

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة أبو بكر بلقايد- تلمسان
Université ABOUBEKR BELKAID – TLEMCEN
Faculté de TECHNOLOGIE
Département de la Mécanique



MÉMOIRE

Présenté par

YAHLA Mohamed Amine & MOKHTARI Younes

En vue de l'obtention du

Diplôme de MASTER

En : Génie Mécanique - Spécialité : Energétique

Thème

***Etude numérique d'un échangeur de
chaleur à tubes concentriques fonctionnant
avec un nanofluide***

Soutenu le : 28 septembre 2022 devant le jury composé de :

Présidente	<i>SARI HASSOUN (SAIB) Hind</i>	MAA	Université de Tlemcen
Examinatrice	<i>KHALDI Souheyla</i>	MCB	Université de Tlemcen
Encadrante	<i>MOSTEFAOUI Amina</i>	MAB	Université de Tlemcen
Co-Encadrant	<i>SAIM Rachid</i>	Professeur	Université de Tlemcen

Année universitaire 2021/2022

REMERCIEMENTS

*En premier lieu on remercie le bon **DIEU**, pour nous avoir donné la force et la patience pour accomplir ce modeste travail.*

*Derrière ce travail se cache la présence, le support et l'ouverture d'esprit de notre encadreur **Mme. MOSTEFAOUI Amina**. Nous la remercions de nous avoir encadré, orienté, aidé et conseillé et sans oublier d'exprimer nos vifs remerciements à notre co-encadrant, **Mr. SAIM Rachid** pour ses conseils précieux et surtout sa grande patience.*

*Nous adressons nos sincères remerciements aux membres du jury **Mme. SARI HASSOUN Hind** et **Mme. KHALDI Souheyla** de nous avoir fait l'honneur d'accepter de juger ce travail.*

Nous exprimons également notre profonde gratitude à tous les enseignants du département de génie mécanique, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.

*Enfin, On voudrait remercier très chaleureusement **nos familles** et à **nos parents**, qui ont été nos plus fidèles supporteurs et qui nous ont aidé à traverser cette période.*

Je dédie ce modeste travail à :

- *Mon cher père **Cherif** mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié Pour m'avoir réussi, que dieu le garde dans son vaste paradis.*
- *A la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur ; maman que j'adore.*
- *A ma sœur **Fatima** et son mari **Abdelhafid** et ma plus belle sœur **Amel**, qui m'ont toujours indiqué la bonne voie.*
- *Mon binôme **MOKHTARI Younes** avec qui j'ai réalisé ce travail*
- *Et une dédicace très spéciale à Mon ami **BERREBI Djilali** pour son soutien moral sans oublier tous les amis.*

Merci d'être toujours là pour moi

ملخص

في هذا العمل ، تم إجراء CFD على مبادل حراري احادي الأنبوب لتحليل السلوك الديناميكي والحراري للسائل النانوي المتدفق في الفضاء الحلقي للجهاز. تم تحديد رقم Nusselt وعامل الاحتكاك بالإضافة إلى معيار الأداء الحراري الهيدروليكي (PEC) لـ SiO_2 / ماء و Al_2O_3 / ماء و TiO_2 / ماء متناهية الصغر لتركيز حجمي قدره 3%. تم تحليل نفس الأداء الحراري الهيدروليكي في مجموعة من أرقام رينولد التي تتراوح من 200 إلى 1000 (التدفق الصفحي) للسائل النانوي Al_2O_3 / الماء ولتركيزات الحجم المختلفة 1% ، 2% ، 3%. تم حل المعادلات الحاكمة باستخدام طريقة الحجم المحدد في تخطيط شبكي منظم وموحد. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن استخدام السائل النانوي Al_2O_3 / ماء بتركيز حجم أعلى يؤدي إلى تحسن في معدل نقل الحرارة من ناحية ومعيار لتقييم الأداء الهيدروليكي الحراري من ناحية أخرى برقم رينولدز أعلى.

الكلمات المفتاحية: المبادل الحراري ، الموائع النانوية ، انتقال الحرارة ، التدفق الصفحي.

Résumé

Dans ce travail, une analyse CFD a été réalisée sur un échangeur de chaleur à tubes concentriques pour analyser le comportement dynamique et thermique du nanofluide circulant dans l'espace annulaire de l'appareil. Le nombre de Nusselt, le facteur de frottement ainsi que le critère de performance thermo-hydraulique (PEC) des nanofluides SiO_2/eau , $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ et TiO_2/eau ont été déterminé pour une concentrations volumique de 3 %. Les mêmes performances thermo-hydrauliques ont été analysé dans une gamme de nombre de Reynolds variant de 200 à 1000 (écoulement laminaire) pour le nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ et pour différentes concentrations volumiques 1%, 2%, 3%. Les équations gouvernantes ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis dans une disposition de grille uniforme structurée. Les résultats obtenus ont montré que l'utilisation de nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ pour une concentration volumique plus élevée entraîne une amélioration du taux de transfert de chaleur d'une part et le critère d'évaluation des performances thermo-hydraulique d'autre part pour un nombre de Reynolds plus élevé.

Mots clés: Echangeur de chaleur, Nanofluide, transfert de chaleur, écoulement laminaire.

Abstract

In this work, a CFD analysis was performed on a concentric tube heat exchanger to analyze the dynamic and thermal behavior of the nanofluid flowing in the annular space of the device. The Nusselt number, the friction factor as well as the thermal-hydraulic performance criterion (PEC) of the SiO₂/water, Al₂O₃/water and TiO₂/water nanofluids were determined for a volume concentration of 3%. The same thermal-hydraulic performances were analyzed in a range of Reynolds numbers varying from 200 to 1000 (laminar flow) for the Al₂O₃/water nanofluid and for different volume concentrations 1%, 2%, 3%. The governing equations were solved using the finite volume method in a structured uniform grid layout. The results obtained showed that the use of Al₂O₃/water nanofluid for a higher volume concentration leads to an improvement in the heat transfer rate on the one hand and the criterion for evaluating the thermal-hydraulic performance on the other hand for a higher Reynolds number.

Keywords: Heat exchanger, Nanofluid, heat transfer, laminar flow.

Table des matières

Remerciements	I
Dédicace	II
Résumé	III
Table des matières	V
Liste des figures	VIII
Liste des tableaux	XIII
Nomenclature	XV
Introduction générale	1
Chapitre 1 Généralités sur les échangeurs de chaleur	
1.1 Introduction.....	4
1.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur.....	4
1.2.1 Définition.....	4
1.2.2 Critères de classement des échangeurs.....	4
1.2.2.1 Classification technologique.....	5
1.2.2.2 Classification suivant le mode de transfert de chaleur.....	5
1.2.2.3 Classification suivant le procédé de transfert de chaleur.....	5
1.2.2.4 Classification fonctionnel.....	5
1.2.2.5 Classification suivant la compacité de l'échangeur.....	6
1.2.2.6 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange on retiendra deux types de paroi.....	6
1.2.2.7 Classement suivant la disposition des écoulements.....	6
1.2.3 Types des échangeurs.....	7
1.2.3.1 Échangeurs tubulaires.....	7
1.2.3.2 Echangeurs à ailettes.....	11
1.2.3.3 Échangeurs à plaques	13
1.2.4 Etude de l'efficacité d'un échangeur de chaleur.....	14
1.2.5 Fonctionnement général d'un échangeur thermique.....	15
1.3 Conclusion.....	16
Chapitre 2 Généralités sur les nanofluides	
2.1 Introduction.....	18
2.2 Généralités sur les nanofluides.....	18
2.2.1 Définition de nano fluide.....	18
2.2.3 Les propriétés thermophysiques des nanofluides.....	19

2.2.3.1 Fraction volumique.....	19
2.2.3.2 La masse volumique et la capacité thermique.....	20
2.2.3.3 Le coefficient d'expansion thermique.....	20
2.2.3.4 La conductivité thermique.....	21
2.2.3.5 La viscosité dynamique.....	24
2.2.4 Domaine d'application.....	25
2.2.4.1 Applications de refroidissement industriel.....	25
2.2.4.2 Smart Fluides.....	26
2.2.4.3 Réacteurs nucléaires.....	26
2.2.4.4 Extraction de l'énergie géothermique et d'autres sources d'énergie.....	27
2.2.5 Comment un nanofluide peut-il améliorer le transfert thermique ?.....	27
2.2.6 Les avantages des nanofluides.....	27
2.2.7 Les inconvénients des nanofluides.....	28
2.3 Conclusion.....	28
Chapitre 3 Etude Bibliographique	
3.1 Introduction.....	31
3.2 Revues bibliographiques.....	31
3.3 Conclusion.....	37
Chapitre 4 Modélisation mathématique	
4.1 Introduction.....	39
4.2 Description du modèle physique.....	40
4.3 Formulation mathématique.....	41
4.3.1 Hypothèses.....	41
4.3.2 Équations Gouvernantes.....	41
4.3.2.1 Équation de continuité.....	41
4.3.2.2 Équation de quantité de mouvement.....	41
4.3.2.3 Équation de conservation de l'énergie.....	42
4.3.2.4 Équation de continuité.....	42
4.3.2.5 Équation de quantité de mouvement.....	42
4.3.2.6 Équation de conservation de l'énergie.....	42
4.3.3 Propriétés thermo- physiques.....	43
4.3.3 Propriétés thermo- physiques.....	43

4.3.3.1 Conductivité thermique.....	43
4.3.3.2 Densité.....	44
4.3.3.3 La chaleur spécifique.....	44
4.3.3.4 La viscosité.....	44
4.3.4 Condition aux limites.....	45
4.3.5 Paramètres caractéristiques.....	46
4.4 Présentation du code de calcul.....	47
4.4.1 Maillage sous GAMBIT.....	48
4.4.1.1 Choix du solveur.....	48
4.4.1.2 Création de la géométrie.....	49
4.4.1.3 Maillage de la géométrie.....	50
4.4.1.4 Conditions aux limites	50
4.4.1.5 Enregistrement du fichier (.mesh)	51
4.4.2 Fluent.....	51
4.5 Étude du maillage.	57
4.6 Conclusion.....	58

Chapitre 5 Résultats et discussions

5.1 Introduction.....	60
5.2 Validation.....	60
5.3 Résultats et discussions.....	61
5.3.1 Partie dynamique.....	61
5.3.1.1 Profil de vitesse.....	61
5.3.1.1.1 Contour de vitesse.....	65
5.3.1.1.2 Iso vitesse.....	66
5.3.1.1.3 Ligne des courants.....	67
5.3.1.2 Variation du facteur de frottement.....	68
5.3.2 Partie thermique.....	69
5.3.2.1 profil de vitesse	69
5.3.2.1.1 Contour de température.....	71
5.3.2.1.2 Iso températures.....	72
5.3.3 Variation du nombre de Nusselt pour différent type des nanofluides.....	73
5.3.4 Impact de la fraction volumique des nanoparticules.....	74
5.3.4.1 Variation du nombre de Nusselt	74

5.3.5 Critère d'évaluation des performances thermo-hydrauliques.....	75
5.4 Conclusion.....	76
Conclusion générale.....	77
Références.....	78

Liste des figures

Figure 1.1 : Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur [1].....	07
Figure 1.2 : Echangeur monotube serpentin.....	07
Figure 1.3 : Echangeur coaxial Co-courant.....	08
Figure 1.4 : Echangeur à tubes séparés.....	08
Figure 1.5 : Echangeur à tubes rapprochés.....	08
Figure 1.6 : Echangeur à tubes ailettes.....	09
Figure 1.7 : Echangeur à tubes et calandre.....	09
Figure 1.8 : Echangeur à plaques tubulaires fixes. [1].....	10
Figure 1.9 : Echangeur de chaleur à tête flottante.....	10
Figure 1.10 : Echangeur à tubes en U.....	11
Figure 1.11 : Echangeur de chaleur à tube spiralé. [2].....	11
Figure 1.12 : Echangeur à plaques avec ailettes. [4].....	12
Figure 1.13 : Echangeurs de chaleur de tubes avec ailettes. [5].....	13
Figure 1.14 : Echangeur de chaleur à plaques. [6].....	13
Figure 1.15 : Échangeurs à plaques et joints.....	14
Figure 1.16 : Exemple d'application de refroidisseur de liquide. [7].....	15
Figure 1.17 : Echangeur de chaleur fonctionne avec des hautes pressions	15
Figure 3.1 : Schéma expérimentale. [25].....	31
Figure 3.2 : Schéma expérimentale. [26].....	32
Figure 3.3 : Schéma de ligne de l'échangeur de chaleur à Contre-courant à double tuyau [26].....	32
Figure 3.4 : Schéma expérimentale. [28].....	33
Figure 3.5 : (a) Diagramme schématique et (b) disposition physique des bandes Torsadées testée.....	34
Figure 3.6 : Grille de solution générée dans GAMBIT.....	35
Figure 3.7 : Configuration géométrique pour la présente étude. [31].....	35
Figure 3.8 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour un écoulement d'eau et de nanofluide. [31].....	36
Figure 3.9 : Un DPHE à ailette circulaire. [32].....	36

Figure 3.10 : Schéma du DPHE avec des ailettes circulaires sur le tuyau intérieur.....	37
Figure 4.1 : les étapes de calcul à l'aide d'un code CFD.....	39
Figure 4.2 : Géométrie du problème étudié. [33].....	40
Figure 4.3 : Interface de Gambit.....	48
Figure 4.4 : choix du solveur.....	49
Figure 4.5 : Création de la géométrie de l'échangeur de chaleur.....	49
Figure 4.6 : Maillage.....	50
Figure 4.7 : Les conditions aux limites des systèmes étudiés.....	50
Figure 4.8 : Exportation du maillage.....	51
Figure 4.9 : Type de résolution.....	52
Figure 4.10 : Affichage du maillage.....	52
Figure 4.11 : Définition du modèle.....	53
Figure 4.12 : Equation d'énergie.....	53
Figure 4.13 : Interface de la liste des fluides.....	54
Figure 4.14 : les propriétés de nano fluide.....	54
Figure 4.15 : Définition des conditions aux limites.....	55
Figure 4.16 : Control de solution.....	55
Figure 4.17 : Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée.....	56
Figure 4.18 : Résidus des calculs.....	56
Figure 4.19 : Choix du nombre des itérations.....	57
Figure 4.20 : Fenêtre des itérations.....	57
Figure 4.21 : Test de maillage.....	58
Figure 5.1 : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur moyen d'un écoulement nanofluide dans le tube centrale avec les résultats expérimentaux de Sedong Kim et al.[41]...	60
Figure 5.2 : La variation de vitesse au milieu de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau et pour trois concentration volumique (1%, 2% , 3%) à trois nombre de Reynolds (200,600,1000).....	62
Profil de vitesse au milieu de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau et pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.....	62

Figure 5.3 : Profil de vitesse au milieu de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau et pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.....	62
Figure 5.4 : La variation de vitesse à la sortie de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ /eau et pour trois concentration volumique (1%, 2%, 3%) à trois nombre de Reynolds (200,600, 1000).....	63
Figure 5.5 : Profil de vitesse à la sortie de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ /eau pour trois concentration volumiques (1%,2%, 3%) à nombre de Reynolds égale 600.....	64
Figure 5.6 : Profil de vitesse à la sortie de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds	64
Figure 5.7 : Contours de vitesse pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.....	65
Figure 5.8 : Iso vitesse pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.....	66
Figure 5.9 : Lignes de courant pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau pour une concentration volumique de 1% à deux nombre de Reynolds.....	67
Figure 5.10 (a) : Variation du coefficient de frottement local le long de l'échangeur de chaleur pour Re=600 et pour différentes concentrations volumiques de nanoparticule Al ₂ O ₃	68
Figure 5.10 (b) : Variation du coefficient de frottement moyen pour différents concentrations volumiques de nanoparticule Al ₂ O ₃ et pour différentes valeur de Reynolds.....	69
Figure 5.11 : La variation de la température au milieu de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau et pour trois concentration volumique (1%, 2%, 3%) à trois nombre de Reynolds (200,600, 1000).....	69
Figure 5.12 : Profil de température à la sortie de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ /eau pour trois concentration volumiques (1%,2%, 3%) à nombre de Reynolds égale 600.....	70
Figure 5.13 : La variation de la température à la sortie de l'échangeur pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau et pour trois concentration volumique (1%, 2%, 3%) à trois nombre de Reynolds (200,600, 1000).....	70
Figure 5.14 : Contours de température pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.....	71
Figure 5.15 : Iso température statique pour le nanofluide Al ₂ O ₃ / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.....	72
Figure 5.16 : Variation du Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différent types des nanofluides à une concentration de 3%	74
Figure 5.17 : Variation du Nombre de Nusselt pour différents concentrations volumiques de nanoparticule Al ₂ O ₃ , (a) en fonction de la position axiale le long de l'échangeur de chaleur, (b) en fonction du nombre de Reynolds.....	74

Figure 5.18 : Critère d'évaluation des performances pour différents concentration volumique de nanoparticule Al₂O₃ en fonction du nombre de Reynolds.....75

Liste des tableaux

Tableau 4.1 : Dimensions du problème étudié [33].....40

Tableau 4.2 : Propriétés du fluide de base et des nanoparticules.....43

Tableau 4.3 : Propriétés des nanofluides à différent concentration volumique.....45

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
C_p	Capacité calorifique du fluide	[J/kgK]
D	Diamètre	[m]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
d_p	Diamètre de nanoparticules	[nm]
E	Epaisseur de la paroi	[m]
f	Coefficient de frottement moyen	
f_0	Facteur de frottement à l'écoulement d'eau pure	[----]
h	Coefficient d'échange thermique	[W/m ² K]
k_b	Constante de Boltzmann, 1.3807×10^{-23}	[----]
L	Longueur de l'échangeur	[m]
n	Facteur de forme	[J/K]
Nu	Nombre de Nusselt moyen	[----]
$Nu(x)$	Nombre de Nusselt local	[----]
NU_0	Nombre de Nusselt à l'écoulement d'eau pure	[----]
P	Pression	[Pa]
PEC	Coefficient de performance d'un échangeur	[----]
Q	Puissance de la chaleur	[W]
R_1	Rayon interne de tube interne	[m]
R_2	Rayon externe de tube interne	[m]
R_3	Rayon interne de tube externe	[m]
R_4	Rayon externe de tube externe	[m]
Re	Nombre de Reynolds	[----]
T	Température	[K]
V	Volume	[m ³]

Symboles grecs	Signification	Unité
φ	Concentration volumique	[%]
μ	Viscosity	[Pa s]
\emptyset	Flux thermique	[W]
ρ	Densité	[kg/m ³]
λ	Conductivity thermique	[W/mK]
η	Efficacité	
Δ	Operateur de la différence	
β	Coefficient d'expansion	

Indice	Signification
Al ₂ O ₃	Oxyde d'aluminium
Ch	Chaud
Cu	Cuivre
Ag	Argent
Fe	Fer
TiO ₂	Oxyde de titanium
SiO ₂	Dioxyde de silicium
H ₂ O	Eau
ZnO	Oxyde de zinc
SiC	Silicium métallique
CuO	Oxyde de cuivre
n	Nano
T	Tota
E	Entrée
<i>eff</i>	Efficacité
<i>F</i>	Fluide
<i>fr</i>	Froide

P	Particule
S	Sortie
S	Solid
<i>nf</i>	Nanofluide
<i>bf</i>	Base fluide

Introduction générale

Le développement récent des nanotechnologies a conduit au concept d'utilisation de nanoparticules en suspension dans les fluides caloporteurs pour améliorer le coefficient de transfert thermique des fluides de base. Plus précisément, des études numériques sont passées en revue dans cette étude pour obtenir une vision claire et un résumé détaillé de l'influence de plusieurs paramètres tels que le type de nanoparticule et de liquide hôte, la concentration volumique des particules, la taille des particules, la forme des particules et caractéristiques thermiques du transfert de chaleur par convection à l'aide de nanofluides.

Les nanofluides sont obtenus en mélangeant un fluide appelé fluide de base et des particules métalliques de taille nanométrique inférieure à 100 nm. Ils ont des propriétés physico-chimiques particulières et intéressantes, D'un point de vue thermique, cela aide à Améliorer l'échange de chaleur de nombreux systèmes thermiques tels que les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires ou les systèmes de chauffage dans les zones résidentielles et le transport. Les travaux sur les nanofluides montrent une activité remarquable au cours des deux dernières décennies et ce domaine de recherche reste l'objet de nombreux chercheurs à travers le monde pour améliorer le transfert de chaleur en raison de son rôle efficace dans l'amélioration des performances thermo-hydrauliques, une taille d'échangeur plus petite et des coûts d'exploitation réduits.

Les travaux présentés dans ce mémoire portent sur la convection forcée d'un écoulement laminaire d'un nanofluide à travers un échangeur de chaleur. Cette étude vise à analyser numériquement le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de nano fluides constitués de particules solides de nanoparticules de différentes concentrations volumiques dispersées dans un fluide de base (eau pure). Les équations gouvernantes de l'écoulement, à savoir l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie, sont intégrées et discrétisées selon la méthode des volumes finis. Simulation numérique a été faite à l'aide du code Ansys-Fluent CFD. Par conséquent, les effets de différents paramètres sur les champs dynamiques et thermiques, à savoir la géométrie, le type et la taille des nanoparticules et le nombre de Reynolds, ont été analysés.

Donc L'objectif principal de cette étude est l'amélioration des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur, on utilisant des nanofluides. Pour atteindre cet objectif, le présent mémoire est divisé en quatre chapitres, organisés de la manière suivante:

- Le premier chapitre est consacré à la présentation des généralités sur les échangeurs de chaleurs
- Le deuxième chapitre montre des généralités sur les nanofluides plus le domaine d'application.

- Le troisième chapitre aborde une revue bibliographique des principaux travaux publiés sur l'utilisation d'un nanofluide comme un fluide caloporteur. On donne quelques résultats de modèles proposés ainsi que leurs influences sur le transfert de chaleur.
- Dans le quatrième chapitre, la position du problème, le modèle physique et mathématique portant sur la géométrie étudiée, ainsi la résolution numérique et les étapes suivies dans la programmation et la simulation GAMBIT et FLUENT.
- Dans le dernier chapitre, nous interprétons et discuterons les résultats de simulation obtenues.

Enfin la conclusion où nous dégagerons les points forts, et les résultats de notre étude et les perspectives qu'elle offre.

Chapitre 1
Généralités sur les échangeurs de
chaleur

Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.1 Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés

1.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.2.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif de transfert de chaleur qui échange de la chaleur entre deux fluides de procédé ou plus. Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications industrielles et domestiques. De nombreux types d'échangeurs de chaleur ont été développés pour être utilisés dans les centrales à vapeur, les usines de traitement chimique, les systèmes de chauffage et de climatisation des bâtiments, les systèmes de transport et les unités de réfrigération et les applications énergétiques, récupération de l'énergie, industrie agroalimentaire, et pharmaceutique,.. etc.

1.2.2 Critères de classement des échangeurs

Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications industrielles et domestiques. De nombreux types d'échangeurs de chaleur ont été développés pour être utilisés dans les centrales à vapeur, les usines de traitement chimiques, les systèmes de chauffage et de refroidissement des bâtiments, les systèmes d'alimentation électrique des transports et les unités de réfrigération. Même la structure de l'échangeur de chaleur est un problème complexe. Cela comprend plus qu'une simple analyse de transfert de chaleur. Les coûts de

Généralités sur les échangeurs de chaleur

fabrication et d'installation, le poids et la taille jouent un rôle important dans le choix de conception finale en termes de coût total de possession. Dans de plusieurs cas, bien que le coût soit une considération importante, la taille et l'encombrement ont souvent tendance à être les facteurs dominants dans le choix d'une conception. La plupart des échangeurs de chaleur peuvent être classés parmi plusieurs types de base.

1.2.2.1 Classification technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- Echangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- Echangeurs à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

1.2.2.2 Classification suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées,... etc.) , il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

1.2.2.3 Classification suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

1.2.2.4 Classification fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Ces derniers sont généralement utilisés :

- **Chauffe-eau** : Augmenter la température d'un liquide ou d'un gaz en ajoutant de la chaleur à l'aide de la vapeur de condensation, huile chaude, etc.
- **Condenseur** : Retirer la chaleur d'un gaz, le transformer en liquide.
- **Evaporateurs** : Utilisé pour la concentration de la solution par évaporation de l'eau.
- **Rebouilleurs** : Fournir de la chaleur sous forme de chaleur latente au liquide au fond d'une tour de distillation. La chaleur peut être fournie soit par de la vapeur, soit par un flux de processus chaud.
- **Refroidisseur** : Refroidir un liquide ou un gaz en utilisant un réfrigérant au lieu de l'eau.
- Effectuer deux fonctions, Ils peuvent chauffer un flux de procédé froid en utilisant un fluide de procédé chaud, ou ils peuvent refroidir un flux de procédé chaud en utilisant un fluide de procédé froid fluide de procédé.

1.2.2.5 Classification suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

1.2.2.6 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange On retiendra deux types de paroi

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux: superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre,...etc.

1.2.2.7 Classement suivant la disposition des écoulements

Les trois types les plus courants, basés sur la configuration du chemin d'écoulement sont illustrés :

- **Co-courant** : Les deux fluides entrent ensemble à une extrémité, s'écoulent dans la même direction et sortent ensemble à l'autre extrémité.
- **Contre-courant** : Dans les échangeurs de chaleur à contre-courant, deux courants de fluide circulent dans des directions opposées.
- **Courant croisé** : Dans un seul échangeur de chaleur à flux croisés, un fluide s'écoule à travers la surface de transfert de chaleur perpendiculairement au trajet d'écoulement de l'autre fluide.

Généralités sur les échangeurs de chaleur

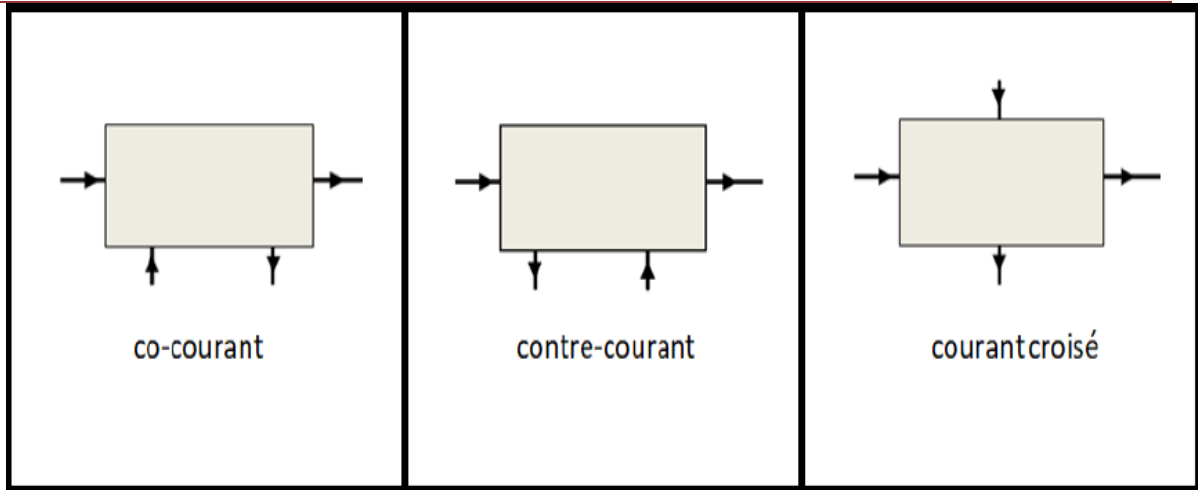


Figure 1.1 : Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur [1]

1.2.3 Types des échangeurs

1.2.3.1 Échangeurs tubulaires

Différentes catégories existantes :

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- **Échangeur monotube** : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.



Figure 1.2 : Echangeur monotube serpentin.

- **Échangeur coaxial**, dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

Généralités sur les échangeurs de chaleur

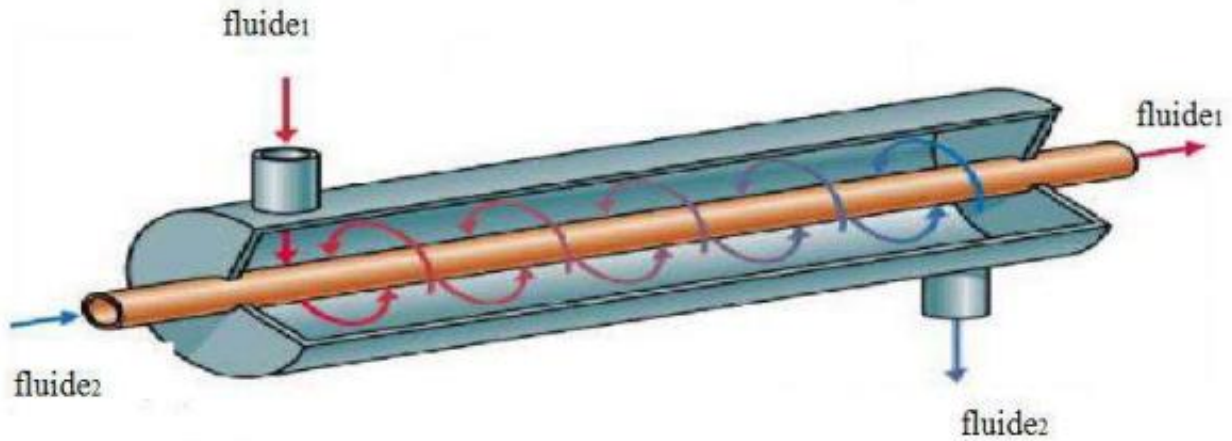


Figure 1.3 : Echangeur coaxial Co-courant.

