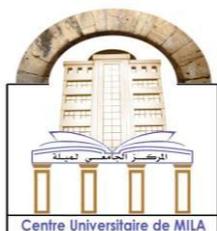


الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Centre Universitaire Abd elhafid boussouf - Mila

Institut des sciences et de la technologie
Département de Génie Mécanique et Électromécanique



N° Réf :.....

Mémoire préparé En vue de l'obtention du diplôme de
MASTER
En: Génie Mécanique

Spécialité : **ENERGETIQUE**

Etude numérique de l'effet du profilé
d'écoulement sur les performances d'échangeur
de chaleur.

Préparé par : **ZEMMOURI Faras Abderraouf**
KERROUCHE Abderrahmane

Soutenue devant le jury

TOUAHRIA Abdeldjouad	C. U. Abdelhafid Boussouf,	Mila	Président
DERDOURI Amina	C. U. Abdelhafid Boussouf,	Mila	Examineur
LITOCHE Billel	C. U. Abdelhafid Boussouf,	Mila	Encadreur

Année universitaire : 2022/2023

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier ALLAH, tout puissant, de nous avoir donnée la force pour survivre, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.

Nous remercions le Docteur LITOUCHE BILLEL notre encadreur d'abord, d'avoir accepté de nous encadrer, et puis pour son aide, ses conseils et ses orientations.

Nous remercierons sincèrement Dr. TOUAHRIA ABDELJAWAD Pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être le président du jury.

Un grand merci à Dr. DERDOURI AMINA d'avoir acceptée d'examiner et juger ce modeste travail.

Nous adressons également nos remerciements tous nos enseignants qui nous ont donné la base de la science.

Merci mes parents, les quels grâce à ALLAH et à eux je suis ici, et merci pour tout ce qu'ils ont fait et entrain de faire pour nous.

Mes remerciements vont aussi à nos frères, nos sœurs, et nos collègues.

Dédicace

Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il faut... Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, l'amour, le respect, la reconnaissance... C'est tout simplement que je dédie ce mémoire...

À ma chérie mère, autant de phrases aussi expressives soient-elles saurées montrer le degré d'amour et d'affection que j'éprouve pour toi. Tu m'as comblé avec ta tendresse et affection tout au long de mon parcours. Tu n'as cessé de me soutenir et de m'encourager durant toutes les années de mes études, tu as toujours été présente à mes côtés pour me consoler quand il fallait. En ce jour mémorable, pour moi ainsi que pour toi, reçoit ce travail en signe de ma vive reconnaissance et ma profonde estime. Puisse le tout puissant te donner santé, bonheur et longue vie afin que je puisse te combler à mon tour.

À mon cher père, j'espère être toujours à la hauteur de vos espérances.

Je tiens à la dédier à mes sœurs.

À tous ceux qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à l'élaboration de ce travail.

Zemmouri Faras Abderraouf

Dédicace

Je dédie ce mémoire

À ma chère mère

À mon père

À mes frères et mes sœurs

Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leur encouragement

Dont le mérites sacrifices et les qualités humaine mont permis de vivre ce jour

À tous mes amies et mes camarades

Sans oublier tous les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, du
secondaire ou de l'enseignement supérieur.

Kerrouche Abderrahmane

ملخص

في هذا العمل ، أجرينا محاكاة عددية لانتقال الحرارة وتدفق السوائل في قناة مسورة مع تعديلات مختلطة (مائج + متعرج) السوائل المستخدمة (ماء نقي وماء / CuO) في تدفق مضطرب غير قابل للانضغاط بخصائص ثابتة. تم حل المعادلات الحاكمة بطريقة الحجم المحدود باستخدام كود حساب FLUENT. تم تحليل النتائج من خلال الكميات التالية: متوسط عدد نسلت، متوسط معامل الاحتكاك، معامل الأداء PEC. يتم أيضًا فحص تأثيرات تركيز الموائع النانوية ونسبة المساحة (e / b). بينت النتائج أنه: تم الحصول على أعلى قيم لمعامل الأداء في حالة أدنى نسبة فراغ (e / b). وكذلك يتم تقليل انخفاض الضغط عند زيادة رقم رينولدز.

