REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE D^{r} YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire de Fin d'Études de Master

Spécialité : Énergétique

Simulation par CFD du refroidissement par utilisation des nanofluides dans un échangeur de chaleur coaxial

Présenté par

Geundouz Karima

Memmi Rofaida

Proposé et Dirigé par

Prof : ANNOUN Mohamed

M$^{elle :}$ KRIBY Saliha

Promotion 2020


بسم الله الرحمن الرحيم

DEDICACES

Ce modeste travail est dédié

Aux êtres les plus chers de ma vie ma Mère et mon Père qui ont été la clé de mon chemin vers la réussite ; qui m'ont tout donné, sur tous leurs sacrifices pour que nous puissions suivre notre cursus d'études dans des conditions agréables.

A mes sœurs : Ikrame, Zahiya, Chrifa, Khdidja, Fati,
Auxquelles je souhaite toutes les réussites et le bien-être ;

A mes frères : Abde Allah, Hamza, Makhfi, Brahim, Ali,
Damal, Lharachi, Moussa, Tomi, Tayeb, Mohammed, yahya ;

A mes neveux: Hanin, Adam, Ouday, Zizo, Kheloud, Amin,
Hadjer, Abo bakre;

A tous mes famille surtout mon cousin Islem ;

A tous mes amis : Asma, Razika, Roufiada ;

A toute la promotion de Génie Mécanique Option énergétique 2020.

Karima

DEDICACES

Ce modeste travail est dédié

Aux êtres les plus chers de ma vie ma mère et mon père qui ont été la clé de mon chemin vers la réussite ; qui m'ont tout donné, sur tous leurs sacrifices pour que nous puissions suivre notre cursus d'études dans des conditions agréables.

A mes sœurs : kawthar, leila zineb

A mes frères : Ismail , abd elhay

A tous mes famille Memmi

A tous mes amis : Karima , Amina , manel , Asmaa , Hanan , dahbiya , Nawel ,

Bouchra , Saida

A tous mes amis de l'université de Médéa. Surtouts spécialité génie mécanique .

Rofaida

Remerciement

Toute notre gratitude, grâce et remerciement vont à dieu puissant qui nous a donné la force, la patience, le courage et la volonté pour élaborer ce travail.

C'est avec une profonde reconnaissance et considération particulière que nous remercions notre promoteur Pr- ANNOUN Mohamed pour la sollicitude avec laquelle il a suivi et guidé ce travail aussi nous remercions Mlle- KRIBY Saliha pour son aide et son assistance durant toute cette période de réalisation de ce projet sans oublier bien sûr de remercier aussi les membres du jury pour le temps qu'ils ont consacré à examiner ce travail et on n'oublie jamais à exprimer nos sincères remerciements et gratitudes à tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à notre formation durant tout ce cycle plus particulièrement Dr.Zirari Mounir et Dr.Alliche Mounir pour leurs aides et soutiens

Tables des matières

Liste des tableaux 10

Liste des figures : 10

Nomenclature : 13

Résumé : 15

Introduction générale 1

Chapitre I : Notions et généralités sur les nanofluides

I.1Introduction : 4

I.2 les nanofluides : 4

I.2.1 Définition : 4

I.2.2Fabrication et préparation des nanofluides : 5

I.3 Les nanoparticules 7

I.4 Les propriétés thermo-physiques de nanofluides : 10

I.4.1 La fraction volumique(Ø) : 10

I.4.2 Conductivité thermique : 10

I.4.2.1 Effet de la concertation volumique des particules : 11

I.4.2.2 Effet du type de la nanoparticule : 12

I.4.2.3 Effet de la température : 13

I.4.3Viscosité dynamique : 13

I.4.4Chaleur spécifique : 14

I.4.5Masse volumique : 14

I.5 Domaines d'application des nano fluides : 14

I.5.1 Utilisation des nanofluides dans le domaine du froid : 15

I.5.2 Refroidissement des systèmes thermiques : 15

I.5.3 Refroidissement des systèmes électroniques : 15

I.5.4 Refroidissement des systèmes nucléaires : 15

I.5.5Refroidissement des systèmes militaires : 15

I.6 Les recherches expérimentales sur les nanofluides : 16

I.7 Les avantage de nanofluides : 17

I.8 Les inconvénients du nanofluides : 18

I.9 Conclusion : 18

Chapitre II : Transfert thermique dans l'échangeur de chaleur

II.1 Introduction 20
II. 2 Les échangeurs de chaleur 20
II. 2. 1 Définition d'un échangeur de chaleur 20
II.2.2 classification des échangeurs 20
II.2.2.2 Classement technologique 21
II.2.2.3 Classement suivant le mode de transfert de chaleur 27
II.2.2.4 Classification suivant le mode d'écoulement 27
II.3 Analyse thermique dans un échangeur de chaleur 29
II.4 Transfert de chaleur convectif 31
II.4.1 Mode d'écoulement 32
II.4.2 Couches limites dynamique et thermique 33
II.4.3 Coefficient d'échange par convection 34
II.4.4 Équations de la convection forcée 35
II.4.4.1 Équations de la convection en régime laminaire 35
II .4.4.2 Équations de la convection en régime turbulent 35
II.5 Convection forcée dans une conduite 37
II.5.1 Notion d'un écoulement dans une conduite : 37
II.5.2 Paramètres dynamique et thermiques d'un écoulement dans une conduite 38
II.6 Convection avec les nanofluides 39
II.7 Travaux intérieurs 39
II.8 Conclusion 40

chapitre III : Simulation numérique Résulats et Interpretation

III .1Introduction 42
III .2 Définition du problème 42
III .3Méthode numérique 43
III .3.1Méthodes de résolution 43
III .3.2Conditions aux limites 44
III .3.3Propriétés thermophysiques du nanofluide 44
III .3.4Les équations gouvernantes 45
III .4 Résultats et interprétation 47
III .4.1 Validation 47

III .4.2. Conductivité thermique 48
III .4.3 Nombre de Nusselt 49
III .4.4 Coefficient global de transfert de chaleur 50
III .4.5Perte de charge 51
III .4.6Contrainte de cisaillement 53
III.5Conclusion 53
Conclusion général 55
Références Bibliographiques : 56

Liste des tableaux

Tableau I-1 : Nombre de travaux publiés sur les nanofluides dans la base de données de SCOPUS. 17
Tableau III-1: Propriétés thermo-physiques du fluide de base et des nanoparticules. 42

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1: Image des nanofluides vus au microscope électronique : a) Ethylène glycol + cuivre 5
Figure I. 2 : (a) NTC dispersés ; (b) NTC agglomérés. 5
Figure I. 3 : Procédé de synthèse de nano fluide en une seule étape.....6
Figure I. 4 : Pyrolyse laser donnant de la nano poudre a mélange au liquide [6]. 7
Figure I .5 : Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre. 7
Figure I. 6 : Les nanoparticules dans un tube. 8
Figure I.7 : Exemple d'enroulement d'un feuillet de graphème pour former un tube. 9
Figure I.8 :(a) Nanotubes bi-parois DWCNT ; (b) Nanotubes multi-parois MWCNT 9
Figure I. 9 : Représentation graphique d'un nanotube de carbones multi-feuillets. 9
Figure I.10 : Photographie des nanoparticules d'Al2O3. 8
figure I.11 : Effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique du nano fluide(Al_2O_3)/eau). 12
figure I.12 : Effet du type de la nanoparticule sur la conductivité thermique des nanofluides(Al_2O_3/eau). 12

Chapitre II

Figure II 1 : Échangeur coaxial [13].....21
Figure II 2 : Échangeur monotube [13]. 22
Figure II 3 : Échangeur monotube [13]. 22
Figure II 4 : Échangeur calandre et tubes 1 passage calandre 1 passage tubes (Échangeur 1-1) 23
Figure II 5 : Échangeur 1-2 (1 passage calandre et 2 passages tubes) [14]. 23
Figure II 6 : Échangeur 2-2 (2 passages calandre et 2 passages tubes) [14].....24
Figure II 7 : Échangeur de chaleurs à plaques. 25
Figure II 8 : Échangeur de chaleurs à plaques- ailettes [14].....26
Figure II 9 : Échangeur de chaleurs à tubes-ailettes [14] 26
Figure II 10 : Échangeur de chaleur à Co-courant et contre courant.....27
Figure II 11 : Échangeur de chaleur à courants croisés 28
Figure II 12 : Échangeur de chaleur à courants croisés : a) les deux fluides non brassés b) un fluide brassé et un fluide non brassé.....28
Figure II 13 : Échangeur de chaleur à courants croisés multitubulaires : a) réarrangement en ligne b) réarrangement quinconce 29
Figure II 14 : Profil des températures des deux fluides dans l'échangeur à co-courant(a) et l'échangeur à contre courant (b).....30
Figure II 15 : Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection. 32
Figure II 16 : Modes d'écoulement, A : Écroulement laminaire B : Écroulement turbulent. ..33
Figure II 17 : Couche limite dynamique. 34
Figure II 18 : Couche limite thermique. 34

Figure II 19 : caractéristique d'un écoulement Interne.....37

Chapitre III

Figure III-1 : Configuration de l'échangeur de chaleur circulaire à double tubes considéré. 42
Figure III-2: Schéma de la géométrie étudiée. 44
Figure III-3: Coefficient global de transfert de chaleur comparé avec les mesures de Rohit.S et al. 47
Figure III-4: Distribution des températures des fluides le long de l'échangeur 48
Figure III-5: Évolution de la conductivité thermique en fonction de la fraction volumique Al_2O_3 48
Figure III-6: Variation du nombre de Nusselt en fonction du débit massique du nanofluide pour différentes fractions volumiques de Al_2O_3. 49
Figure III-7 : Effet de la fraction volumique de Al2O3 sur la conductivité thermique du nanofluide (k) et le coefficient d'échange thermique(h).....50
Figure III-8: Coefficient global de transfert de chaleur U en fonction du débit massique du nanofluide (kg/s). 51
Figure III-9: Perte de charge en fonction de la fraction volumique Al_2O_3 52
Figure III-10: Facteur de frottement en fonction de la la fraction volumique Al_2O_3 52
Figure III-11: Variations du taux de cisaillement pour différentes fractions volumique d'Al_2O_3. 53

Nomenclature

A, B, a et C : sont des constantes dépendant du régime d'écoulement et de la géométrie de l'obstacle.

$\boldsymbol{Cp}$: Chaleur spécifique(J.Kg^{-1}.K^{-1}).

$(\boldsymbol{Cp})_{\boldsymbol{nf}}$: Chaleurs spécifique du nanofluide (J.Kg^{-1}.K^{-1}).

$(\boldsymbol{Cp})_{\boldsymbol{f}}$: Chaleurs spécifique du fluide de base(J.Kg^{-1}.K^{-1}).

$(\boldsymbol{Cp})_{\boldsymbol{p}}$: Chaleurs spécifique des nanoparticules(J.Kg^{-1}.K^{-1}).

$\boldsymbol{C_f}$: Coefficient de frottement

$\boldsymbol{D}$: Diamètre de conduite.

h : Coefficient de transfert thermique par convection.

$\boldsymbol{k}$: Conductivité thermique(W.m^{-1}.K^{-1}).

$\boldsymbol{k_{nf}}$: Conductivité thermique du nanofluide(W. m^{-1}.K^{-1}).

$\boldsymbol{k_f}$: Conductivité thermique du fluide de base(W. m^{-1}.K^{-1}).

$\boldsymbol{k_p}$: Conductivité thermique de la particule solide(W. m^{-1}.K^{-1}).

L : Longueur caractéristique (m).

$\boldsymbol{n}$: Facteur de forme empirique.

$\boldsymbol{Pr}$: Nombre de prandlt.

q : Flux de chaleur qui traverse la paroi du tube.

Re : Nombre de Reynolds.

S : Surface d'échange (m^2).

$\boldsymbol{T_p}$: Les températures de la paroi (K).

$\boldsymbol{T_\infty}$: Température du fluide loin de la paroi (K).

U : Vitesse moyenne (m/s).

$\overline{U}$: Vitesse moyenne du fluide.

$\boldsymbol{V_T}$: Volume totale (m^3).

$\boldsymbol{V_p}$: Volume de nanoparticules (m^3).

$\boldsymbol{\beta_T}$: Coefficient d'expansion thermique appelé également coefficient de dilatation. (K^{-1}).

$\boldsymbol{\beta_f}$: Coefficient de dilatation du fluide.

$\boldsymbol{\beta_p}$: Coefficient de dilatation des nanoparticules.

$\boldsymbol{\lambda}$: Coefficient de perte de charge

Lettre grecs :

$\boldsymbol{\rho}$: Masse volumique ($Kg.m^3$).

$\boldsymbol{\rho_{nf}}$: Masse volumique du nanofluide ($Kg.m^3$).

$\boldsymbol{\rho_f}$: Masse volumique du fluide de base($Kg.m^3$).

$\boldsymbol{\rho_p}$: Masse volumique des nanoparticules solides ($Kg.m^3$).

$\boldsymbol{\mu}$: Viscosité dynamique ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$).

$\boldsymbol{\mu_{nf}}$: Viscosité dynamique du nanofluide ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$).

$\boldsymbol{\mu_f}$: Viscosité dynamique du fluide de base ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$).

$\boldsymbol{v}$: Viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$).

$\boldsymbol{\varphi}$: Fraction volumique.

$\Delta \boldsymbol{P}$: Perte de charge.

Résumé

Dans ce travail, nous avons étudié la convection forcée d'un nanofluide composé de AL_2O_3-eau en écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur co-axial. Par le code de calcul COMSOL Multiphasiques nous avons examiné l'aspect thermique et dynamique du système en fonction de la fraction volumique des nanoparticules et du débit massique du nanofluide. Les résultats obtenus sont présentés en termes de variation du nombre de Nusselt moyen, de perte de charge et de taux de cisaillement en fonction de concentrations en nanoparticules (Al_2O_3). L'analyse de ces résultats montre que les nanoparticules contribuent considérablement à l'amélioration du transfert thermique dans l'échangeur accompagnée d'une légère augmentation de perte de charge.

Mots clés : Nanofluides, nanoparticules, convection forcée, échangeurs de chaleurs.

Abstract

In this study, the convective heat transfer of nanofluid consisting of Al_2O_3 and water flowing in a co-axial heat exchanger in turbulent conditions is carried out . The impact of Al_2O_3 nanoparticles fractions and nanofluid masse flow on The thermal and dynamic behavior of the entire system were thoroughly investigated by using the COMSOL Multiphasic software. The obtained results, which are presented in terms of the variation of the average Nusselt number and the pressure drop as well as the shear rate versus the nanoparticles fractions (Al_2O_3) and Reynolds number, showed that the nanoparticles contribute significantly to the improvement ofheat transfer in the heat exchanger with a slight increase in thepressure drop.

Keywords:Nnanofluids, nanoparticles, forced convection, heat exchangers.

ملخص

في هذه الدراسة ، يتم إجراء النقل الحراري الحراري للسائل النانوي المكون منAl_2O_3 والمياه المتدفقة في مبادل حراري محوري مشترك في ظروف مضطربة. تم فحص تأثير كسور Al_2O_3النانوية وتدفقشامل على السلوك الحراري وديناميكي للنظام بأكمله باستخدام برنامج كومصول , النتائج التي تم الحصول عليها ، والتي تم تقديمها من حيث التباين في متوسط عدد نسلت وانخفاض الضغط وكذلك معدل القص مقابل كسور الجسيمات النانوية (Al_2O_3)ورقم رينولدز ، أظهرت أن الجسيمات النانوية تساهم بشكل كبير في تحسين نقل الحرارة في الحرارة مبادل مع زيادة طفيفة في انخفاض الضغط.

الكلمات المفتاحية: السوائل النانوية ، الجسيمات النانوية ، الحمل الحراري القسري ، مبادلحراري.

Introduction Générale

Introduction générale

Dans de nombreux procédés de conversion d'énergie et domaines électroniques on est amené très souvent dans la pratique à envisager d'utiliser des systèmes de refroidissement pour assurer un fonctionnement durable et efficace des équipements. Les systèmes de refroidissement les plus utilisé sont les échangeurs de chaleur qui ont pour rôle d'évacuer l'excès de la chaleur par échange thermique entre deux fluides en écoulement. Pour améliorer l'efficacité thermique de ces systèmes il est suggéré d'augmenter la surface d'échange de l'échangeur de chaleur. Cependant, la mise en œuvre de cette technique s'avère très coûteuse et très encombrante car elle nécessite beaucoup d'espace. Par contre, les plus récentes études ont montré que l'ajout des nanoparticules dans le fluide de base améliore considérablement les propriétés thermiques de la suspension préparée, appelée nanofluid. Cette technique est certainement la solution la plus prometteuse dans le domaine d'amélioration des transferts thermiques et d'éviter ainsi la possibilité de modifier les dimensions de l'échangeur de chaleur. Le mérite de cette technique revient à Choi qui en 1995 avait l'idée de disperser, au sein d'un fluide, des particules de taille nanométrique pour espérer voir la conductivité thermique effective de ce mélange augmentée,

Les nanofluides comme fluides caloporteurs ont gagnés en popularité depuis leur découverte vers la fin des années 90. Par conséquent, les chercheurs et les expérimentateurs du secteur de froid ne pouvaient rester à l'écart du développement croissant des applications des nano fluides. Dans le but de produire les avantages de ces fluides innovants dans des applications thermiques, la seule considération de la conductivité thermique est insuffisante et d'autres critères doivent être pris en compte : le coefficient d'échange thermique et la perte de pression.

C'est dans ce contexte, que nous allons mener notre étude. Le travail que nous présentons dans cette manuscrite porte sur la simulation numérique d'un écoulement turbulent d'un nano fluide dans un échangeur de chaleur coaxial dans ses deux aspects thermique et dynamique.

Cette étude est structurée en trois chapitres, organisée de la manière suivante :

Dans le premier chapitre une étude bibliographique sur les nanofluides est présentée dans laquelle on va exposer les différents types de nanoparticules utilisées dans la préparation des nanofluides. Dans cette partie, on présente aussi les propriétés thermiques (chaleur massique et conductivité thermique) et rhéologiques (masse volumique et viscosité dynamique) de ces solutions et les corrélations les plus utilisées dans la littérature pour l'évaluation de ces paramètres.

Le second chapitre est basé sur les échangeurs de chaleurs ainsi que leurs critères de classification, après nous présentons l'aspect thermique et hydrodynamique de La Convection forcée dans des tubes avec les nanofluides. Des travaux antérieurs qui nous ont paru très utiles pour notre étude seront présentés à la fin de ce chapitre.