- **Échangeur multitubulaire**, existant sous trois formes :

➤ Échangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

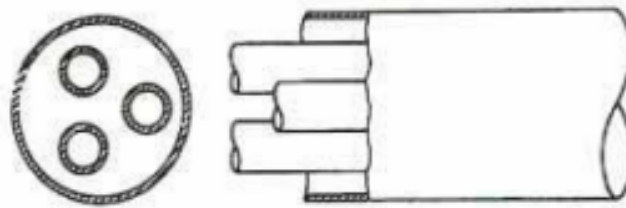


Figure 1.4 : Echangeur à tubes séparés

➤ Échangeur à tubes rapprochés : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

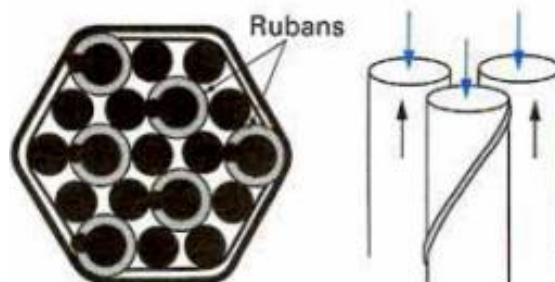


Figure 1.5 : Echangeur à tubes rapprochés

Généralités sur les échangeurs de chaleur

- Échangeur à tubes ailettes : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

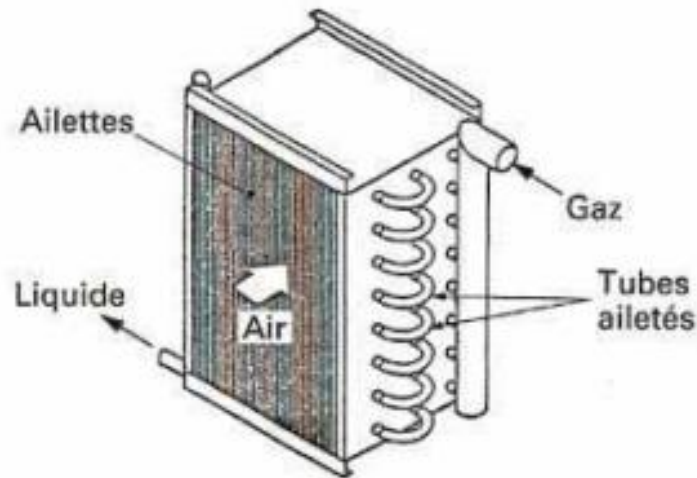
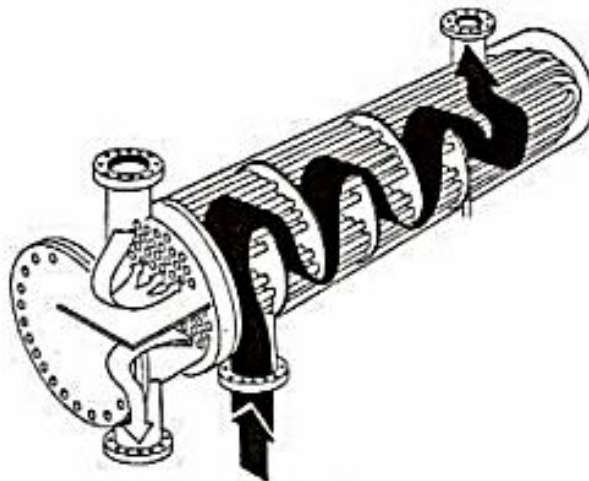


Figure 1.6 : Echangeur à tubes ailettes

- **Échangeur à tubes et calandre** : L'échangeur de chaleur à coque et tube est constitué de tubes ronds montés dans une coque cylindrique avec l'axe du tube parallèle à celui de la coque. Un fluide à l'intérieur du tube, l'autre fluide à travers et le long des tubes. Ils sont largement utilisés comme refroidisseurs d'huile, condenseurs de puissance, préchauffeurs dans les centrales électriques, générateurs de vapeur dans les centrales nucléaires, dans les applications de traitement et dans l'industrie chimique. Echangeur de chaleur à tube et calandre est divisé en trois catégories suivantes :
 - Plaque tubulaire fixe
 - Tête flottante
 - Tubes en "U"



Généralités sur les échangeurs de chaleur

Figure 1.7 : Echangeur à tubes et calandre

- Echangeur à plaques tubulaires fixes : L'échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixes comporte des tubes droits qui sont fixés aux deux extrémités à des plaques tubulaires soudées à la calandre, mais ils ne peuvent pas être utilisés que si la différence des températures de deux fluides chaud et froid est assez faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau sont acceptables, Le principal avantage de la construction à plaque tubulaire fixe est son faible coût en raison de sa construction simple. En fait, la plaque tubulaire fixe est le type de construction le moins cher, tant qu'aucun joint de dilatation n'est requis. [1]

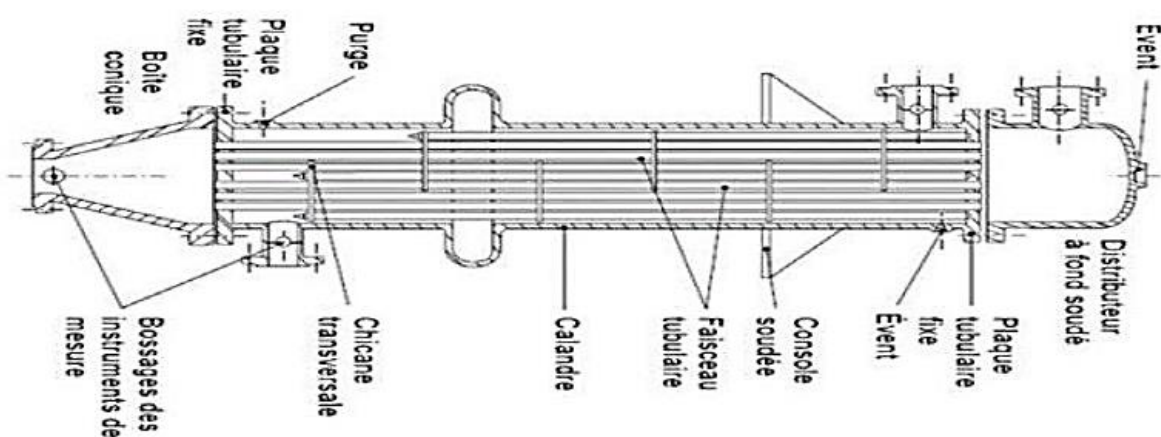


Figure 1.8 : Echangeur à plaques tubulaires fixes. [1]

- Echangeur de chaleur à tête flottante : L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

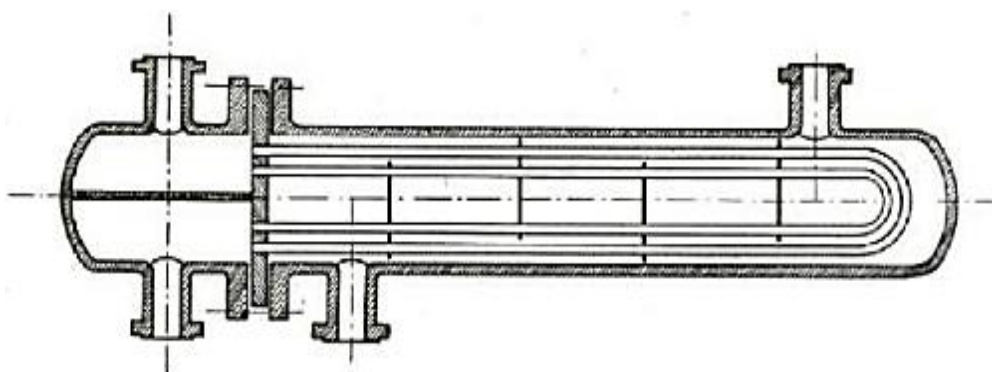


Figure 1.9 : Echangeur de chaleur à tête flottante.

- Echangeur à tubes en U : Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du

Généralités sur les échangeurs de chaleur

faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique .

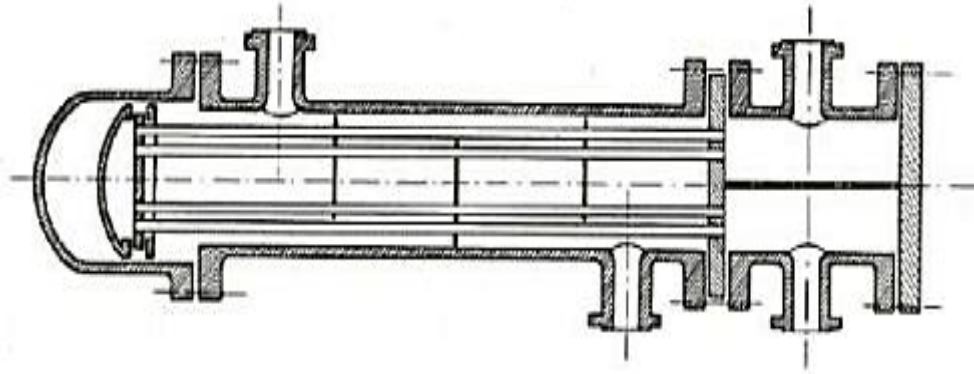


Figure 1.10 : Echangeur à tubes en U.

- **Echangeur de chaleur à tube spirale :** L'échangeur de chaleur spirale) se compose de deux canaux concentriques formés par deux plaques en métal enroulées de manière hélicoïdale, idéal pour une variété d'applications industrielles, Ces échangeurs de chaleur conviennent aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides qui peuvent provoquer un encrassement important avec d'autres types d'échangeurs de chaleur.

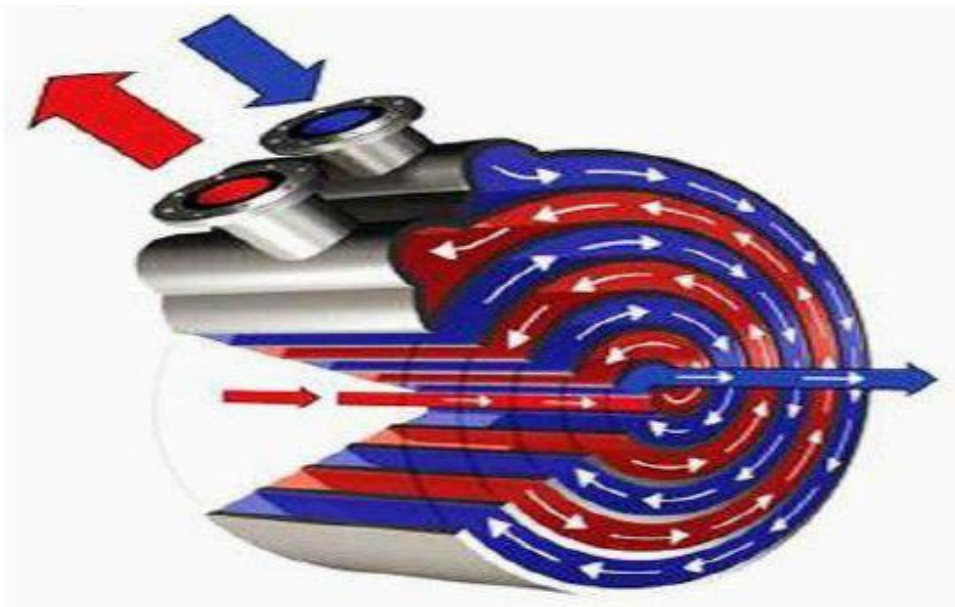


Figure 1.11 : Echangeur de chaleur à tube spirale. [2]

1.2.3.2 Echangeurs à ailettes :

Consiste d'une conduite cylindrique ou rectangulaire sur laquelle des lames métalliques de différentes formes sont fixées. Comme il est bien connu que le coefficient de transfert de

Généralités sur les échangeurs de chaleur

chaleur côté gaz est bien inférieur à celui du côté liquide, des surfaces de transfert de chaleur à ailettes sont utilisées côté gaz pour augmenter la surface de transfert de chaleur.

Les ailettes sont largement utilisées dans les échangeurs de chaleur gaz-gaz et gaz-liquide lorsque le coefficient de transfert de chaleur d'un ou des deux côtés est faible. [3]

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons

- **Echangeurs à plaques avec ailettes** : Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme rectangulaire ou triangulaire. Les échangeurs de chaleur à plaques et ailettes sont principalement utilisés pour les applications gaz-gaz et les échangeurs à tubes et ailettes pour les échangeurs de chaleur liquide-gaz. Dans la plupart des applications (c'est-à-dire dans les camions, les voitures et les avions), les réductions de masse et de volume sont particulièrement importantes. En raison de ce gain de volume et de masse, les échangeurs de chaleur compacts sont également largement utilisés dans la cryogénie, la récupération d'énergie, l'industrie des procédés et les systèmes de réfrigération et de climatisation.

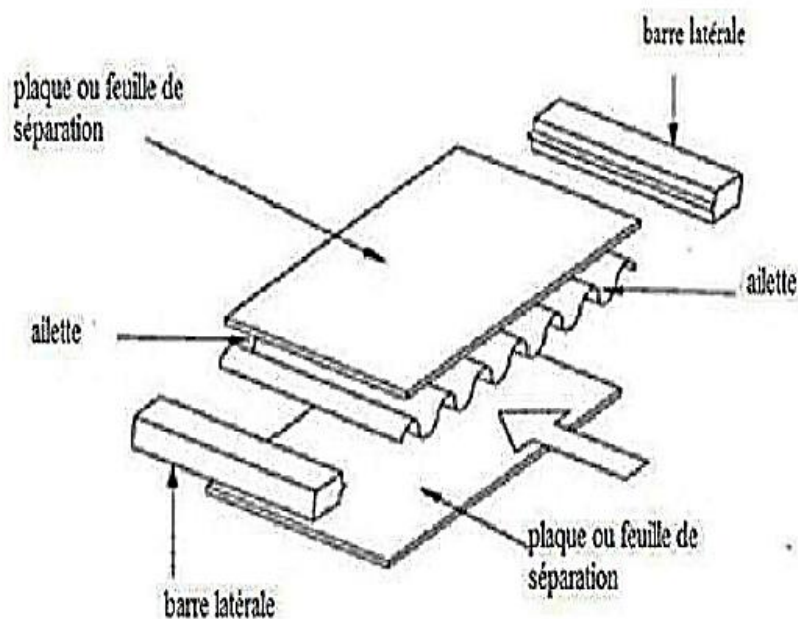


Figure 1.12 : Echangeur à plaques avec ailettes. [4]

- **Echangeurs de tubes avec ailettes** : Elles sont constituées d'un faisceau de tubes, un premier fluide s'écoule dans les tubes tandis que le second se trouve à l'extérieur, les tubes sont entourés de fines ailettes, Les tubes à ailettes sont utilisés uniquement dans le cas où un côté du tube (côté ailettes) présente un faible coefficient d'échange de chaleur (circulation ; d'une vapeur sèche, d'un gaz, d'un mélange gazeux,..). [5]

Généralités sur les échangeurs de chaleur

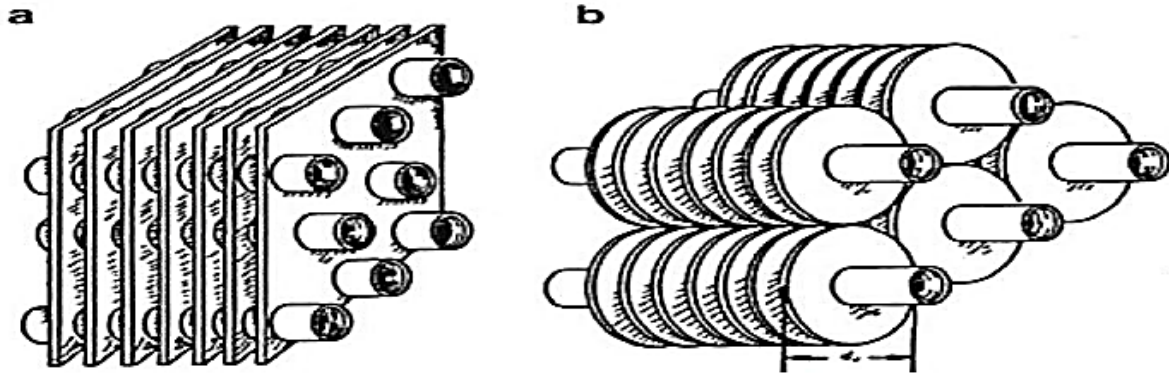


Figure 1.13 : Echangeurs de chaleur de tubes avec ailettes. [5]

1.2.3.2.1 Échangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à plaque et joints.

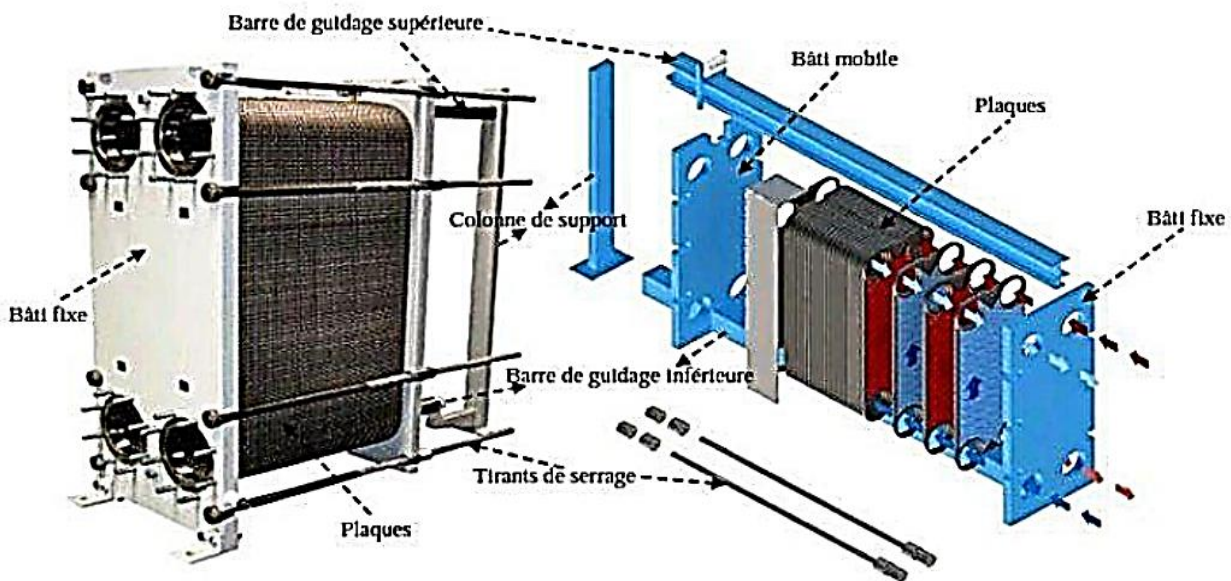


Figure 1.14 : Echangeur de chaleur à plaques. [6]

- **Échangeurs à surface primaire** : sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

Généralités sur les échangeurs de chaleur

- **Échangeurs à plaques et joints :** L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie et dans le génie climatique. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuille et séparées les unes des autres d'un espace de quelques millimètres où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de l'ensemble d'éviter les fuites, tant entre les deux fluides que vers l'extérieur.

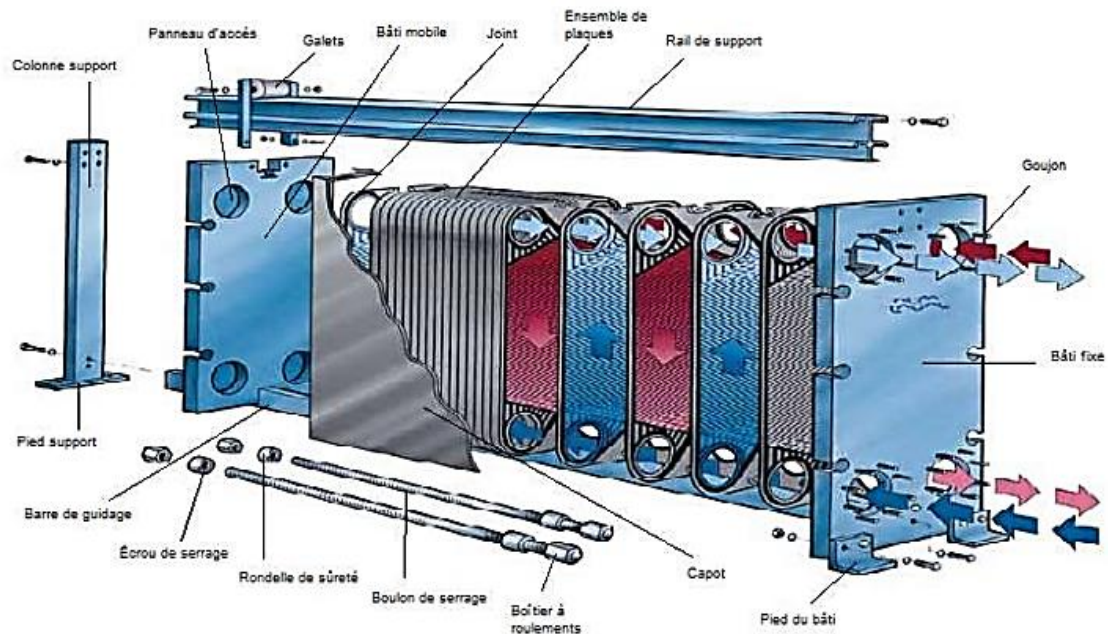


Figure 1.15 : Échangeurs à plaques et joints.

- **Avantages de l'échangeur de chaleur à plaques**

- Prix compétitifs.
- Peu de perte thermique.
- Très bon coefficient de transfert.

- **Inconvénients de l'échangeur de chaleur à plaques**

- Perte de charge importante.
- Faible écart de température envisageable.
- Pression de travail limitée.

1.2.4 Etude de l'efficacité d'un échangeur de chaleur

L'étude complète d'un échangeur comporte une analyse thermique et hydraulique, une étude mécanique et une optimisation économique.

Généralités sur les échangeurs de chaleur

- **L'étude thermique:** consiste essentiellement à déterminer la surface d'échange thermique nécessaire, le flux thermique échangé, la distribution des températures des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.
- **L'étude hydraulique:** a pour but de déterminer les pertes de charges dans l'appareil.
- **L'étude mécanique:** concerne le calcul des efforts et contraintes en fonctionnement compte-tenu des températures et pressions opératoires.

1.2.5 Fonctionnement général d'un échangeur thermique

Il existe de nombreuses technologies d'échangeurs de chaleur, mais tous fonctionnent suivant les mêmes processus physiques d'échanges, c'est-à-dire :

- **La conduction** qui représente les échanges à travers les parois (le plus souvent métalliques),
- **La convection** qui représente les échanges entre les fluides et les parois,
- **Le rayonnement** qui représente les échanges radiatifs entre les fluides et les parois (principalement infra rouge) bien que ce dernier soit souvent négligeable (car pris en compte uniquement pour un fonctionnement à haute température).

Et on distingue également trois modes d'écoulement différents.

Le mode de circulation influence également sur la qualité et l'efficacité du transfert. Un échangeur dit anti-méthodique (ou à co-courants) signifie que l'entrée des deux fluides (chaud et froid) se situe du même côté de l'échangeur. La configuration dite méthodique est celle où les fluides circulent à contre-courants. On l'appelle méthodique car c'est cette configuration qui permet d'obtenir les meilleures performances d'échangeurs. En effet, pour une circulation à co-courant des fluides, la température de sortie du fluide chaud ne pourra pas être plus basse que la température de sortie du fluide froid tandis qu'à contre-courant, il est possible d'abaisser la température du fluide chaud à une valeur qui tendra vers la température d'entrée du fluide froid. Des représentations graphiques illustreront plus loin ces distinctions.

Un exemple sur les fonctionnements des échangeurs de chaleur :

Généralités sur les échangeurs de chaleur

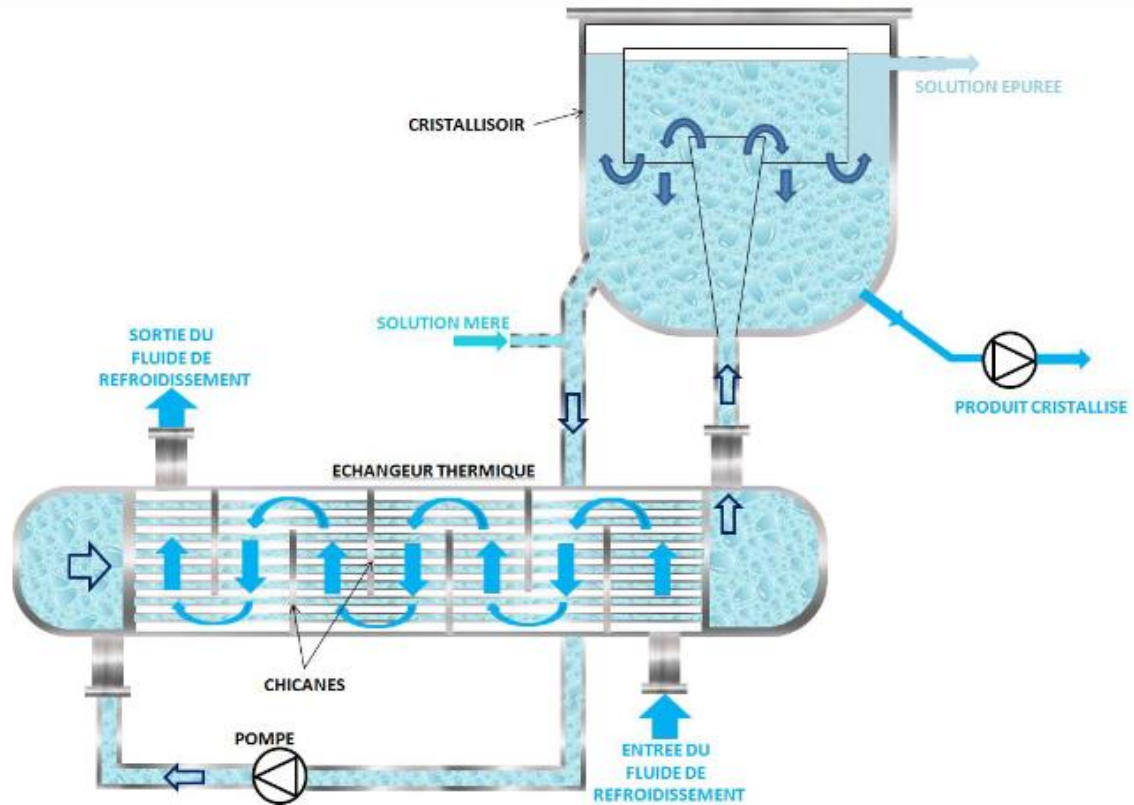


Figure 1.16 : Exemple d'application de refroidisseur de liquide. [7]



Figure 1.17 : Echangeur de chaleur fonctionne avec haute pression

1.3 Conclusion

Les échangeurs de chaleur sont principalement utilisés dans l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), les transports (automobile, aviation), mais aussi dans le résidentiel et le tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'échangeur de chaleur Pour une application donnée, elle dépend de nombreux paramètres : plages de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, entretien et encombrement. Le fait qu'il y ait un échangeur bien adapté et bien dimensionné est évident. Une production soignée et une utilisation appropriée peuvent augmenter l'efficacité et l'énergie du processus.

Chapitre 2
Généralités sur les nanofluides

2.1 Introduction

Dernièrement, nous avons vu que les nanofluides sont des fluides essentiels dans les industries permettant d'augmenter le transfert thermique. Dans ce chapitre, on va citer et présenter quelques généralités sur ces nanofluides.

2.2 Généralités sur les nanofluides

2.2.1 Définition de nano fluide

Les nanofluides sont des solutions colloïdales composées de particules de taille nanométrique (nanoparticules) en suspension dans un liquide qui s'appelle un liquide de base. La liste des nanoparticules utilisées pour obtenir des nano fluides et très large on peut citer parmi eux [8]:

- l'aluminium, Al et l'oxyde d'aluminium, Al_2O_3 .
- le cuivre, Cu et l'oxyde de cuivre, CuO.
- l'or, Au.
- l'argent, Ag.
- les nanotubes de carbone.
- le dioxyde de titane, TiO.

Le choix des liquides de base est primordial pour un nano fluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tout phénomène d'agréations, la sélection d'un telle fluide se fera en fonction de la nature de nanoparticule, les solvants les plus utilisés sont :

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

2.2.2 Types 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 Titanium 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.