الكلمات المفتاحية: نانوفلويد, تدفق مضطرب, حجوم منتهية, تركيز, معامل الأداء.

Résumé

Dans ce travail, nous avons effectué des simulations numériques de transfert de chaleur et d'écoulement du fluide dans un canal à paroi avec des modifications mixtes (ondulée + zigzag), Les fluides utilisés (Eau pure et Eau/CuO) dans un écoulement turbulent incompressible avec des propriétés constantes. Les équations gouvernantes ont été résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le code du calcul FLUENT. Les résultants sont analysés à traverses les quantités suivantes: le nombre de Nusselt moyen, le coefficient de frottement moyen, le coefficient de performance PEC. Les effets de la concentration du nano-fluide et le rapport d'espace (e/b) sont aussi examinés. Les résultants montrent que: les valeurs les plus élevées du coefficient de la performance est obtenues pour le cas du rapport d'espace (e/b) le plus faible. Ainsi que la perte de charge est diminuée lors de l'augmentation du nombre de Reynolds.

Mots clés: Nano-fluide, écoulement turbulent, volumes finis, Concentration, coefficient de performance.

Abstract

In this work, we performed numerical simulations of heat transfer and fluid flow in a walled channel with mixed modifications (wavy + zigzag), the fluids used (Pure water and Water/CuO) in a turbulent flow. Incompressible with constant properties. The governing equations were solved by the finite volume method using the FLUENT calculation code. The results are analyzed through the following quantities: the average Nusselt number, the average coefficient of friction, the coefficient of performance PEC. The effects of nanofluid concentration and space ratio (e/b) are also examined. The results show that: the highest values of the performance coefficient are obtained for the case of the lowest space ratio (e/b). As well as the pressure drop is reduced when the Reynolds number increases.

Keywords: Nano-fluid, turbulent flow, finite volume, concentration, performance coefficient.

Table de matière



Sommaire	Page
Remerciement	
Dédicace	
Résumé	
Sommaire	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale	01
<i>Chapitre I : Etude bibliographique</i>	
Introduction.....	02
I. Echangeurs de chaleur	02
I.1. Différents types d'échangeurs de chaleur	02
I.1.1.Echangeurs à tubes : (monotubes, coaxiaux ou multitubulaires).....	02
a. Échangeur monotube	02
b. Échangeur coaxial.....	03
c. Échangeur multitubulaire.....	03
c.1. Échangeur à tubes séparés.....	03
c.2. Échangeur de chaleur à tubes rapprochés	03
c.3. Échangeur à tubes ailettes.....	03
c.4. Échangeur à tubes et calandre	03
I.1.2. Échangeurs à plaques.....	04
I I. Méthodes d'amélioration l'échange thermique	04
I I.1.Méthodes passives	04
a. Surfaces traitées	04
b. Surfaces rugueuses	05
c. Surfaces étendues	05

d. Dispositifs d'amélioration déplacés.....	05
e. Dispositifs à tourbillon	05
f. Tubes enroulés	05
g. Dispositifs de tension superficielle	05
h. Additifs pour liquides	05
i. Additifs pour gaz	06
I I.2. Méthodes actives :	06
I I.2.1. Vibration des surfaces	06
I I.2.2. Vibration de fluide	06
I I.2.3. Champs électrostatiques	06
I I.2.4. Jet impactant	06
III Nano-fluides	07
III.1. Méthode de production	07
III.1.1. Production des nanoparticules	07
III.1.2. Production des nano-fluides	08
III.1.2.1. Méthode à une seule étape	18
III.1.2.2. Méthode à deux étapes	18
III.2. Nanoparticules et les fluides porteurs	08
III.3. Applications des nano-fluides.....	10
III.4. Autres applications	11
III.5. Avantages et les inconvénients des nano-fluides.....	11
III.5.1. Avantages.....	11
III.5.2. Inconvénients	11
Conclusion	17