Dans le dernier chapitre on présente en premier lieu la démarche de résolutions du problème par ComsolMultiphysics et les étapes suivies. A la fin nous présentons les résultats obtenus et on termine ce mémoire avec une conclusion générale sur le travail effectué.

CHAPITRE I

Notions et Généralités sur les nanofluides

I.1Introduction

Les systèmes de refroidissement par échangeur de chaleur dont le principe consiste à absorber l'excès de chaleur à partir de la paroi de la conduite par contact avec un fluide en écoulement.

Pour améliorer l'efficacité de ces échangeurs de chaleur nous avons utilisé une technologie qui a été préconisée dans ces dernières années et qui semble très efficace pour booster l'échange thermique sans altérer les dimensions et les accessoires de l'équipement de refroidissement. Cette technologie consiste à charger le fluide caloporteur ou le fluide de base (eau, éthylène glycol et l'huile) par des particules de taille nanométriques pour obtenir une nouvelle solution appelée nanofluide ayant des propriétés thermiques et hydrodynamique différentes par rapport aux fluide de base. Ces propriétés jouent un rôle très important dans le phénomène de la dissipation de la chaleur

I.2 Les nanofluides

I.2.1 Définition

Les nanofluides sont des solutions colloïdales qui se composent de particules de taille nanométrique (1-100 nm) en suspension dans un liquide porteur, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés , ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermique particulières, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur**[1]**.L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques.

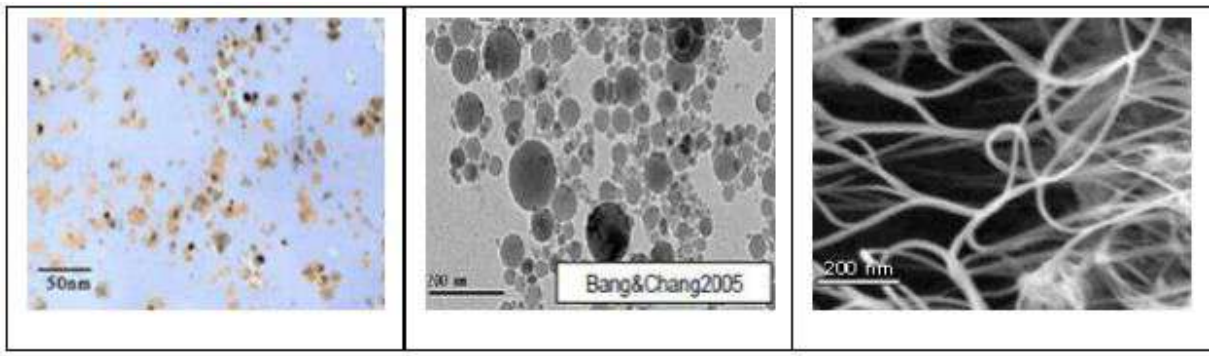


Figure I-1*:* Image des nanofluides vus au microscope électronique
a) éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; b) eau + alumine ; c) eau + nanotubes**[1].**

I.2.2 Fabrication et préparation des nanofluides

Le point délicat est la fabrication de ces petits morceaux de matière plus ou moins bien calibré.

Les procédés de préparation de ces nanoparticules peuvent être classés en deux catégories :

• les procédés physiques, comme le broyage mécanique.

• les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

A la suite de leurs fabrications, la stabilité des nanofluides et l'état de dispersion des nanotubes dans la suspension sont généralement étudiées. Les principales méthodes mises en œuvre dans ce domaine sont décrites ci-après.

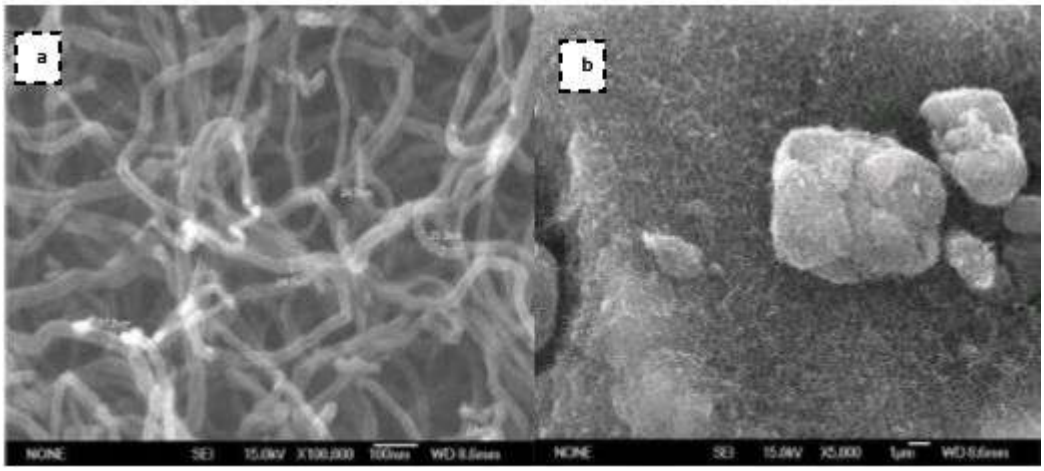


Figure I-2 : (a) NTC dispersés ; (b) NTC agglomérés **[2].**

La préparation des nanofluides doit tenir compte surtout d'une suspension stable et durable et une agglomération minime des nanoparticules, et doit assurer qu'elles n'entrent pas en échange

chimique avec le fluide de base (absence de réactions chimiques) **[3]**.Deux principales méthodes sont utilisées pour l'obtention des nanofluides :

- La méthode en une seule étape qui consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base comme le montre la figure I.3Cette technique n'est utilisable que pour certains nanofluides mais elle permet d'éviter l'agglomération et l'oxydation des nanoparticules (synthèse direct dans un fluide de base **[4]**.

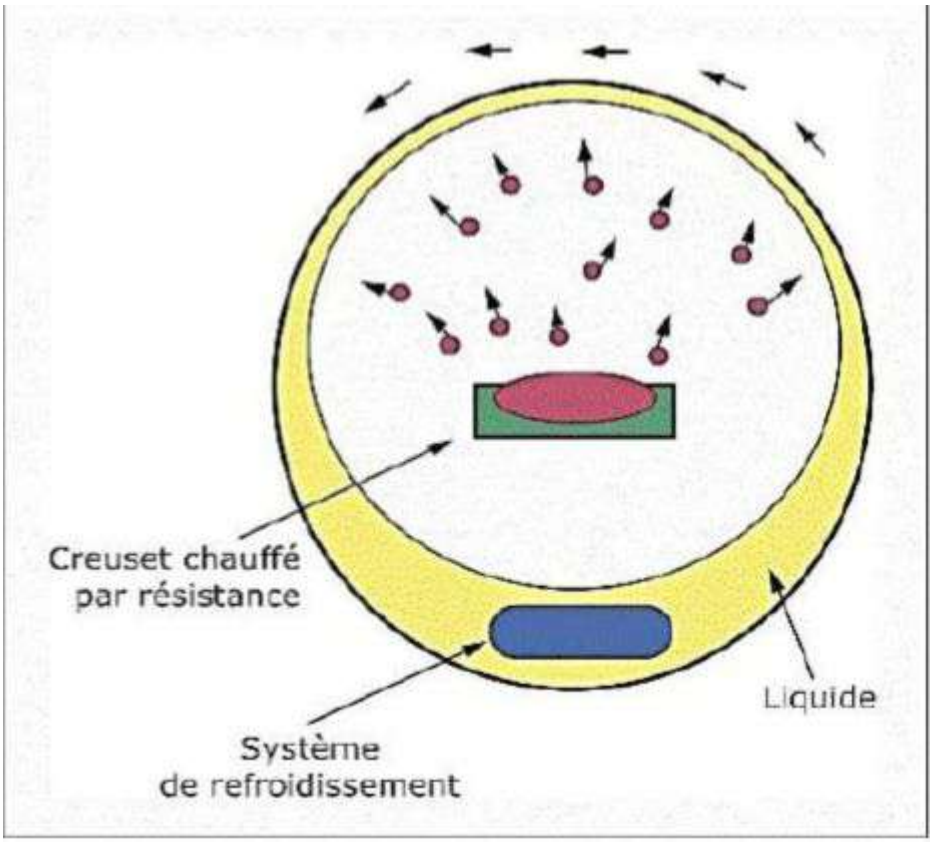


Figure I-3 : Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape [1]

- La méthode en deux étapes qui consiste d'abord à la fabrication d'une nanopoudre sèche (figure 4) et ensuite procédé au mélange et à sa dispersion dans le liquide porteur **[4].** Elle présente des avantages économiques et permet de préparer en grande quantité les nanofluides en raison de la production industrielle élargie des nanoparticules **[6]**

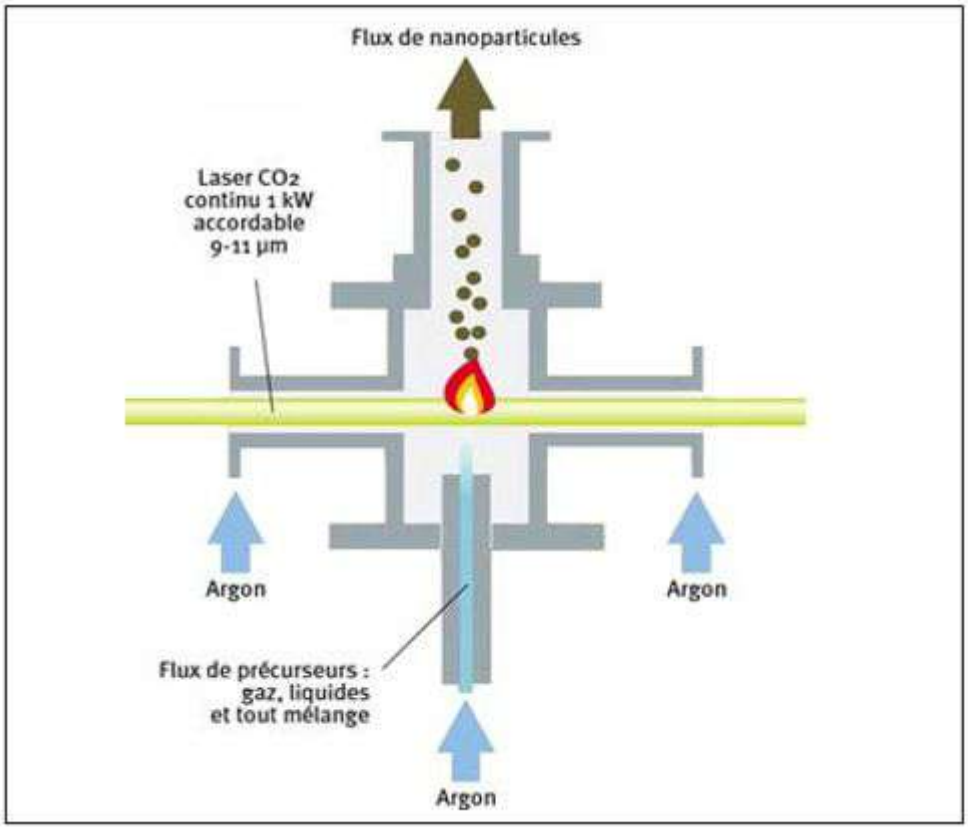


Figure I-4 *:* Pyrolyse laser donnant de la nanopoudreàa mélange au liquide **[7].**

Les fluides de base les plus utilisés pour les préparations des nanofluides sont généralement l'eau, l'éthylène glycol, les huiles et les fluides de réfrigération (R12, R22…).

I.3 Les nanoparticules

Les nanoparticule sont considérés comme étant un assemblage de quelques centaines à quelques milliers de particules ayant une taille nanométrique de (1 à 100 nm)qui se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire (figure I.5)**[7].** Ces nanoparticules sont dispersées d'une manière homogène au sein du fluide de base comme le montre la figure I.6.

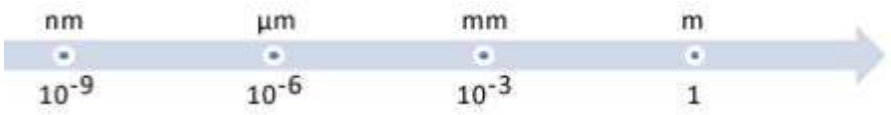


Figure I-5 *:* Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre **[7]**

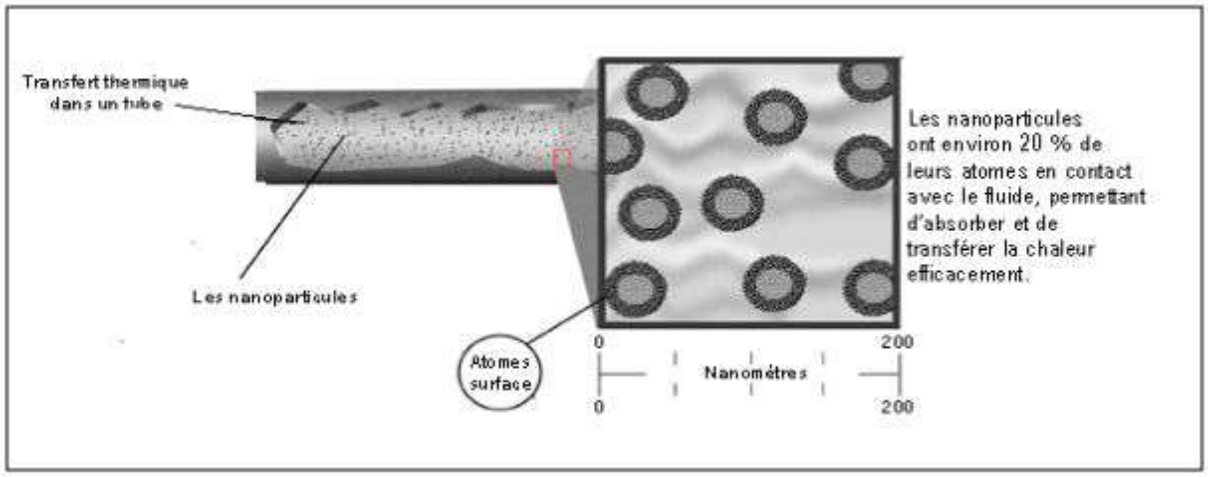


Figure I-6*:* Les nanoparticules dans un tube **[7].**

Les nanoparticules les plus employées pour les préparations des nanofluides sont les suivants :

- Les nanoparticules des oxydes métalliques :
  1-l'oxyde d'aluminium (Figue I.7).
  2-l'oxyde de cuivre.
- Les nanoparticules métalliques :
  1-l'aluminium(AL).
  2-le cuivre (Cu).
- Les nanotubes de carbones (CNT) (figure I.8-I.10).

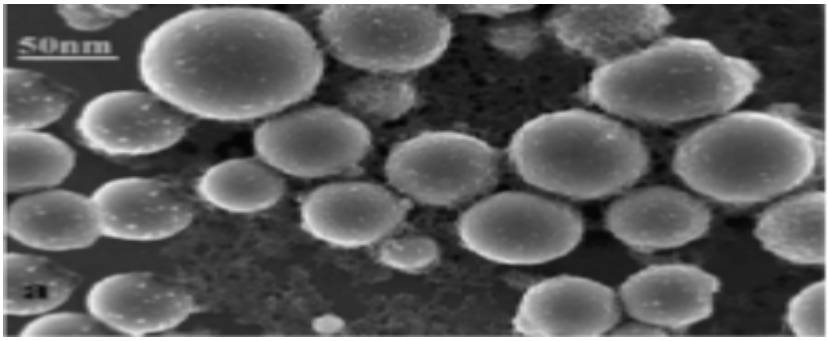


Figure I.7 *:* Photographie des nanoparticules d'Al_2O_3 **[1]**

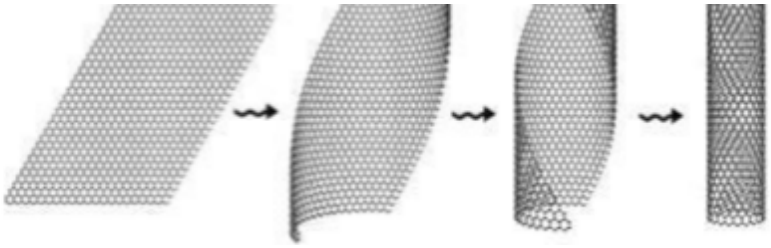


Figure I.8 *:* Exemple d'enroulement d'un feuillet de graphème pour former un tube **[2]**

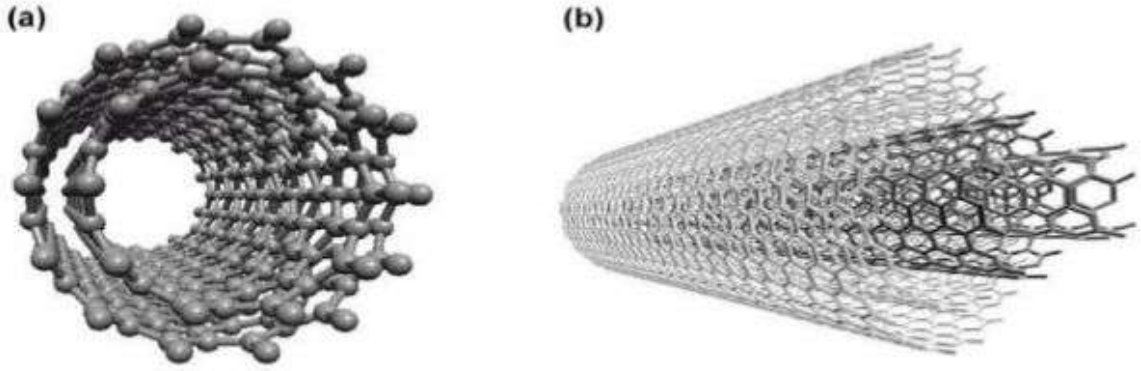


Figure I. 9 :a) Nanotubes bi-parois DWCNT ; (b) Nanotubes multi-parois MWCNT **[2]**

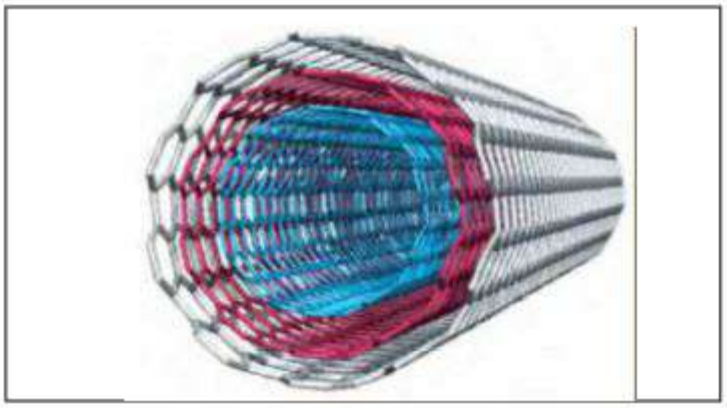


Figure I. 10 : Représentation graphique d'un nanotube de carbones multi-feuillets **[7]**

I.4 Les propriétés thermo-physiques de nanofluides

Un des objectifs de ce travail est la détermination des propriétés thermo- physiques des nanofluides à base (masse volumique, chaleur spécifique, conductivité thermique, viscosité dynamique, etc.)**[1].**

I.4.1 La fraction volumique(Ø)

La fraction volumique est la propriété la plus important pour le nanofluide, puisque les calcules des toutes les autres propriétés se base sur la fraction volumique du nanofluide **[3]**.La valeur de la fraction volumique est varie entre 0 (fluide de base pure) et 1. La fraction volumique est donnée par la relation suivante :

$$\varphi = \boldsymbol{V}_p / \boldsymbol{V}_T \qquad \textbf{(I.1)}$$

V_p : volume de solide (nanoparticules).