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%

2.2.3 Les propriétés thermophysiques des nanofluides

Les propriétés thermophysiques 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.

2.2.3.1 La fraction volumique

C'est la propriété la plus importante pour un nano fluide, 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 :

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

2.2.3.2 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 [9] :

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

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

- Celle de Roetzel et Xuan [10] 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 [11] relative à la chaleur spécifique:

$$C_p_{nf} = (1 - \varphi) C_p_f + \varphi C_p_p \quad (2.4)$$

2.2.3.3 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 (1.2) 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. [12] ont proposé une simplification de la relation (1.6) 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:

$$\begin{aligned}
 \rho_{nf} &= \rho_0(1 - \beta_{nf}(T - T_0)) \\
 \rho_f &= \rho_0(1 - \beta_f(T - T_0)) \\
 \rho_p &= \rho_0(1 - \beta_p(T - T_0))
 \end{aligned}
 \tag{2.8}$$

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

$$\beta_{nf} = -\rho_{nf} - \rho_{0_{nf}} \rho_0(T - T_0)
 \tag{2.9}$$

Et par suite:

$$\beta_{nf} \rho_{0_{nf}} = (1 - \varphi) \beta_f \rho_{0_f} + \varphi \beta_p \rho_{0_p}
 \tag{2.10}$$

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

$$\beta_{nf} \rho_{0_{nf}} = (1 - \varphi) \beta_f \rho_{0_f}
 \tag{2.11}$$

2.2.3.4 La conductivité thermique

Maxwel [13] à présenter son modèle pour calculer la conductivité thermique d'un nanofluide en fonction de la fraction volumique de la nanofluide, mais ce modèle est valable uniquement dans le cas des nanofluides qui contiennent des nanoparticules sphériques; Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivant :

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

Où

λ_{eff} : la conductivité thermique du nanofluide.

λ_f : la conductivité thermique du fluide de base,

λ_p : la conductivité thermique des particules solides.

Le modèle de Maxwell est satisfaisant pour les suspensions contenant des particules sphériques de concentrations volumiques relativement faibles mais ne tient pas compte de l'effet de la taille ni de la forme des particules. Il est à noter aussi que l'effet des interactions inter-particules est négligé dans ce modèle.

Hamilton et Crosser [14] 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.

$$\lambda_{eff} = \frac{\lambda_p + (n - 1)\lambda_f - \varphi(n - 1)(\lambda_f - \lambda_p)}{\lambda_p + (n - 1)\lambda_f + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)} \quad (2.13)$$

Où (n) est un facteur de forme donnée par : $n = \frac{3}{\psi}$

n = 3 pour les particules sphériques et n = 6 pour les particules cylindriques.

Pour ($\psi = 1$) (particules sphériques) le modèle de Hamilton-Crosser est identique au modèle de Maxwell.

Par la suite, **Xuan et Li** [15] 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 [16] 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:

$$\lambda_{eff} = [1 + a\varphi + b\varphi^2]\lambda_f \quad (2.14)$$

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

Yu et Choi [17] 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.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \frac{\lambda_p + 2\lambda_f - 2\varphi(\lambda_f - \lambda_p)(1 + \gamma)^3}{\lambda_p + 2\lambda_f + \varphi(\lambda_f - \lambda_p)(1 + \gamma)} \quad (2.15)$$

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

$$\lambda_{eff} = \lambda_p \varphi + (1 - \varphi) \lambda_f \quad (2.16)$$

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

$$\lambda_p = \frac{1}{K_b T^2 V} \sum_{j=0}^n \langle Q(0)Q(j\Delta t) \rangle \Delta t \quad (2.17)$$

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

Xue[19] 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.

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

Li et Peterson [20] 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 :

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

• CuO / eau :

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

Timofeeva et al. [21] 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.

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

Avsec et Oblak [22] 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.

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

Duangthongsu et Wongwises [23] 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 $ddp = 21VVmm$ 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.

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

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

2.2.3.5 La viscosité dynamique

Einstein [24] 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:

$$\mu_{eff} = \mu_f (1 + 2.5\varphi) \quad (2.24)$$

Brinkman [25] 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.

$$\mu_{eff} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (2.25)$$

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

Batchelor [26] 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 ».

$$\mu_{eff} = (1 + 2.5\varphi + 6.2\varphi^2) \quad (2.26)$$

Tseng et Lin [27] ont mené une étude expérimentale pour mesurer la viscosité du nanofluide TiO₂/eau pour une variation de la fraction volumique de 0.05 à 0.12. Leur formule prend la forme exponentielle suivante:

$$\mu_{eff} = 13.47\mu_f e^{35.98\varphi} \quad (2.27)$$

2.2.4 Domaine d'application

Les nanofluides sont des suspensions de nanoparticules dans des fluides qui montrent une amélioration significative de leurs propriétés à des concentrations de nanoparticules modestes. De nombreuses publications sur les nanofluides traitent de leur comportement afin de pouvoir les utiliser là où une amélioration directe du transfert de chaleur est primordiale, comme dans de nombreuses applications industrielles, réacteurs nucléaires, transport, électronique, biomédecine et aliments. Le nanofluide en tant que fluide intelligent, dans lequel le transfert de chaleur peut être réduit ou amélioré à volonté, a également été signalé. [24]

2.2.4.1 Applications de refroidissement industriel

Pour l'industrie américaine, le remplacement de l'eau de refroidissement et de chauffage par des nanofluides pourrait permettre de conserver 1000 milliards de Btu d'énergie. Pour l'industrie américaine de l'énergie électrique, l'utilisation de nanofluides dans les cycles de refroidissement en boucle fermée pourrait permettre d'économiser environ 10000 à 30000 milliards de Btu par an (équivalant à la consommation d'énergie annuelle d'environ 50000 à 150000 ménages). Les réductions d'émissions associées seraient d'environ 5,6 millions de tonnes métriques de dioxyde de Chapitre I Analyse Bibliographique 20 carbone; 8600 tonnes d'oxydes d'azote; et 21000 tonnes métriques d'anhydride sulfureux. Pour les usines de

pneumatiques de Michelin Amérique du Nord, la productivité de nombreux processus industriels est limitée par le manque de moyens permettant de refroidir efficacement le caoutchouc lors de son traitement. Cela nécessite l'utilisation de plus de 2 millions de gallons de fluides caloporteurs pour les usines Michelin en Amérique du Nord. Dans ce projet, Michelin a pour objectif d'obtenir une augmentation de productivité de 10% dans ses usines de traitement du caoutchouc si des nanofluides à base d'eau appropriée peuvent être développés et produits commercialement de manière rentable. [24]

2.2.4.2 Smart Fluides

Dans cette nouvelle ère de conscience énergétique, notre manque d'abondantes des sources d'énergies propre et la diffusion généralisée de dispositifs à piles, tels que les téléphones portables et les ordinateurs portables, ont accentué la nécessité d'une gestion technologique intelligente des ressources énergétiques. Les nanofluides se sont avérés capables de gérer ce rôle dans certains cas en tant que fluide intelligent. Dans un article publié récemment dans en mars 2009 de *Physicien Review Letters*, Donzelli et al. ont montré qu'une classe particulière de nanofluides peut être utilisée comme matériau intelligent fonctionnant comme une valve thermique permettant de contrôler le flux de chaleur. Le nanofluide peut être facilement configuré soit dans un état «bas», où il conduit mal la chaleur, soit dans un état «haut», où la dissipation est plus efficace. Pour franchir l'abîme des technologies de chauffage et de refroidissement, les chercheurs devront démontrer qu'un système d'exploitation stable répond à une plus grande gamme de flux de chaleur.

2.2.4.3 Réacteurs nucléaires

Dans un système de centrale nucléaire à réacteur à eau sous pression,[des chercheurs au-Massachusetts Institute of Technology (MIT), ont réalisé une étude visant à évaluer la faisabilité des nanofluides dans les applications nucléaires en améliorant les performances de tout système nucléaire à refroidissement par eau dont l'évacuation de Chapitre I Analyse Bibliographique 21 chaleur est limitée. Les applications possibles comprennent le liquide de refroidissement primaire d'un réacteur à eau sous pression (REP), les systèmes de sécurité en veille, les cibles d'accélérateur, les déviateurs de plasma, etc]. le processus limitant la production de vapeur , c'est un flux de chaleur critique entre les barres de combustible et l'eau, lorsque des bulles de vapeur finissent par recouvrir la surface des barres de combustible. Très peu de chaleur par opposition à l'eau liquide. En utilisant des nanofluides à la place de l'eau, les barres de combustible se recouvrent de nanoparticules, telles que de l'alumine, qui

repoussent les bulles nouvellement formées, empêchant ainsi la formation d'une couche de vapeur autour de la barre et augmentant ensuite considérablement le CHF. [24]

2.2.4.4 Extraction de l'énergie géothermique et d'autres sources d'énergie

Lors de l'extraction d'énergie de la croûte terrestre dont la longueur varie entre 5 et 10 km et la température entre 500 C° et 1000 C° , des nanofluides peuvent être utilisés pour refroidir les tuyaux exposés à de telles températures. Lors du forage, les nanofluides peuvent contribuer au refroidissement des machines et des équipements fonctionnant dans des environnements à fortes frictions et à hautes températures. En tant que « supraconducteur fluide », les nanofluides pourraient être utilisés comme fluide de travail pour extraire l'énergie du noyau terrestre et être traités dans un système de centrale REP utilisant une grande quantité d'énergie de travail. Dans le sous-domaine de la technologie de conversion de puissance, améliorer les performances de transfert de chaleur pour les nanofluides à basse température et développer des conceptions d'installations pour des températures de ressources plus élevées dans la région de l'eau supercritique entraînerait un gain de l'ordre de grandeur (ou plus) des performances du réservoir et efficacité de conversion chaleur-énergie.

2.2.5 Comment un nanofluide peut-il améliorer le transfert thermique ?

Pour améliorer les performances, il faut réduire autant que possible l'épaisseur de la couche limite et l'empêcher de se développer à sa guise. Pour cela, on augmente la vitesse du fluide (passages étroits, jets d'eau...) ou bien on dispose des petits obstacles (picots, aspérités...) pour augmenter le brassage au niveau de la paroi notamment. Tout ça pour la contrarier autant que possible et repousser le fluide froid le plus près possible de la paroi chaude pour augmenter l'échange diminution de l'épaisseur de la couche limite thermique. Grâce à sa plus grande conductivité thermique, un nanofluide améliore directement le transit conductif de l'énergie thermique au travers de la sous-couche visqueuse. La suspension des nanoparticules peut modifier sensiblement le comportement rhéologique du liquide en adoptant un arrangement structural particulier dans la couche limite. Selon leur nature et leur forme, on peut observer un comportement rhé fluidifiant (diminution de viscosité lors de l'augmentation de la vitesse de cisaillement) qui tend à réduire la viscosité apparente tout près de la paroi (effet lubrifiant). Cette réduction de viscosité induit alors une diminution de l'épaisseur de la couche limite dynamique et donc thermique par implication. Le résultat est encore une fois une augmentation directe du coefficient d'échange à la paroi.

2.2.6 Les avantages des nanofluides

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haut dispersion et stabilité avec prédominante mouvement brownien des particules.
- Réduit par rapport au liquide pur pour obtenir équivalent intensification de transfert de chaleur.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications.

2.2.7 Les inconvénients des nanofluides

- Le manque de l'accord des résultats obtenus par différents chercheurs.
- Le manque de compréhension théorique des mécanismes responsables de changements des propriétés.
- Mauvaise caractérisation des suspensions.
- Stabilité des nanoparticules dispersion.
- Chute de pression accrue et la puissance de pompage.
- Viscosité supérieur, chaleur spécifique Basse.
- Le coût élevé des nanofluides.
- Difficultés dans le processus de production.

2.3 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 de type, taille et la concentration volumique des nanoparticules utilisé.

On peut en conclure qu'il existe plusieurs paramètres nécessaires, tels que les propriétés thermophysiques des fluides utilisés, leur agressivité, ainsi que la température et la pression

Généralités sur les nanofluides

qui doivent être vérifiées en tant qu'énergéticien afin de sélectionner l'échangeur de chaleur le plus approprié pour une application donnée.

Chapitre 3
Etude Bibliographique

3.1 Introduction

Dans ce chapitre nous présentons une revue bibliographique qui permettra de poser la problématique de notre étude. Ces dernières années, un grand nombre de travaux ont été publiés et ont porté sur divers nanofluides dans des différents domaines). un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes géométrant 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).

3.2 Revues bibliographiques

Aghayari et al. [25] ont réalisé une étude expérimentale pour le transfert de chaleur d'un fluide contenant des nanoparticules d'oxyde d'aluminium avec une fraction volumique (0,1-0,3) % dans des conditions d'écoulement turbulent, le transfert de chaleur du fluide contenant des nanoparticules d'oxyde d'aluminium d'un diamètre de 20 nm a été étudié dans un échangeur de chaleur horizontal à double tube à contre-courant.

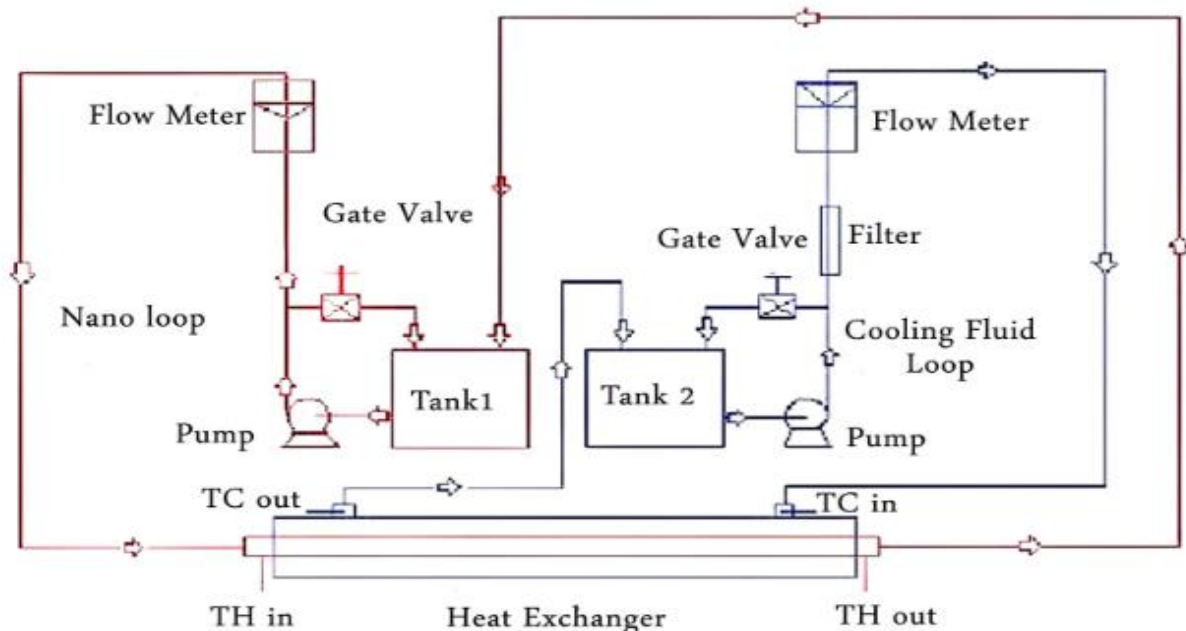


Figure 3.1 : Schéma expérimentale [25].

Les résultats montrent que le transfert de chaleur du nanofluide est nettement supérieur à 12% par rapport au transfert de chaleur du fluide de base.

Rao et al. [26] ont expérimentalement étudié l'estimation du coefficient de transfert de chaleur de nanofluide Al_2O_3 pour un diamètre de nanoparticule de 47 nm dans un échangeur de chaleur à contre-courant avec différentes concentrations volumiques 0.01, 0.02 et 0.03 et différents débits massiques.



Figure 3.2 : Schéma expérimentale [26].

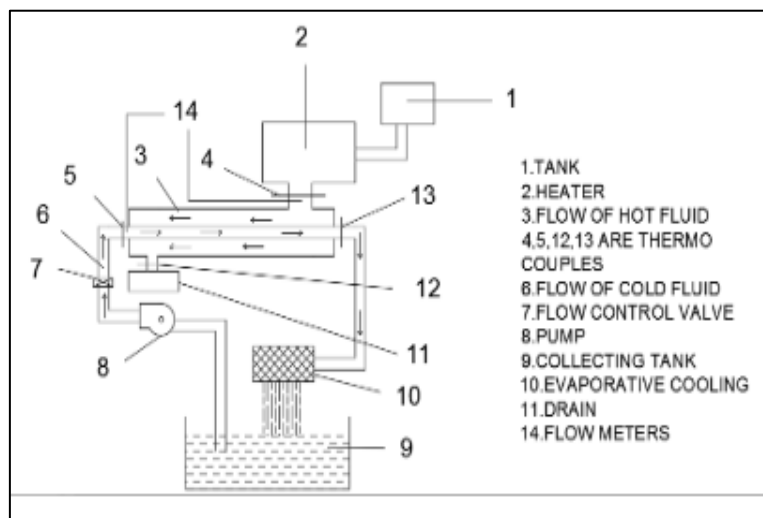


Figure 3.3 : Schéma de ligne de l'échangeur de chaleur à contre-courant à double tuyau [26].

Les résultats montrent que le coefficient de transfert thermique augmente avec l'augmentation de la concentration de nanofluide par rapport au fluide de base.

Arya et al. [27] ont étudiés l'application plausible du MgO-éthylène glycol comme fluide caloporteur dans un échangeur de chaleur à double tube.

L'influence des différents paramètres de fonctionnement tels que le débit, la concentration des nanoparticules et la température d'entrée du nanofluide dans l'échangeur de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression a été expérimentalement étudiée.

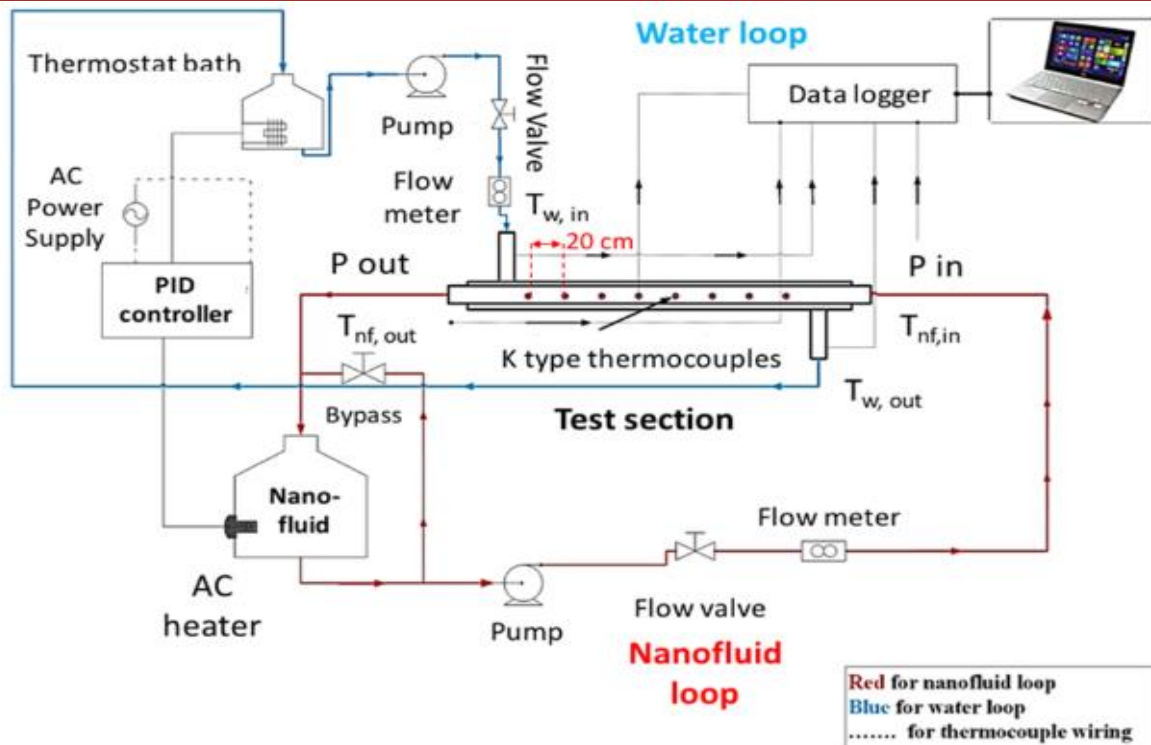


Figure 3.4 :Schéma expérimentale [28].

Les résultats montrent que la présence des nanoparticules de MgO dans l'éthylène glycol augmente la densité, la viscosité et la conductivité thermique du nanofluide, tandis qu'elle diminue la capacité thermique du nanofluide.

Aghayari et al. [29] ont étudié les performances du nanofluide Fe₂O₃/eau dans un échangeur de chaleur à double tube équipé d'inserts en ruban torsadé pour intensifier le transfert de chaleur. Les paramètres pris en considération sont le débit massique, le taux de torsion du ruban, la température et la concentration volumique des nanoparticules par rapport à l'eau.

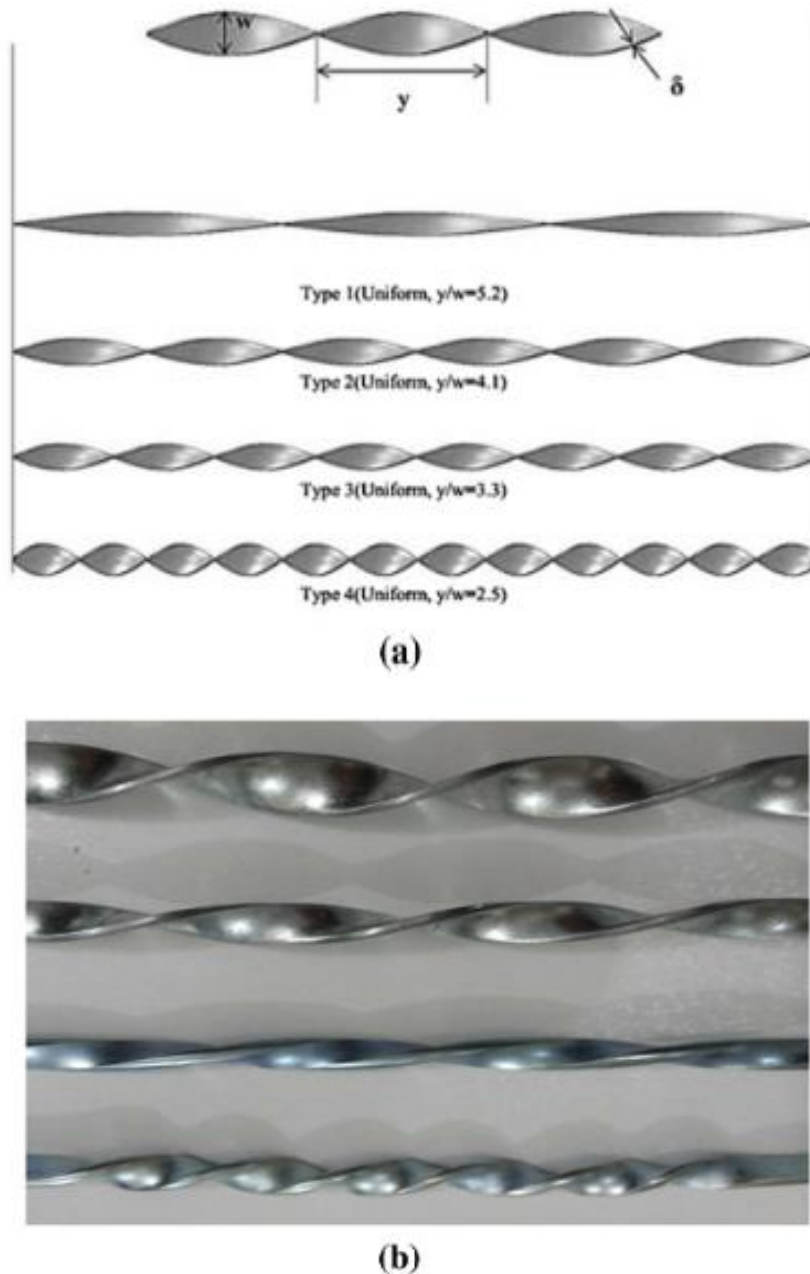


Figure 3.5 : (a) Diagramme schématique et (b) disposition physique des bandes torsadées testées

Les résultats montrent que l'utilisation de nanofluides $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{eau}$ avec une concentration volumique de 0,08% et 0,1% augmente le transfert de chaleur et le nombre de Nusselt d'environ 18% et 25%, respectivement.

Demiret al. [29] ont étudié numériquement un écoulement de nanofluides en convection forcée de nanofluides composés d'eau avec des nanoparticules TiO_2 et Al_2O_3 dans un tube horizontal avec une température de paroi constante. La section d'essai horizontale est modélisée et résolue à l'aide d'un logiciel commercial fluent. L'étude est validée avec les données expérimentales de **Duangthongsuk and Wongwises**[30].

Les résultats numériques ont clairement montré que l'utilisation de nanofluide peut considérablement augmenter les capacités de transfert de chaleur, même pour des concentrations volumiques des nanoparticules relativement petites. Les nanofluides à plus forte concentration volumique ont une chaleur plus élevée et ont également une plus grande chute de pression.

Onyiriuka et al. [31] ont modélisé numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur d'une nouvelle classe de nanofluide fabriqué à partir d'écorce de mangue et étudié pendant un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur à double tube, un modèle axisymétrique bidimensionnel a été utilisé une gamme de fractions volumiques a été envisagée pour une taille de particules de 100 nm. Un écoulement à deux phases a été envisagé en utilisant le modèle de mélange. Le modèle de mélange régissant les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de fraction volumique a été résolu en utilisant la méthode des volumes finis.

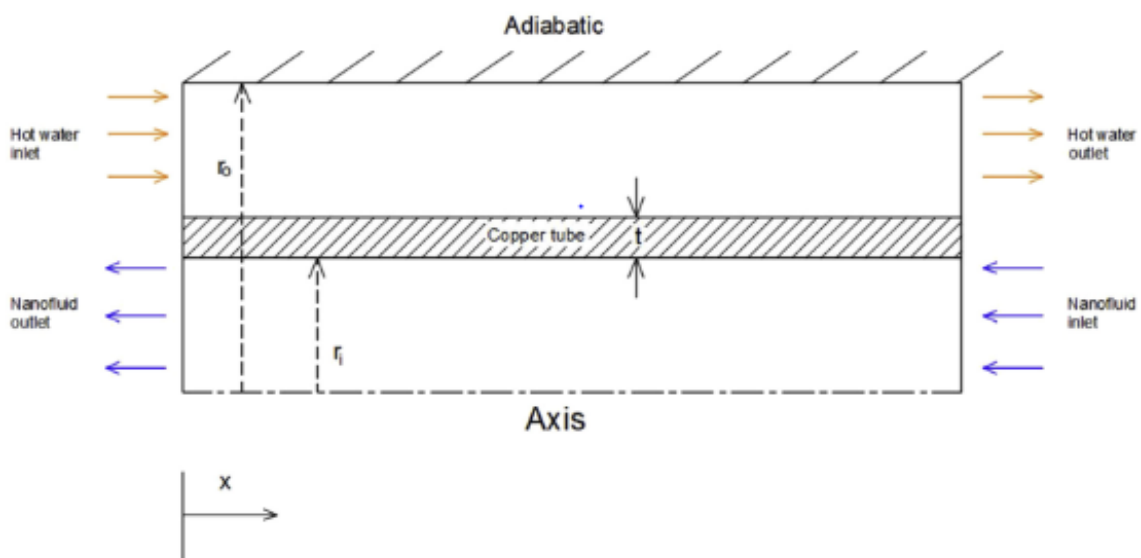


Figure 3.7: Configuration géométrique pour la présente étude [31].

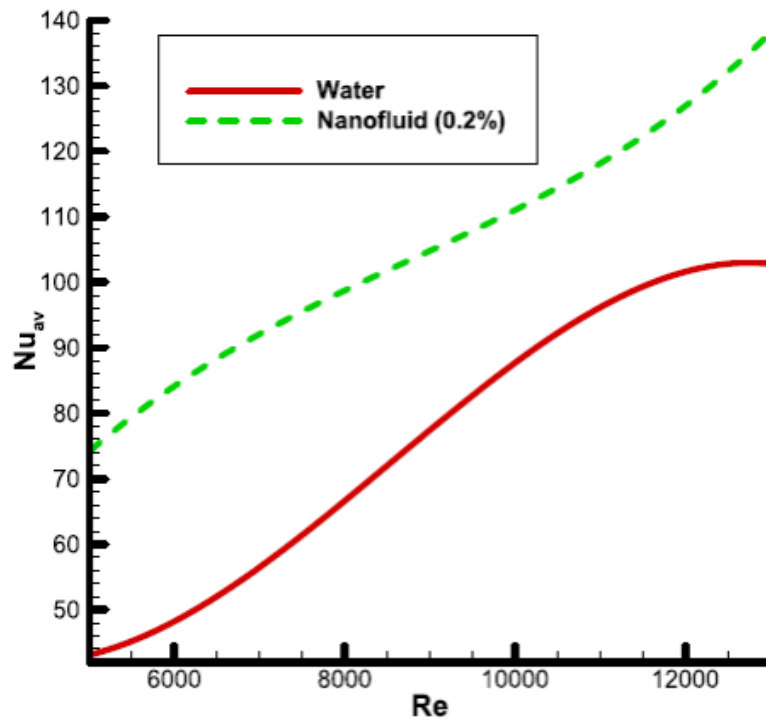


Figure 3.8 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour un écoulement d'eau et de nanofluide [31].