Chapitre II : Modèle mathématique

Introduction.....	18
I. Domaine d'étude	18
I I. Effet des paramètres géométriques	19
III Configuration étudiée.....	19
IV. Formulations mathématiques du problème	20
IV.1. Hypothèses simplificatrices.....	20

IV.2. Equations gouvernantes.....	20
IV.2.1. Equation de continuité.....	20
IV.2.2. Equation de quantité de mouvement	21
IV.2.3. Equation d'énergie	21
IV.3. Modèle de la turbulence K- ϵ	21
IV.3.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k.....	22
IV.3.2. Equation de transport du taux de dissipation ϵ de l'énergie cinétique turbulent....	22
V. Conditions aux limites	23
VI Propriétés thermo physiques des nano-fluides.....	24
VI1. Conductivité thermique.....	24
VI2. Viscosité	25
VI3. Capacité calorifique volumique	25
VI4. Masse volumique	26
VI5. Conductivité thermique du nano-fluides.....	26
VI6. Comportement en convection forcée	26
VI7. Nombres adimensionnels	27
VI7.1. Nombre de Reynolds (Re).....	28
VI7.2. Nombre de Prandtl (Pr)	28
VI7.3. Coefficient de frottement (f).....	28
VI7.4. Flux de chaleur Q	29
VI7.5. Indice des critères d'évaluation des performances.....	29
Conclusion	30

Chapitre III : Simulation numérique

Introduction.....	31
I. Etapes principales de simulation	31
I.1. Construction de la géométrie	31
I.1.1. Création des points	32
I.1.2. Création des lignes.....	32
I.1.3. Création des faces	33
I.2. Maillage	33
I.3. Conditions aux limites	33

I.4. Exportaion du fichier .Msh	34
I.5. Simulation sous FLUENT.....	35
I.5.1. Lancement de Fluent.....	35
I.5.2. Imporation de la géométrie (*.msh)	36
I.5.3. Vérification du maillage importé.....	36
I.5.4. Vérification de l'échelle.....	37
I.5.5. Choix du solveur	37
I.5.6. Affichage de la grille	37
I.5.7. Choix du Modèle turbulent	37
I.5.8. Définition des caractéristiques des matériaux	38
I.5.9. Définition condition aux limites	38
I.5.10. Choix de solution	39
I I. Effet du maillage.....	41
III Validation du modèle.....	42
Conclusion	43

Chapitre IV : Résultats et discussions

Introduction.....	44
I. Cas de l'eau.....	44
I.1. Nombre de Nusselt moyen.....	44
I.2. Coefficient de frottement f moyen	46
I.3. Coefficient de l'évaluation de la performance (PEC).....	47
I I. Cas de nano-fluide	48
I I.1. Nombre de Nusselt moyen	48
I I.1.1. Effet du nombre de Reynolds et de la concentration ϕ	48
I I.1.2. Effet du rapport d'espace W	49
I I.2. Coefficient de frottement f moyen	50
I I.2.1. Effet du nombre de Reynolds.....	50
I I.2.2. Effet de concentration ϕ (%)	52
I I.3. Coefficient de performance PEC	54