V_T : volume totale.

I.4.2 Conductivité thermique

La conductivité thermique (W/m.K) notée Kest définie comme étant la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur. C'est une propriété très importante et considérée comme étant un indicateur potentiel pour l'amélioration des performances thermiques d'un fluide caloporteur. Plusieurs modèles sont proposés dans la littérature pour le calcul de la conductivité thermique des nanofluides. Les modèles les plus utilisés sont les suivants :

a-Modèle de Maxwell (1873) **:** Maxwell à présenter son modèle pour calculer la conductivité thermique d'un nanofluide en fonction de la fraction volumique de la nanofluide**[4]**,mais ce modèle est valable uniquement dans le cas des nano fluides qui contiennent des nanoparticules sous forme sphériques. Ce modèle s'exprime par :

$$\mathbf{K_{nf}} = (\mathbf{K_p} + 2\mathbf{K_{bf}} - 2\varphi\,(\mathbf{K_{bf}} - \mathbf{K_p}) / \mathbf{K_p} + 2\mathbf{K_{bf}} + \varphi\,(\mathbf{K_{bf}} - \mathbf{K_p}))\,\mathbf{K_{bf}} \qquad \textbf{(I.2)}$$

Les indices désignent respectivement p : particule ; bf: fluide de base ; nf: nano fluide

φdésigne la fraction volumique des particules

b-Modèle de Hamilton et Crosser (1962) : Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle non efficace pour la description du phénomène étudié, Pour cela le modèle du Hamilton et Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nano fluide quelque soit la forme de la nanoparticule **[4]**.

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

$$L\mathbf{K_{nf}}=(\mathbf{K_p}+(\mathbf{n-1})\mathbf{K_{bf}}-(\mathbf{n-1})(\mathbf{K_{bf}}-\mathbf{K_p})\varphi/\mathbf{K_p}+\mathbf{n-1}\mathbf{K_{bf}}+(\mathbf{K_{bf}}-\mathbf{K_p})\varphi)\mathbf{K_{bf}}. \qquad \textbf{(I.3)}$$

Où (n) est un facteur de forme :

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

La conductivité thermique du nanofluide dépend de certains nombre de paramètres : la fraction volumique des particules, le type de la particule et la température.

I.4.2.1 Effet de la concertation volumique des particules

Des mesures expérimentales de conductivité thermique du nanofluide composé de Al_2O_3/eau effectuées par différents chercheurs comme le montre la figure I.10 montrent que la conductivité thermique augmente en fonction de la fraction volumique des particules. En effet, ce phénomène est prévisible car la conductivité thermique des nanoparticules est plus élevée que celle du fluide de base.

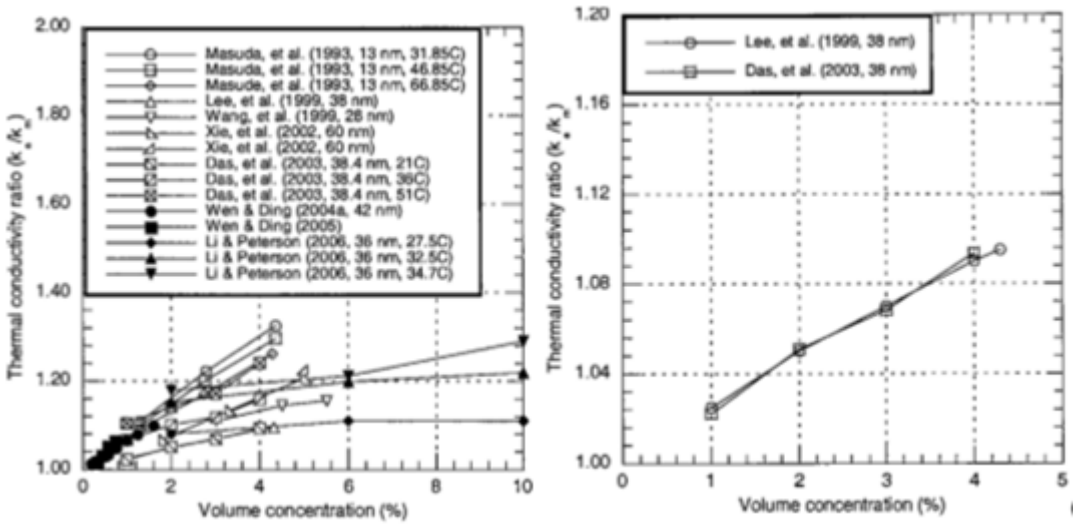


Figure I. 10 : Effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique du nanofluide(Al_2O_3)/eau) **[7]**

I.4.2.2 Effet du type de la nanoparticule

L'effet du type des nanoparticules sur la conductivité thermique a été étudié expérimentalement Sur la figure I.11 est représentée la conductivité thermique de plusieurs types de nanoparticules dilués dans l'eau en fonction de leur fraction volumique.

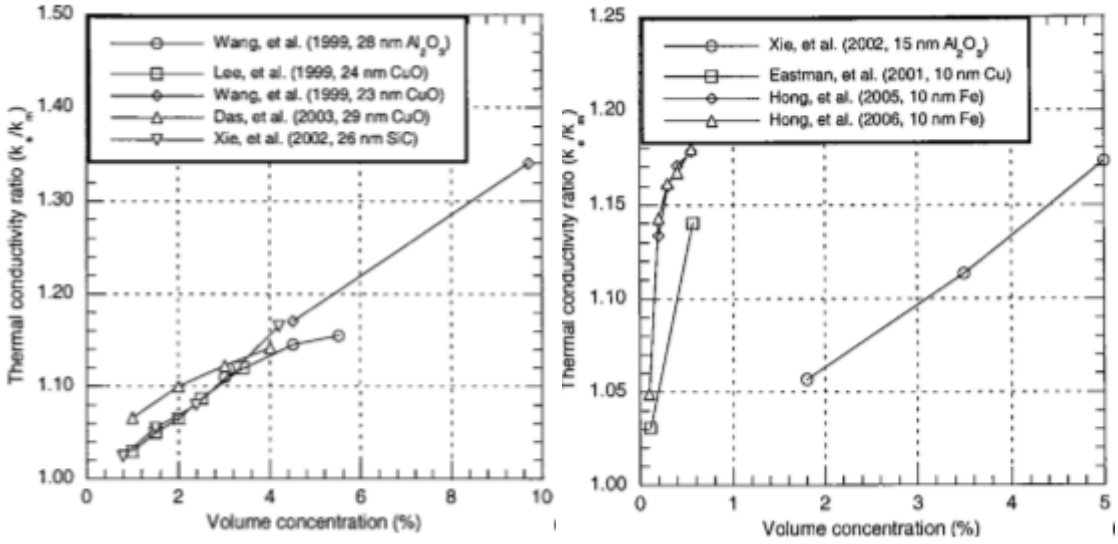


Figure I. 11 : Effet du type de la nanoparticule sur la conductivité thermique des nanofluides(Al_2O_3/eau) **[7]**

I.4.2.3 Effet de la température

La conductivité thermique du nanofluide est sensible à la température comme le montre la figure I.12. Cette figure représente la conductivité thermique du nanofluide composé de Al_2O_3-eau en fonction de la fraction volumique pour différentes valeurs de température respectivement 21°C, 36°C et 51°C. L'analyse de ces résultats montre que la conductivité thermique est proportionnelle à la température.

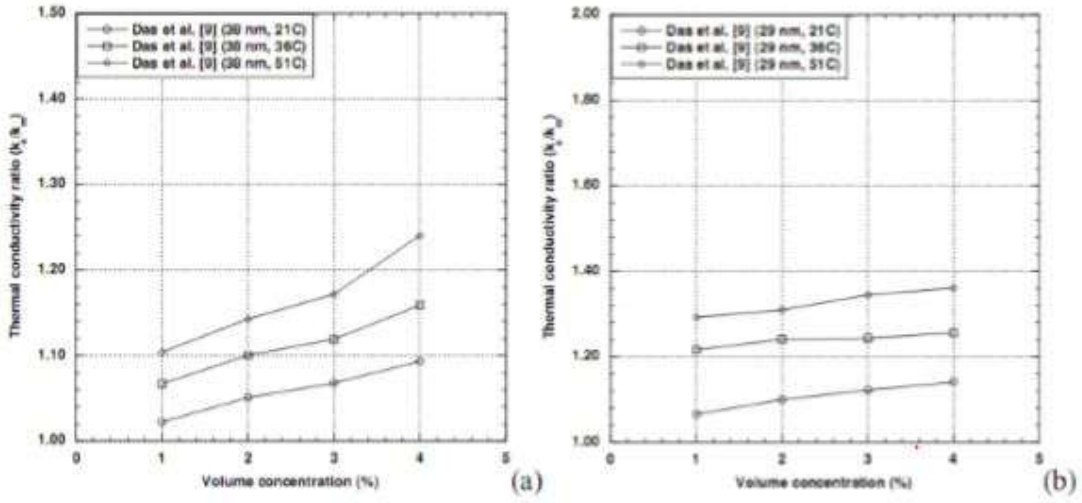


Figure I.12 : Effet de la température sur la conductivité thermique des nanofluidesa base d'eau : (a) pour Al_2O_3, (b) pour CuO **[7]**

I.4.3 Viscosité dynamique

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport de fluide**[6]**,La majeure partie des études qui ont recours à la viscosité des nano fluides, l'évalue par des modèles de type Stokes-Einstein ou Brinkman. Mais ce type de modèle n'est valable que pour des poudres métalliques, sans interactions inter-particules, de forme sphérique et pour des concentrations très faibles. Parmi les modèles les plus utilisés dans la littérature on cite :

a-Modèle d'Einstein (1906) : La viscosité dynamique d'un nanofluide est donnée par la relation d'Einstein pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines rigides la relation d'Einstein et la suivant :

$$\mu_{nf}/\mu_{bf} = 1 + 2\,\varphi \qquad \textbf{(I.4)}$$

Cette relation est valable juste pour φ=0,03 (3%).

b-Modèle de Brinkman (1952): Par contre, Brinkman a généralisé la formule pour qu'elle puisse être utilisée dans une large plage de concentrations volumiques.

$$\mu_{nf}/\mu_{bf} = 1/ (1-\varphi)^{5/2} \quad \textbf{(I.5)}$$

I.4.4 Chaleur spécifique

La chaleur spécifique (Cp) est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène **[9]**. La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de masse d'un corps de un degré lors de la transformation considérée.

La chaleur spécifique des nano fluides, quant à elle, est très rarement étudiée, notamment sur le plan expérimental. On peut citer les deux modèles suivants :

a- Modèle du Pak et Cho *:* Pak et Cho ont utilisé la formule suivante :

$$(Cp)_{nf} = (1-\varphi)_{bf} + \varphi + (Cp)_p \quad \textbf{(I.6)}$$

b- ***Modèle*****Xuan et Roetzel :** Il s'exprime par :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1-\varphi)(\rho Cp)_{bf} + \varphi(\rho Cp)_p \quad \textbf{(I.7)}$$

I.4.5 Masse volumique

La masse volumique des nanofluides est proportionnelle à la fraction volumique en particules et augmente avec l'ajout des nanoparticules. Elle s'exprime par la relation suivante :

$$\rho = (m/ V_{nf}) = (m_f+m_p) /(V_f+V_p) = (\rho_f V_f+\rho_p V_p)/ (V_f+V_p) \quad \textbf{(I.8)}$$

I.5 Domaines d'application des nanofluides

Les nanofluides peuvent être employé pour l'amélioration de transfert de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques, dans cette contexte quelques exemples d'application seront présentées tel que le transport, la micro-électronique, le nucléaire, et la biomédicale.

I.5.1 Utilisation des nanofluides dans le domaine du froid

Les transferts de chaleur constituent la base des systèmes de production de froid et de climatisation. L'intensification des échanges de chaleur permettent d'améliorer les performances globales de ces systèmes.

Dans les systèmes de réfrigération, l'effort est d'améliorer l'efficacité du système en introduisant des nanoparticules dans les réfrigérants (nano réfrigérant) et dans les huiles lubrifiantes (nanolubrifiants) Dans cette section **[10]**. quelque exemples d'application seront présentés tel que le transport.

I.5.2 Refroidissement des systèmes thermiques

Le mélange d'éthylène-glycol et l'eau, sont utilisés comme liquide de refroidissement dans les moteurs des véhicules. L'addition des nanoparticules dans ces liquides améliore le taux de refroidissement **[1]**.

I.5.3 Refroidissement des systèmes électroniques

Un nanofluide à base d'eau est empli pour refroidir une unité centrale de calcul ou de traitement de haute performance (HPC).

I.5.4 Refroidissement des systèmes nucléaires

L'utilisation des nanofluides sur la sûreté neutronique, et la performance économique des systèmes nucléaires. Les nanofluides peuvent être utilisés comme fluide de refroidissement du réacteur principal pour les réacteurs à eau sous pression. Cela pourrait permettre des augmentations significatives de puissance dans les réacteurs à eau sous pression, améliorant ainsi leur performance économique **[10]**.

I.5.5 Refroidissement des systèmes militaires

Les exemples des applications militaires incluent le refroidissement de l'électronique de puissance et les armes d'énergie dirigée.

I.6 Les recherches expérimentales sur les nanofluides

L'essentiel des travaux sur ce type de nanofluides a porté sur la mesure de la conductivité thermique en fonction des différents paramètres caractérisant les nanoparticules (taille, fraction massique) et température de l'ensemble.

En 2003 Das et al. **[10]** furent les premiers à étudier l'influence de la température sur l'accroissement de la conductivité thermique des nanofluides. Ils ont relevé une augmentation de la conductivité thermique lorsque la température varie de 21°C à 51°C pour les deux nanofluides (Al2O3+eau) et (CuO+eau). Les valeurs de diamètre des particules sont de 38,4nm pour (Al2O3) et de 28.6nm pour CuO. Les résultats expérimentaux montrent que la conductivité thermique augmente linéairement avec l'augmentation de la température et dépend de la fraction volumique des nanoparticules.

En 2006, Pracher et al**. [11]** ont mesuré la conductivité thermique à 85°C d'un nanofluide constitué d'eau et de particules d'Al_2O_3 de diamètre 10nm avec une fraction volumique de 0.5%. Ils ont trouvé qu'à cette température la conductivité du nanofluide était égale à deux fois celle de l'eau.

Le tableau ci dessous donne un aperçus générales sur les travaux effectués par les chercheurs dans la base de Scops depuis 1993 jusqu'à 2010 sur les nanofluides (propriétés thermique et transfert de chaleur)

Tableau I-1 : Nombre de travaux publiés sur les nanofluides dans la base de données de SCOPUS[7].

	Nombre de publications		
Année	**Dynamique des nanofluides**	**Transfert de chaleur dans les nanofluides**	**Les propriétés des nanofluides**
1993	1	0	0
1995	1	1	0
1996	2	2	0
1997	2	1	1
1999	2	2	1
2000	4	4	3
2001	5	2	2
2002	5	2	2
2003	19	9	6
2004	35	23	8
2005	90	50	34
2006	124	62	32
2007	175	89	50
2008	225	107	91
2009	222	109	96
2010	95	54	25
Total	1007	516	351

I.7 Les avantage de nanofluides

Parmi les avantages des nanofluide on cite :

- ✓ Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- ✓ Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications **[4]**.
- ✓ Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système **[3]**.

I.8 Les inconvénients du nanofluides

Les inconvénients sont généralement caractérisées par :

- ✓ Le coût élevé des nanofluides.
- ✓ stabilité des nanoparticules dispersion.
- ✓ mauvaise caractérisation des suspensions.
- ✓ Difficultés dans le processus de production **[1]**.
- ✓ viscosité supérieur, chaleur spécifique Basse.

I.9 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté des généralités et définitions sur les nanofluides et les différents types de nanoparticules utilisées dans la préparation de ces solutions colloïdales. Aussi, nous avons exposé les différents modèles existants dans la littérature relatif à au calcul des propriétés thermiques (chaleur massique et conductivité thermique) et rhéologiques (masse volumique et viscosité dynamique) des nanofluides et comment ces propriétés varient avec la fraction volumique des nanoparticules et la température.

CHAPITRE II
Transfert thermique dans l'échangeur de chaleur

II.1 Introduction

Les échangeurs de chaleurs sont des équipements qui font partie des installations énergétiques qui ont pour rôles d'améliorer leurs performance que ce soit par la récupération des calories pour les transformer en énergie utile ou soit par l'extraction de l'excés de chaleur pour garantir un refroidissement adéquat des équipements pour qu'ils peuvent fonctionner dans de bonnes conditions et d'une manière durable. Par conséquent, la compréhension du mécanisme de fonctionnement et le calcul des échangeurs de chaleur est très importante pour la maîtrise de ces installations énergétiques quant à l'amélioration de leur performance. C'est pourquoi dans ce chapitre on expose en premier lieu les éléments de base essentielle relative aux échangeurs de chaleurs. Aussi, on traite le processus du transfert thermique par convection forcée dans une canalisation en régime laminaire et turbulente. En fin, on présente quelques travaux antérieurs qui sont utiles pour notre étude.