Mozafarie et al. [32] ont étudié numériquement les caractéristiques thermiques d'un écoulement de nanofluide dans un échangeur de chaleur à double tube à ailettes circulaires. Un modèle CFD 3D a été utilisé pour étudier les effets des propriétés du nanofluide et de la configuration des ailettes sur le coefficient de friction, le nombre de Nu et la performance thermique.



Figure 3.9 : Un DPHE à ailette circulaire [26].

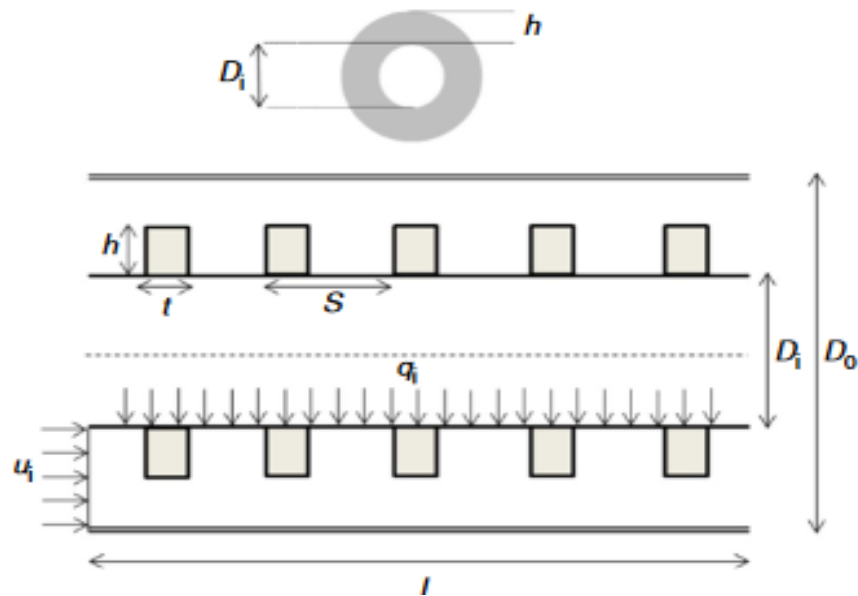


Figure 3.10 : Schéma du DPHE avec des ailettes circulaires sur le tuyau intérieur.

Les résultats montrent que l'utilisation d'ailettes circulaires augmente le transfert de chaleur de 36% et 30% pour les nanofluides newtoniens et non newtoniens, respectivement. Ainsi que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticule Al_2O_3 et le nombre de Reynolds.

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, plusieurs chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales sur l'intensification des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité de l'échangeur thermique. Dans ces recherches plusieurs techniques d'améliorations d'échange de chaleur sont appliquées : surfaces étendus (ailettes), vibrations ultrasoniques, les nanofluides.

C'est dans ce contexte, qu'on va mener cette étude en simulant l'échange thermique dans un échangeur de chaleur à deux tubes concentriques en utilisant des nanofluides comme fluide caloporteur dans le but d'améliorer le transfert thermique.

Chapitre 4
Modélisation mathématique

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous utiliserons la méthode des volumes finis comme méthode de discrétisation, qui consiste à intégrer des équations aux dérivées partielles sur le volume autour de chaque point de maillage. La résolution du système d'équations nous permet de déterminer le domaine de toutes les variables du problème considéré.

Pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de nanofluide à travers un échangeur de chaleur, une simulation numérique est proposée sous l'environnement du code de calcul CFD Fluent. Sa mise en œuvre comprend les étapes décrites par l'organigramme présenté sur la figure 4.1

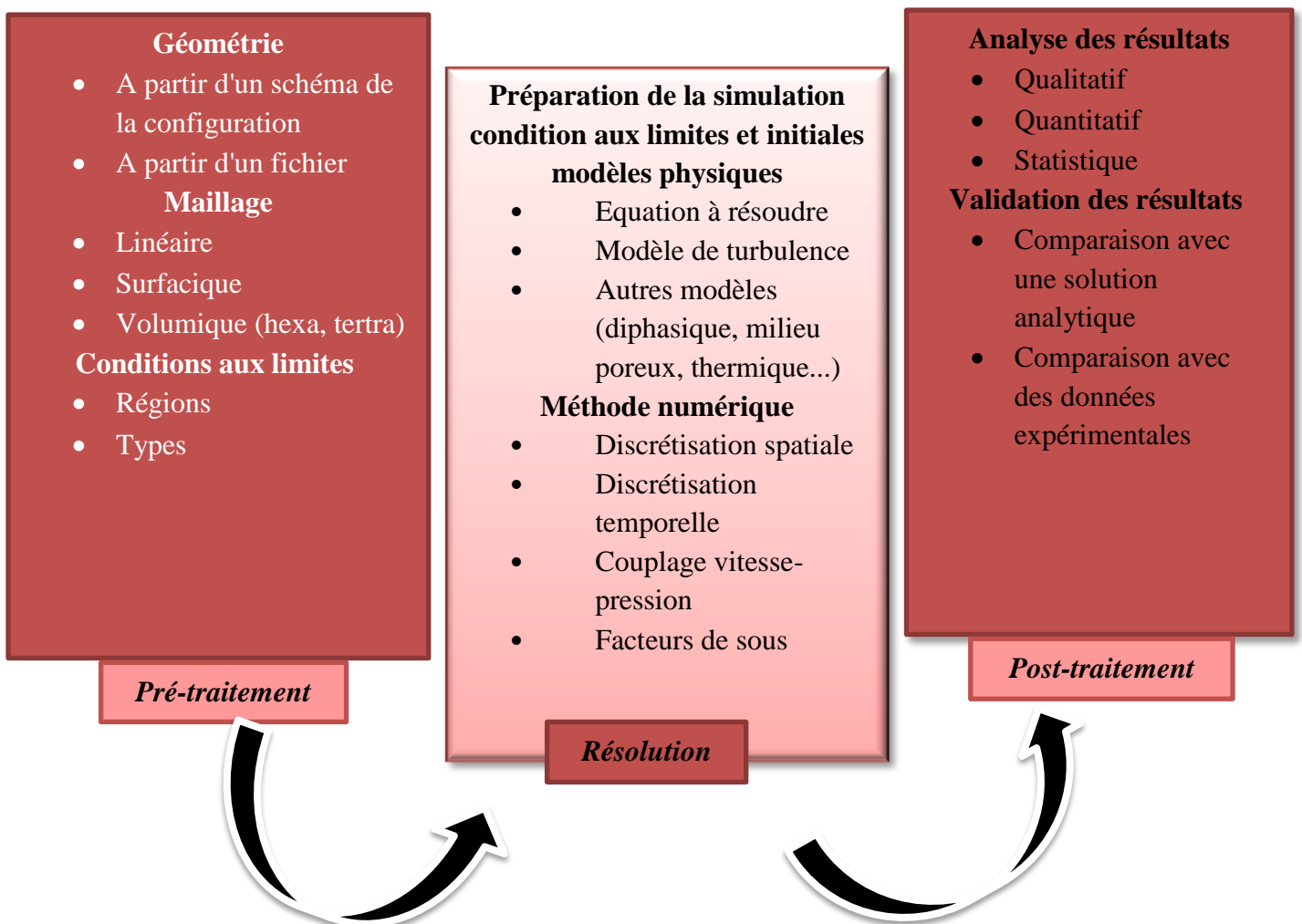


Figure 4.1 : les étapes de calcul à l'aide d'un code CFD.

4.2 Description du modèle physique

Le modèle physique considéré est schématisé sur la figure 4.2. Il s'agit d'un échangeur de chaleur à tube concentrique à co-courant, le fluide froid (nanofluide) s'écoule dans l'espace annulaire. Le fluide chaud (eau) circule dans le tube interne, avec une vitesse constante.

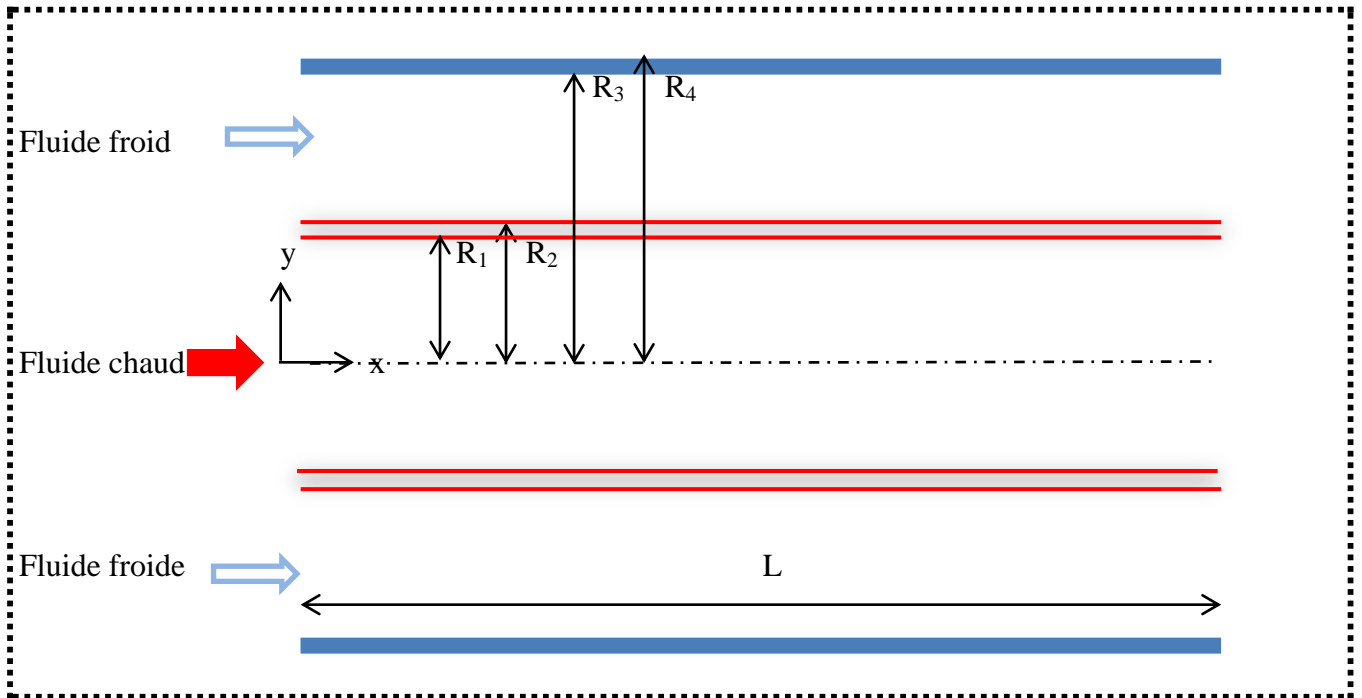


Figure 4.2 : Géométrie du problème étudié. [33]

Le tableau 4.1 présente les dimensions géométriques détaillées de l'échangeur de chaleur. Les fluides caloporteurs utilisés sont : l'eau et les nanofluides Oxyde d'Aluminium (Al_2O_3 /eau), Dioxyde de Silicium (SiO_2 /eau), Dioxyde de Titanium (TiO_2 /eau). Les nombres de Reynolds considérés varient de 200 à 1000.

Tableau 4.1 : Dimensions du problème étudié. [33]

Dimension	L (mm)	R_1 (mm)	R_2 (mm)	R_3 (mm)	R_4 (mm)
Valeur	1000	6	8	16	18

4.3 Formulation mathématique

4.3.1 Hypothèses

Les équations décrivant les caractéristiques du transfert de chaleur et de l'écoulement à l'intérieur du tube ont été prises en compte en se basant sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'écoulement est supposé laminaire et permanent. Le régime d'écoulement est identifié sur la base du nombre de Reynolds qui est en fonction de la vitesse d'entrée du fluide et du diamètre hydraulique.
- Le fluide (ou nanofluide) est supposé incompressible.
- Les propriétés thermophysiques du fluide sont supposées constantes.
- Les effets de la dissipation visqueuse sont négligeables.
- Les conditions de non glissement sur les parois des tubes internes et annulaires sont adoptées.

4.3.2 Équations Gouvernantes

Les phénomènes du 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 Aly [33]. Compte tenu de nos hypothèses ces équations s'écrivent:

➤ *Pour le fluide chaud :*

4.3.2.1 Équation de continuité

L'équation de continuité en régime permanent dans le système de coordonnées cartésiennes traduit le principe de la conservation de la masse au sein d'un écoulement. Étant donné que dans le mécanisme de transfert de chaleur, aucune réaction nucléaire n'a eu lieu, quelle que soit la quantité de masse entrée dans le système, elle est égale à la masse quittant le système. Elle s'écrit:

$$\frac{\partial u_c}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_c)}{\partial r} = 0 \quad (4.1)$$

4.3.2.2 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*

$$u_c \frac{\partial u_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial u_c}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_c}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 u_c}{\partial r^2} \right) \right) \quad (4.2)$$

- *Suivant l'axe Or*

$$u_c \frac{\partial v_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial v_c}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_c}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 v_c}{\partial r^2} \right) \right) \quad (4.3)$$

4.3.2.3 Équation de conservation de l'énergie

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

$$u_c \frac{\partial T_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \alpha_c \left(\frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_c}{\partial r} \right) \quad (4.4)$$

➤ *Pour le fluide froid :*

4.3.2.4 Équation de continuité

$$\frac{\partial u_{nf}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r v_{nf})}{\partial r} = 0 \quad (4.4)$$

4.3.2.5 Équation de quantité de mouvement

- *Suivant l'axe Ox*

$$u_{nf} \frac{\partial u_{nf}}{\partial x} + v_{nf} \frac{\partial u_{nf}}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{nf}}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_{nf}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 u_{nf}}{\partial r^2} \right) \right) \quad (4.5)$$

- *Suivant l'axe Or*

$$u_{nf} \frac{\partial v_{nf}}{\partial x} + v_{nf} \frac{\partial v_{nf}}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{nf}}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_{nf}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 v_{nf}}{\partial r^2} \right) \right) \quad (4.6)$$

4.3.2.6 Équation de conservation de l'énergie

$$u_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial x} + v_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial r} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T_{nf}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{nf}}{\partial r} \right) \quad (4.7)$$

4.3.3 Propriétés thermo- physiques

Le nanofluide est un mélange préparé de nanoparticule et du fluide de base. Les propriétés des nanofluides ont un effet combiné des propriétés des nanoparticules, de fluide de base, de la taille des nanoparticules et de la concentration 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. Le tableau 3.2 mentionne les propriétés du fluide de base et des nanoparticules utilisées dans cette recherche les propriétés des nanoparticules sont tirées par **Ankit Kumar Gupta et al** [33], **Kamyar Saidur et Hasanuzzaman** [34] et **Abdelrazek et al.**[35].

Tableau 4.2 : propriétés du fluide de base et des nanoparticules

<i>Matériaux</i>	<i>Conductivité thermique (W/mK)</i>	<i>Masse volumique (kg/m³)</i>	<i>Chaleur spécifique (J/kg K)</i>	<i>Viscosité (PaS)</i>
<i>Eau</i>	0.615	996	4178	0.000803
<i>Al₂O₃</i>	36	3970	765	NA
<i>SiO₂</i>	1.38	2220	745	NA
<i>TiO₂</i>	8.4	4230	170	NA

4.3.3.1 Conductivité thermique

Dans le mécanisme de transfert de chaleur par conduction et convection, la conductivité thermique du matériau joue un rôle essentiel dans le transfert de chaleur. Le matériau à conductivité thermique plus élevée transfère plus de chaleur comparé au matériau à conductivité thermique inférieure. Le fluide Conventionnel a une conductivité thermique plus faible, donc un transfert de chaleur convective faible, le but principal de l'utilisation de nanofluide sur le fluide conventionnel est leur amélioration de la conductivité thermique.

En raison de l'importance de la conductivité thermique des nanofluides, il est nécessaire de déterminer la précision de la conductivité thermique. Pour cela, il existe de nombreuses corrélations développées par différentes recherches.

Dans cette analyse, le modèle de **Hamilton et Grosser** [20] est utilisé, comme le montre l'équation (4.8), qui a étudié l'effet de la sphéricité tel que mentionné par **Kakaç** et

Pramuanjaroenkij[30]. Le facteur de forme empirique (n) peut être calculé par $n = \frac{3}{\psi}$ où ψ est la sphéricité de la nanoparticule.

$$\lambda_{nf} = \lambda_{bf} \left[\frac{\lambda_p + (n-1)\lambda_{bf} - (n-1)\varphi_p(\lambda_{bf} - \lambda_p)}{\lambda_p + (n-1)\lambda_{bf} + \varphi_p(\lambda_{bf} - \lambda_p)} \right] \quad (4.8)$$

4.3.3.2 Masse volumique

La densité des nanofluides est simplement déterminée par l'équation du bilan massique résultant de la corrélation suivante.

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi_p)\rho_{bf} + \varphi_p\rho_p \quad (4.9)$$

4.3.3.3 Chaleur spécifique

La chaleur spécifique représente la quantité de chaleur nécessaire pour modifier le degré de température unitaire de la masse unitaire de la substance. Dans cette analyse, la corrélation donnée par **Xuan** et **Roetzel**[37] est utilisée pour déterminer la chaleur spécifique des nanofluides comme indiqué dans l'équation suivante.

$$C_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi_p)\rho_{bf}C_{bf} + \varphi_p\rho_pC_p}{\rho_{nf}} \quad (4.10)$$

4.3.3.4 Viscosité

Comme la conductivité thermique, la viscosité est une propriété essentielle des nanofluides. Le calcul de la perte de charge, de la puissance de pompage et du transfert de chaleur en dépend. Pour la détermination de la viscosité des nanofluides, de nombreuses corrélations sont disponibles ; dans cette analyse la corrélation développée par **Sharma** et **al.** [38] est utilisé, comme le montre l'équation (4.11), qui tient compte de l'effet de la température, de la concentration volumique et du diamètre des particules.

$$\mu_{nf} = \left[(1 + \varphi_p)^{11.3} \left(1 + \frac{T_{nf}}{70}\right)^{-0.038} \left(1 + \frac{d_p}{170}\right)^{-0.061} \right] \mu_{bf} \quad (4.11)$$

En utilisant toutes ces corrélations et propriétés du fluide de base et de la nanoparticule comme mentionné dans le tableau 4.2, et les propriétés déterminées pour les nanofluides sont présentées dans le tableau 4.3.

Tableau 4.3 : propriétés des nanofluides à différent concentration volumique.

<i>Nanofluides</i>	<i>Concentration volumique %</i>	<i>Conductivité thermique (W/mK)</i>	<i>Masse volumique (kg/m3)</i>	<i>Chaleur spécifique (J/kg K)</i>	<i>Viscosité (PaS)</i>
<i>Al₂O₃/Eau</i>	1	0.63270	1026	4046	0.000838
	2	0.65075	1055	3922	0.000937
	3	0.66915	1085	3804	0.001046
<i>SiO₂/Eau</i>	1	0.62042	1008	4103	0.000838
	2	0.62588	1020	4029	0.000937
	3	0.63137	1033	3957	0.001046
<i>TiO₂/Eau</i>	1	0.63001	1001	4205	0.000838
	2	0.64600	1012	4090	0.000937
	3	0.66400	1024	4053	0.001046

4.3.4 Condition aux limites

- Fluide chaud (eau pure)

$$\text{Entrer : } x = 0 \text{ et } 0 < r < R_1 \quad \left\{ \begin{array}{l} u = u_{in,c} \\ v_{in,c} = 0 \\ T = T_{in,c} = 365 \text{ k} \end{array} \right.$$

$$\text{Sortie : } x = L \text{ et } 0 < r < R_1 \quad \left\{ \begin{array}{l} P_c = P_{atm} \\ \frac{\partial \phi}{\partial r} \Big|_{x=L} = 0 = 0 ; \phi = (u, v, T) \end{array} \right.$$

- Fluide froide (nanofluide)

$$\text{Entrée : } x = 0 \text{ et } R_2 < r < R_3 \quad \left\{ \begin{array}{l} u = u_{in,f} \\ v_{in,f} = 0 \\ T = T_{in,f} = 300 \text{ k} \end{array} \right.$$

$$\text{Sortie : } x = L \text{ et } R_2 < r < R_3 \quad \left\{ \begin{array}{l} P_f = P_{atm} \\ \frac{\partial \phi}{\partial r} \Big|_{x=L} = 0 = 0 ; \phi = (u, v, T) \end{array} \right.$$

Pour les parois solides : $R_1 < r < R_2$, et $R_3 < r < R_4$

$$x = 0, \text{ et } x = L : \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0$$

$$\text{Interface fluide chaud-paroi interne : } r = R_1 : T_c = T_s \text{ et } \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \quad (4.12)$$

$$\text{Interface fluide froide-paroi interne : } r = R_2 : T_s = T_f \text{ et } \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = \lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \quad (4.13)$$

$$\text{Interface fluide froide-paroi externe : } r = R_3 : T_s = T_f \text{ et } \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = \lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \quad (4.14)$$

$$\text{Paroi adiabatique : } r = R_4 : \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0$$

Dans la symétrie :

$$\text{Pour : } r = 0 \text{ et } 0 < x < L \quad \left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \text{ avec } (\phi = u, v, T) \quad (4.15)$$

4.3.5 Paramètres caractéristiques

- **Nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (4.16)$$

D_h C'est le diamètre hydraulique est défini par :

$$D_h = 4 \frac{\text{Volume occupé par fluide}}{\text{Section transversale mouiller}} \quad (4.17)$$

- **Coefficient de frottement**

$$f = \frac{\Delta P}{(\rho u^2/2)(L/D_h)} \quad (4.18)$$

- **Coefficient de transfert thermique**

$$h(x) = \frac{Q(x)}{T_p(x) - T_f(x)} \quad (4.19)$$

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

$$Q(x) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y}(x) \quad (4.20)$$

- **Nombre de Nusselt**

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h(x)}{\lambda} \quad (4.21)$$

- **Indice de performance thermo-hydraulique**

Le facteur de performance thermo-hydraulique **Webb** et **Kim** [36] ; **Bilen et al** [37] est défini par :

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (4.22)$$

Où u_0 et f_0 sont des grandeurs relatives à un écoulement d'eau pure.

4.4 Présentation du code de calcul

Afin d'obtenir une solution numérique au problème à l'étude, les équations différentielles du modèle mathématique doivent être transformées en un format simple du processus numérique par un processus de discrétisation. Ce format est le système résultant d'équations algébriques après discrétisation. Certaines des méthodes numériques les plus couramment utilisées pour les problèmes d'écoulement et de transfert de chaleur comprennent les méthodes de différences finies, les méthodes de volumes finis et les méthodes d'éléments finis. La méthode des volumes finis est le code le plus computationnel (Fluent, CFD, etc.) La méthode des volumes finis se caractérise par la fiabilité de ses résultats, sa garantie pour la conservation de la masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

Il existe de nombreux codes industriels avec les meilleures performances pour prédire l'écoulement des fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, STARCD, TRIO, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, N3S, CFDS-FLOW3D ...). Le code informatique "FLUENT" est commercialisé par le Groupe FLUENT. Le groupe est actuellement l'un des centres de compétence les plus importants dans le domaine de la dynamique des fluides computationnelle. Elle développe et commercialise des solutions complètes sous forme de logiciels CFD (ComputationalFluidDynamics) généralistes qui simulent tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, mettant en jeu des phénomènes physiques. Turbulence et autres complexes pour transfert de chaleur, réactions chimiques, écoulement multiphasique dans toutes les industries. Les produits et services fournis par le groupe

"FLUENT" aide les ingénieurs à développer leurs produits, à optimiser leurs conceptions et à réduire leurs risques. Ce code est largement utilisé dans l'industrie mécanique, aéronautique, automobile pour fournir une interface complexe pour sa facilité d'utilisation. FLUENT modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout logiciel du type CFD, de trois éléments clés qui sont : le préprocesseur, le solveur et le post-processeur. Nous détaillons ci-dessous ces trois éléments.

4.4.1 Maillage sous GAMBIT

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de le subdiviser en petits volumes de contrôle ou cellules de calcul. Tous ces volumes élémentaires constituent la grille. La définition des conditions aux limites appropriées se fait également au niveau des éléments qui coïncident avec ou touchent les limites du domaine de calcul.

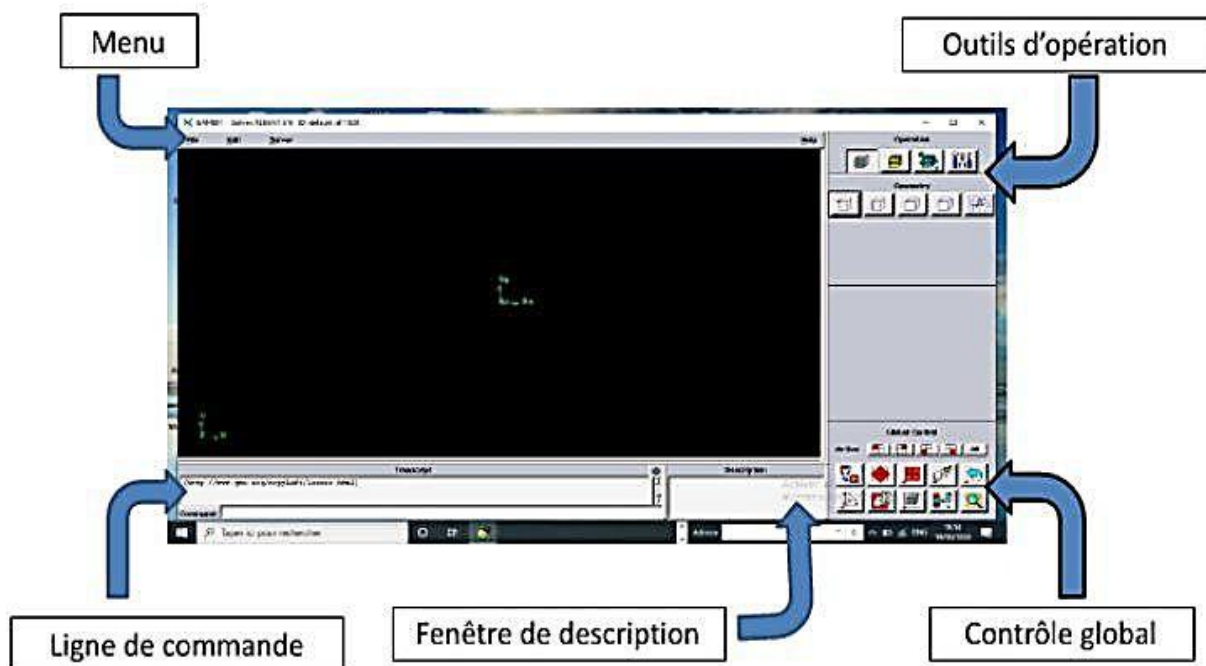


Figure 4.3 : Interface de Gambit.

4.4.1.1 Choix du solveur

Le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6.3 :

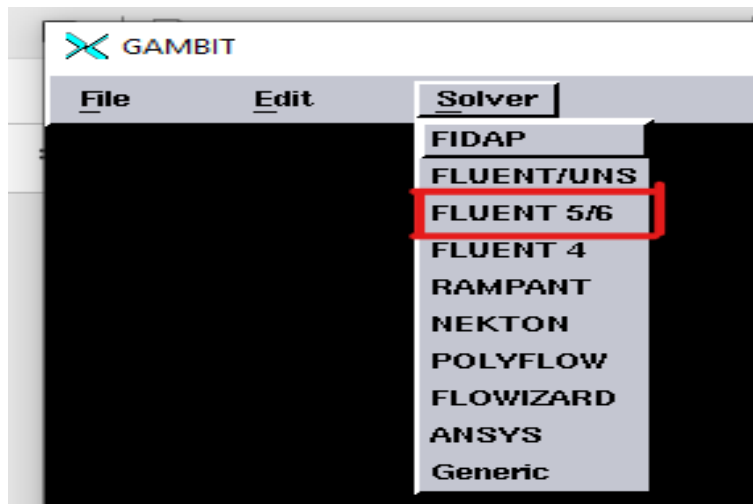


Figure 4.4 : choix du solveur.