Conclusion 56

Conclusion générale 57

Références bibliographiques

Liste des figures



Liste des figures

page

Chapitre I

Figure (I.1) :	Divers types d'échangeurs tubulaires.	04
Figure (I.2) :	Nanoparticules dans un tube.	07
Figure (I.3) :	Représentation schématique de la technique à une seule étape.	08
Figure (I.4) :	Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre.	09
Figure (I.5) :	Exemples des nano-fluides aqueux et opaques avec 1 % de nanoparticules de diverses natures.	10
Figure (I.6) :	Schéma du montage expérimental.	12
Figure (I.7) :	Schéma des micro-canaux étudiés.	13
Figure (I.8) :	Schéma du canal nervuré : (a) modèle géométrique, (b) nervure rectangulaire (c) nervure triangulaire et (d) nervure en arc.	14
Figure (I.9) :	Schéma de principe de la section d'essai avec ruban torsadé à l'intérieur.	15
Figure (I.10) :	Schéma de principe d'un canal nervuré-rainure, (a) modèle géométrique, (b) nervure rectangulaire-rainure rectangulaire, (c) nervure triangulaire-rainure triangulaire et (d) nervure trapézoïdale-rainure trapézoïdale.	16
Figure (I.11) :	Configuration étudiée.	16
Figure (I.12) :	Modèle physique étudié.	17

Chapitre II

Figure (II.1):	Modèle physique étudié.	19
-----------------------	-------------------------	----

Chapitre III

Figure (III.1) :	Interface du Gambit.	31
Figure (III.2) :	Les opérations pour construire une géométrie.	32
Figure (III.3) :	Création des points.	32
Figure (III.4) :	Création des lignes.	32
Figure (III.5) :	Création des faces.	33
Figure (III.6) :	Maillage des faces.	33
Figure (III.7) :	Conditions aux limites.	34
Figure (III.8) :	Exportation du fichier.Msh.	34
Figure (III.9) :	Lancement de Fluent.	35
Figure (III.10) :	Importation de la géométrie.	36
Figure (III.11) :	Vérification du maillage sou Fluent.	36
Figure (III.12) :	Etablir l'équation d'énergie.	37
Figure (III.13) :	Définition des caractéristiques du fluide.	38
Figure (III.14) :	Définition des conditions aux limites.	39
Figure (III.15) :	Initialisation la vitesse et la température à l'entrée.	39
Figure (III.16) :	Résiduel monitors.	40
Figure (III.17) :	Lancement des itérations.	40
Figure (III.18) :	Fenêtre des itérations.	41
Figure (III.19.a) :	Validation de notre simulation avec les résultats de Dittus-Bolter.	42
Figure (III.19.b) :	Validation de notre simulation avec les résultats de la corrélation.	42

Chapitre IV

Figure (IV.1):	Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour la paroi modifiée.	44
Figure (IV.2):	Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour les parois lisse et modifiée.	45
Figure (IV. 3):	Variation du coefficient de frottement f moyen en fonction du nombre de Reynolds Pour la paroi modifiée.	46
Figure (IV.4):	Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement f moyen pour les parois lisse et modifiée.	46
Figure (IV.5):	Variation du Coefficient d'évaluation de la performance (PEC) en fonction du nombre de Reynold pour la paroi modifiée.	47
Figure (IV.6):	Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur nombre de Nusselt moyen entre les parois lisses et modifiée à concentration 1 %.	48
Figure (IV.7):	Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur nombre de Nusselt moyen entre les parois lisses et modifiée à concentration 3 %.	48
Figure (IV.8):	Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur nombre de Nusselt moyen entre les parois lisses et modifiée à concentration 5 %.	49
Figure (IV.9):	Effet du rapport d'espace W sur le nombre de Nusselt moyen à $Re = 5000$.	49
Figure (IV.10):	Effet du rapport d'espace W sur le nombre de Nusselt moyen à $Re = 15000$.	50
Figure (IV.11):	Effet du nombre de Reynolds sur coefficient de frottement f moyen pour la paroi lisse et modifiée à concentration 1 %.	50
Figure (IV.12):	Effet du nombre de Reynolds sur coefficient de frottement f moyen pour la paroi lisse et modifiée à concentration 3 %.	51
Figure (IV.13):	Effet du nombre de Reynolds sur coefficient de frottement f moyen pour la paroi lisse et modifiée à concentration 5 %.	51
Figure (IV.14):	Effet des concentrations ϕ (%) sur le coefficient de frottement f moyen pour la paroi modifiée à $Re = 5000$.	52
Figure (IV.15):	Effet des concentrations ϕ (%) sur le coefficient de frottement f moyen pour la paroi modifiée à $Re = 15000$.	53