II. 2 Les échangeurs de chaleur

II. 2. 1 Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet le transfert de la chaleur généralement entre deux fluides ayant des températures différentes. Il permet donc la récupération de l'énergie thermique d'un fluide par un autre. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée **[13].**Le flux thermique ainsi récupéré traverse alors cette paroi.

II.2.2 classification des échangeurs

La conception d'un échangeur de chaleur ne dépend pas seulement de l'analyse thermique mais aussi de sa taille et son poids qui détermine son coût final. Dans la pratique le classement des changeurs est très important car il permet aux ingénieurs de faire un choix judicieux de l'échangeur qui répand d'une part aux besoins énergétiques des installations industrielles ou domestiques et d'autre part aux exigences économiques. Les échangeurs de chaleurs sont classés selon les catégories suivantes :

II.2.2.1 Classement par type d'application

Les échangeurs de chaleurs font parties des équipements des installations pour divers applications les plus importantes sont :

- Chaudières ou évaporateur dans les centrales thermiques à vapeur (turbine à vapeur) pour la production de la vapeur à haute pression pour la génération de l'énergie mécanique et aussi pour la production du froid dans les machines frigorifiques et pompes à chaleurs ;
- Condenseur pour assurer la condensation complète de la vapeur dans le système de réfrigération et aussi dans les centrales thermique à vapeur ;
- Récupérateur qui permet de valoriser les calories dans les centrales thermique à vapeur ou à gaz pour l'amélioration du rendement énergétique de la centrale ;
- Système de refroidissement qui garantie la dissipation de la chaleur à partir des éléments électronique tel que les microprocesseurs.
- Émetteurs thermique exemple des radiateurs pour assurer le confort domestique.

II.2.2.2 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs de chaleurs rencontrés sont les suivants :

II.2.2.2.1 Échangeurs de chaleurs tubulaires

C'est le type des échangeurs le plus répandus dans les domaines industriels et domestiques. Ces échangeurs sont conçus principalement par des tubes dont les parois sont en contact avec les deux fluides (fluide interne et fluide externe). Il existe une variété de ce type d'échangeur du plus simple au plus complexe selon le type d'application :

a) Échangeur de chaleur coaxiale

Cet échangeur sont simple et économique (bon marché) du point de vue conception et maintenance. Il est conçus par ceux tubes concentriques ayant un design sous la forme la plus répandu cintré et ce pour répondre au critère d'espace (figure II.1).

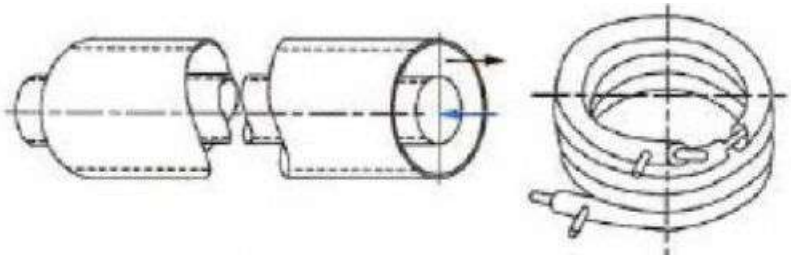


Figure II-1 :Échangeur coaxial [14]

b) Échangeur de chaleur monotube

C'est l'échangeur de chaleur le plus répandus composé d'une coque à l'intérieur de laquelle est placé un tube (figure II.2)

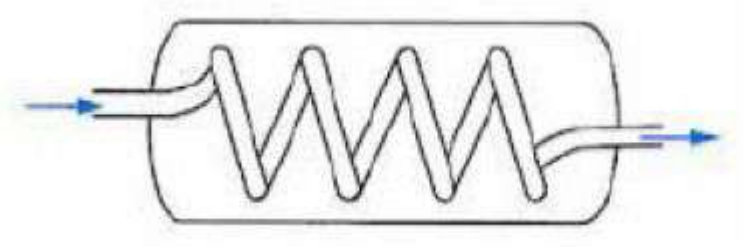


Figure II-2 : Échangeur monotube [14].

II.2.2.2.2 Échangeurs de chaleurs multitubulaires

Les échangeurs de chaleurs multitubulaires sont très adaptés pour les fluides à haute pression et les plus répandus dans l'industrie et sont conçus dans de nombreux arrangement le plus simple est l'échangeur à tubes séparés dans lequel se trouve plusieurs tubes insérés (faisceau de tube) dans une large conduite où L'un des fluide s'écoule à l'intérieur des tubes et l'autre fluide circule à l'extérieur de ces tubes (à l'intérieur de la large conduite) (figure II.3).

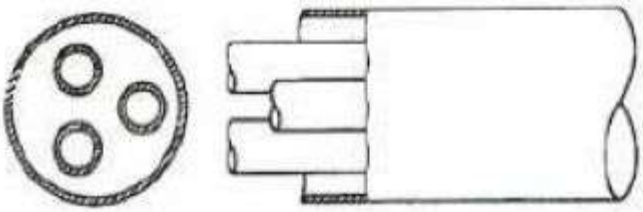


Figure II-3 :Échangeur monotube [14].

Il existe aussi d'autres arrangements connus par le nom tubes et calandres.

La figure II-4 illustre le design d'un échangeur de chaleur un passage simple calandre et tubes. Il est composé de trois éléments essentiels la calandre, un faisceau de tubes et les chicanes appelé aussi déflecteurs. Ces derniers sont destinés à supporter le faisceau de tubes, de diriger le fluide circulant dans la calandre de manière à mouiller la totalité de la surface externe des tubes et aussi de créer la turbulence pour booster le transfert thermique paroi-fluide.

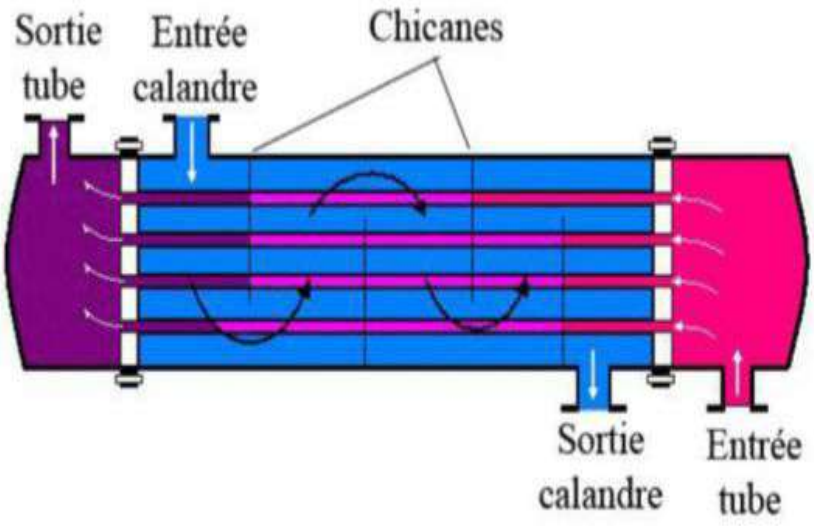


Figure II-4 :Échangeur calandre et tubes 1 passage calandre 1 passage tubes (Échangeur 1-1)[8]

Il existe aussi dans cette catégorie des échangeurs des configurations à plusieurs passage :

- Échangeur 1-2 : Cet échangeurs est composé d'un passage calandre et de 2n passages tubes, n = 1,2,4,6..... (figure II-5)

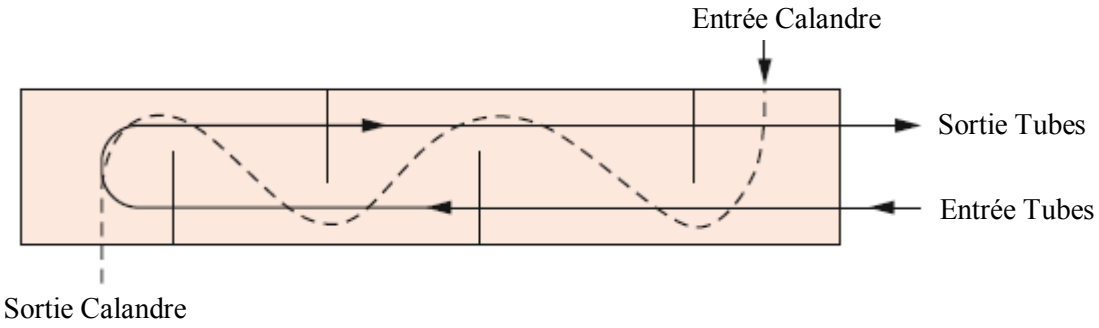


Figure II-5 : Échangeur 1-2 (1 passage calandre et 2 passages tubes) [15].

- Échangeur 2-2 : Cet échangeurs est composé de deux passages calandre et de 2n passages tubes n = 1, 2, 4,6... (figure II-6)

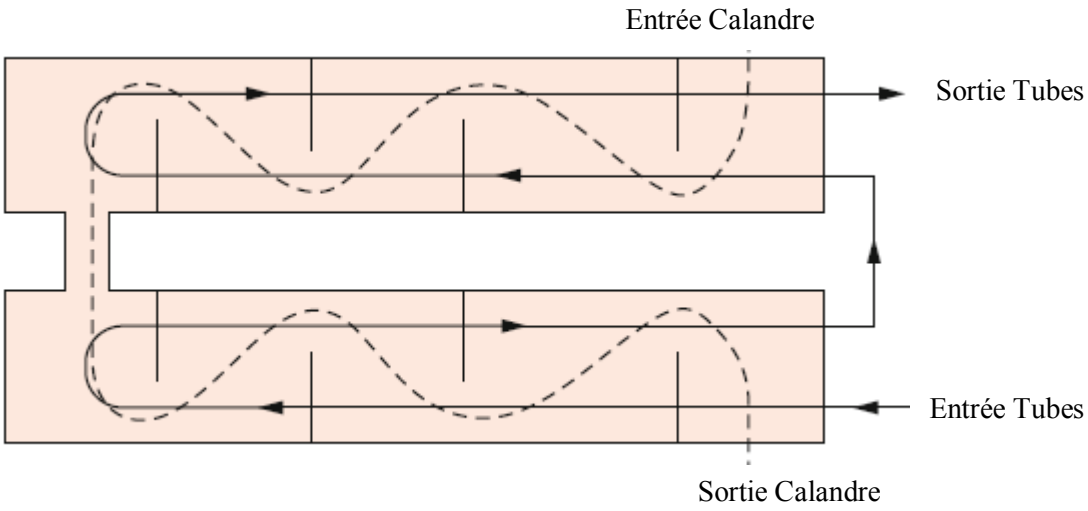


Figure II-6 : Échangeur 2-2 (2 passages calandre et 2 passages tubes) [15]

II.2.2.2.3 Échangeurs de chaleurs à plaques

Contrairement aux échangeurs de chaleurs tubulaires ces échangeurs sont moins encombrants et leurs surfaces d'échanges par rapport au volume totale est très importante. Cependant ils sont employés pour les fluides à pression modérée. Ils sont conçus par des plaques qui sont assemblées parallèlement pour que les deux fluides (chaud et froid) passent entre elles et échangé de la chaleur sans se mélangés (figure II.7). Pour minimiser la chute de pression due aux forces de frottement la surface des plaques est lisse et généralement ondulées pour s'assurer que le fluide en écoulement mouille toute la surface de la plaque.

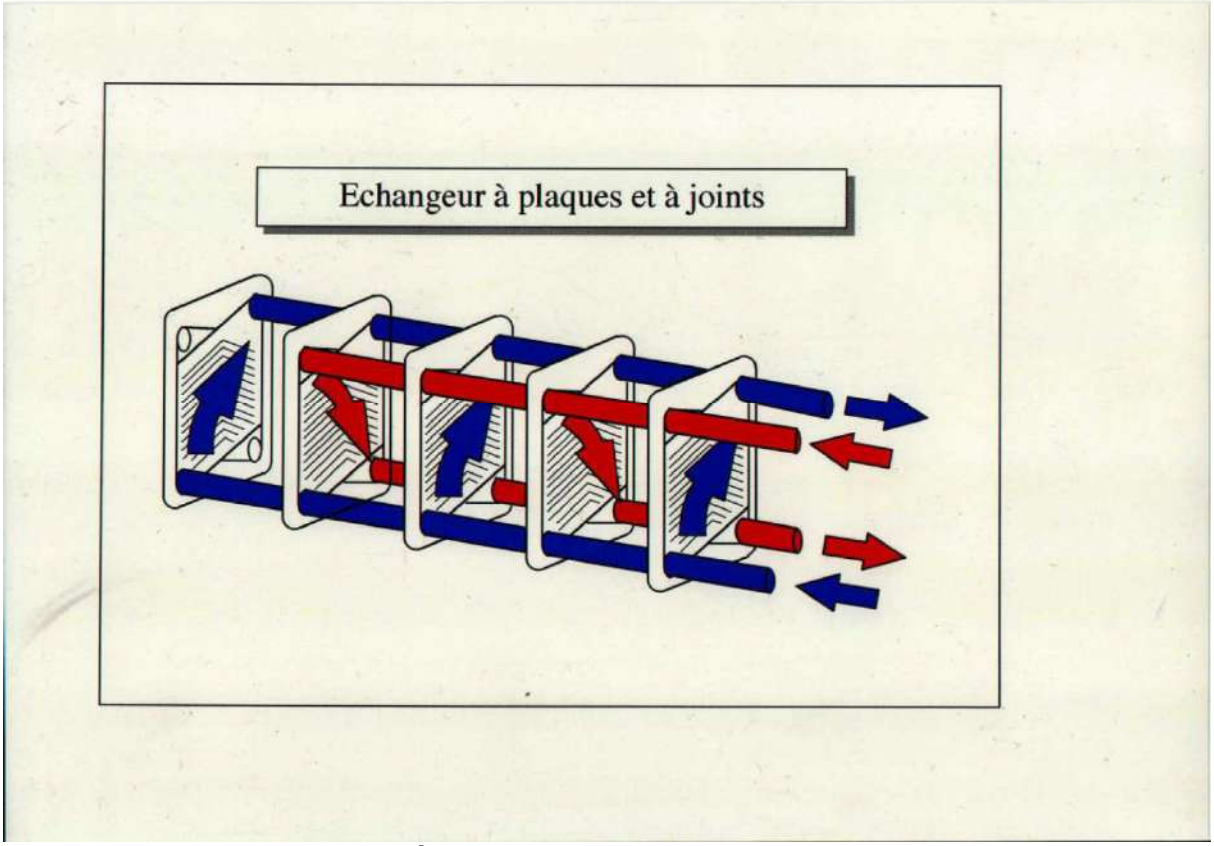


Figure II-7 : Échangeur de chaleurs à plaques.[8]

II.2.2.2.4 Échangeurs de chaleurs compacts

Dans certaines applications où on est contraint d'extraire une quantité de chaleur considérable à partir des équipement qui ne sont pas énorme comme par exemple dans le cas des moteurs à combustion interne (refroidissement du moteur par une radiateur) et celui des équipements électroniques (microprocesseur) le facteur de compacité joue un rôle très important. Dans ces situations il est recommandé d'utiliser les échangeurs de chaleurs compact qui sont conçus par des plaques -ailettes (Figure II.8) ou bien tubes-ailette (Figure II.9), une configuration typique permettant d'augmenter le facteur de compacité jusqu'à 6000 m^2/m^3. Généralement les ailettes ont la forme persiennes ou bien ondulées.

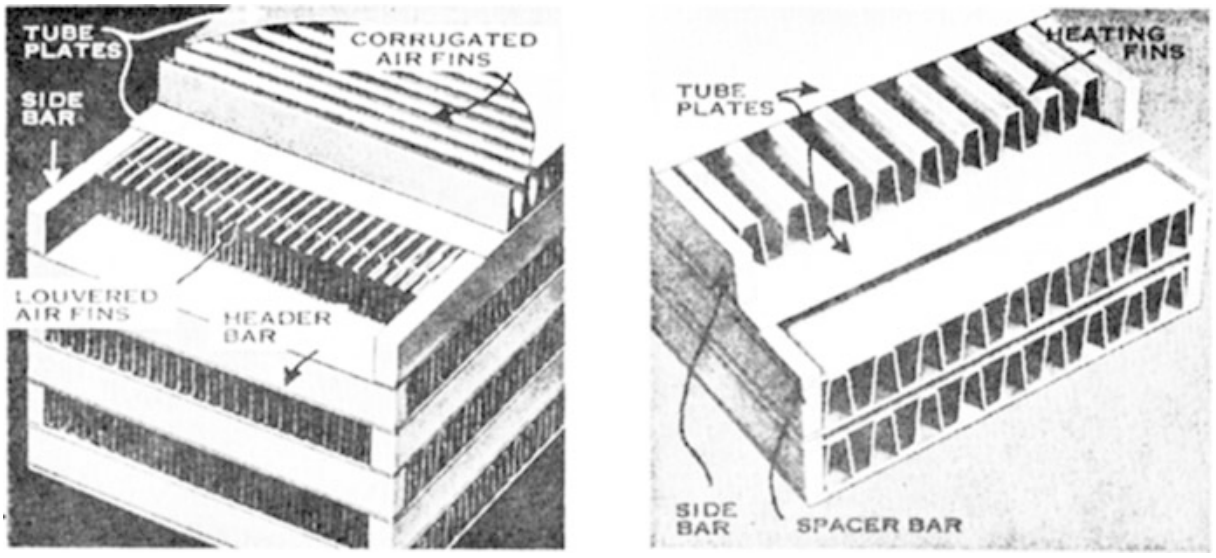


Figure II-8 : Échangeur de chaleurs à plaques- ailettes [15]

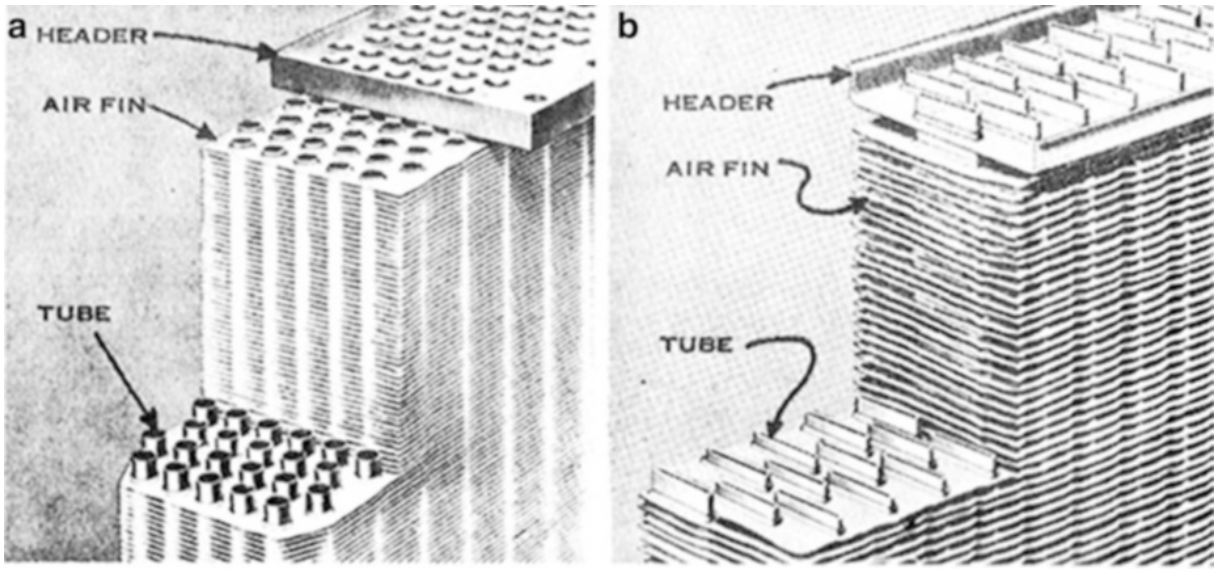


Figure II-9 : Échangeur de chaleurs à tubes-ailettes [15]

II.2.2.3 Classement 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 **[16].**

II.2.2.4 Classification suivant le mode d'écoulement

Les échangeurs de chaleurs sont aussi classés selon le sens de l'écoulement des fluides (chaud et froid) :

- Échangeur à Co-courant : Comme le montre la figure II-10 les deux fluides circulent dans le même sens. Ils entrent et sortent de l'échangeur par la même extrémité
- Échangeur à contre courant : Dans cet échangeur les deux fluides s'écoulent dans les sens opposés ; les deux fluides entrent et sortent de l'échangeur par les extrémités différentes (figure II-10).