4.4.1.2 Création de la géométrie

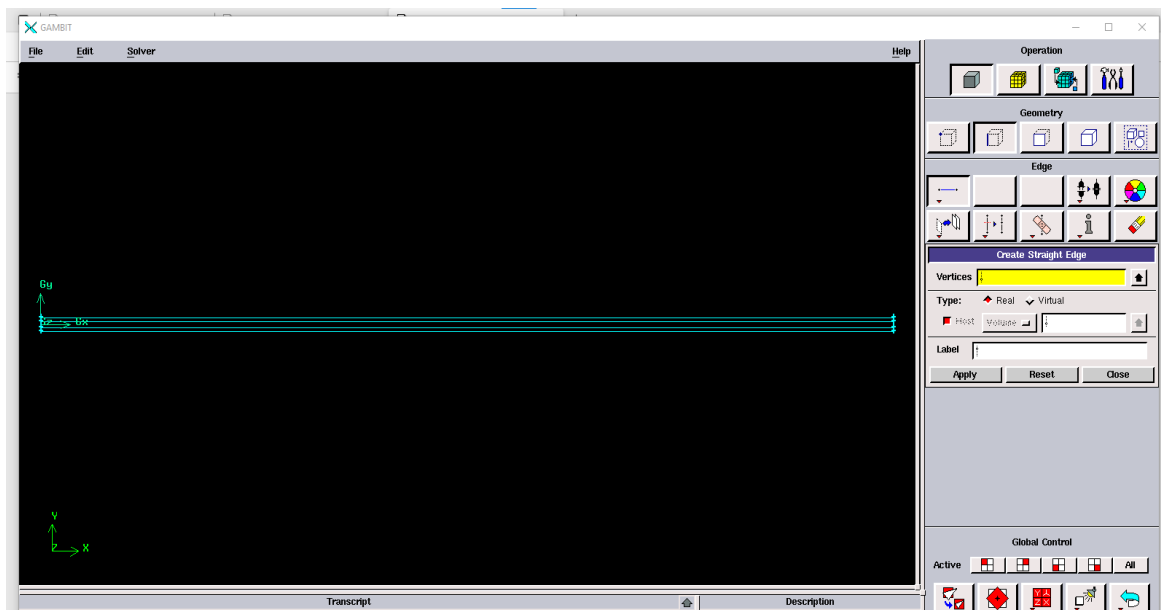


Figure 4.5 : Création de la géométrie de l'échangeur de chaleur.

4.4.1.3 Maillage de la géométrie

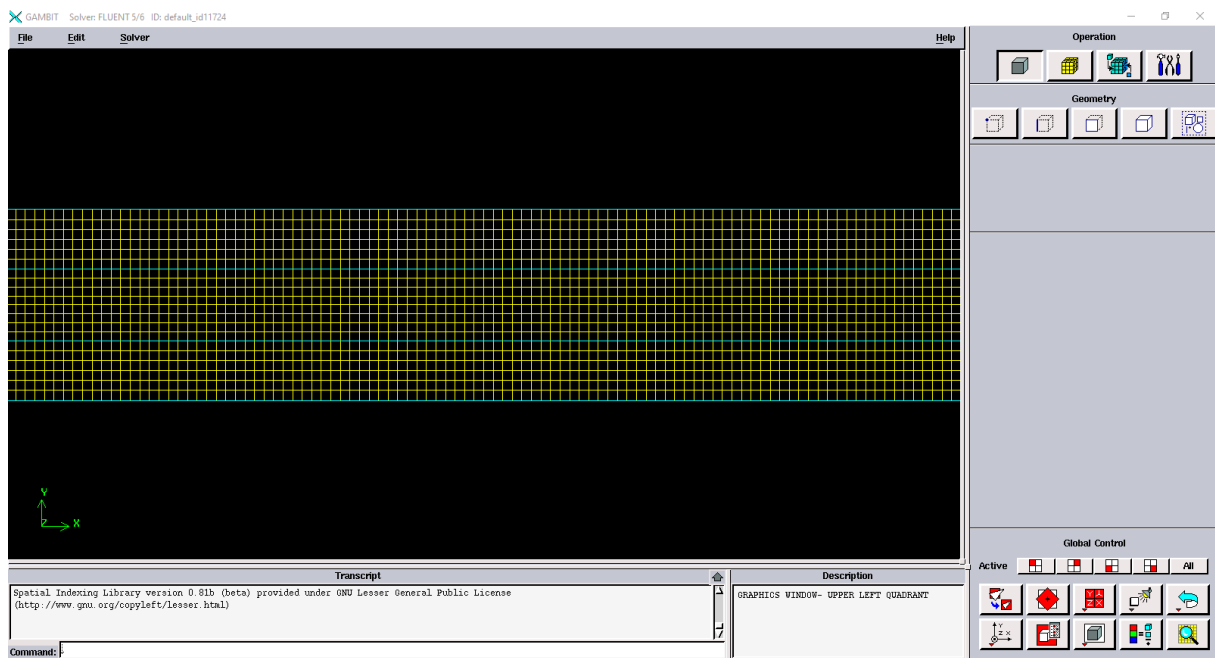


Figure 4.6 :Maillage.

4.4.1.4 Conditions aux limites

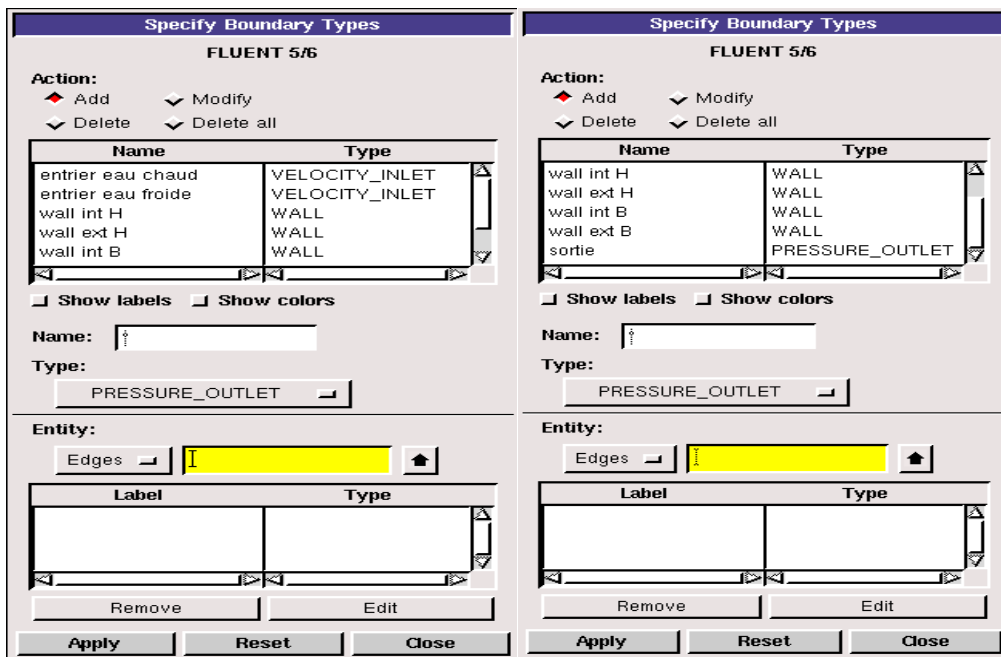


Figure 4.7 : Les conditions aux limites des systèmes étudiés.

4.4.1.5 Enregistrement du fichier (.mesh)

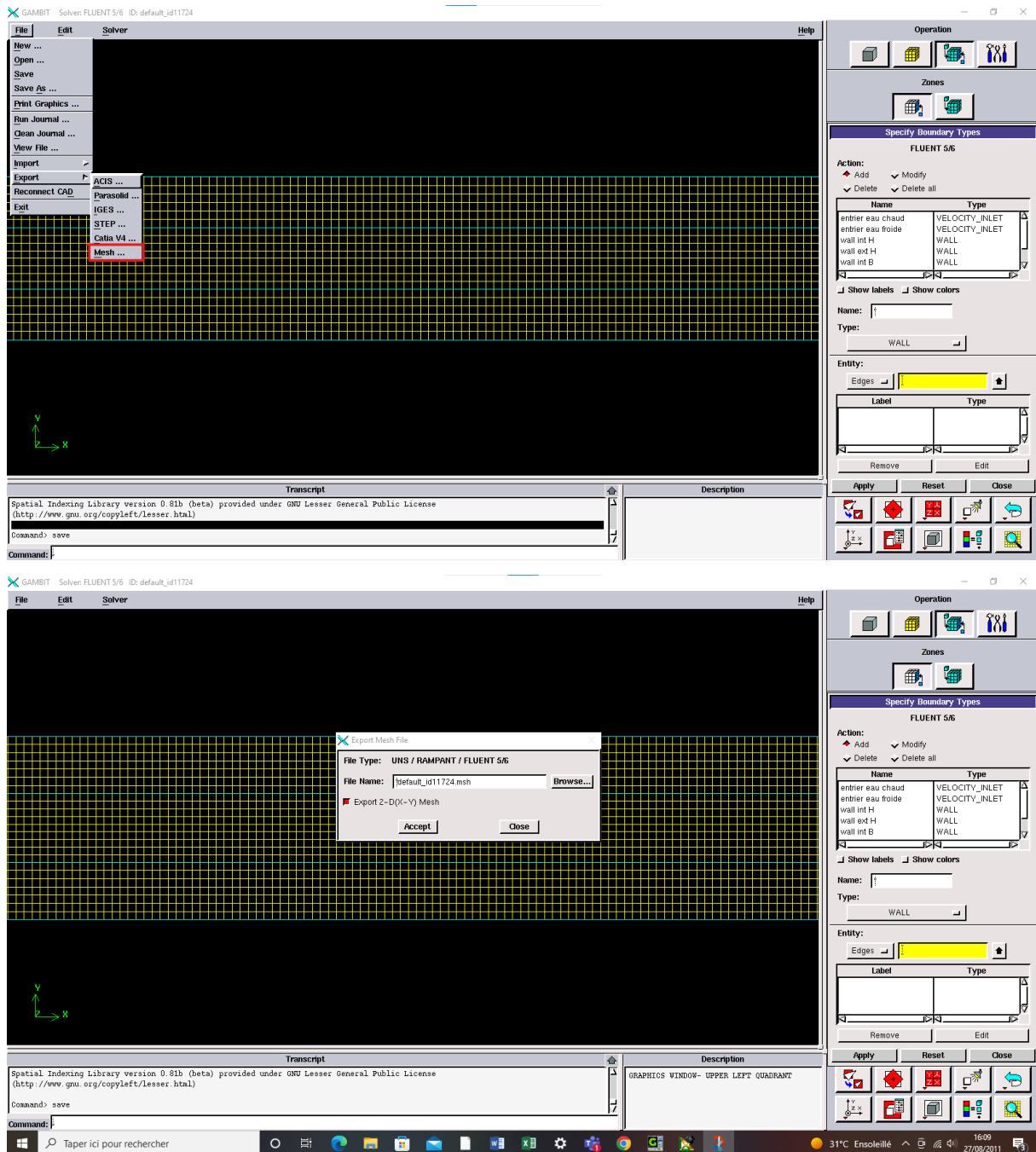


Figure 4.8 :Exportation du maillage.

4.4.2 Fluent

Fluent est un logiciel très utilisé dans l'industrie il permet de résoudre les écoulements fluides et le transfert de chaleur pour différents types de problèmes. Il permet de visualiser les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, champs de température, ligne de courant ...etc.).

- Choisir le type de résolution



Figure 4.9 : Type de résolution.

- Importation de la géométrie (*.msh) :

File → Read → Case...

- Vérification du maillage :

Grid → Check

- Contrôler la taille :

Grid → Info → Size

- Afficher le maillage :

Display → Grid

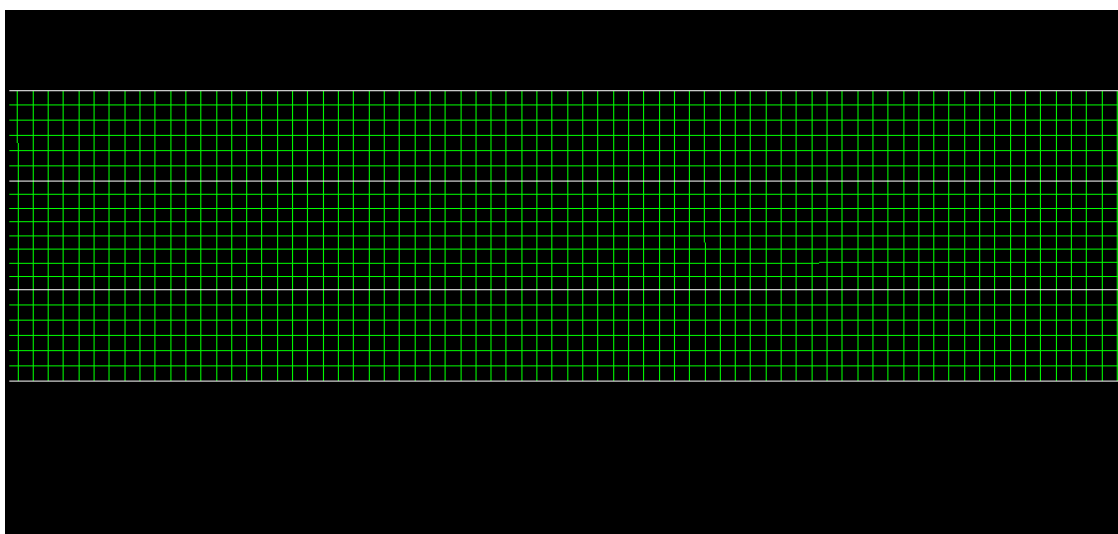


Figure 4.10 :Affichage du maillage.

- Préciser le solveur de propriétés :

Define→Models→Solver

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 2D.

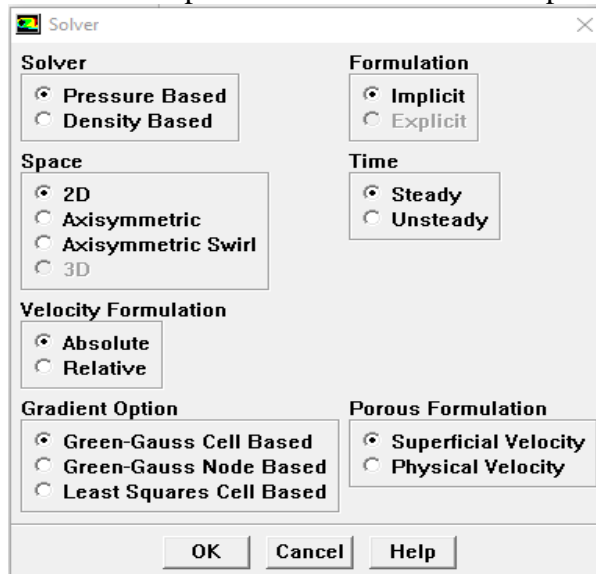


Figure 4.11 : Définition du modèle.

- Introduire l'équation d'énergie :

Define → Models → Energy

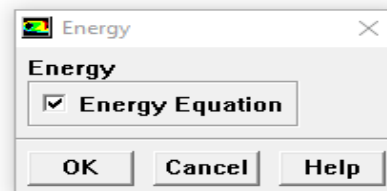


Figure 4.12 : Equation d'énergie.

- Définir les propriétés des matériaux :

Pour l'eau.

Define→Materials

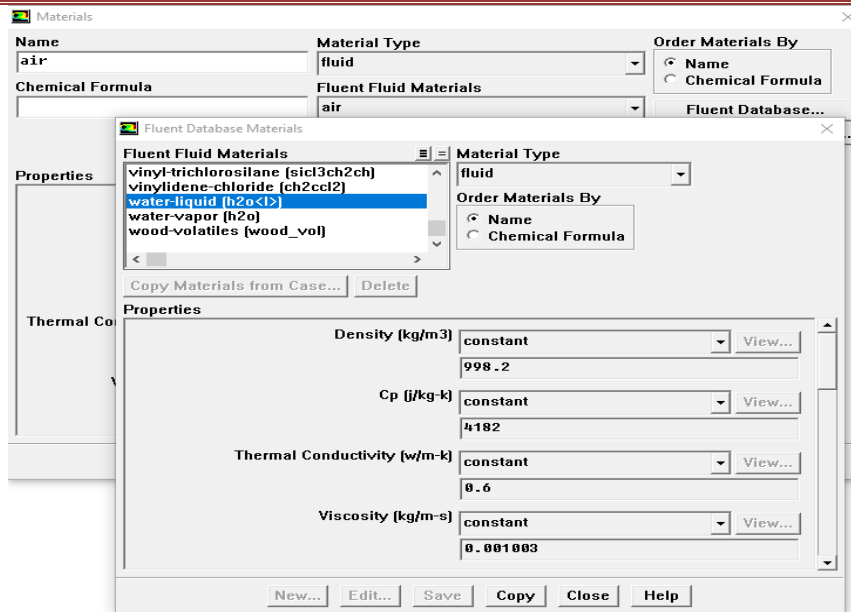


Figure 4.13 : Interface de la liste des fluides.

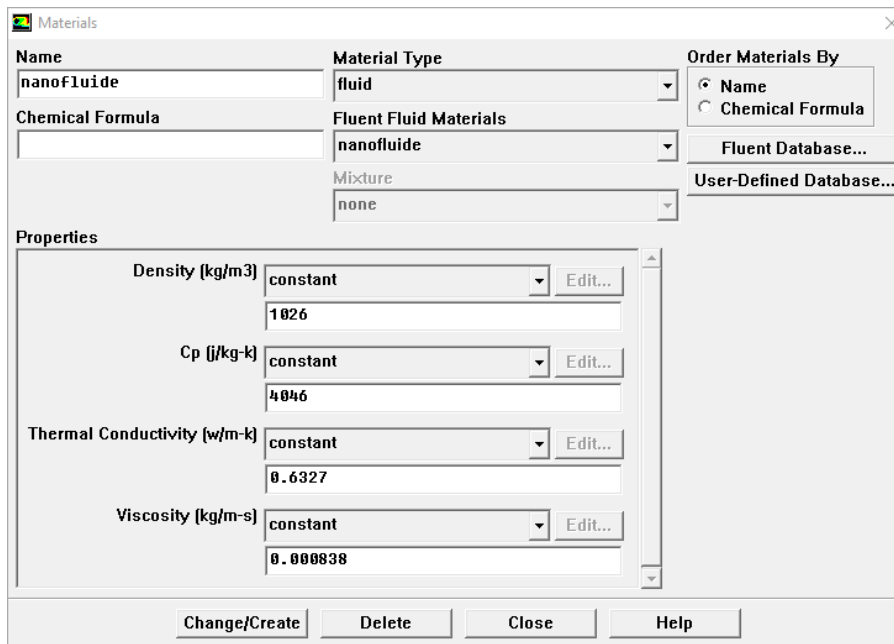


Figure 4.14 : les propriétés de nanofluide.

- Définir les conditions aux limites :

Define → Boundary Conditions

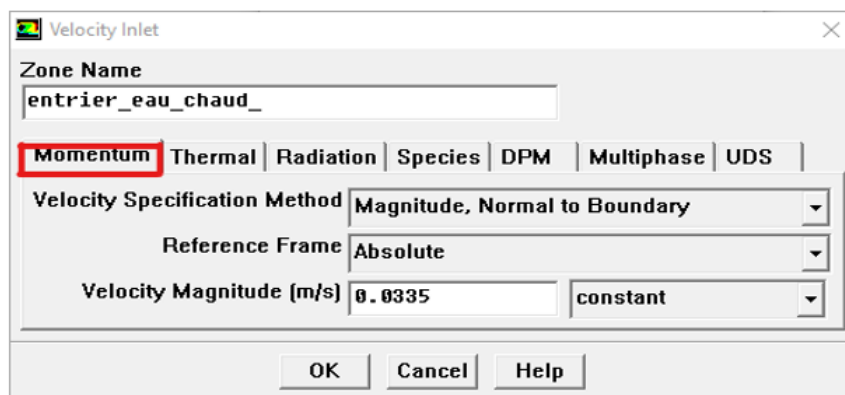
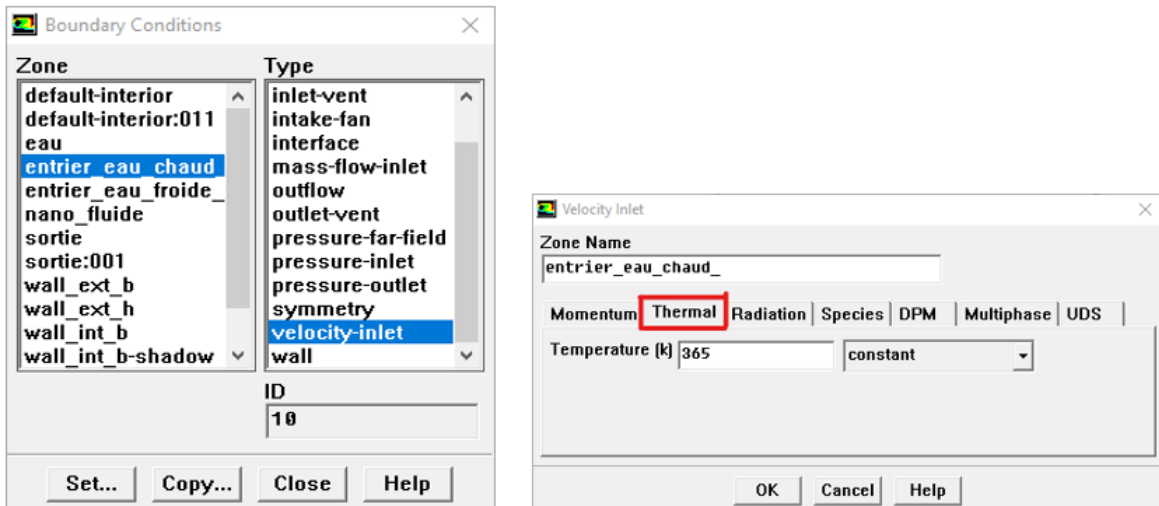


Figure 4.15 : Définition des conditions aux limites

- Solution :

Solve→Controls→Solution.

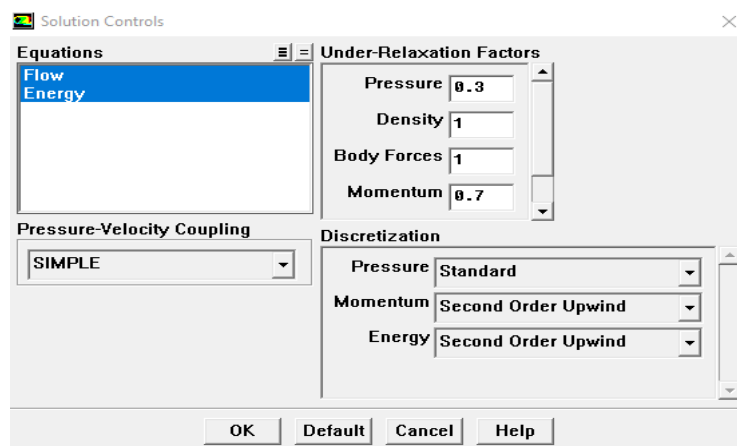


Figure 4.16 : Control de solution

Solve→Initialize→Initialize.

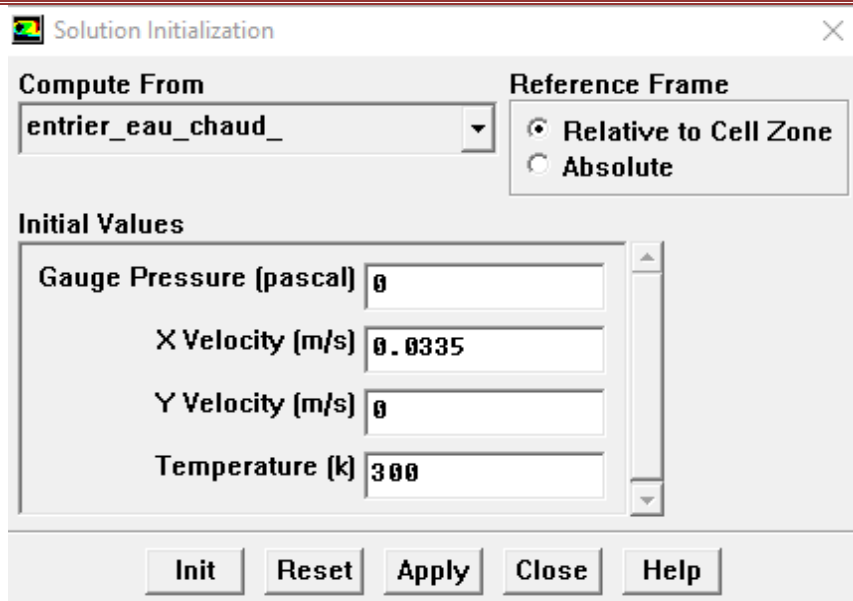


Figure 4.17 : Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée
Solve → Monitors → Residual.

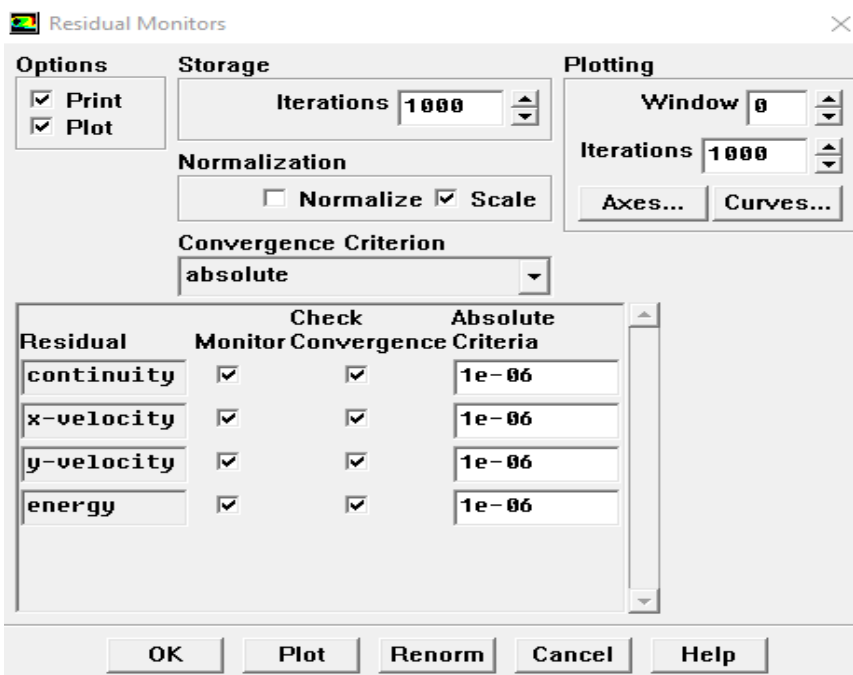


Figure 4.18 : Résidus des calculs.

Solve→Iterate



Figure 4.19 :Choix du nombre des itérations.

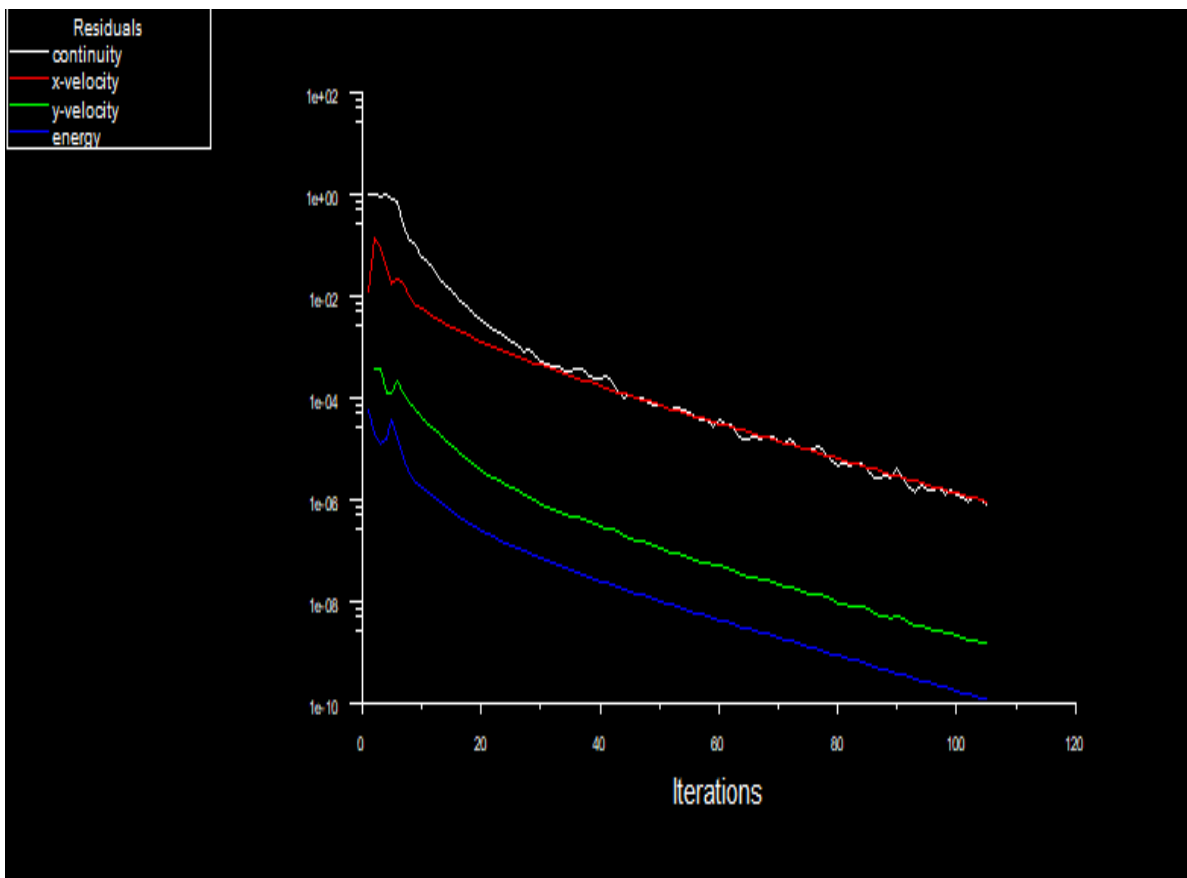


Figure 4.20 :Fenêtre des itérations.