Figure (IV.16):	Effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de performance PEC pour la paroi modifiée à concentration 1%.	54
Figure (IV.17):	Effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de performance PEC pour la paroi modifiée à concentration 3%.	54
Figure (IV.18):	Effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de performance PEC pour la paroi modifiée à concentration 5%.	55

Liste des tableaux



Liste des tableaux

page

Chapitre I

Tableau (I.1) : Propriétés thermo physiques de différents matériaux 10

Chapitre II

Tableau (II.1) : Valeurs constantes pour le modèle turbulent k- ϵ . 22

Tableau (II.2) : Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis. 22

Tableau (II.3) : Conditions aux limites. 23

Tableau (II.4) : Propriétés thermo-physiques du nano-fluide (eau /CuO) en fonction de la concentration. 26

Chapitre III

Tableau (III.1) : Effet du maillage. 41

Symbole	Grandeurs	Unités
Ag	Argent.	
Al ₂ O ₃	Oxyde d'aluminium.	
b	Longueur d'onde.	[m]
Cp	Chaleur spécifique.	[kJ/kg.k]
CuO	Oxyde de cuivre.	
D	Diamètre intérieur.	[m]
Dh	Diamètre hydraulique.	[mm]
e	Distance entre la première ondulation et le second.	[m]
W= e/b	Rapport d'espace.	
f	Coefficient de frottement.	
Gk	Terme de production.	
G	Indice représente le rapport d'espace	
h	Coefficient de transfert de chaleur convectif.	[W/ m ² .K]
K	Conductivité thermique.	[Kg/m.K]
Kf	Conductivité du fluide de base.	[Kg/m.K]
<i>knf</i>	Conductivité Thermique du nano-fluide.	[W /.k] m ²
P	Conductivité des particules	[Kg/m.K]
LT	Longueur du tube.	[m]
L1	Longueur en amont.	[m]
L2	Longueur de la section d'essai.	[m]
L3	Longueur de la section de sortie.	[m]
Pnf	Masse volumique d'un nano-fluide.	[kg/ m ³]
Q	Flux de chaleur.	[W]
Q"	Flux de chaleur uniforme.	[W]
q"	Densité de flux de chaleur traversant la paroi.	[W/m ²]
qm	Débit massique du fluide.	[kg/s]
SiO ₂	Oxyde de silicium.	
Tf	Température finale de fluide.	[K]
Ti	Température initiale de fluide	[K]
Tin	Température du fluide à l'entrée du canal.	[K]
Tmf	Température moyenne du fluide circulant.	[K]

TiO ₂	Oxyde de titanium.	
T _p	Température de la paroi.	[K]
U	Vitesse moyenne de l'écoulement de fluide.	[m/s]
U _i	Valeur moyenne selon ox.	
U _j	Valeur moyenne selon oy.	
P	Valeur moyenne de pression.	[Pa]
u	Vitesse caractéristique.	[m/s]
T _j	Température selon oy.	[K]
Grecque :		
ε	Taux de dissipation.	[m ² /s ³]
ζ	Rapport d'aspect.	
Λ	Diffusivité thermique.	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique.	[Pa.s]
μ _{nf}	Viscosité du nano fluide	[Pa.s]
ξ	Sphéricité.	
P	Masse volumique.	[Kg/m ³]
(Cp) _f	Capacité calorifique volumique des nanoparticules solide.	[J.m ⁻³ . K ⁻¹]
(Cp) _f	Capacité thermique du fluide de base.	[J. K ⁻¹]
(Cp) _{nf}	Capacité calorifique volumique du nano-fluide.	[J.m ⁻³ . K ⁻¹]
(Cp) _{np}	Capacité calorifique du fluide de base.	[J. K ⁻¹]
σ _ε	Nombre de Prandtl turbulent relatif aux taux de dissipation.	
σ _k	Nombre de Prandtl turbulent relatif à l'énergie cinétique turbulente.	
ρ	Densité.	[kg/ m ³]
φ	Fraction volumique des particules.	[%]
ΔP	Pression moyenne.	[N/ m ²]
Ø	Consontration du nano-fluide.	[%]