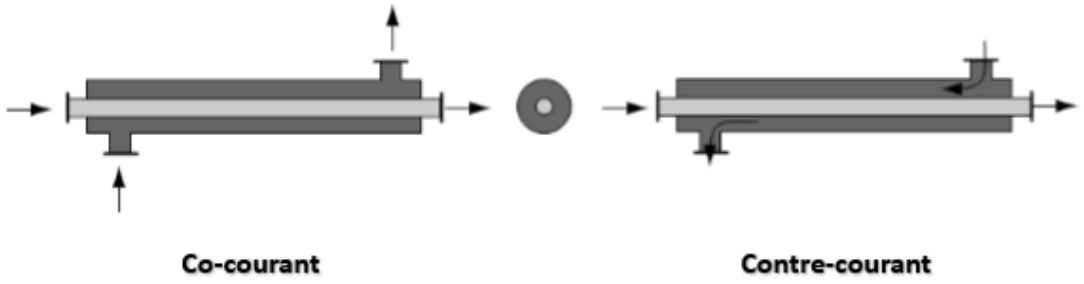


Figure II-10 : Échangeur de chaleur à Co-courant et contre courant.[17]

- Échangeur à courants croisés : Dans ce réarrangement l'un des fluides s'écoule perpendiculairement par rapport à l'autre (figure II-11).

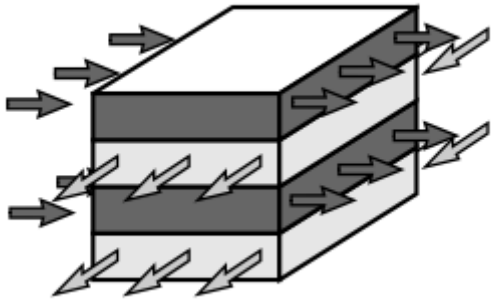


Figure II-11 :Échangeur de chaleur à courants croisés[17]

Pour des échangeurs de chaleurs à courants croisés les deux fluides peuvent être non brassés comme le montre la figure -12 a et il existe aussi le design ou l'un des fluide est brassé et l'autre non brassé (Figure II-12b). Le brassage entraîne l'homogénéisation de la température dans la section de l'écoulement.

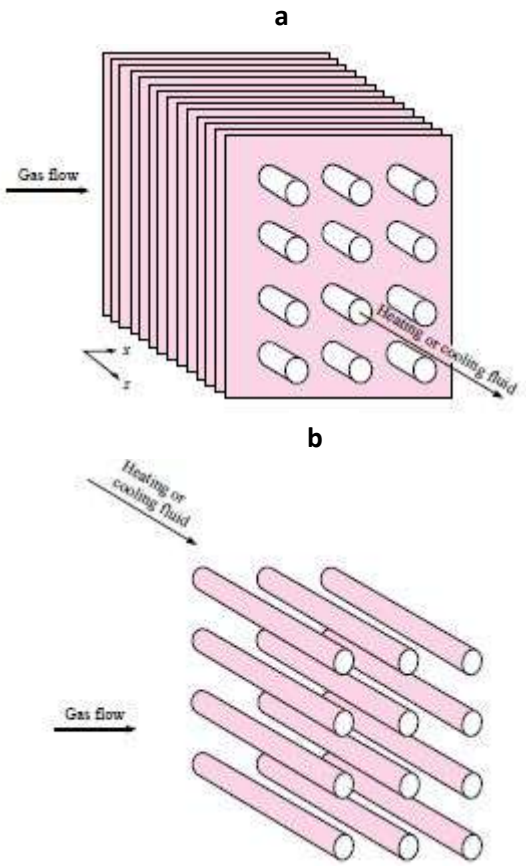


Figure II-12 : Échangeur de chaleur à courants croisés : a) les deux fluides non brassés b) un fluide brassé et un fluide non brassé

Il est à signalé aussi que dans le cas des échangeurs de chaleurs à courants croisés multitubulaires les tubes peuvent être arrangé en ligne ou en quinconce comme il est illustré dans la figure II-13



Figure II-13 : Échangeur de chaleur à courants croisés multitubulaires : a) réarrangement en ligne b) réarrangement quinconce

II.3 Analyse thermique dans un échangeur de chaleur

Le flux thermique dans l'échangeur de chaleur échangé entre le fluide chaud et le fluide froid s'exprime par la relation suivante :

$$q = US\Delta T_m \qquad \textbf{(II-1)}$$

U : Coefficient globale d'échange

S : Surface d'échange

ΔT_m : La moyenne logarithmique des écarts de température au niveau des deux extrémités de l'échangeur (Figure II-14)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \qquad \textbf{(II-2)}$$

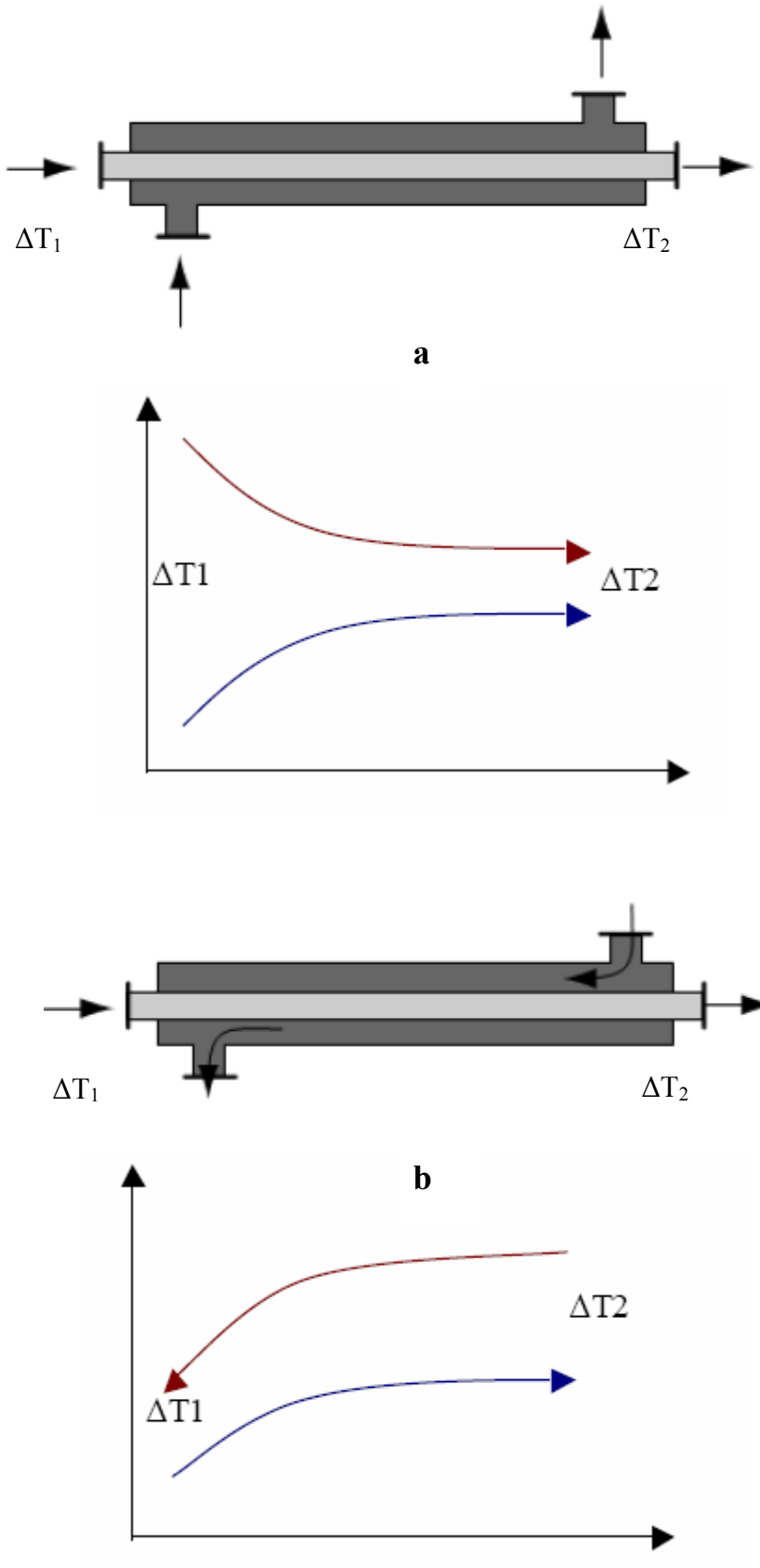


Figure II-14 : Profil des températures des deux fluides dans l'échangeur à co-courant(a) et l'échangeur à contre courant (b).

Le coefficient global d'échange est donné par la relation suivante :

$$U = \left[\frac{r_2}{h_1 r_1} + \frac{r_2 Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_2} + R_{en} \right]^{-1} \quad \textbf{(II-3)}$$

r_1 : rayon interne du tube (tube interne)

r_2 : rayon externe du tube (tube interne)

h_1 : Coefficient d'échange par convection fluide-paroi interne du tube (fluide s'écoulant à l'intérieur du tube interne)

h_2 : Coefficient d'échange par convection fluide-paroi externe du tube (fluide s'écoulant à l'extérieur du tube interne).

λ : Conductivité thermique du tube

R_{en} : Résistance thermique du à l'encrassement des surfaces (interne et externe du tube)

À partir de cette analyse thermique il est important de signaler que le coefficient global d'échange de l'échangeur de chaleur, U, est gouverné par les coefficients convectifs h_1 et h_2. Par conséquent l'amélioration du coefficient d'échange convectif conduit à l'augmentation de la performance de l'échangeur. C'est pourquoi dans cette étude nous avons proposé étudier la convection dans le tube d'un échangeur de chaleur et de suggérer d'améliorer ce coefficient par l'utilisation des nanofluides.

II.4 Transfert de chaleur convectif

Le transfert de chaleur convectif est un phénomène d'échange de chaleur entre une paroi est un fluide. Si le fluide est au repos (sans vitesse) il s'agit de la convection naturelle si au contraire le fluide est en mouvement, animé d'une vitesse, la convection est forcée. La convection est un mode de transfert de chaleur très complexe dans le quel intervient à la fois la conduction (entre particules de fluide au niveau de la paroi), l'accumulation de l'énergie thermique et mouvement du fluide (Figure II-15). Le flux de chaleur convectif, q, s'exprime par la loi de newton [**17] :**

$$q = hS(T_P - T_\infty) \qquad \textbf{(II-4)}$$

h : le coefficient d'échange par convection

T_p : La température de la paroi,

T_∞ : La température du fluide loin de la paroi.



Figure II-15 : Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.[1]

Pour quantifier le flux de chaleur échangé entre la paroi du système et le fluide il est très important de connaître préalablement le coefficient d'échange de chaleur par convection h. Ce coefficient dépend non seulement des propriétés du fluide (ρ, μ, C_p...), de la géométrie du système (plaque, cylindre) et le type d'écoulement (externe ou interne) mais aussi par le mode d'écoulement.

II.4.1 Mode d'écoulement

L'écoulement du fluide au voisinage de la paroi est caractérisé par deux modes d'écoulements, écroulement laminaire et écroulement turbulent. Comme il est illustré dans la figure II-16 l'écoulement est laminaire lorsque le fluide s'écoule par couches qui glissent les unes par rapport aux autres sans se mélangées et le mouvement des particules fluide est ordonné et Uniform ; dans ces conditions la vitesse du fluide est constante. Par contre dans l'écoulement turbulent les couches adjacentes se mélangent, le mouvement des particules fluide est désordonné et aléatoire ; dans ce cas le fluide est caractérisé par une vitesse moyenne à la quelle on ajoute la perturbation de vitesse.

Le nombre de Reynolds (Re) caractérise les modes d'écoulement. Pour le cas d'un écoulement interne (dans une conduite simple)Re s'exprime par la relation suivante:

$$\mathrm{Re} = \frac{U.d}{\nu} \qquad \textbf{(II-5)}$$

U : Vitesse moyenne du fluide dans la conduite

D : Diamètre de la conduite

ν : Viscosité cinématique du fluide

- Re< 2000 le régime est laminaire
- 2000 <Re< 3000 le régime est intermédiaire
- Re> 3000 le régime est turbulent

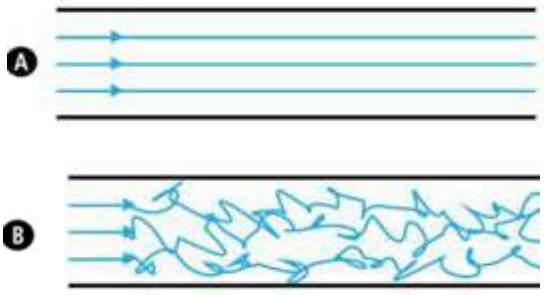


Figure II-16 : Modes d'écoulement, A : Écroulement laminaire B: Écroulement turbulent.[16]

II.4.2 Couches limites dynamique et thermique

Au contact du fluide avec la paroi les forces de frottement se manifestent et une couche limite apparaît au voisinage de la paroi dans laquelle interviennent les forces de viscosité sous l'effet du glissement entre les couches du fluide (figure II-17 et II-18) . En effet, il existe deux types de couche limites, couche limite dynamique caractérisée par un gradient de vitesse du fluide au voisinage de la paroi dans la direction transversale de l'écoulement ($\frac{\partial U}{\partial y}$) et une couche limite thermique caractérisée aussi par un gradient de température dans la même direction ($\frac{\partial T}{\partial y}$). Le transfert de chaleur convectif se manifeste dans ces couches limites.

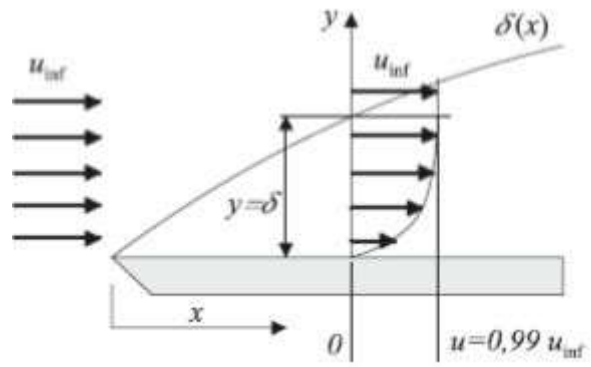


Figure II-17 : Couche limite dynamique.[17]

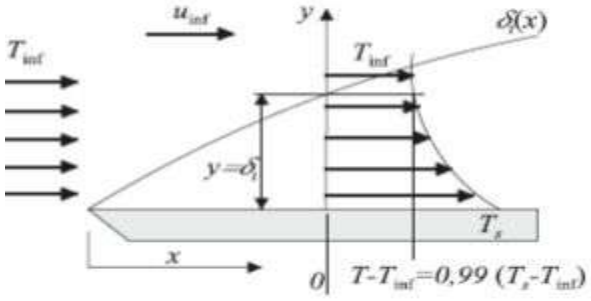


Figure II-18 : Couche limite thermique.[17]

II.4.3 Coefficient d'échange par convection

A partir d'un bilan thermique établi au niveau de la paroi entre le flux convectif et le flux conductif on peut déterminer l'expression du coefficient convectif h qui s'exprime par [18] :

$$h = \frac{-k(\frac{\partial T}{\partial y})_p}{(T_P - T_\infty)} \qquad \textbf{(II-6)}$$

k désigne Conductivité thermique du fluide.

La détermination du coefficient h nécessite la connaissance des profils de vitesse et de température dans les couches limites. Une fois ces profils sont déterminés on peut calculer $\frac{\partial T}{\partial y}$ et par conséquent on déduit le coefficient h à partir de l'expression ci-dessus.

Les profils de température et de vitesse du fluide dans les couches limites sont obtenus à partir des équations générales de la convection. Ces équations peuvent être résolues numériquement au moyen des codes de calcul puissants tel que Ansys ou Comsol. Il existe aussi l'approche des nombres adimensionnels établis sous forme de corrélations empiriques. À partir de ces corrélations on peut calculer la valeur au coefficient convectif h selon les conditions opératoires imposées.

II.4.4 Équations de la convection forcée

Les équations de la convection sont établies à partir des bilans de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sur un élément de volume dans la couche limite.

La formulation de ces équations dépende du type de régime d'écoulement.