4.5 Test de 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.

Dans le présent travail, un maillage structuré est utilisé pour analyser l'indépendance de la solution. Plusieurs grilles ont été étudiées, cinq grilles ont été choisies: 10829, 16000, 21109, 25000, 32867.

Les résultats présentés sur la figure 3.32 montrent le profil radial de vitesse. On conclut que la grille de 21109 cellules permet d'obtenir une solution satisfaisante.

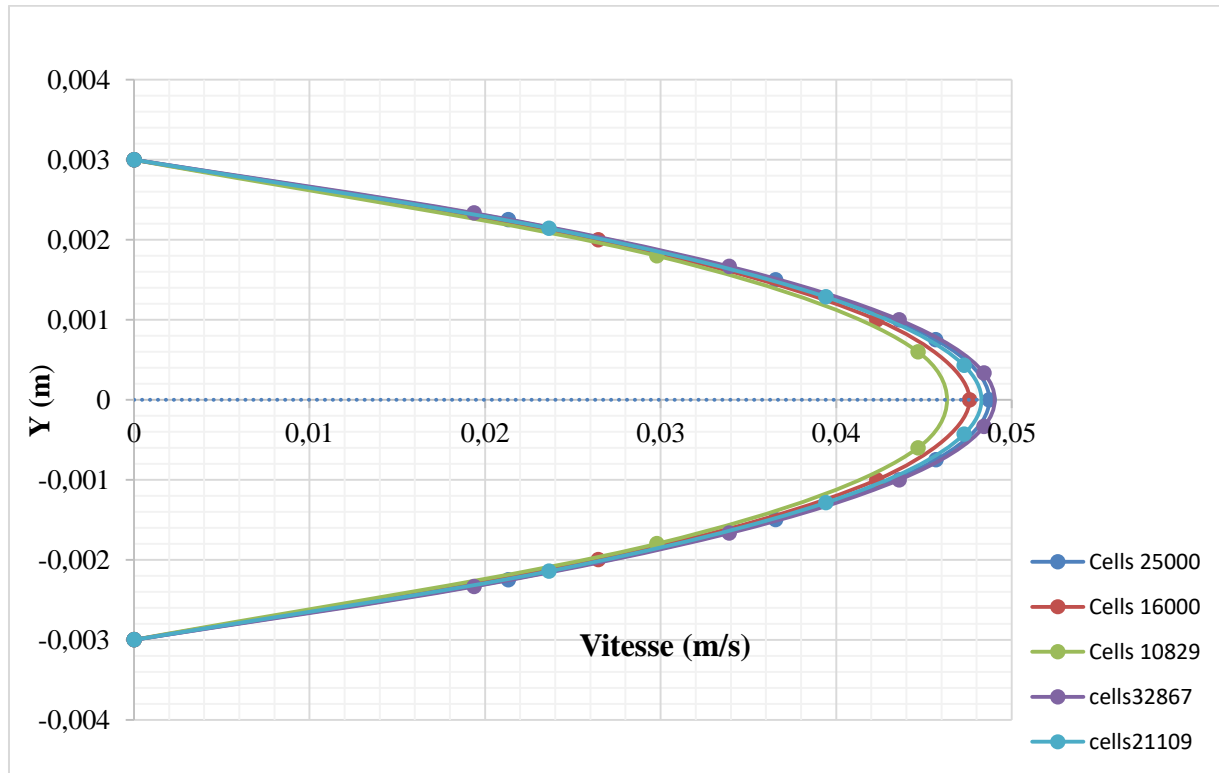


Figure 4.21 : Test de maillage.

4.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons introduit les équations gouvernantes du transport et de transfert de chaleur utilisées dans notre étude pour résoudre le problème dynamique et thermique d'un écoulement de nanofluide à travers un échangeur de chaleur ainsi qu'une description succincte des méthodes numériques utilisées pour la simulation numérique.

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, le facteur de frottement, ont été présentés afin d'évaluer les performances thermiques et hydrauliques du système.

Chapitre 5
Résultats et discussions

5.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats de la simulation numérique d'un écoulement de nanofluide à travers un échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques. Les résultats ont été validés avec l'étude expérimentale de Sedong Kim et al. [41]

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. 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.

5.2 Validation

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 Sedong Kim et al [41] et comparé le coefficient de transfert de chaleur moyen de nanofluide Oxyde d'Aluminium (Al_2O_3 / eau) à travers un petits tubes de cuivre pour identifier le transfert de chaleur. La comparaison est réalisée pour une concentration volumique de 2% pour une gamme du nombre de Reynolds variant entre 200 et 2000. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 5.1. Nous remarquons que les résultats sont presque pareils, il existe qu'une petite erreur de coefficient de transfert de chaleur.

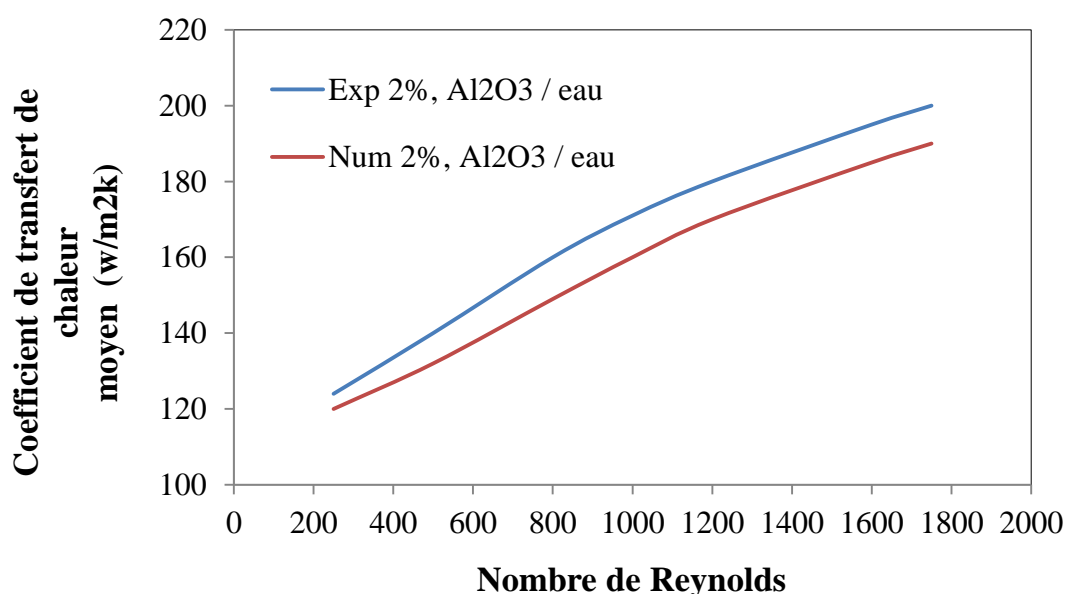


Figure 5.1 : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur moyen d'un écoulement de nanofluide dans le tube centrale avec les résultats expérimentaux de Sedong Kim et al. [41]

5.3 Résultats et discussions

5.3.1 Partie dynamique

5.3.1.1 Profil de vitesse

- Pour $x=L/2$

La figure 5.2 montre la distribution de la vitesse a la section médiane de l'échangeur a tube concentrique pour trois concentrations volumique (1%,2%,3%) a trois nombre de Reylonds (200,600,1000) . On remarque que l'orsque le nombre de Reylond et la concentration volumique augmentent la vitesse augmente progressivement.

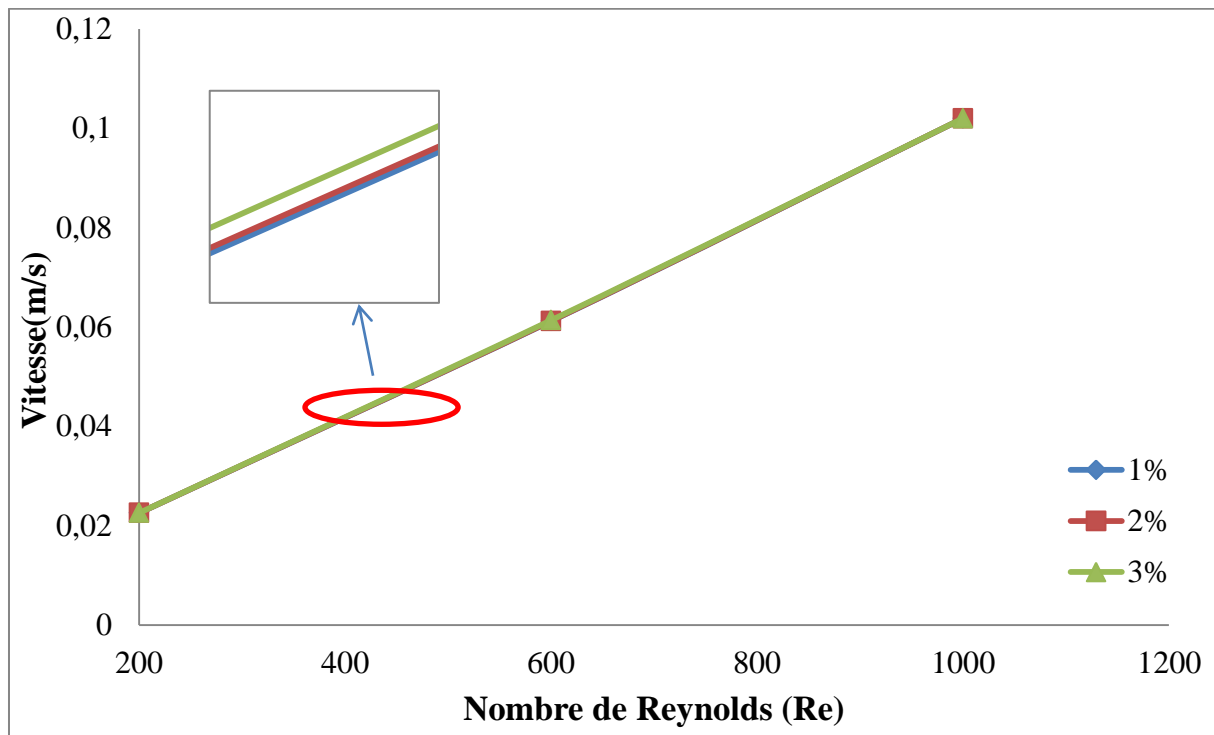


Figure 5.2 : La variation de vitesse au milieu de l'échangeur pour le nanofluide Al_2O_3 / eau et pour trois concentration volumique (1%, 2%, 3%) à trois nombre de Reynolds (200,600 ,1000)

La figure 5.3 présente le profil de vitesses à travers la géométrie de l'échangeur de chaleur pour le nanofluide Al_2O_3/H_2O à une concentration volumique de 3 % pour deux nombre de Reynolds 200 et 1000. Nous remarquons que la vitesse est supérieure au tube concentrique par rapport l'espace annulaire et quand on augmente le nombre de Reylonds la vitesse augmente progressivement.

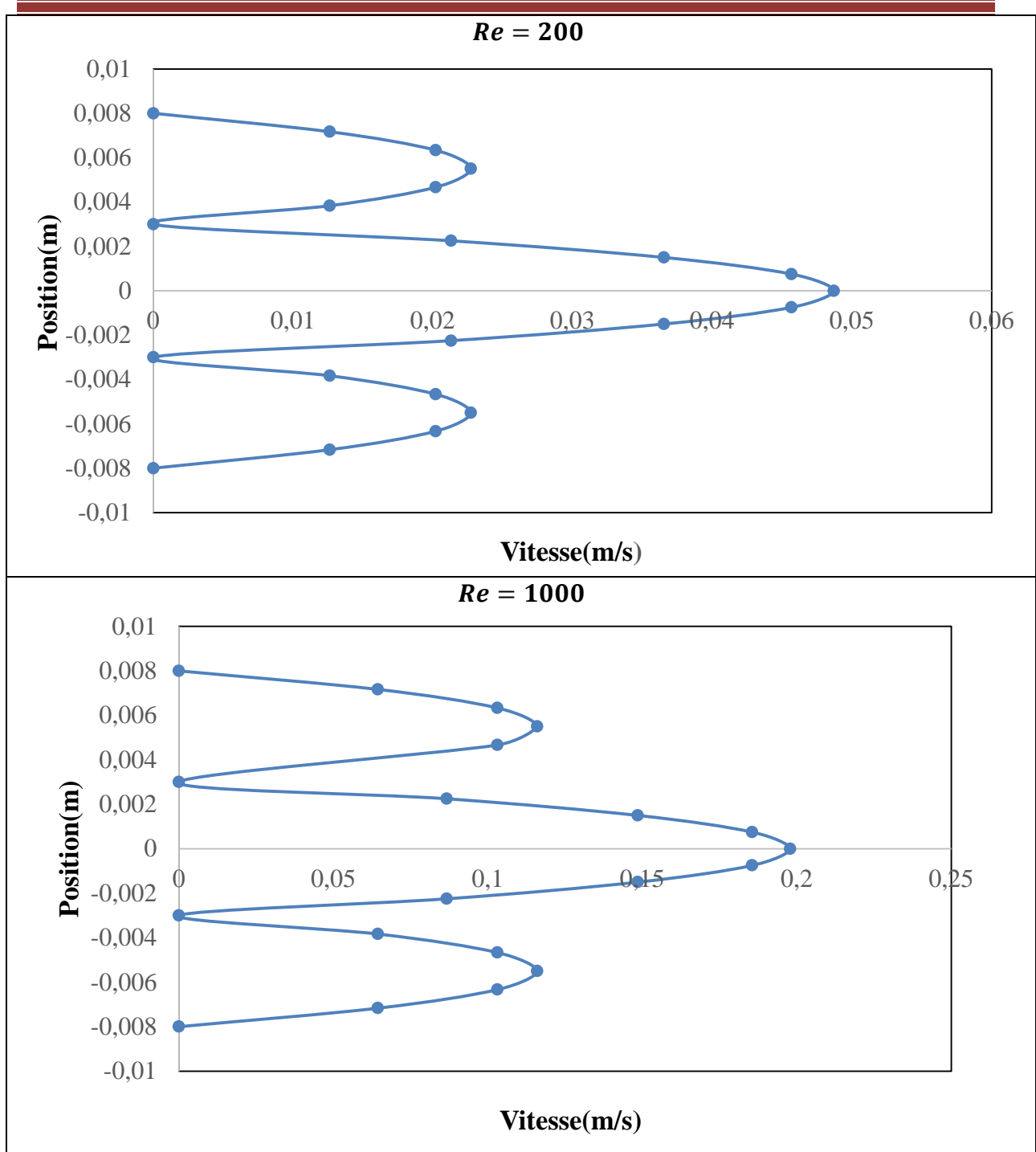


Figure 5.3 : Profil de vitesse au milieu de l'échangeur pour le nanofluide Al_2O_3 / eau et pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.

- Pour $x=L$:

La figure 5.4 montre la distribution de la vitesse de l'écoulement de nano fluide Al_2O_3 /eau a la section médiane de l'échangeur a tube concentrique pour trois concentrations volumique (1%,2%,3%) a trois nombre de Reylonds (200,600,1000) . Nous remarquons, lorsque le nombre de Reylond et la concentration volumique augmentent la vitesse augmente progressivement.

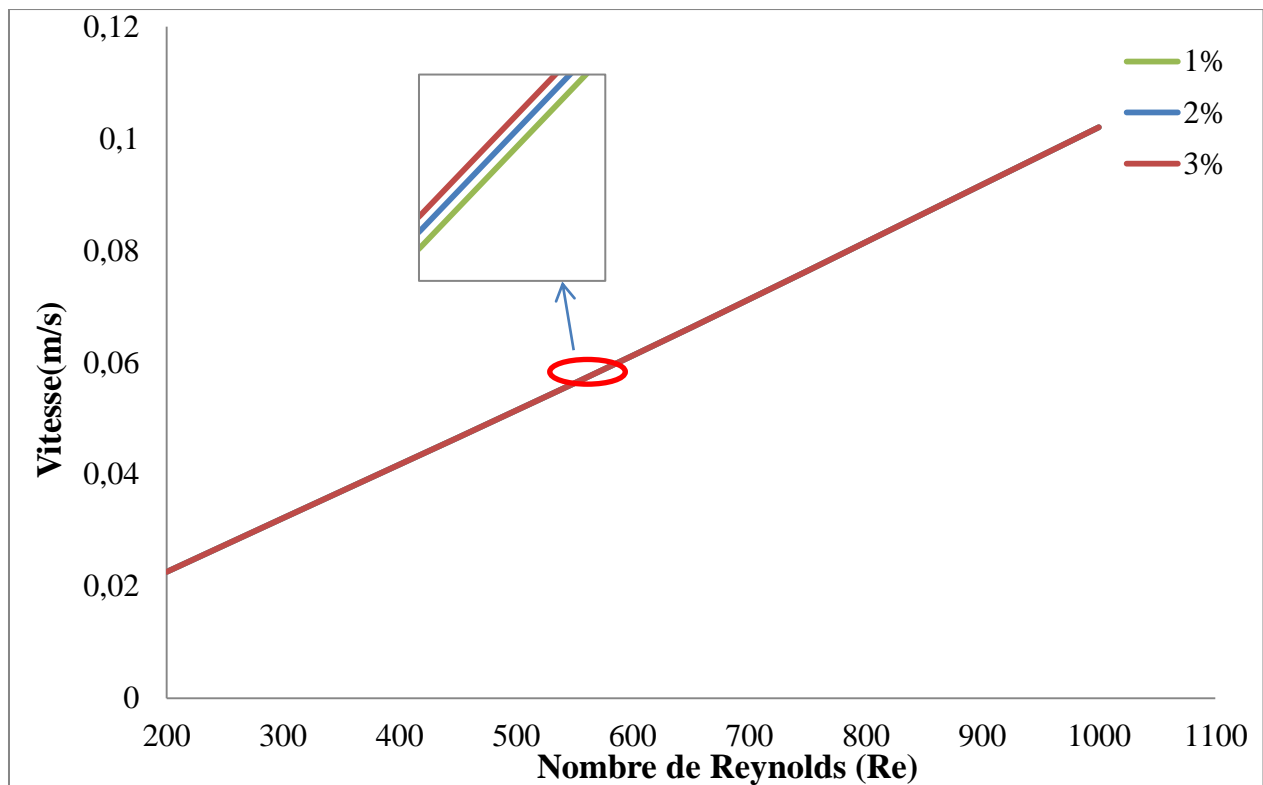


Figure 5.4 La variation de vitesse à la sortie de l'échangeur pour le nano fluide Al_2O_3 / eau et pour trois concentration volumique (1%, 2%, 3%) à trois nombre de Reynolds (200,600, 1000)

La figure 5.5 présente le profil de vitesses de l'écoulement de nano fluide Al_2O_3 / eau à la sortie de l'échangeur de chaleur pour le nano fluide Al_2O_3 /H₂O à trois concentrations volumiques de 3 % pour deux nombre de Reynolds 200 et 1000. Nous remarquons que la vitesse est supérieure au tube concentrique par rapport l'espace annulaire et quand on augmente le nombre de Reylonds la vitesse augmente progressivement.

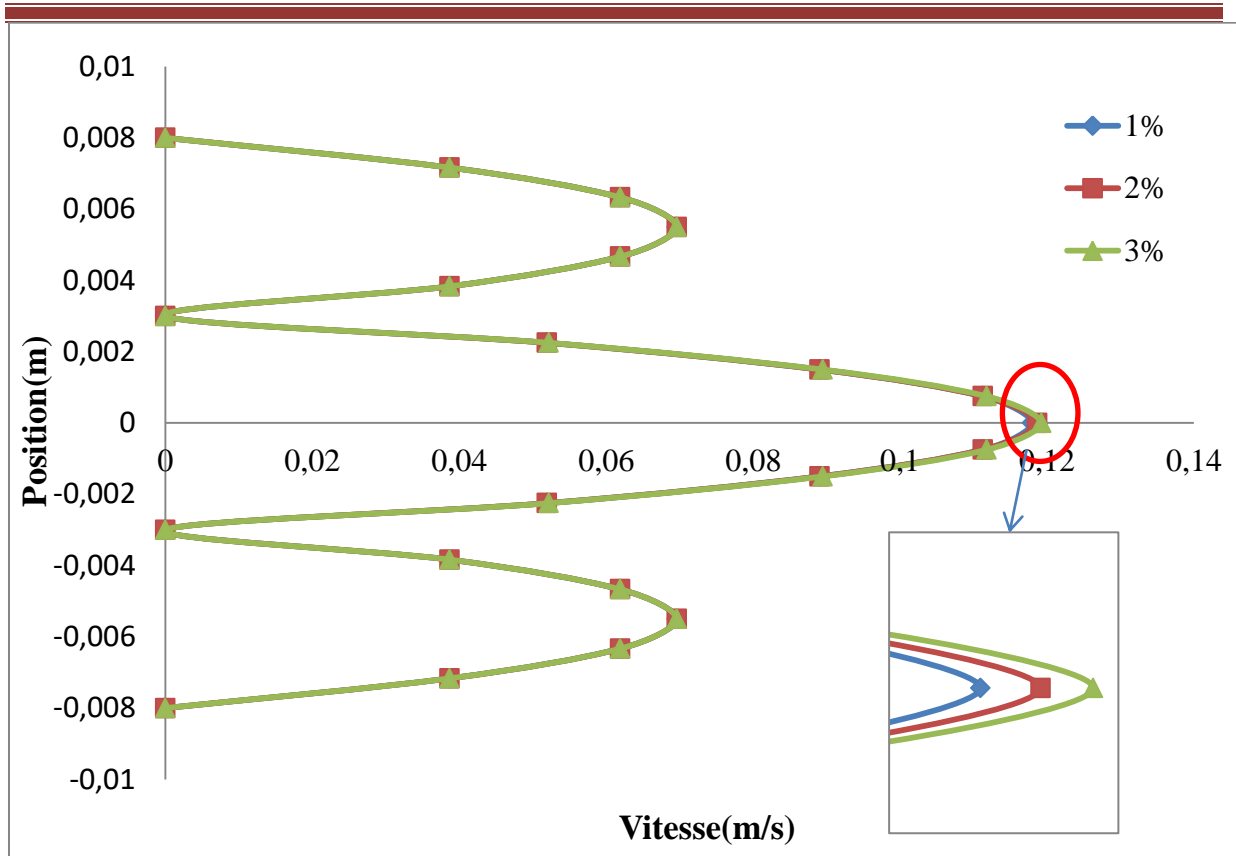


Figure 5.5 : Profil de vitesse à la sortie de l'échangeur pour le nanofluid Al₂O₃/ eau pour trois concentration volumiques (1%,2%, 3%) à nombre de Reynolds égale 600

La figure 5.6 présente le profil de vitesses à la sortie de l'échangeur de chaleur pour le nanofluid Al₂O₃/H₂O à une concentration volumique de 3 % pour deux nombre de Reynolds 200 et 1000. Nous remarquons que la vitesse est supérieure au tube concentrique par rapport l'espace annulaire et quand on augmente le nombre de Reynolds la vitesse augmente progressivement.

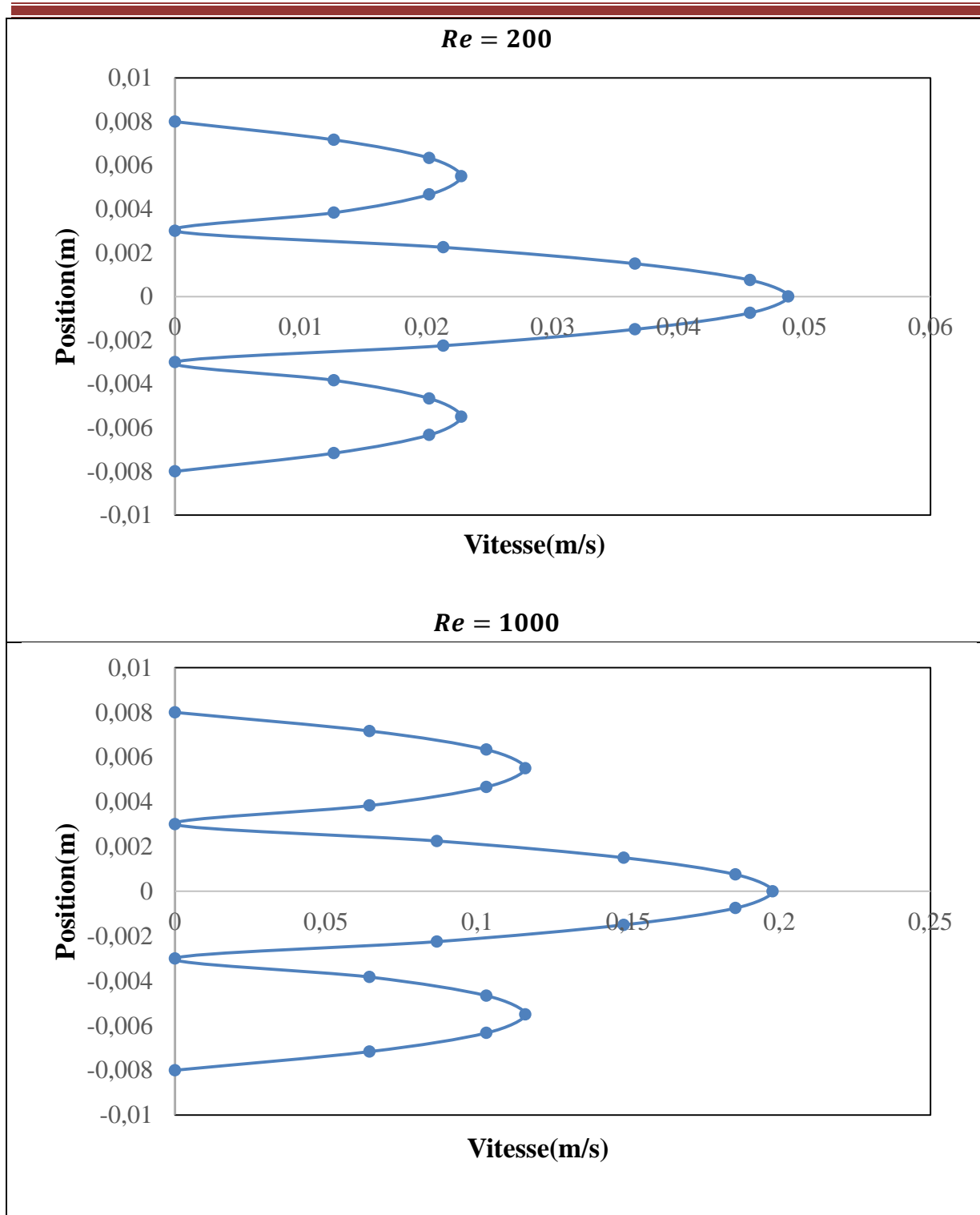


Figure 5.6 : Profil de vitesse à la sortie de l'échangeur pour le nanofluid Al_2O_3 / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds

5.3.1.1.1 Contour de vitesse

La figure 5.4 montre la distribution de la vitesse à travers la géométrie de l'échangeur de chaleur au niveau du plan de la section médiane pour le nanofluid Al_2O_3/H_2O à une

concentration volumique de 3 % pour deux nombre de Reynolds 200 et 1000. La couleur rougeâtre montre une vitesse plus élevée tandis que la couleur bleuâtre montre une vitesse plus faible.