Nombre adimensionnel :

Re	Nombre de Reynold.
Nu	Nombre de Nusselt.
PEC	Coefficient de performance.
Pr	Nombre de Prandt.

Abréviations :

CFD	Dynamique des fluides computationnels.
FVM	Méthode des volumes finis.

Introduction générale



Introduction générale :

Dans les sociétés industrielles modernes, l'échangeur de chaleur joue un rôle crucial dans la gestion énergétique et l'optimisation de l'efficacité des procédés. Il permet de transférer la chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, tout en minimisant les pertes d'énergie. Le choix d'un échangeur de chaleur adapté et efficace permet d'atteindre les objectifs visés : Taux d'échange thermique, effet de nano-fluide et l'impact de la géométrie.

Le présent mémoire est pour but d'étudier l'effet du profile d'écoulement (surface de la paroi) sur l'intensification d'échange thermique et par conséquent l'amélioration de l'efficacité de cet appareil, le fluide utilisé est de type nano-fluide en écoulement turbulent, les résultats obtenus sont présentés en fonction du nombre de NUSSELT, et le coefficient des pertes de charge. Le logiciel Fluent est recommandé pour résoudre le système d'équations gouvernantes, les conditions du travail sont inspirées de travaux publiés dans la littérature.

Ce travail est organisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre est réservé pour l'étude bibliographique, a permis d'exposer les revues de la littérature abordées le sujet, en mettant l'accent sur les types d'échangeurs de chaleur et les effets de la géométrie de domaine étudié et l'utilisation des nano-fluides comme fluide du travail.

Dans le deuxième chapitre, Modèle mathématique, nous aborderons les équations gouvernantes décrivant le phénomène présenté, ainsi que le modèle de turbulence K- ϵ , qui est utilisé pour prédire les caractéristiques de la turbulence dans les échangeurs de chaleur. Nous expliquerons également les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites associées.

Le troisième chapitre, Simulation numérique, Cette partie est consacrée pour présenter les différentes étapes de simulation sur le code du calcul Fluent, ainsi la validation de nos résultats avec ceux de la littérature

Le quatrième chapitre, Résultats et analyses, est un recueil de tous les résultats numériques envisagés dans cette étude pour un écoulement turbulent du fluide en convection forcée. Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul "Fluent", qui utilise la méthode des volumes finis.

Une conclusion générale clôture ce mémoire et notre travail en proposant quelques perspectives.

Chapitre I

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE



Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toute politique d'utilisation de l'énergie. Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur.

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [1].

I. Echangeurs de chaleur :

Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour le transfert d'énergie (sous forme Thermique) entre deux fluides ou plus, à des températures différentes. Les deux fluides sont, Généralement, séparés par une paroi solide à travers de laquelle les échanges thermiques se font par conduction. Le transfert de chaleur fluide-paroi se fait par convection. L'utilisation de cet appareil est très vaste on peut le trouver dans différentes applications tel que la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie Thermique, l'agroalimentaire, refroidissement des stations nucléaires, le chauffage et le Conditionnement d'air, la réfrigération, ... etc. [2]

I.1. Différents types d'échangeurs de chaleur :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

I.1.1. Echangeurs à tubes : (monotubes, coaxiaux ou multitubulaires) :

Pour des raisons économiques, les échangeurs qui utilisent des tubes comme composant principal de la paroi d'échange sont les plus courants. On peut distinguer trois catégories selon le nombre de tubes :

a. Échangeur monotube :