II.4.4.1 Équations de la convection en régime laminaire

Dans le cas d'un écoulement bidimensionnel en régime laminaire, fluide incompressible et newtonienne les équations s'expriment par **[19]** :

- L'équation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}=0 \qquad \textbf{(II-7)}$$

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\beta\left(\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}\right)=-\frac{dp}{dx}+\mu\frac{\partial^2 x}{\partial y} \qquad \textbf{(II-8)}$$

- L'équation Conservation de l'Énergie :

$$\rho Cp\left(\mu\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}\right)=k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial y}+\frac{\partial^2 T}{\partial y}\right) \qquad \textbf{(II-9)}$$

II .4.4.2 Équations de la convection en régime turbulent

Le transfert thermique en régime turbulent est un phénomène très compliqué à étudier. En effet, dans un écoulement turbulent les forces d'inertie l'emportent sur les forces de viscosité au niveau de la couche limite ce qui provoque l'apparition des fluctuations de vitesse, de température et de pression autour d'une valeur moyenne qui s'expriment par **[20] :**

$$u=u'+\overline{u} \quad , \quad v=v'+\overline{v} \qquad \textbf{(II-10)}$$

$$p = p' + \overline{p} \quad , \quad T = T' + \overline{T} \qquad \textbf{(II-11)}$$

Dans ces conditions les équations de la convection en coordonnées cartésiennes, fluide incompressible et newtonienne s'expriment par **[19]** :

- L'équation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \qquad \textbf{(II-12)}$$

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho\left(\overline{u}\frac{\partial \overline{u}}{\partial x} + \overline{u}\frac{\partial \overline{v}}{\partial y}\right) = -\frac{\partial \overline{v}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial \overline{u}}{\partial y} - \overline{\rho v'u'}\right) \qquad \textbf{(II-13)}$$

- L'équation Conservation de l'Énergie :

$$\rho \mathrm{CP}\left(\frac{\overline{u}(\partial T)}{\partial x} + \frac{\overline{v}(\partial T)}{\partial y}\right) = -\frac{\partial}{\partial y}\left(-k\frac{\partial T}{\partial y} + \rho Cp\overline{v'T}\right) + \mu\left(\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial y}\right)^2 \qquad \textbf{(II-14)}$$

Il est à signaler que les équations de la convection en régime laminaire sont similaires à celles du régime turbulent à l'exception de la contrainte de cisaillement turbulent et du flux de chaleur turbulent q_t qui sont données par les relations ci-dessous**. [19]** :

$$\tau t = -\rho\overline{v'u'} = ut\frac{\partial \overline{u}}{\Im y} \qquad \textbf{(II-15)}$$

$$qt = \rho cp\,\overline{v'T'}$$

Malgré cette cela il n'est pas vraiment simple de résoudre les équations de la convection en régime turbulent. Pour résoudre de problème Prandtl proposa une analogie entre la théorie cinétique des gaz et la turbulence. Il a introduit alors la notion de la longueur de mélange qui est similaire au libre parcours moyen d'une particule fluide et a suggéré l'équation suivante **[19] :**

$$\mu_\tau = \rho l_m^2 \left|\frac{\partial \overline{u}}{\partial y}\right| \qquad \textbf{(II-16)}$$

II.5 Convection forcée dans une conduite

Étant donné que l'échangeur de chaleur par lequel on est intéressé à améliorer sa performance est composé d'un tube il est donc intéressant d'analyser le transfert convectif dans une conduite.

II.5.1 Notion d'un écoulement dans une conduite

Quand le fluide s'écoule à l'intérieur d'une conduite les couches limites se manifestent dés l'entrée du fluide dans la conduite. Suite à ce phénomène il apparaît dans la conduite deux régions d'écoulements : la région non établi et la région établi. Dans la région établi les couches limités interfèrent sur elles-mêmes et une nouvelle structure dynamique du fluide apparaît où la vitesse du fluide varie transversalement le long du rayon de la conduite (Figure II-19).

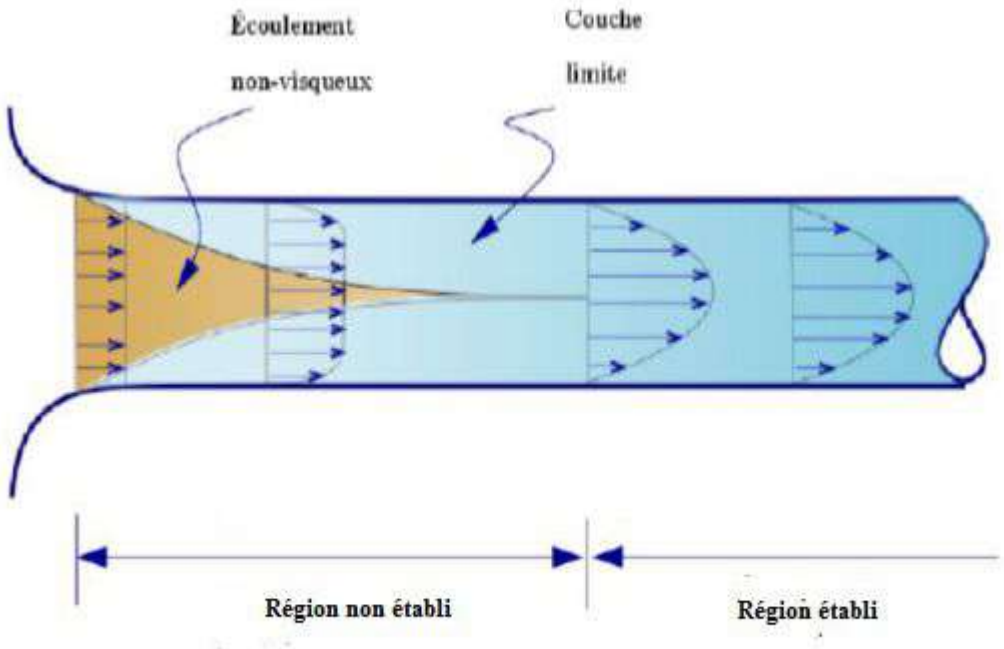


Figure II-19: caractéristique d'un écoulement Interne[5]

II.5.2 Paramètres dynamique et thermiques d'un écoulement dans une conduite

La modélisation du transfert thermique de l'écoulement dans une conduite en régime turbulent est très compliquée. Pour simplifier le problème Reynolds proposa une approche qui consiste à injecter dans l'équation de conservation de l'énergie un profil de vitesse de l'écoulement établi à partir des mesures expérimentales et après résolution de cette équation analytiquement les paramètres dynamiques de l'écoulement sont établis **[21]**

- ***Profil de vitesse***

Le profil de vitesse transversale dans la conduite s'exprime par la relation suivante :

$$U = \overline{U}\left[1 - \frac{r}{R}\right]^{\frac{1}{7}} \quad \textbf{(II-17)}$$

Où $\overline{U}$ désigne la vitesse moyenne du fluide.

- ***Le coefficient de frottement C_f***

Le coefficient de frottement C_f est déterminé à partir des équations de Navier Stokes et s'exprime par :

$$f = \frac{0.316}{Re_D^{0.25}} \quad Re < 2 \times 10^4 \qquad \textbf{(II-18)}$$

- ***Perte de charge dans la conduite***

La perte de charge dans une conduite de longueur L s'exprime par la relation suivante :

$$\Delta P = 4C_f \rho \overline{U}^2 \frac{L}{2R} \quad \textbf{(II-19)}$$

- ***Le nombre de Nusselt :***

Le nombre de Nusselt moyen est donné par la corrélation suivante :

$$Nu = \frac{hd}{k} \qquad \textbf{(II-20)}$$

Dans dans la littérature Il existe plusieurs de corrélations la plus utilisée pour les fluides à l'état liquide est la suivante :

$$Nu = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n \qquad \textbf{(II-21)}$$

n = 0.4 pour le cas de chauffage et n = 0.3 pour le cas de refroidissement

II.6 Convection avec les nanofluides

Les nanoparticules dispersées dans le fluide de base ont la capacité importante d'absorber la chaleur et par leurs mouvements Brownien contribuent considérablement à l'amélioration du transfert thermique entre la paroi et le nanofluide.

La modélisation de la convection dans les nanofluides est très complexe et d'intenses investigations dans ces dernières années ont été effectuées. Plusieurs approches mathématiques ont été proposées dans la littérature la plus adéquate est l'approche Eulérienne qui consiste à considérer le nanofluide comme étant un seul phase (monophasique) ayant des propriétés thermiques et dynamiques comprise entre les propriétés du fluide de base et les particules **[20].** Dans notre étude les équations de la convection dans l'échangeur (conduite interne) ont été résolus au moyen du ce code de calcul Comsol. Pour les propriétés du nanofluide nous avons utilisé les corrélations présentées dans le chapitre précédent.

II.7 Travaux intérieurs

L'utilisation des nanofluides pour améliorer les performances thermiques des systèmes a fait l'objet de plusieurs investigations, les plus importantes pour notre étude sont les suivantes :

Pak et al. **[22]** se sont intéressés au transfert de chaleur par convection avec un fluide contenant des particules métalliques deAl_2O_3 (13nm) et TiO_2 (27nm)) dispersées dans l'eau. Les mesures étaient effectuées dans un tube dont la paroi est chauffée au moyen d'un flux de chaleur constant en régime turbulent pour différentes valeurs de fraction volumique. Les résultats obtenus ont révélées que le coefficient de transfert de chaleur est amélioré de 75% par rapport à celui de l'eau pure. De plus, Ils ont montré que la viscosité du nanofluide peut affecter le transfert thermique. Les mêmes observations étaient obtenues par l'investigation numérique effectuée par S. Kriby et al. **[23,24]** sur les nanofluides Al_2O_3-eau et CuO-eau circulants dans un tube en régime turbulent.

Maiga et al. **[25]** ont étudié numériquement les aspects thermiques des nanofluides dans un tube chauffé en utilisant un modèle à une seule phase pour les régimes laminaire et turbulent. Leurs résultats montrent que l'addition des nanoparticules conduit à une augmentation du transfert de chaleur comparé au fluide seul. Ils ont trouvé que le nanofluide obtenu avec (l'éthylène glycol + Al_2O_3) assure un meilleur transfert de chaleur que le nanofluide (eau + Al_2O_3). .

Mohammad Hussein Bahmani. Et al. **[26]** Ont mené une investigation numérique par utilisation de l'approche monophasique (Euérienne) pour étudier le transfert de chaleur d'un écoulement d'un nanofluide à base Al2O3 dans l'eau dans un échangeur de chaleur à co-courant et contre courant dans un régime d'écoulement turbulent. Les résultats obtenus montrent que l'ajout des nanoparticules d'Al_2O_3 est en faveur de l'augmentation de l'efficacité thermique de l'échangeur dans les deux modes d'écoulements.

II.8 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons donné un aperçu sur les échangeurs de chaleurs et les déférents types utilisés dans l'industrie ainsi que leurs classements. Nous avons aussi présenté l'aspect thermique de l'échangeur pour montrer l'objectif de notre investigation. De plus, la théorie de la convection forcée a été décrite dans cette partie. Dans le cas de nanofluid nous avons montré l'intérêt d'utilisation de l'approche monophasique pour résoudre le problème numériquement et enfin nous avons cité quelques travaux de la littérature qui nous semblent très importants pour notre étude.

CHAPITRE III
Simulation Numérique Résultats et Interprétations

III.1Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude numérique en bidimensionnelleet axisymétrique de la convection forcée en régime turbulentde nanofluide Al_2O_3-eau dans un échangeur de chaleur à double tubes concentriques fonctionnant àcontre courant. L'approche monophasique a été adoptée pour analyser et évaluer le phénomène de transfert convectif. Des simulations numériques ont été effectuéesavec le code de calcul ComsolMultipysics et cela pour différentes concentrations de nanofluides (0 à 5 %). Les résultats obtenus sont présentés en termes de variation du nombre de Nusselt moyen, de perte de charge et de taux de cisaillement en fonction de concentrations en nanoparticules (Al_2O_3)pour différents valeurs de débit massique du nanofluid de 0.25kg/s à 1.25 kg/.

III .2 Définition du problème

La géométrie du problème actuel est illustrée sur la figure III.1 qui consiste en un échangeur de chaleur à double tubes circulaires concentriques à contre courant caractérisé par une longueur de 10000 mm, les diamètres des tubes intérieur et extérieur sont respectivement 50 mm et 80 mm. Le nanofluide composé d'Al_2O_3/eau s'écoule dans le tube extérieur (fluide froid) et de l'eau pure chaude s'écoule dans le tube extérieur. Le Tableau1 représente les propriétés thermopysiques de fluide de base et celles de nanoparticules utilisés.

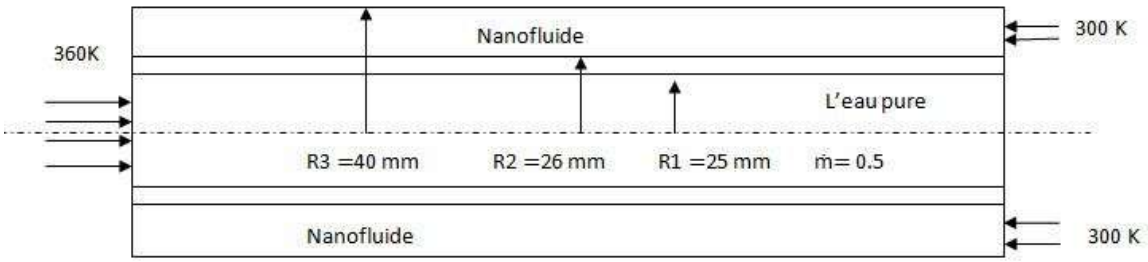


Figure III-11 : Configuration de l'échangeur de chaleur circulaire à double tubes considéré.

Tableau III-1: Propriétés thermo-physiques du fluide de base et des nanoparticules.

Proprietés	Densité ($kg.m^{-3}$)	chaleur spécifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
Al_2O_3	3970	766	40
Eau	1000	4200	0.613

III .3 Méthode numérique

III .3.1 Méthodes de résolution

Les équations de base régissant l'écoulement ont été discrétisés (figure III.2) et résolues en utilisant Logiciel ComsolMultiphysics version 5.4. le modèle k-w est utilisé pour simuler la turbulence. Dans la solution numérique, la méthode des éléments finis adaptée par ce code de calcul est utilisée pour résoudre équations. Cette méthode est basée sur l'intégration spatiale des équations de conservation sur des éléments de contrôle finis, convertissant les équations différentielles régissant l'écoulement à un ensemble d'équations algébriques. Les équations algébriques "discrétisées" résultantes de ce processus d'intégration spatiale ont été résolus séquentiellement dans tout le domaine physique pris en considération. ComsolMultiphysics résout les systèmes résultant de schémas de discrétisation utilisant une méthode numérique. Des méthodes appelées méthodes mixtes par éléments finis sont utilisées pour le couplage pression-vitesse. Se sont des méthodes, où les fonctions de base (et de test) pour différentes variables dépendantes dans un système couplé appartiennent à différents espaces fonctionnels, pour le couplage les fonctions de forme quadratique (fonctions de base) sont utilisées pour la vitesse et les fonctions de forme linéaire pour la pression.

Différents maillages non uniformes pour les deux tubes de l'échangeur de chaleur ont été testés pour garantir l'indépendance de la solution. 112000 et 160000 mailles pour le tube intérieur et le tube extérieur respectivement ont été adoptés pour cette étude. Un maillage raffiné est utilisé près de la paroi (a l'interface) où le gradient de vitesse et de la température sont plus élevés.

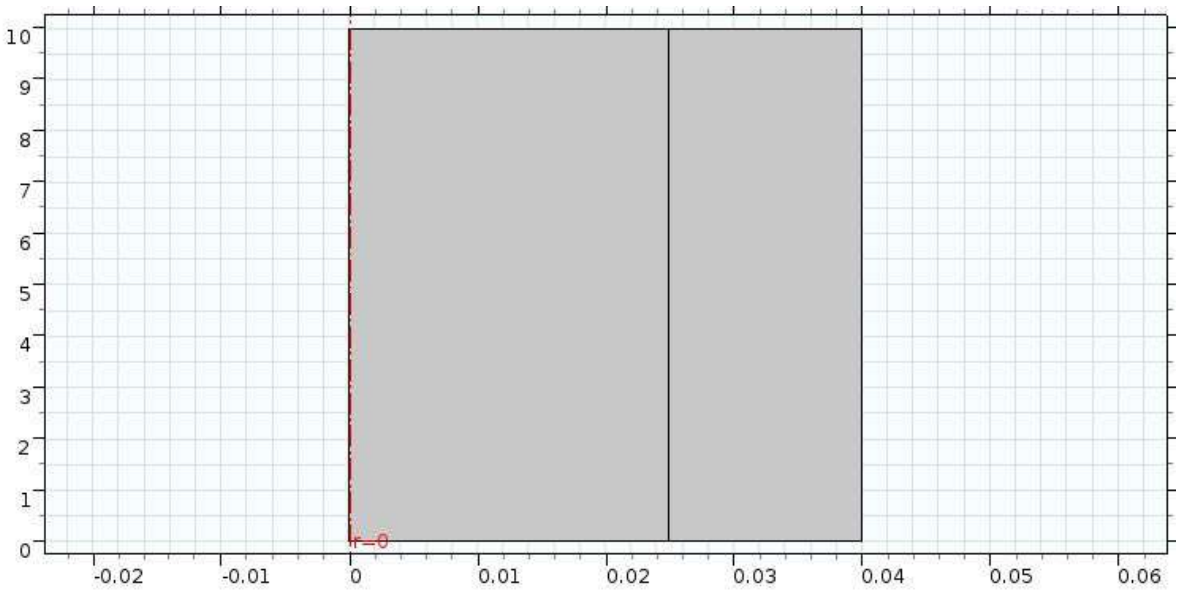


Figure III-2: Schéma de la géométrie étudiée.

III .3.2 Conditions aux limites

La vitesse et la pression ont été définies comme conditions aux limites respectivement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur pour les deux fluides.La température d'entrée de l'eau est de 360 K avec un débit massique de 0.5 kg/s (tube intérieur) et le nanofluide entre à 300 K avec différents débit massique allant de 0.25 kg/s à 1.25 kg/s (tube extérieur) .Le Tube est en acier allié dont les propriétés physiques sont considérées comme étant désindentes de la température (ρ= 7850 kg / m^3, Cp = 475 J / (kg K) et k = 44.5 W / (m. K).

III .3.3 Propriétés thermophysiques du nanofluide

Les propriétés thermophysiques des nanofluides jouent un rôle important dans la précision des résultats. Dans cette étude, l'approche monophasique (une seule phase)a été utilisée pour analyser le comportement dynamique et thermique des nanofluidesquiconsidère que le système fluide de base et nanoparticules est en équilibre thermique et comme étant un fluide homogène. Les corrélations suivantes sont utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides :

- L'équation de *Pak et Cho* (1998) est approprié pour déterminer la densité de nanofluides

$$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_{np} \qquad \textbf{(III-1)}$$

- De plus, la chaleur spécifique du nanofluide est calculée par l'équation suivante :

$$C_{Pnf} = \frac{(1-\varphi)(\rho C_p)_{bf} + \varphi(\rho C_p)_{np}}{(1-\varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_{np}} \quad \textbf{(III-2)}$$

Où les indices de nf, bf et np indiquent le nanofluide, le fluide de base (l'eau dans ce cas) et

Propriétés des nanoparticules, respectivement.