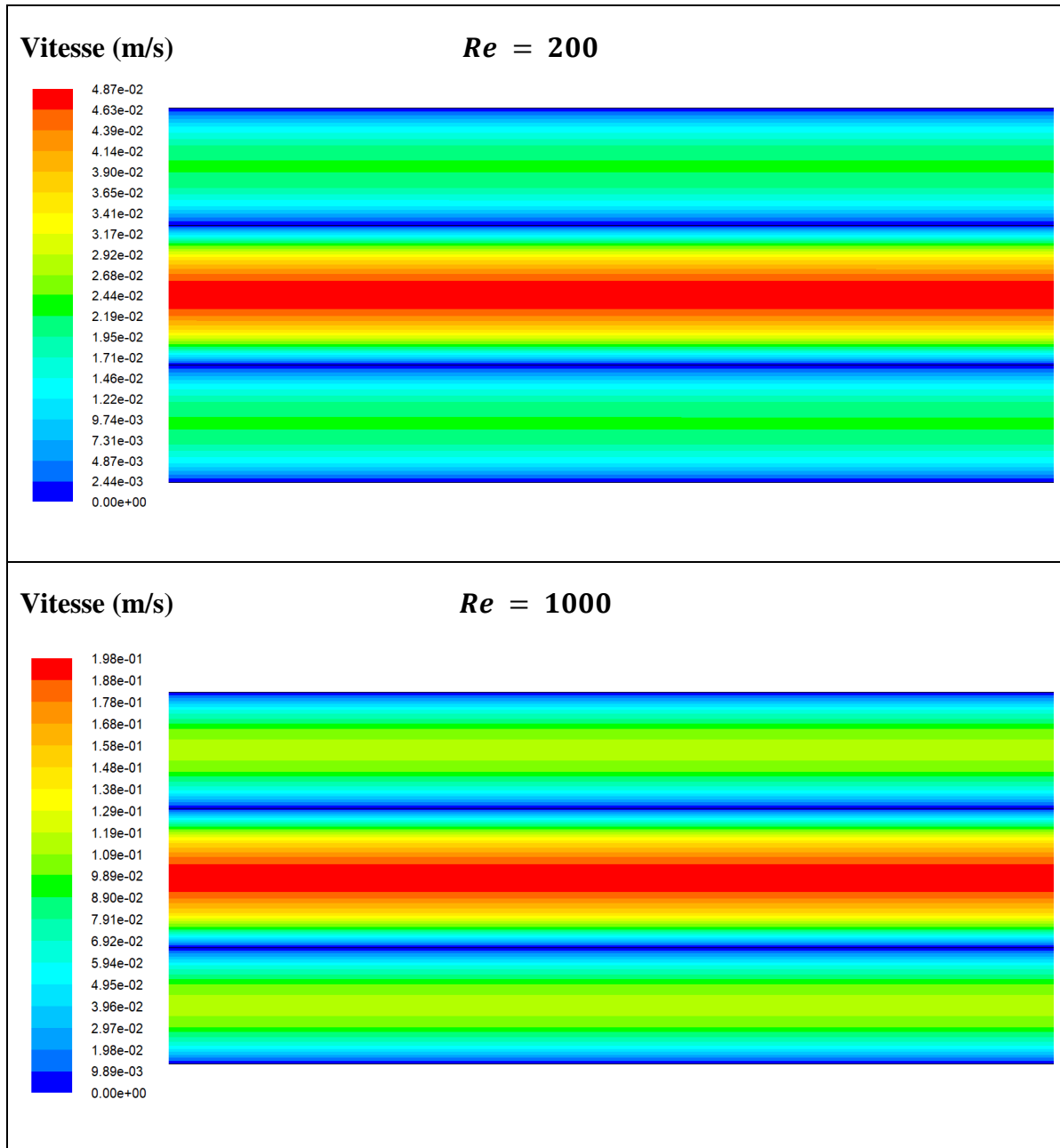


Figure 5.7 : Contours de vitesse pour le nanofluide Al_2O_3 / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.

5.3.1.1.2 Iso vitesse

La figure 5.8 présente les iso vitesses à travers la géométrie de l'échangeur de chaleur pour le nanofluide Al_2O_3/H_2O à une concentration volumique de 3 % pour deux nombre de Reynolds 200 et 1000.

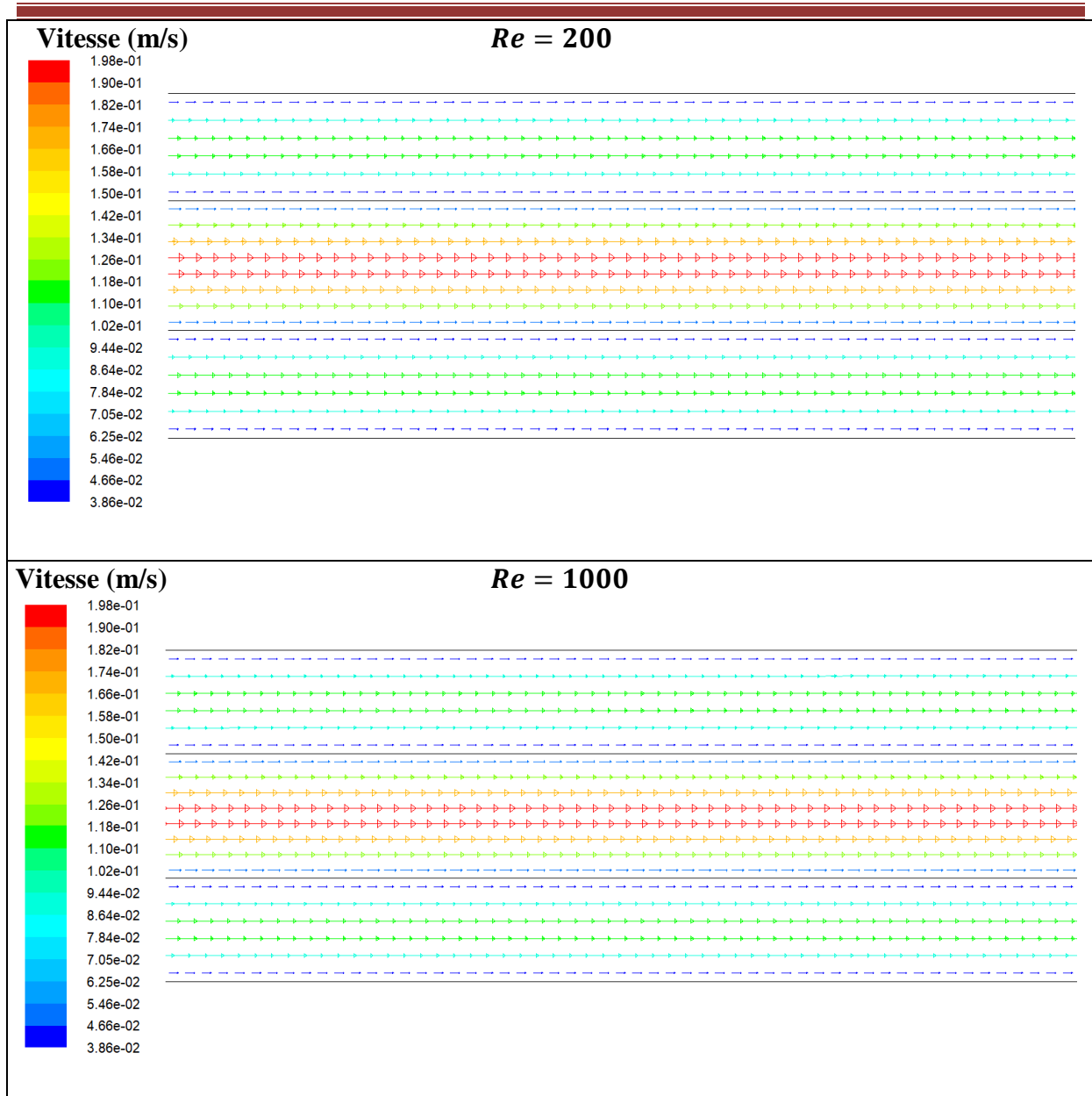


Figure 5.8 : Iso vitesse pour le nanofluide Al_2O_3 / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.

5.3.1.1.3 Ligne des courants

Les lignes de courant pour un écoulement de nanofluide Al_2O_3/H_2O à travers un échangeur de chaleur pour une concentration volumique de 3 % et deux nombre de Reynolds 200 et 1000 sont présentées sur la figure 5.6. L'intensité des lignes de courants pour l'écoulement du fluide froid par rapport à l'écoulement principal augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds de ce dernier. On peut conclure à partir de ces figures, que l'intensité des lignes de courant est proportionnelle avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

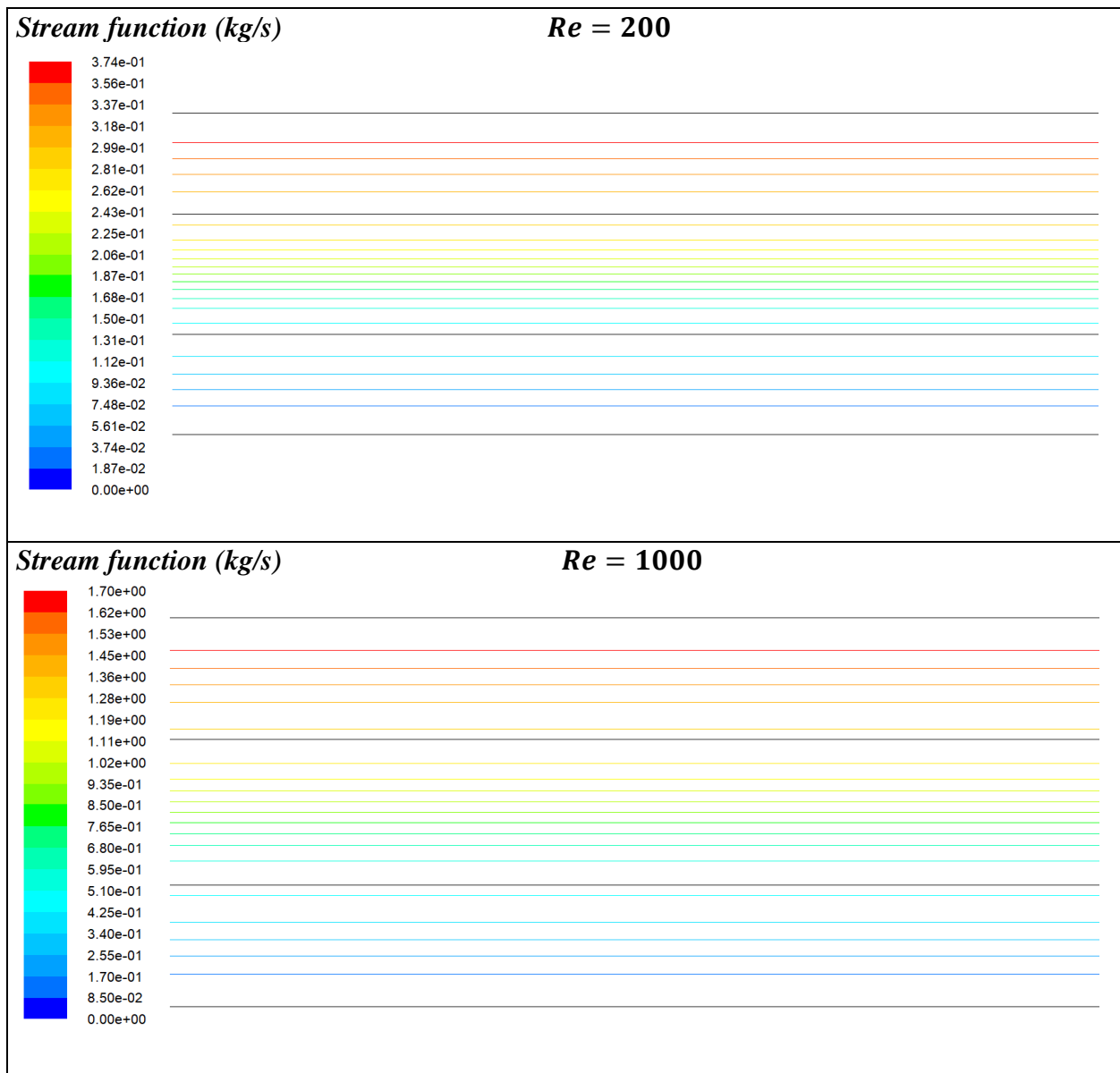


Figure 5.9 : Lignes de courant pour le nanofluide Al₂O₃/ eau pour une concentration volumique de 1% à deux nombre de Reynolds.

5.3.1.3 Variation du facteur de frottement

Le facteur de frottement est comparé pour différent concentration volumique de nanofluide Al₂O₃/eau. Comme l'illustre la figure 5.10. Cette figure montre clairement que lorsque le nombre de Reynolds augmente, le facteur de frottement augmente progressivement. On constate que le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticules aux mêmes valeurs de nombre de Reynolds. Ceci constitue une

charge sur la capacité de pompage, car le rendement hydraulique se dégrade avec l'augmentation de la concentration de nanoparticules.

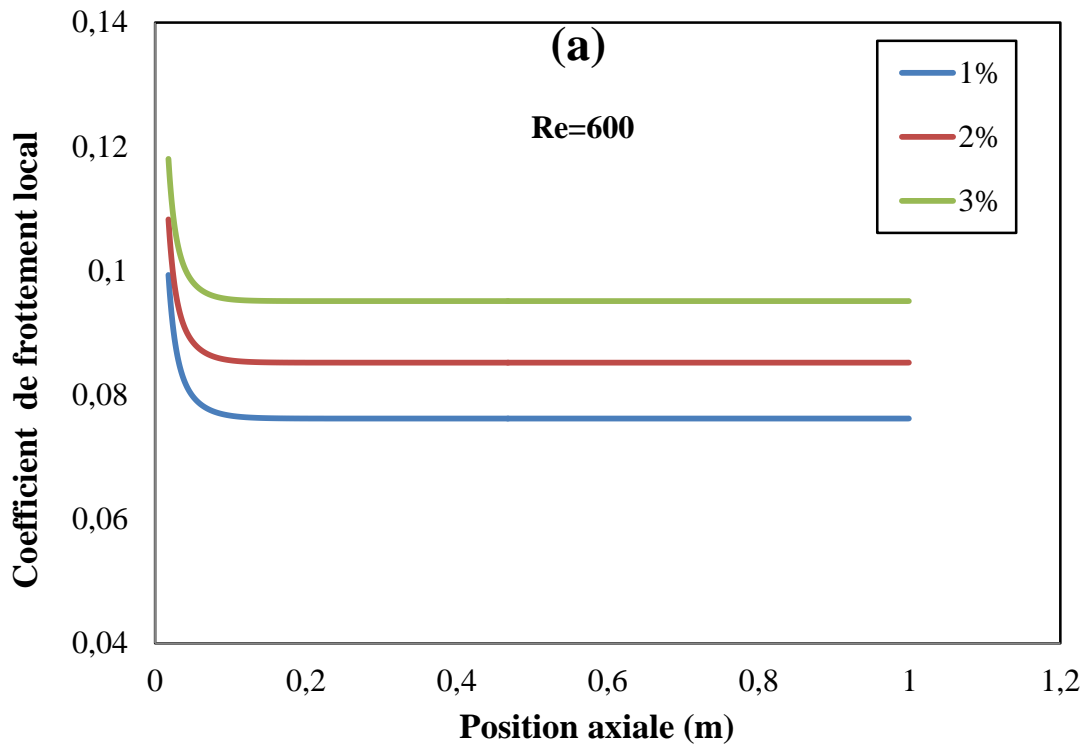


Figure 5.10 (a) : Variation du coefficient de frottement local le long de l'échangeur de chaleur pour $Re=600$ et pour différentes concentrations volumiques de nanoparticule Al_2O_3 .

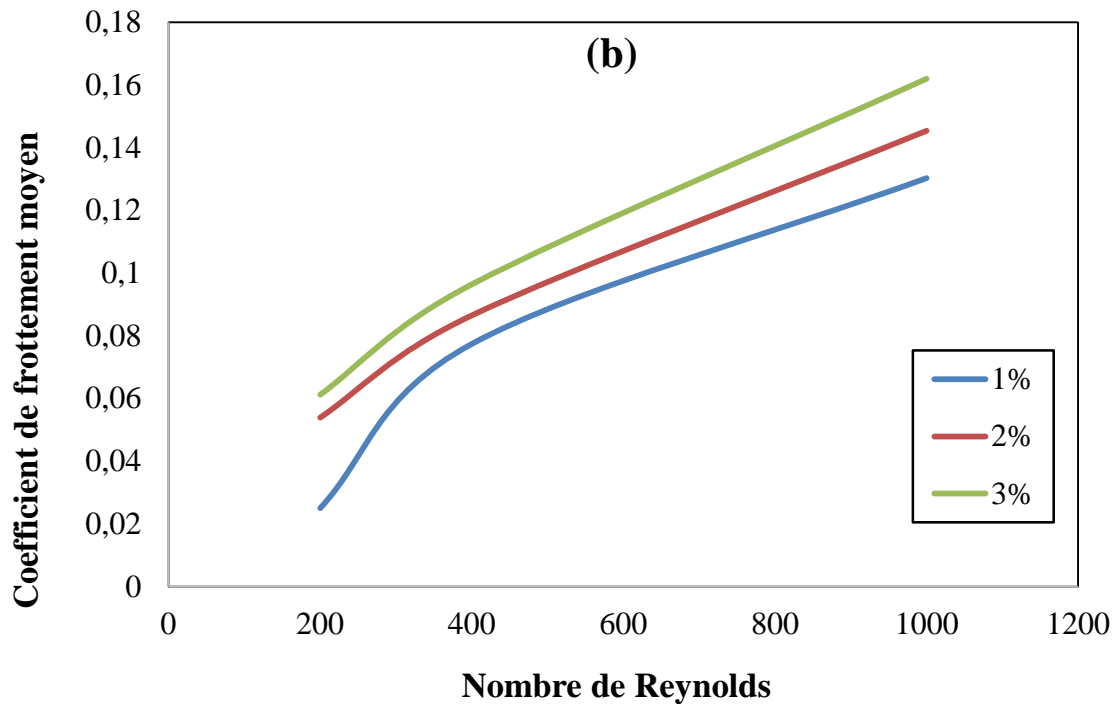


Figure 5.10 (b) : Variation du coefficient de frottement moyen pour différents concentrations volumiques de nanoparticule Al_2O_3 et pour différentes valeurs de Reynolds.

5.3.2 Partie thermique

5.3.2.1 le profil de température

- **Pour $x=L/2$**

La figure 5.11 montre la distribution de la température à la section médiane de l'échangeur à tube concentrique pour trois concentrations volumiques (1%, 2%, 3%) à trois nombres de Reynolds (200, 600, 1000). Nous remarquons que la température diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente et que la température est supérieure pour la concentration volumique 3% par rapport aux autres concentrations.

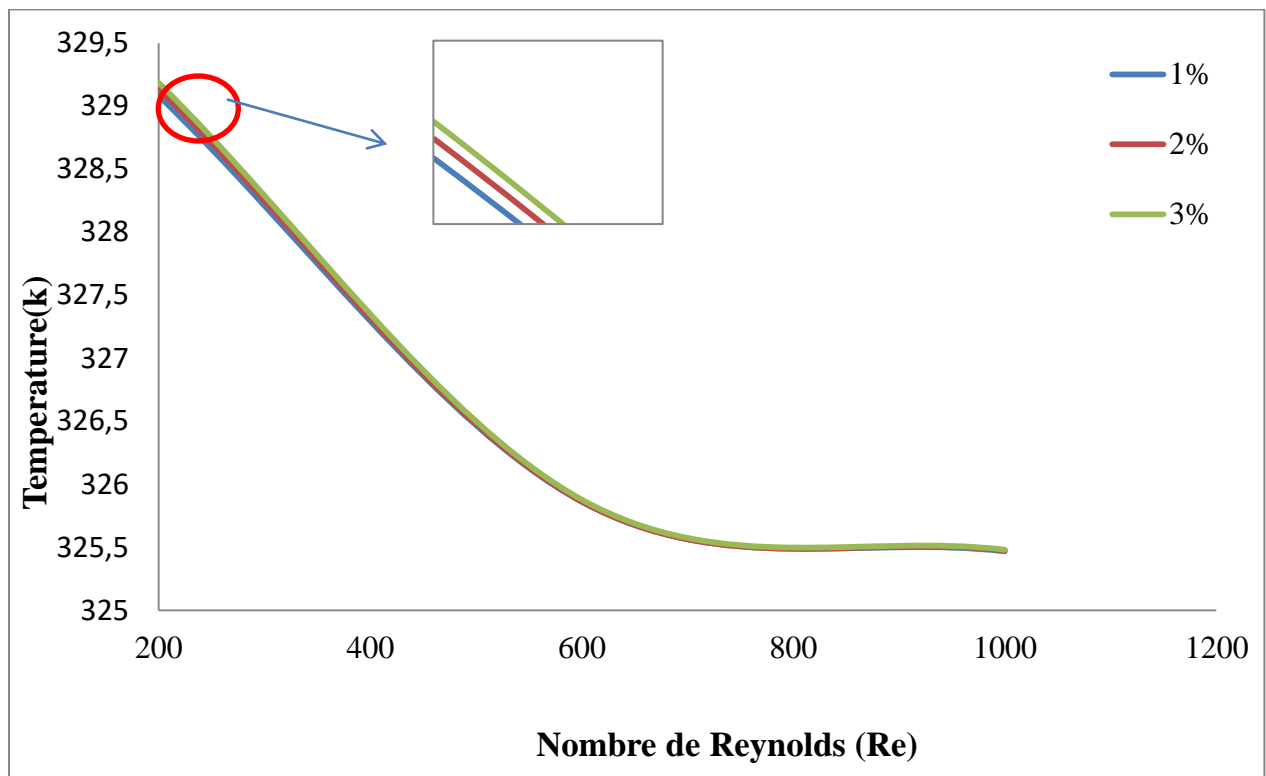


Figure 5.11 : La variation de la température au milieu de l'échangeur pour le nanofluide Al_2O_3 / eau et pour trois concentrations volumiques (1%, 2%, 3%) à trois nombres de Reynolds (200, 600, 1000)

- Pour $x=L$

La figure 5.11 montre la distribution de la température à la sortie de l'échangeur à tube concentrique pour trois concentrations volumique (1%,2%,3%) à trois nombre de Reynolds (200,600,1000) . Nous remarquons que la température déminer lorsque le nombre de Rylonds augmente et la température est supérieur pour la concentration volumique 3 par rapport les autres concentrations. La même conclusion pour le cas précédent.

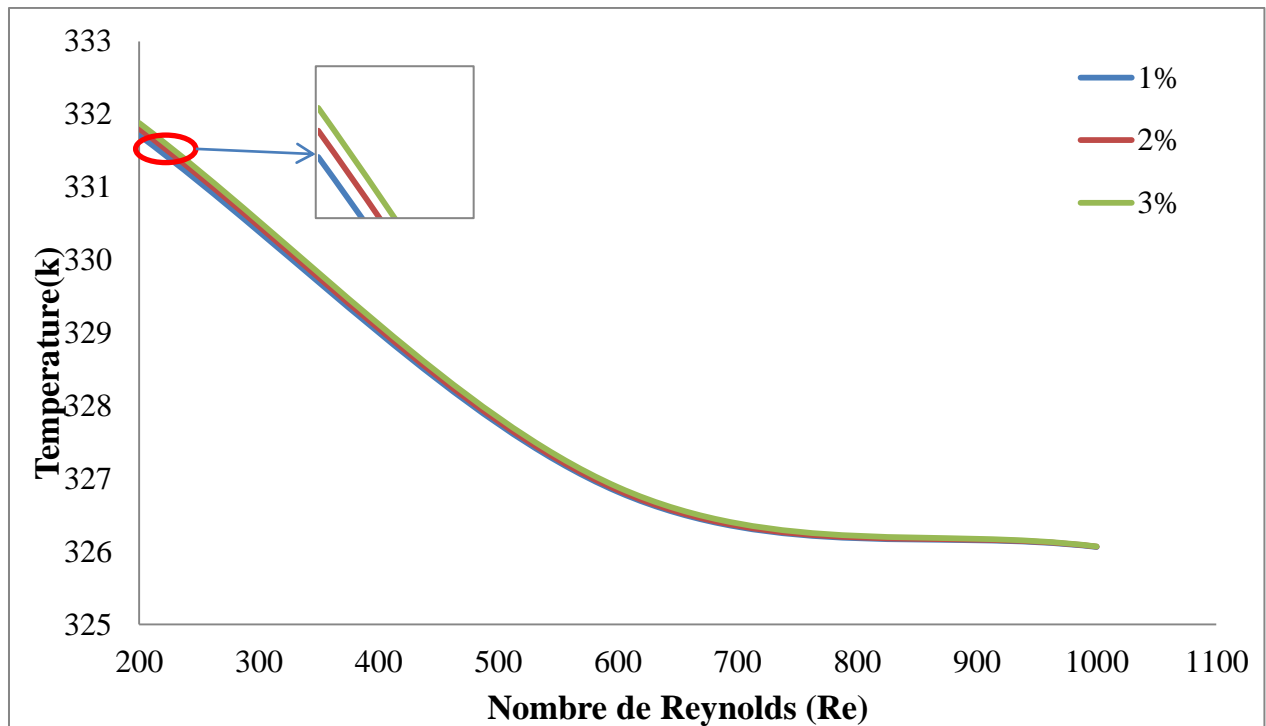


Figure 5.12 : La variation de la température à la sortie de l'échangeur pour le nanofluide Al_2O_3 / eau et pour trois concentration volumique (1%, 2%, 3%) à trois nombre de Reynolds (200,600, 1000)

La figure 5.13 présente le profil de la température de l'écoulement de nanofluide Al_2O_3 / eau à la sortie de l'échangeur de chaleur à trois concentrations volumiques de 3 % pour nombre de Reynolds égale 600. Nous remarquons que la température est supérieure au tube concentrique par rapport l'espace annulaire et quand on augmente le la concentration volumique la température augmente progressivement.