Échangeurs à tube unique ; il est placé à l'intérieur d'un réservoir, généralement, prend la forme d'un serpent in [3].

b. Échangeur coaxial :

L'échangeur à deux tubes coaxiaux c'est l'échangeur le plus simple. Le premier fluide s'écoule à travers le tube interne, tandis que l'autre fluide s'écoule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. Ces appareils sont intéressants en raison des facilités de démontage et d'entretien qu'ils offrent. Ils peuvent fonctionner à contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. En revanche, ils présentent les inconvénients suivants : risque de fuites aux raccords – flexion du tube intérieur si la longueur est importante -surface d'échange faible. Des températures et des pressions élevées pour les liquides visqueux [3].

c. Échangeur multitubulaire : Il existe sous quatre formes :

c.1. 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 [3].

c.2. Échangeur de chaleur à tubes rapprochés :

Échangeur de chaleur à tubes rapprochés : Afin de fixer les tubes entre eux et de fournir des canaux suffisants pour le fluide extérieur au tube, du ruban enroulé en spirale est placé autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans [3].

c.3. Échangeur à tubes ailettes :

Il s'agit d'un échangeur de chaleur de type échange liquide-gaz, il constitue d'un faisceau de tubes, le liquide à chauffer circule dans le faisceau de tubes, et les gaz d'échappement refroidis s'écoulent au-dessus du faisceau de tubes. Les ailettes fixées sur le tube augmentent la surface d'échange. Il est utilisé pour chauffer de l'eau (eau d'alimentation de chaudière ou eau propre) [3].

c.4. Échangeur à tubes et calandre :

Un échangeur de chaleur multi-passes peut être comparé à un empilement de plusieurs échangeurs de chaleur à double tube. Il est constitué d'un faisceau de tubes, qui sont enfermés dans une enveloppe cylindrique appelée "calandre". Un des fluides s'écoule à travers le tube et l'autre fluide s'écoule à travers l'enveloppe au-dessus du faisceau de tubes. L'installation des chicanes permet de mieux rincer tous les tuyaux. Cela facilite le nettoyage de l'échangeur, bien que les tubes eux-mêmes demeurent encore difficiles à nettoyer [3].

I.1.2. Échangeurs à plaques :

Un échangeur de chaleur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui utilise des plaques métalliques pour transférer la chaleur entre deux fluides.