- La corrélation élaborée par *Hamilton et Crosser* est choisie pour déterminer la conductivité thermique :

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = \frac{k_p + 2k_{bf} - 2\varphi(k_{bf} - k_p)}{k_p + 2k_{bf} + \varphi(k_{bf} - k_p)} \quad \textbf{(III-3)}$$

- Pour la viscosité dynamique effective des nanofluides, la corrélation proposée par *Maiga*a été utilisée :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1 + 2.5\ \varphi \quad \textbf{(III-4)}$$

III .3.4 Les équations gouvernantes

La formulation la mathématique de problème étudie et les équations régissant sont bien décrits dans le chapitre précédent. Les équations de quantité de mouvement sont résolues pour trouver les composantes de vitesse. De même, la résolution de l'équation d'énergie nous a permet de déterminer la température dans le domaine étudie. Le coefficient de transfert de chaleur du nanofluide en tant que liquide de refroidissement s'écoulant dans l'espace annulaire est calculé par :

$$Nu_{nf} = \frac{\boldsymbol{h_{nf} D_{eq}}}{\boldsymbol{k_{nf}}} \quad \textbf{(III-5)}$$

Où k_{nf} et h_{nf} sont respectivement la conductivité thermique et le coéfficient de convection thermique du nanofluide. D_{eq} est le diamètre équivalent, il est définit par la relation suivante :

$$D_{eq} = D_s - D_0$$

Ds est le diamètre intérieur du tube extérieur.

Le nombre Reynolds pour le nanofluide s'exprime par :

$$Re_{nf} = \frac{\rho_{nf} u_{nf} D_{eq}}{\mu_{nf}} \quad \textbf{(III-6)}$$

De plus, la chaleur absorbée par le liquide de refroidissement (nanofluide) dans le tube extérieur est :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_{P,nf} \left(T_{e,nf} - T_{s,nf}\right) \quad \textbf{(III-7)}$$

$T_{e,nf}$et $T_{s,nf}$sont respectivement la température d'entrée et celle de la sortie du nanofluide.

Le facteur de frottement est déterminé par :

$$\frac{f_{nf}}{} = 0.316 Re_{nf}^{-0.25} \quad \textbf{(III-8)}$$

La chute de pression du nanofluide peut étre calculer par la relation suivante :

$$\Delta p_{nf} = 2 \frac{f_{nf} L \rho_{nf} u_{nf}^2}{(D_s - D_o)} \quad \textbf{(III-9)}$$

Le coefficient global de transfert de chaleur du nanofluide en tant que liquide de refroidissement s'écoulant dans l'annulaire est exprimé par la relation suivante :

$$U = \left[\frac{D_0}{h_C D_1} + \frac{r_0 Ln\left(\frac{D_0}{D_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_{nf}} + R_{en} \right]^{-1} \quad \textbf{(III-10)}$$

Où R_{en} est la résistance à l'encrassement (Dans ce travail، la résistance à l'encrassement est supposée être à $5 \times 10{-}4 m^2 K W^{-1}$), hc est le coefficient de transfert thermique par convection du fluide chaud qui se référait à la zone intérieureeth_{nf} est le coefficient de transfert convectif du liquide de refroidissement (nanofluide).

Le taux de cisaillement à la parois est exprimé par

$$\tau_p = \frac{(f_{nf} \rho_{nf} u^2)}{8} \quad \textbf{(III-11)}$$

III .4 Résultats et interprétation

III .4.1 Validation

Afin de tester la validité de la méthode utilisée dans ce travail, une simulation numérique de coefficient global de transfert de chaleur du nanofluide ayant une fraction volumique de 1% qui s'écoule dans un échangeur de chaleur à double tubes circulaire a été effectuée. Les résultats obtenus par le modèle ont été comparés aux données expérimentales de *Rohit S. et al.***[27]**(Figure III.3).Un très bon accord avec les deux résultats a été observé avec une différence moins de 1% se qui valide le modèle.

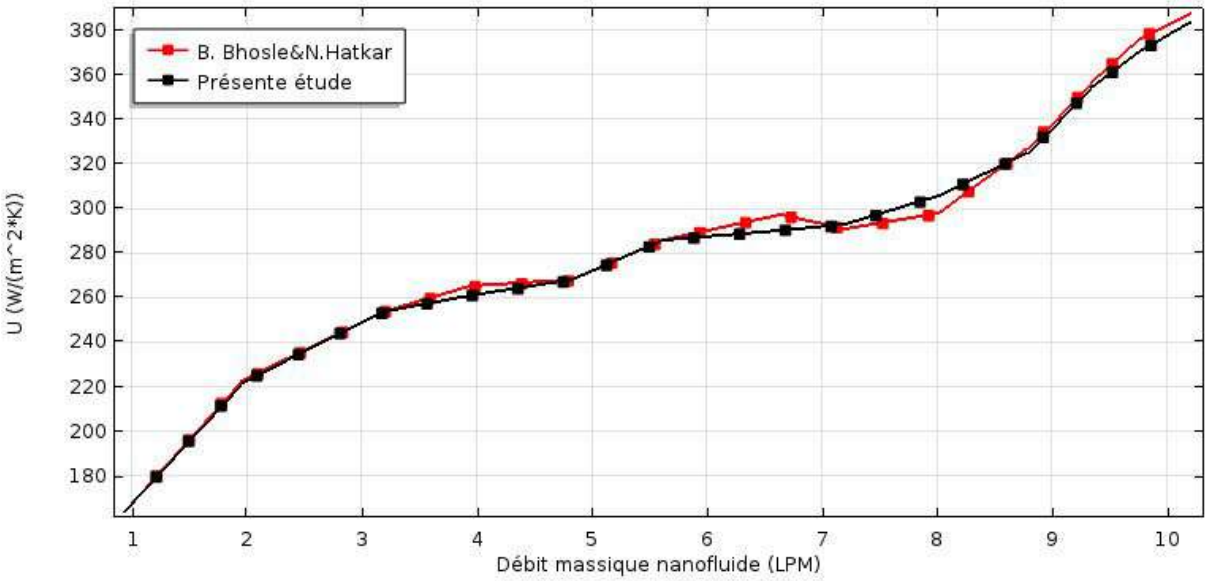


Figure III-3: **Coefficient global de transfert de chaleur comparé avec les mesures de Rohit.S et al.**

La figure III.4 présente la distribution des températures des fluides le long de l'échangeur de chaleur. Comme le montre cette figure, les résultats de la simulation numériques sont tout à fait conformes et les profils calculés des températures des caloporteurs sont en bon accord avec les données théoriques pour un échangeur bitubes coaxiaux fonctionnant à contre courant. Cette analyse confirme aussi la validité du modèle développé.

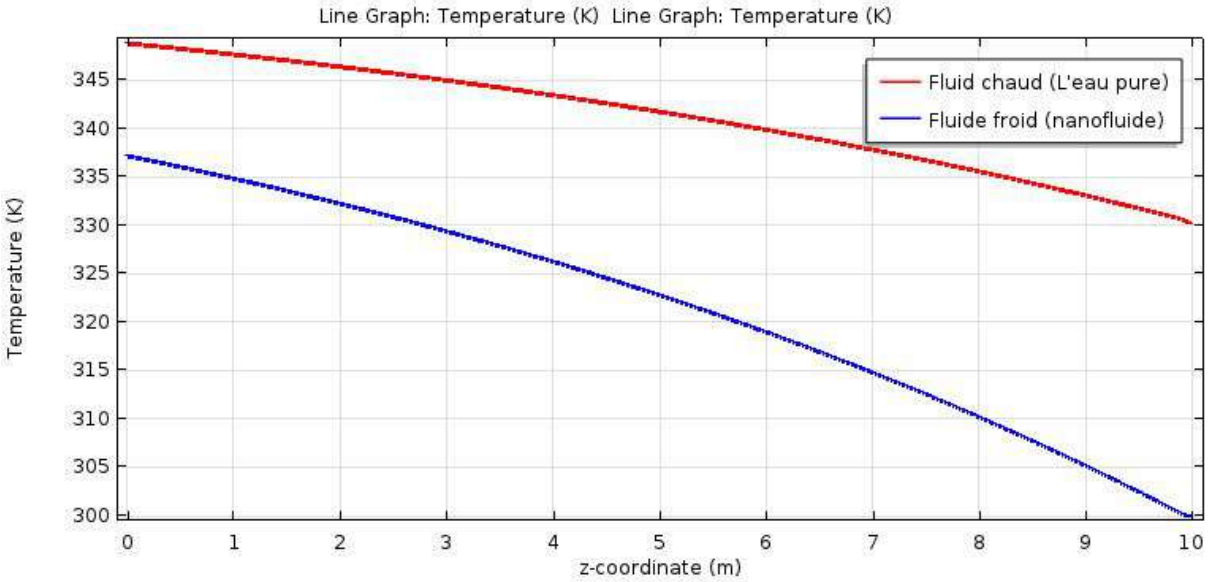


Figure III-4: **Distribution des températures des fluides le long de l'échangeur**

III .4.2 Conductivité thermique

La figure III. 5 montre l'évolution de la conductivité thermique du nanofluide Al_2O_3 / eau avec différentes concentrations (fraction volumique 0-2%).Comme on peut le voir, la conductivité thermique augmente avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules.

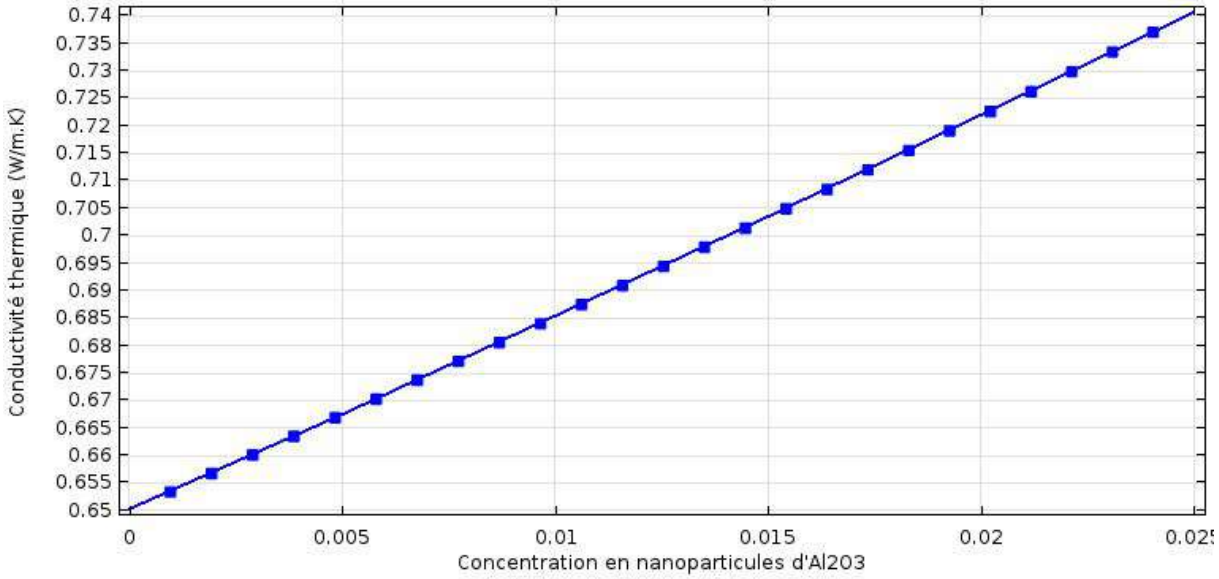


Figure III-5: **Évolution de la conductivité thermique en fonction de la fraction volumique Al_2O_3**

III .4.3 Nombre de Nusselt

La figure III.6 illustre la variation du nombre moyen de Nusselt moyen de nanofluides pour différents débits et concentrations volumiques en nanoparticules. L'analyse de cette figure que le nombre moyen de Nusselt augmente avec la concentration volumique des nanoparticules et le débit massique du nanofluide.Ce résultat est en accord avec les résultats de la littérature car les nanoparticules ont tendance d'améliorer la conductivité du fluide se qui se traduit directement sur le flux de chaleur. D'autre part, le mouvement brownien est aussi en faveur à l 'augmentation du taux de transfert de chaleur grâce à la diffusion de chaleur associe au nanoparticules.

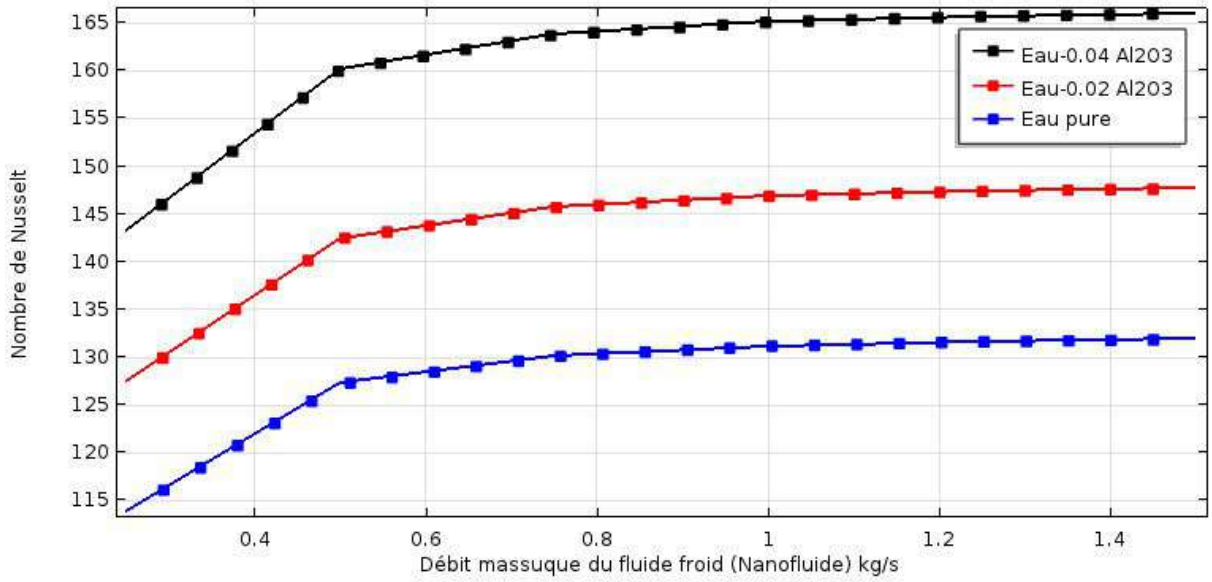


Figure III-6: **Variation du nombre de Nusselt en fonction du débit massique du nanofluide pour différentes fractions volumiques de Al_2O_3.**

On peut remarquer que pour une même concentration en nanoparticule, le nombre de Nusselt croit linéairement en fonction du débit massique du nanofluide puis se stabilise à partir d'un certain débit. La figure III.7 représente la variation de la conductivité du nanofluide et le coefficient de transfert de chaleur convectif en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour un débit massique fixe. Cette figure révèle que l'impact des nanoparticules sur le coefficient de transfert convectif est beaucoup plus important que sur la conductivité thermique de la solution. Par exemple, pour une fraction volumique de 3%, le coefficient de transfert de chaleur convectif augmente d'environ de 95,88%, tandis que l'augmentation de la conductivité thermique est inférieure à 8,85%. Cela confirme que la conductivité thermique

n’est pas le seul paramètre qui conduit à l’amélioration du transfert de chaleur dans l’échangeur il en existe d’autres phénomènes physiques tel que le mouvement brownien et des interactions paroi-particules et particules-fluide qui favorise l’absorption rapide de la chaleur.

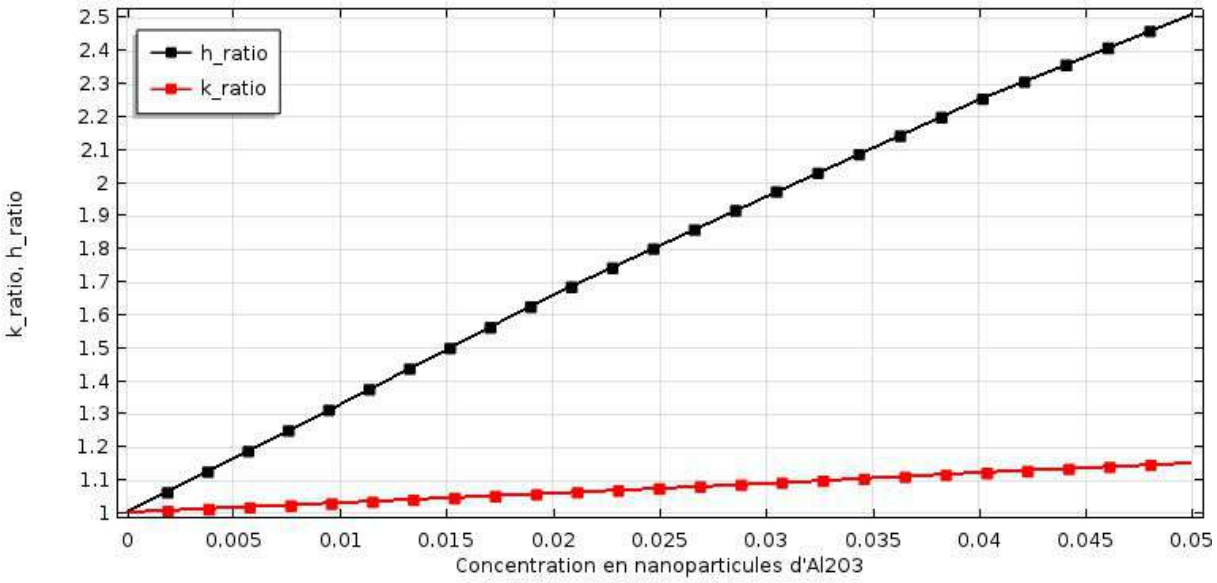


Figure III-7 : Effet de la fraction volumique de Al2O3 sur la conductivité thermique du nanofluide (k) et le coefficient d’échange thermique(h)

III .4.4 Coefficient global de transfert de chaleur

L’effet de la fraction volumique sur le coefficient global d’échange de chaleur U est illustré sur la figure III.8. L’analyse de cette figure montre clairement que l’ajout des nanoparticules favorise l’augmentation du coefficient U. Par exemple, pour un débit massique de 1.4 kg/s et une fraction de 4% en nanoparticules le Coefficient U augment de 23.85 % par rapport à l’eau pur. Cette amélioration est certainement du à l’augmentation de la conductivité thermique de la solution mais aussi elle est associe au mouvement brownien et interaction paroi-particules.