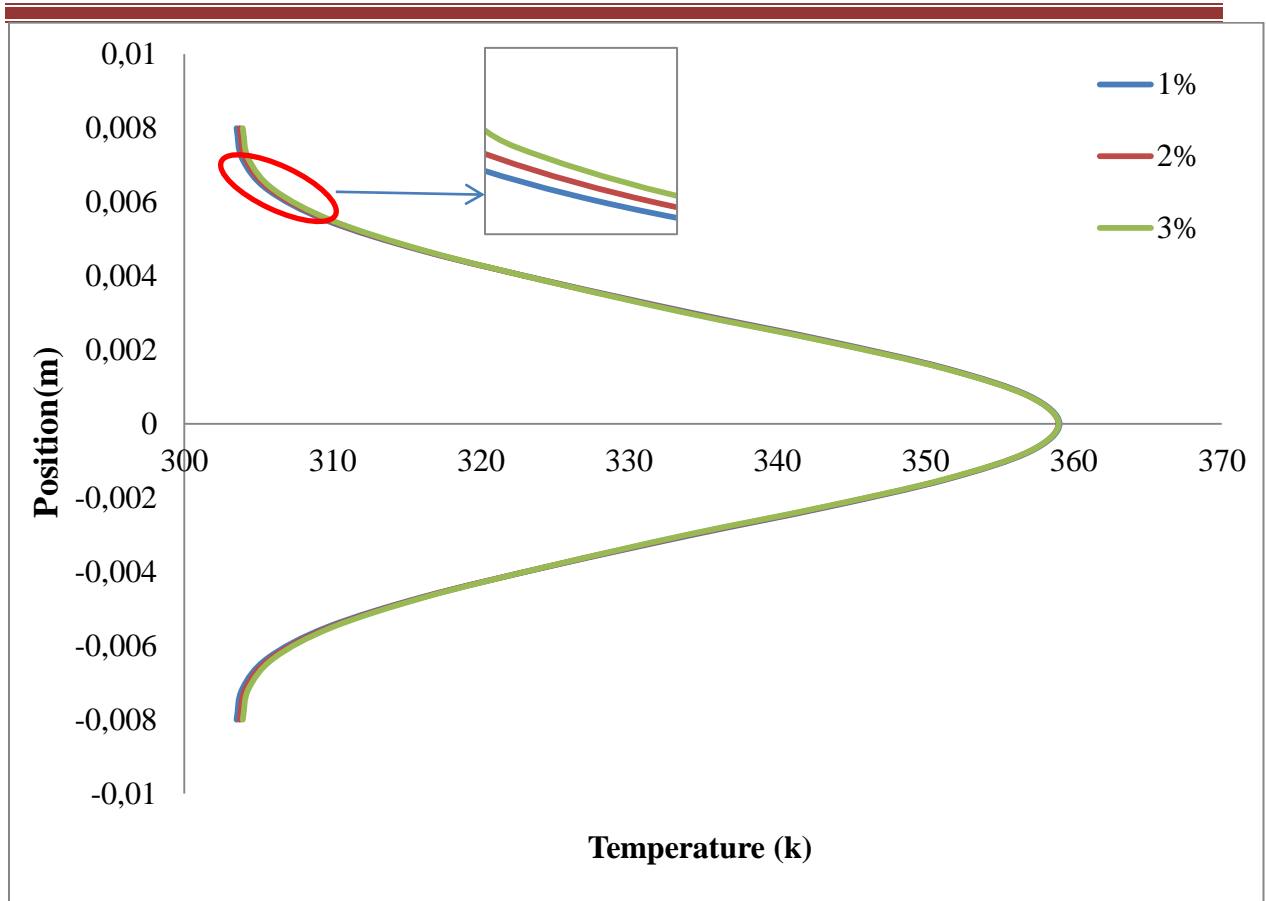


Figure 5.13 : Profil de température à la sortie de l'échangeur pour le nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ pour trois concentration volumiques (1%,2%, 3%) à nombre de Reynolds égale 600

5.3.2.1.1 Contour de température

Le contour de température donne une idée de la distribution des variables sur la géométrie. La figure 5.14 montre la distribution de la température à travers la géométrie de l'échangeur de chaleur au niveau du plan de la section médiane pour le nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$ à une concentration volumique de 3 % pour deux nombre de Reynolds 200 et 1000. On voit clairement sur ces figures que la température des fluides chauds diminue de l'entrée à la sortie du fluide chaud et la température du fluide froid augmente de l'entrée à la sortie avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

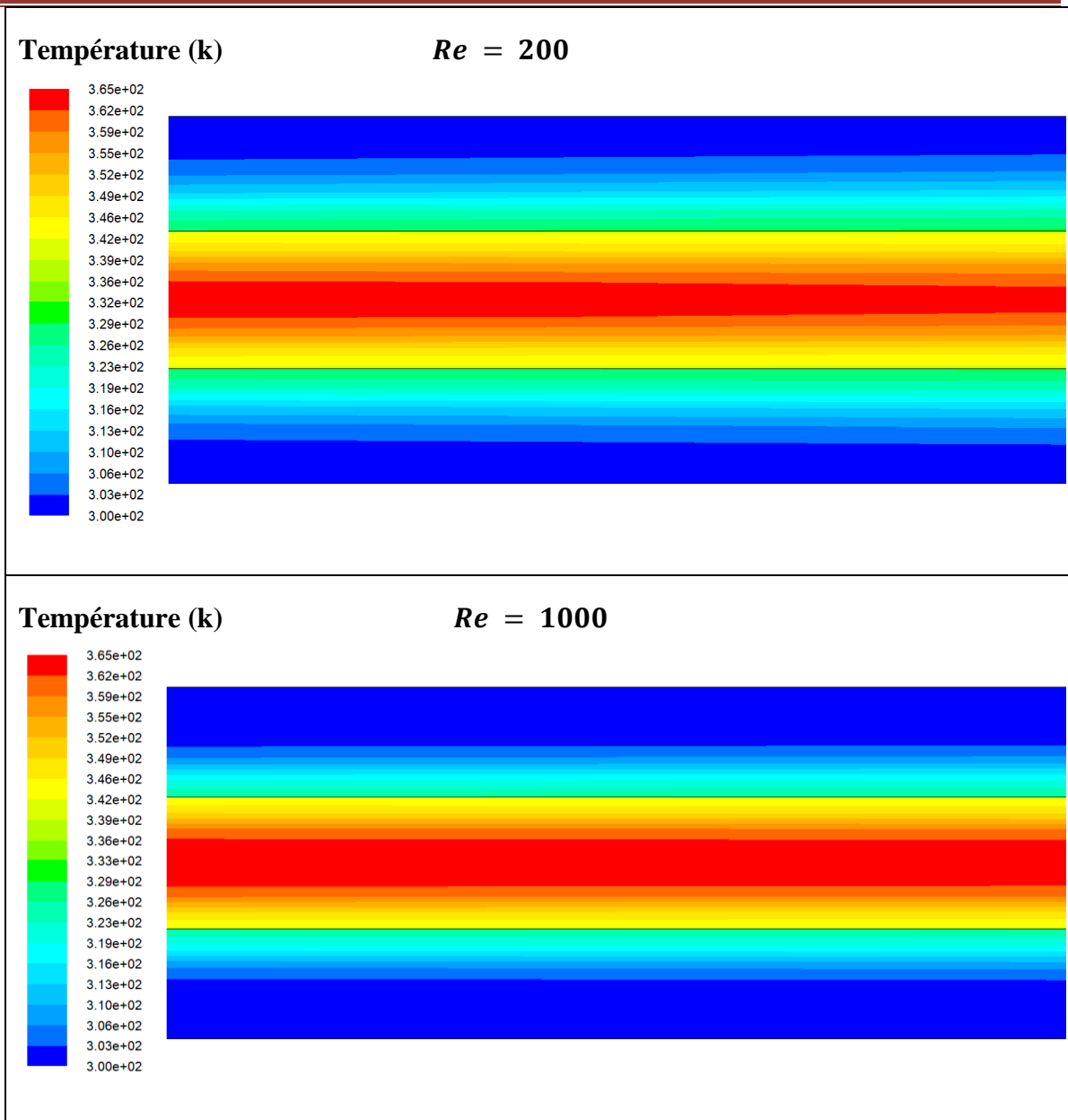


Figure 5.14 : Contours de température pour le nanofluide Al_2O_3 / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.

5.3.2.1.2 Iso température

La figure 5.15 présente les iso températures à travers la géométrie de l'échangeur de chaleur pour le nanofluide Al_2O_3/H_2O à une concentration volumique de 3 % pour deux nombre de Reynolds 200 et 1000.

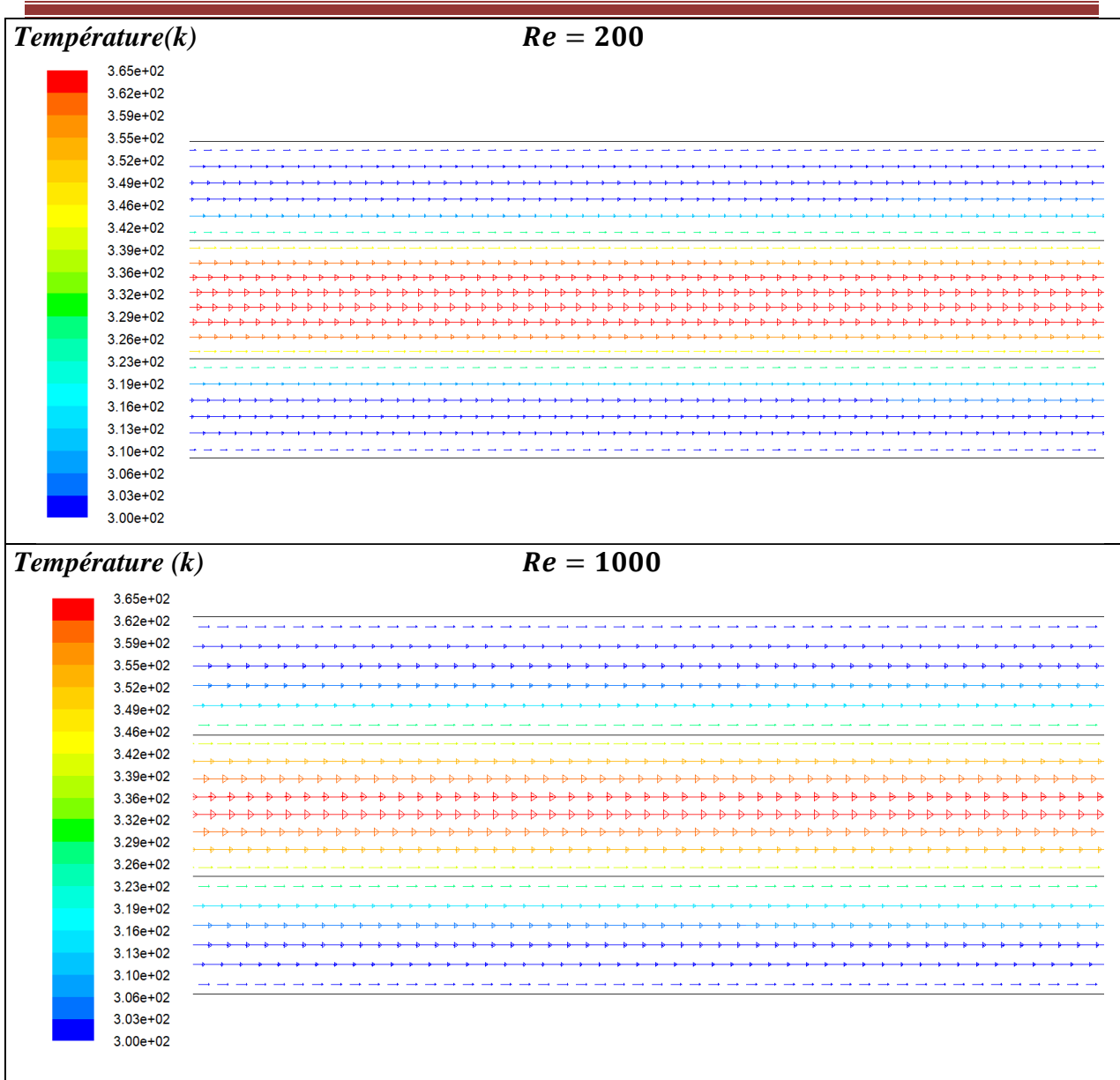


Figure 5.15 : Iso température statique pour le nanofluid Al_2O_3 / eau pour une concentration volumique de 3% à deux nombre de Reynolds.

5.3.3 Variation du nombre de Nusselt pour différent type des nanofluides

Le transfert de chaleur implique l'effet combiné de la conduction et de la convection. Le Nombre de Nusselt représente l'effet combiné de ces fluides caloporteurs. Dans ce Mémoire, la variation du Nombre de Nusselt est déterminée numériquement sur la surface extérieure des tubes internes de l'échangeur de chaleur à tubes concentriques pour les nanofluides SiO_2 /eau, Al_2O_3 /eau et TiO_2 /eau à une concentration volumique de 3 %.

Le nombre de Nusselt moyen pour différents types de nanofluide est présenté sur la figure 5.16. Cette figure permet de déduire que le nombre de Nusselt moyen tend à augmenter à mesure que le nombre de Reynolds des fluides augmente. Il est important de noter que le nombre de Nusselt moyen du $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ est toujours supérieur à celui des SiO_2/eau et TiO_2/eau .

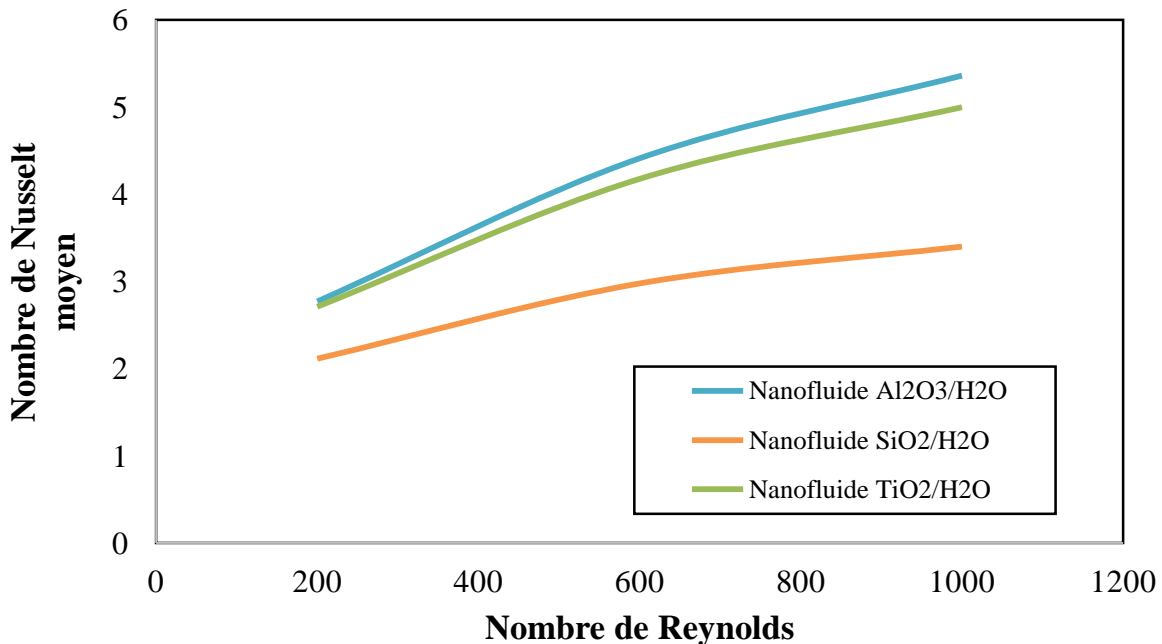


Figure 5.16 : Variation du Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différents types des nanofluides à une concentration de 3%.

5.3.4 Impact de la fraction volumique des nanoparticules

5.3.4.1 Variation du nombre de Nusselt

D'après la figure 5.17, on voit que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et des concentrations volumiques de nanofluides. Le nombre de Nusselt moyen de nanofluide s'avère supérieur à celui de l'eau en ce qui concerne l'augmentation du nombre de Reynolds dans la plage de 200 à 1000. On constate que le taux de changement du transfert de chaleur par rapport à la concentration des nanofluides augmente avec une augmentation du nombre de Reynolds.

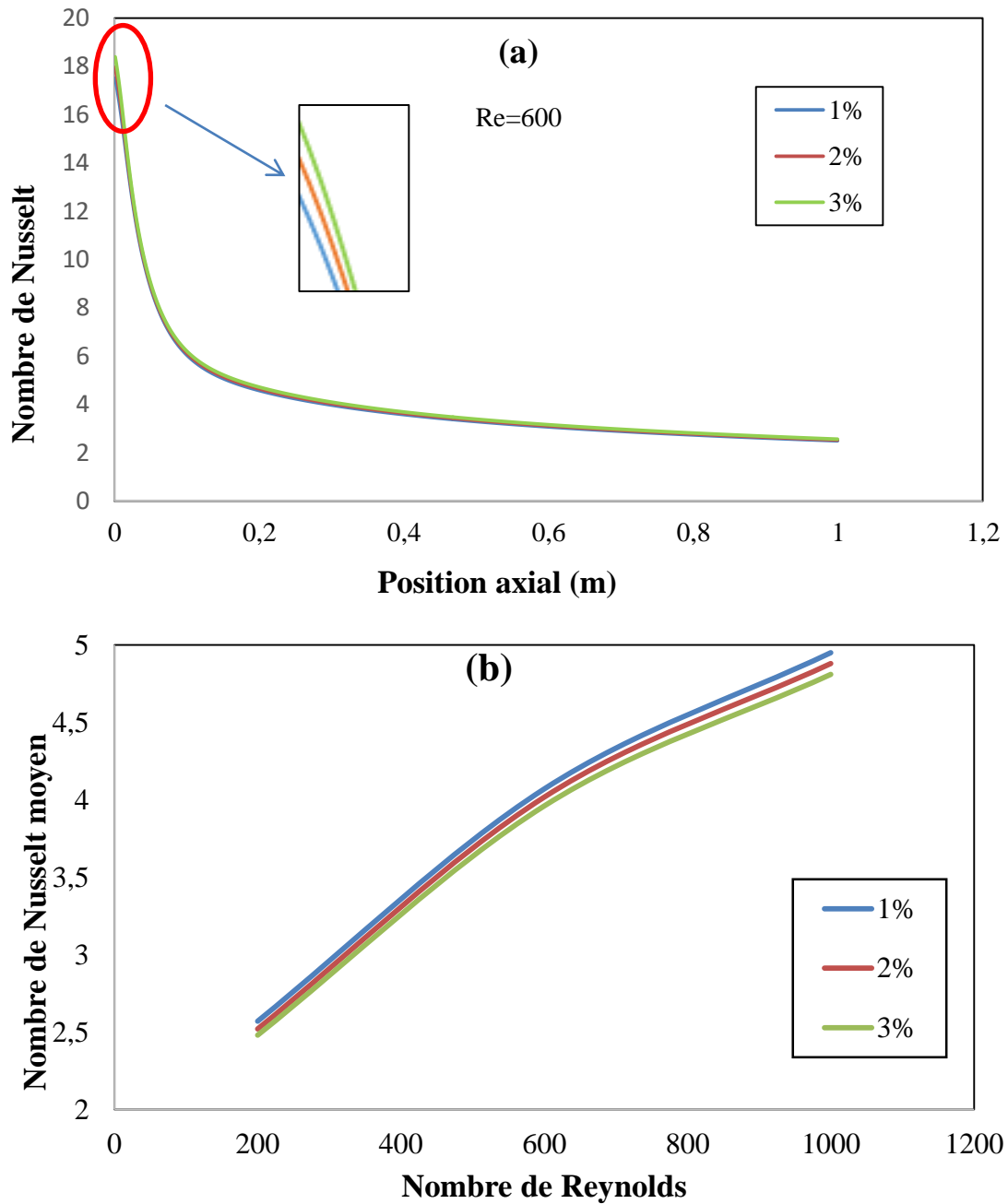


Figure 5.16 : Variation du Nombre de Nusselt pour différents concentrations volumiques de nanoparticule Al_2O_3 , **(a)** en fonction de la position axiale le long de l'échangeur de chaleur, **(b)** en fonction du nombre de Reynolds.

5.3.5 Critère d'évaluation des performances thermo-hydrauliques

La figure 5.12 montre la variation du critère d'évaluation des performances en fonction du nombre de Reynolds pour le fluide froid nanofluide Al_2O_3 /eau pour différentes

concentrations (0, 1%, 2%,3%). 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.

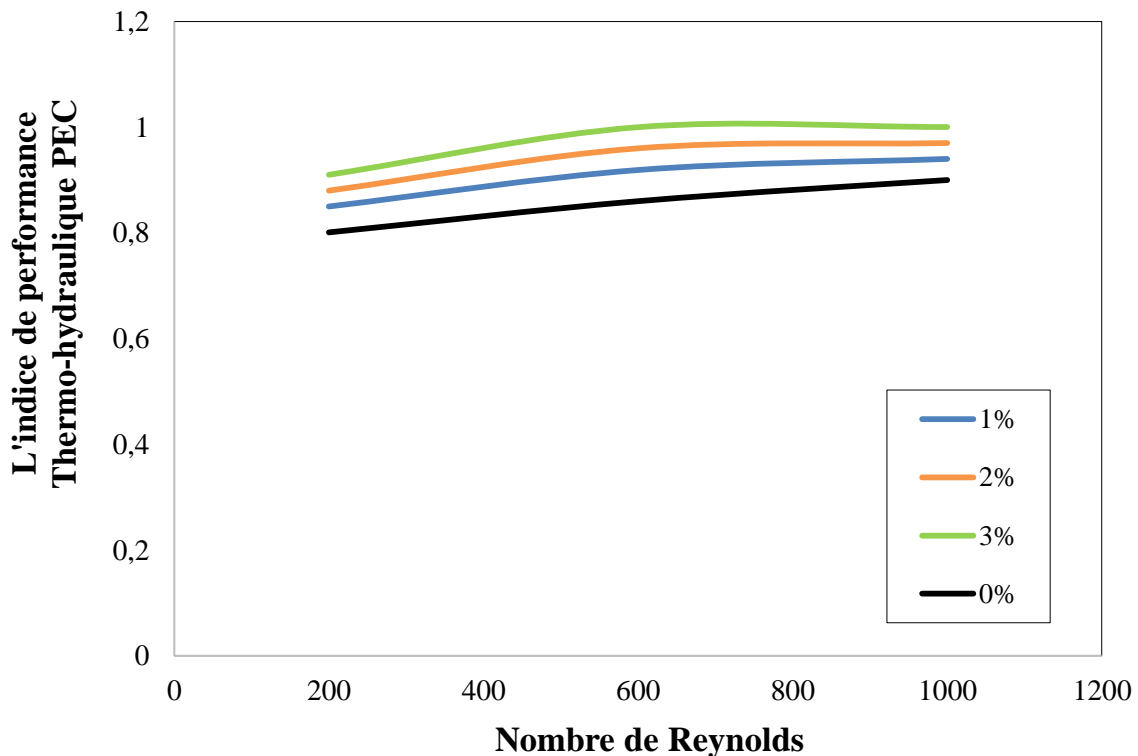


Figure 5.18 : Critère d'évaluation des performances pour différentes concentration volumique de nanoparticule Al₂O₃ en fonction du nombre de Reynolds.

5.4 Conclusion

Dans cette étude, nous avons étudié l'effet de l'utilisation des nanofluides comme fluide caloporteur dans un échangeur de chaleur. Les conclusions suivantes ont été tirées :

L'ajout des nanoparticules a amélioré les performances thermiques de l'échangeur de chaleur, et cette amélioration dès à l'augmentation de nombre de Nusselt avec l'augmentation de la concentration.

Les indicateurs thermiques de l'échangeur de chaleur, tels que l'efficacité de l'échangeur de chaleur, le nombre de Nusselt, les unités de transfert de chaleur et la quantité de chaleur échangée, se sont améliorés lors de l'utilisation du nanofluide Al₂O₃/eau, par rapport au liquide de base et à certains autres nanofluides comme SiO₂ et TiO₂ étudiés.

Ainsi, on peut dire que le nanofluide utilisé est un bon moyen de transfert de chaleur et une alternative prometteuse aux liquides traditionnels actuellement utilisés dans diverses applications thermiques.

Conclusion générale

Dans ce travail, on a présenté une étude numérique des deux tubes concentriques d'échangeur de chaleur pour le coefficient de transfert de chaleur, en utilisant plusieurs types de nano fluides mais on a basé surtout sur $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$ et à 1%, 2% et 3% de concentration volumique sont fait pour plusieurs nombre de Reynolds.

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 (CFD) qui se base sur la méthode des volumes finis. Les résultats sont montrés en termes de nombre de Nusselt, coefficient de convection, de facteur de frottement et de performance thermo-hydraulique. Les Résultats obtenus nous ont permis de tirer les conclusions suivantes:

- Pour chaque nanofluide à chaque concentration volumique, le coefficient de transfert de chaleur est plus élevé que l'eau.
- L' Al_2O_3 est le meilleur caloporteur par rapport les autre types des nano fluides.
- Le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules est très avantageuse à l'amélioration du nombre de Nusselt.
- l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules donne un excellent indice de performance thermo-hydraulique.
- Au même nombre de Reynolds, le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de concentration volumique des nanofluides.

Références

-
- [1] A. Menldjel, Exploitation des échangeurs à faisceau et calandre, IAP/SPA SKIKDA, (2009).
- [2] A. Manificat, O Megret, Procédés de récupération/valorisation des énergies à bas niveau de température Etat des connaissances, (2012).
- [3] F. Mebarek-Oudina, cours échangeur de chaleur, Editions Al-Djazair, (2014).
- [4] D. Beggat, A. RiadhI, H. Ismal. Étude comparative entre les deux systèmes de déshydratation (par glycol/ par les échangeurs de chaleur) du gaz Lift en tête de puits au niveau de la région de TFT, Département des sciences et de la Technologie, Université d'El Oued, (2019/2020)
- [5] R. K. Sekulić D.P Shah, Fundamentals of HeatExchanger Design, John Wiley& Sons, New York, (2003).
- [6] B. André, « Echangeur De Chaleur » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [7] B. André, A. Garrigue, Ch. Goubier, J. Huetz, Ch. Marvillet, Pi.erre Mercier, R. Vidil, « Dimensionnement thermique », technique de l'ingénieur
- [8] C. Chin-Hsiang, H. Wen-Hsiung, « Numericalprediction for laminarforced convection in parallel-plate channelswith transverse fin arrays» , International Journal of Heat and Mass Transfer, (1991).
- [9] Y. Xuan and W. Roetzel. Conception for heattransfercorrelation of nanofluids. International Journal of Heat and Mass Transfer, (2000).
- [10] Y. Xuan and W. Roetzel.Conception for heattransfercorrelation of nanofluids. International Journal of Heat and Mass Transfer, (2000).
- [11] B.C. Pak, Y.I. Cho, Hydrodynamic and heattransferstudy of dispersedfluidswithsubmicronmetallicoxideparticles, ExperimentalHeat Transfer, (1998).
- [12] J. Kim, Y.T. Kang, and C.K. Choi. Analysis of convective instability and heattransfercharacteristics of nanofluids. Physics of Fluids, (2004).
- [13] J.C.A. Maxwell, Treatise on electricity and magnetism.Oxford, UK: ClarendonPress, (1881).

- [14] R.L. Hamilton, O.K. Crosser, Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. I&EC Fundamentals, (1962).
- [15] F.J. Wasp, Solid liquid slurry pipeline transportation. Transactions on Techniques. Berlin, (1977).
- [16] Lu S, Lin H. Effective conductivity of composites containing spherical inclusions of finite conductivity. Journal of Applied Physics, (1996).
- [17] 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, (2003).
- [18] 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, (2004).
- [19] Q.Z. Xue. Model for thermal conductivity of carbon nano tube-based composites. Physica B: Condensed Matter, (2005).
- [20] 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, (2006).
- [21] 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, (2007).
- [22] M. Oblak J. Avsec, 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, (2007).
- [23] W. Duangthongsuk, S. Wongwises, Measurement of temperature dependent thermal conductivity and viscosity of TiO₂-water nanofluids. Experimental Thermal and Fluid Science, (2009).
- [24] V. Wong Kaufui Omar De Leon. Applications of Nanofluids: Current and Future. Mechanical and Aerospace Engineering Department, University of Miami. (2015).

-
- [25] R. Aghayari, H. Maddah, F. Ashori, A. Hakiminejad, and M. Aghili, "Effect of nanoparticles on heattransfer in mini double-pipe heatexchangers in turbulent flow," ed: Springer, (2015).
- [26] M. B. P. Rao, M. V. N. Rao, S. R. M. Naidu, and M. T. Veeraiiah, "Heat Transfer Enhancement in Double Pipe HeatExchanger by Alumina–Water Nanofluid," Heat Transfer, (2018).
- [27] H. Arya, M. Sarafraz, O. Pourmehran, and M. Arjomandi, "Heattransfer and pressure drop characteristics of MgOnanofluid in à double pipe heatexchanger," Heat and Mass Transfer, (2019).
- [28] R. Aghayari, H. Maddah, S. M. Pourkiaei, M. H. Ahmadi, L. Chen, and M. Ghazvini, "Theoretical and experimentalstudies of heattransfer in a double-pipe heatexchangerequippedwithtwisted tape and nanofluid," The EuropeanPhysical Journal Plus, vol, (2020).
- [29] H. Demir, A. Dalkilic, N. Kürekci, W. Duangthongsuk, and S. Wongwises, "Numerical investigation on the single phase forced convection heattransfercharacteristics of TiO₂ nanofluids in a double-tube counter flow heatexchanger," International Communications in Heat and Mass Transfer, (2011).
- [30] W. Duangthongsuk and S. Wongwises, "Comparison of the effects of measured and computedthermophysicalproperties of nanofluids on heattransfer performance," Experimental Thermal and FluidScience , (2010).
- [31] E. Onyiriuka, O. Ighodaro, A. Adelaja, D. Ewim, and S. Bhattacharyya, "A numerical investigation of the heattransfercharacteristics of water-basedmangobarknanofluidflowing in a double-pipe heatexchanger," Heliyon, (2019).
- [32] S. S. Mozafarie, K. Javaherdeh, and O. Ghanbari, "Numerical simulation of nanofluid turbulent flow in a double-pipe heatexchangerequippedwithcircular fins," Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, (2020).
- [33] AnkitKumar Gupta, Bhupendra Gupta, JyotiBhalavi, PrashantBaredar, HemantParmar&RamalingamSenthil. CFD study on heattransfer and pressure drop of nanofluids (SiO₂/H₂O, Al₂O₃/H₂O, CNTs/H₂O) in a concentric tube heatexchanger. International Journal of AmbientEnergy, (2021).

- [34] A. Kamyar, R. Saidur, and M. Hasanuzzaman. Application of Computational Fluid Dynamics (CFD) for Nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2012).
- [35] A. H. Abdelrazek, O. A. Alawib, S. N. Kazia, N. Yusoffa, Z. Chowdhuryd, and A. A. D. Sarhane. A New Approach to Evaluate the Impact of Thermos Physical Properties of Nanofluids on Heat Transfer and Pressure Drop. *international Communications in Heat and Mass Transfer*, (2018).
- [36] S. Kakaç, and A. Pramuanjaroenkij. . Review of Convective Heat Transfer Enhancement with Nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2009).
- [37] Y. Xuan, and W. Roetzel. Concepts for Heat Transfer Correlation of Nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2000).
- [38] K. V. Sharma, P. K. Sharma, W. H. Azmi, and R. Mamat. Correlation to Predict Friction and Forced Convection Heat Transfer Coefficient of Water Based Nanofluids for Turbulent Flow in Tube, (2012).
- [39] R.L. Webb, NH Kim, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, 2nd ed, Taylor & Francis, New York, (2005).
- [40] S. Yapici, Bilen K, Akyol U, Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface, *Energy Conversion and Management*, (2001)
- [41] S. Kim, B. Tserengombo, S-H. Choi, J. Noh, S. Huh, B. Choi, H. Chung, J. Kim, H. Jeong, Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficient with Al₂O₃ Nanofluid in Small Diameter Tubes. *Applied Thermal Engineering*, (2018).