations on the Theory of the Brownian Movement, Courier Corporation, New-York, 58 (1956).
- [143] C.D. Brites, X. Xie, M.L. Debasu, X. Qin, R. Chen, W. Huang, J. Rocha, X. Liu, and L.D. Carlos, Instantaneous ballistic velocity of suspended brownian nanocrystals measured by upconversion nanothermometry. *Nature Nanotechnology*, 11(2016): 851–856.
- [144] L. Chai, G. Xia, L. Wang, M. Zhou, Z. Cui, Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion–constriction cross-sections. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62 (2013): 741–751.
- [145] J. Roussel, Introduction à la physique statistique Cours. https://femto-physique.fr/physique_statistique/diffusion-moleculaire.php, (2019).
- [146] P. Frank Incropera, P. David Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Third edition, John Wiley & Sons, New York, (1996).
- [147] M. Izadi, A. Behzadmehr, D. Jalali-Vahid, Numerical study of developing laminar forced convection of a nanofluid in an annulus. *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (2009): 31-36.
- [148] A. Yunus Çengel. Heat Transfer: A practical approach. Mc Graw-Hill, 2003.
- [149] L. Qiu, H.W. Deng, J.N. Sun. Pressure drop and heat transfer in rotating smooth square U-duct under high rotation numbers. *Heat Mass Transfer*, 66 (2016): 543-552.
- [150] R.K. Ajeel, W.S.-I.W. Salim, K. Hasnan, An experimental investigation of thermal-hydraulic performance of silica nanofluid in corrugated channels, *Advanced Powder Technology*, 30 (2019): 2262–2275.
- [151] S.M.H. Hashemi, S.A. Fazeli, H. Zirakzadeh, Study of heat transfer enhancement in a nanofluids-cooled miniature heat sink, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 39 (2012).
- [152] J. C. Maxwell. On stresses in rarified gases arising from inequalities of temperature. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 170 (1879): 231-256.
- [153] ANSYS, Inc. ANSYS/Fluent Theory Guide, November 2011.
- [154] M. Smoluchowski. Ueber wärmeleitung in verdünnten gasen. *Annalen der Physik*, 300 (1898): 101-130.