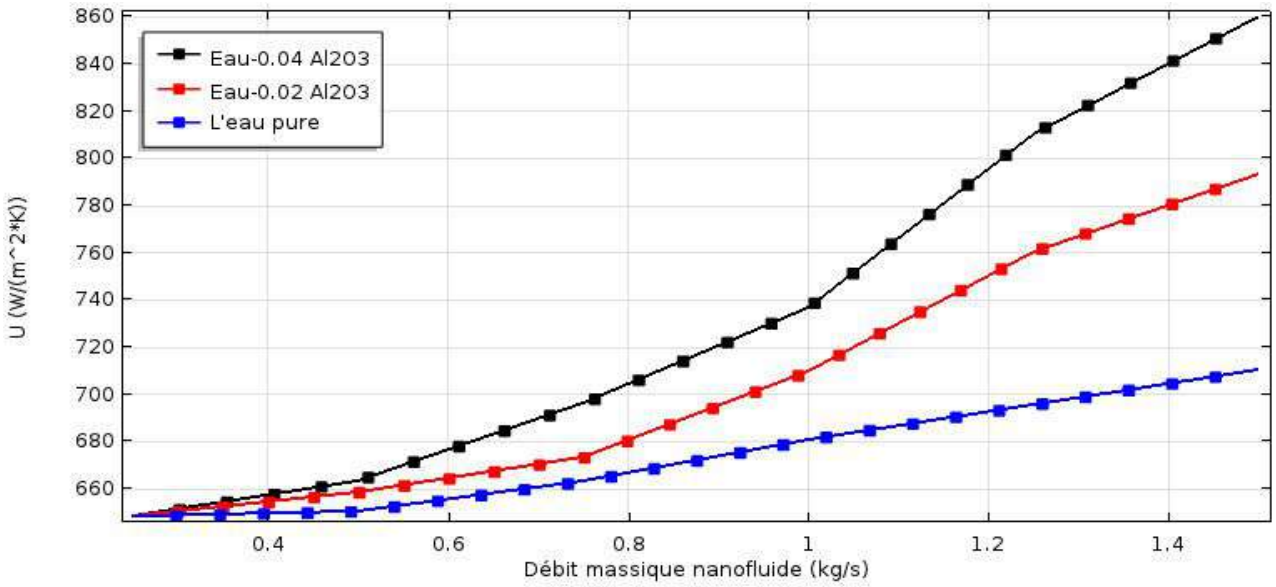


Figure III-8: **Coefficient global de transfert de chaleurU en fonction du débit massique du nanofluide(kg/s).**

III .4.5 Perte de charge

Dans l'application pratique des nanofluides, il est essentiel d'étudier la chute de pression C'est pourquoi, on s'est intéressé aussi a étudier l'effet de l'ajout nanoparticules Al_2O_3 sur le facteur de frottement et la chute de pression.Les résultats illustrés sur les figures III.9 et III.10 montrent que la chute de pression et le facteur de friction des nanofluidesaugmententavec l'ajout des nanoparticules dans le fluide de base. En effet, l'ajout des nanoparticules dans le fluide de base entraîne l'augmentation de sa viscosité et également sa densité qui par conséquent se traduit par une chute de pression le long du tube. D'après les investigations effectuées et les résultats de la simulation la valeur de la perte de charge associe aux nanoparticules Al_2O_3 est pratiquement acceptable en la comparant avec la perte de charge dans le cas obtenu par l'eau pur.

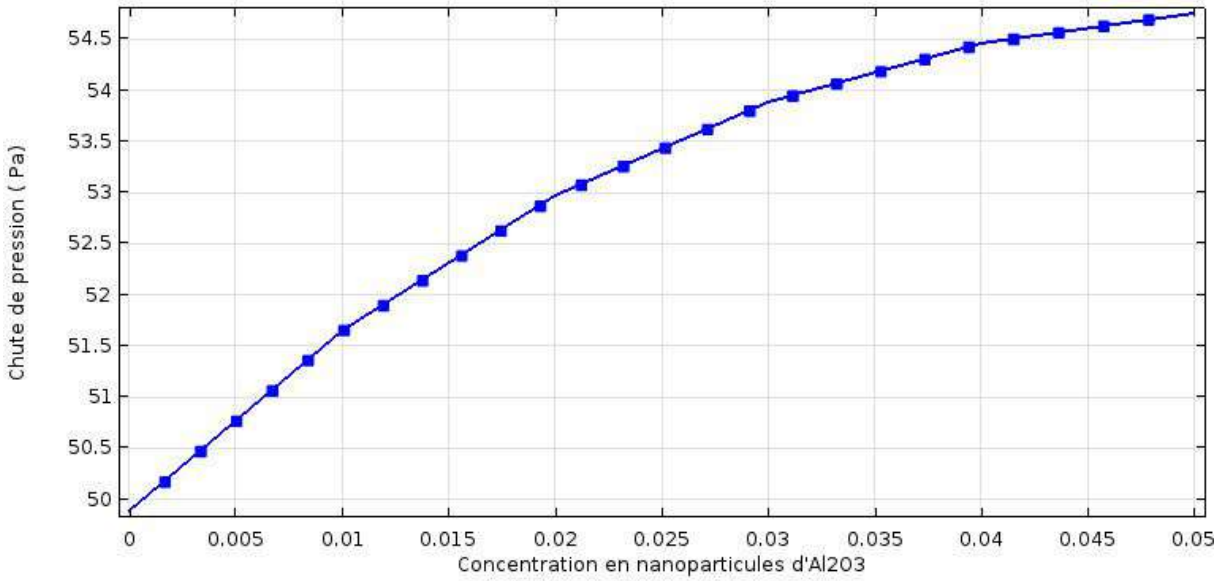


Figure III-9: **Perte de charge en fonction de la fraction volumique Al_2O_3**

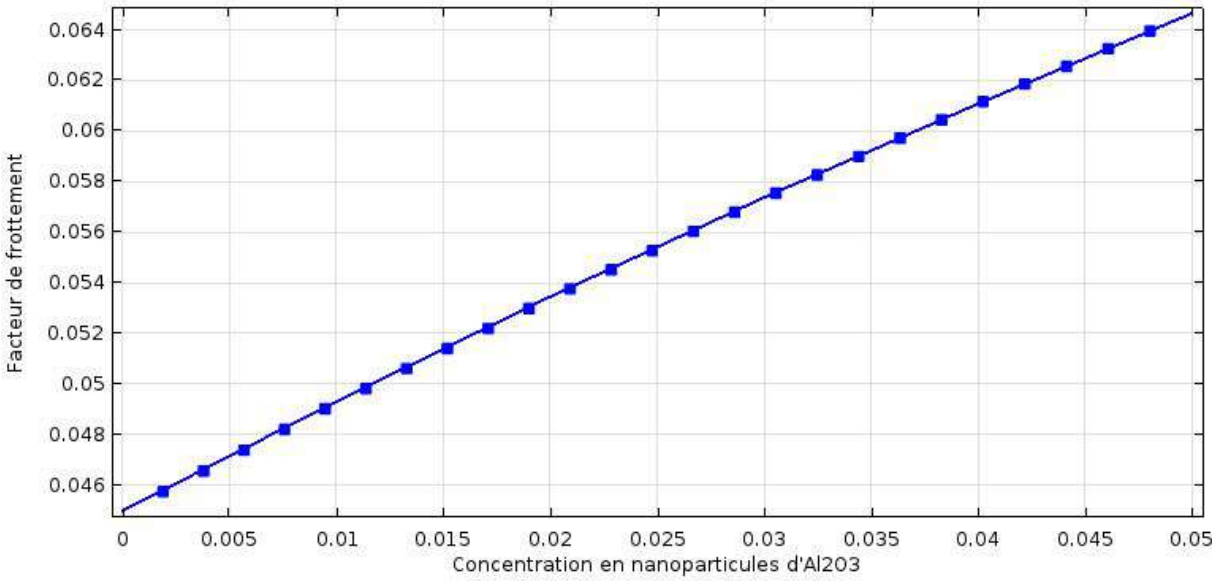


Figure III-10: **Facteur de frottement en fonction de la la fraction volumique Al_2O_3**

III .4.6 Contrainte de cisaillement

La figure III.11 montre le rapport de la contrainte moyenne de cisaillement à la parois pour une valeur typique du débit de nanofluide de 5 kg/s. Il est clair que l'ajout de nanoparticules au fluide de base entraîne une augmentation de la viscosité et du cisaillement au niveau de la paroi.

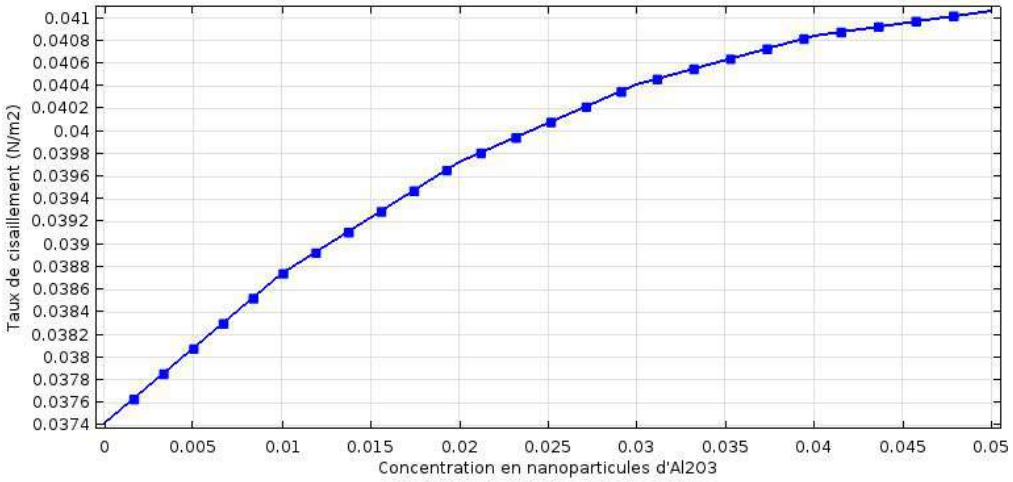


Figure III-11: **Variations du taux de cisaillement pour différentes fractions volumique d'Al_2O_3.**

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats de la simulation numérique de l'analyse thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur à double tubes circulaires et concentriques fonctionnant à contre courant. Le fluide refroidissement est un nanofluide composé de nanoparticules d'Al_2O_3 dispersés dans l'eau. Les résultats montrent que le nanofluide offre des performances thermiques plus élevées par rapport à l'eau seul. Afin de déterminer la faisabilité du nanofluide Al_2O_3 / eau comme liquide de refroidissement, l'effet de l'ajout des nanoparticules sur la chute de pression a été évalué. Les résultats obtenus montrent que l'utilisation de nanofluide à base de Al_2O_3 / eau conduit à une chute de pression tolérable qui nécessite pas un changement au niveau des équipements associes au système de pompage de l'installation.

Conclusion Générale

Conclusion général

Dans ce projet nous avons présenté une analyse CFD d'un échangeur de chaleur tubulaire coaxial fonctionnant à contre courant pour refroidissement par utilisation d'un nanofluide à base de Al_2O_3-eau .Nous avons examiné l'effet de de la fraction volumique des nanoparticules (0à 5%) et le débit massique du nanofluide (0.25 kg/s à 1.25kg/s) sur le comportement thermique et dynamique dans l'échangeur de chaleur. Dans ce travail la simulation a été effectué par le logiciel de calcul COMSOL Multiphysics.

Dans la première partie de ce travail on s'est intéressé en premier lieu à la compréhension des nanofluides et les différents type utilisés dans les systèmes de refroidissement. Aussi, dans cette partie nous avons exposé les corrélations les plus importantes et les plus utilisées par les chercheurs pour l'évaluation des propriétés thermique et rhéologiques des nanofluides. Ces propriétés sont des paramètres potentiels qu'il faut introduire dans le logiciel de calcul pour la simulation de l'écoulement dans l'échangeur de chaleur étudié.

Dans la deuxième partie de ce travail nous avons exposé les éléments d'informations les plus importantes sur les échangeurs de chaleurs et les différents type employés dans l'industrie. De plus, une analyse thermique de l'échangeur de chaleurs a été présenté. En outre, les équations de la convection des nanofluides en régime turbulent ainsi que les paramètre thermique et dynamique caractérisants l'écoulement dans l'échangeur de chaleur ont été présentés. Cette partie est très importante pour le traitement du problème.

Dans la dernière partie une investigation CFD a été présenté en détail. Les résultats de cette étude sont présentés en termes de variation du nombre de Nusselt moyen, de perte de charge et du taux de cisaillement en fonction de la fraction volumique des nanoparticule et du débit massique. Les principaux résultats montre que l'ajout des nanoparticule contribue considérablement à l'amélioration du transfert de chaleur dans l'échangeur accompagné d'une augmentation de la perte de charge qui heureusement reste tolérable avec le nanofluide choisi et qui ne nécessite pas à changer les équipements de pompage dans le système de refroidissement pour compenser cette perte de charge. De plus, l'utilisation des nanofluides dans le système de refroidissement permet de réduire le coût de l'échangeur par la diminution de sa surface d'échange.

Références Bibliographiques

[1] OULD AMER NASSIRA, « simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un dissipateur de technologie », université de M'SILA faculté technologie, 2017/2018, 11p.

[2]SalmaHalelfadl.Caractérisationdespropriétésthermophysiquesetd'échangesdechaleurdesnanofluides à base de nanotubes de carbone. Génie mécanique [physics.class-ph]. INSA de Rennes, 2014. Français

[3] SALHI HICHAM, « étude numérique de la convection naturelle dans les enceintes : nanofluide», université Batna, en 2015.

[4] SOUFI ELHABIB, « application des nanofluides pour le refroidissement : étude d'un cas d'une géométrie simple », université KASDI MERBAH D'OUARGLA, le 23/06/2013.

[5] MR.REMEL MUSTAPHA, « la convection forcée avec les nanofluides en régime turbulent dans un tube circulaire,PFE Master, Université D.R Yahia Farés de Médéa ,2016/2017.

[6] Site d'internat « https://tel.archives -ouverts .Fr/tel01127363.

[7] LAMRI ZEGGAR ASMA, « contribution a l'étude théorique des transfert thermiques convectifs dans un nanofluide. Application aux modèles monophasique et diphasique », Université de FRERES MENTOURI, en 31/12/2014.

[8]MAUASSI AMMAR, « intensification des échanges de chaleur par l'utilisation des nanofluides », Université M'Hamed Bougera Boumardes, 2012.

[9]KHENTOUL MOUSSA, « étude numérique de la convection mixte dans un canal horizontal contenant des ailettes», Université des FRERES MENTOURI-CONSTANTINE, le 18/09/2016.

[10]ZOHOUD MOHAMMED KAMEL ABDELATIF, « amélioration des caractéristiques thermiques des réfrigérantes par l'addition de nanoparticules », Université d'Oran Mohammed Boudiaf, 2018/2019.

[11] S.K. Das, N. Putra, P. Thiesen, and W. Roetzel. Temperature depended of thermal conductivity enhancement for nanofluids. Journal of Heat transfer transaction of the ASME, 125(4): 567-574, 2003.

[12] R. Prasher, P.E. phelan, and P. Bhattacharya.Effect of aggregation kinetics on the thermal conductivity of nanoscale colloidal solutions (nanofluid).Nano Letters, 6(7): 1529-1534, 2006.

[13]TAOURIT FARIDA , « Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes) », Université Abou BakrBelkaid-TLEMCEN le 23/06/2016.

[14] BaadacheKeireddine, Etude des performances des Echangeurs de Chaleurs à Doubles tubes concentriques et Calandre, Thèse de doctorat en Sciences, Université de Batna, 2015

[15] Zohuri B. (2017) Heat Exchanger Types and Classifications. In: Compact Heat Exchangers.Springer, Cham. (2016) https://doi.org/10.1007/978-3-319-29835-1_2

[16]BELHAMIANI Mohamed, « échangeur de chaleur », Université BELHADJ Bouchaib –Ain Témouchent, 2016/2017.

[17] DELORET SABRINA «Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno» Université de
VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS Le 04/06/2012

[18] Melle Nehal Sara «Contribution à l'étude des transferts thermiques dans les échangeurs»Université A.MIRA-BEJAIA 2016/2017

[19]Sarit K. Das ,Stephen U. S. Choi ,Wenhua Yu ,T. Pradeep , *SCIENCE ANDTECHNOLOGY* , .United States of America:wiley-interscienc , 2008 , 416p

[20] [BOUKERMA Karima .,etude de l'écoulement laminaire accompagne de transfert de chaleur dans une conduite regtangulairepresentant changement de section (elargissent brusque. Université 20 Août 55, Skikda. 09/09/2007 p 18] [19].

[21] bJohn H. Lienhard IV, John H. Lienhard V, a heat transfer textbook, third edition, 2003, Phlogiston Press Cambridge Massachusetts

[22]B.C. Pak and Y.I. Cho. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles.Experimental Heat Transfer, 11(2), 151–170, 1998.

[23]SalihaKriby, Mohamed Announ, TayebKermezli, 2D CFD Simulation to investigate the Thermal and Hydrodynamic Behavior of Nanofluid Flowing Through a Pipe in Turbulent Conditions, CFD Letters 11, issue 11 (2019), 58-75.

[24]S.Kriby, M Announ, Turbulent forced Convection heat transfer of nano fluids in circular tube, ICMEMIS'19 on 29-30 June 2019, Djelfa Algeria

[25]S.E.B. Maiga, C.T. Nguyen, N. Galanis, and G. Roy.Heat transfer behaviors of nanofluids in a uniformly heated tube.Super lattices and Microstructures 35: 543557, 2004.

[26]Mohammad Hussein Bahmani. et al., Investigation of turbulent heat transfer and nanofluid flow in a double pipeheat exchanger, Advanced Powder Technology, 29 (2018) 273-282

[27]*Rohit S. B. BhosleetN.Hatkar*etD.N.Hatkar .International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET) e-ISSN: 2395 -0056 Volume: 04 Issue: 04 | Apr -2017