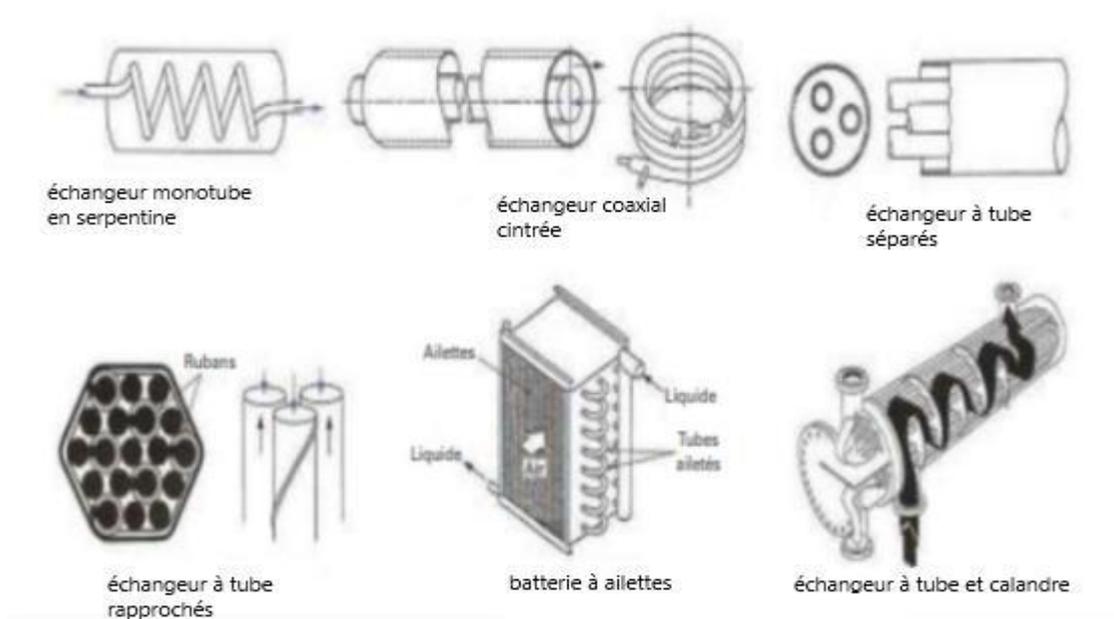


Figure (I.1). Divers types d'échangeurs tubulaires [4].

I I. Méthodes d'amélioration l'échange thermique :

I I.1.Méthodes passives :

Ces méthodes utilisent généralement des modifications géométriques du canal d'écoulement, en comportant des dispositifs supplémentaires. Ils perturbent l'écoulement existant ce qui entraîne également une augmentation de la perte de charge.

Les méthodes passives ont l'avantage aux méthodes actives car elles ne nécessitent aucune entrée directe d'énergie externe [5].

Bien qu'il existe des centaines de méthodes passives pour améliorer les performances de transfert de chaleur, les neuf méthodes suivantes sont les plus utilisées sous différents aspects [6].

a. Surfaces traitées :

Ce sont des surfaces de transfert de chaleur qui présentent une altération fine de leur finition ou de leur revêtement. L'altération peut être continue ou discontinue.

b. Surfaces rugueuses :

Ce sont généralement des modifications de surface qui favorisent la turbulence dans le champ d'écoulement, principalement dans les écoulements monophasiques, et n'augmentent pas la surface de transfert de chaleur. Leurs caractéristiques géométriques vont de la rugosité aléatoire des grains de sable aux discrètes protubérances de surface tridimensionnelles.

c. Surfaces étendues :

Elles permettent un élargissement efficace du transfert de chaleur. Les nouveaux développements ont conduit à des surfaces d'ailettes modifiées qui tendent également à améliorer les coefficients de transfert de chaleur en perturbant le champ d'écoulement en plus d'augmenter la surface.

d. Dispositifs d'amélioration déplacés :

Ce sont les techniques d'insertion qui sont principalement utilisées dans la convection force confinée. Ces dispositifs améliorent le transfert d'énergie indirectement au niveau de la surface d'échange thermique en déplaçant le fluide de la surface chauffée ou refroidie du conduit/tuyau avec du fluide en vrac vers l'écoulement central.

e. Dispositifs à tourbillon :

Ils produisent et superposent un écoulement tourbillonnaire ou recirculation secondaire au courant axial dans un canal. Ces dispositifs comprennent des inserts de tube de type à bande hélicoïdale ou à vis évidée, des rubans torsadés. Ils peuvent être utilisés pour des échangeurs de chaleur à flux monophasés ou diphasiques.

f. Tubes enroulés :

Ces techniques conviennent aux échangeurs de chaleur relativement plus compacts. Les tubes enroulés produisent des écoulements secondaires et des tourbillons qui favorisent un coefficient de transfert de chaleur plus élevé dans un écoulement monophasé ainsi que dans la plupart des régions d'ébullition.

g. Dispositifs de tension superficielle :

Il s'agit de surfaces à effet de mèche ou rainurées, qui améliorent directement la surface d'ébullition et de condensation. Ces dispositifs sont les plus utilisés pour la transformation de phase se produisant dans les échangeurs de chaleur.

h. Additifs pour liquides :

Il s'agit de l'ajout de particules solides, d'additifs traces solubles et de bulles de gaz dans des écoulements monophasiques et d'additifs traces qui diminuent généralement la tension superficielle du liquide pour les systèmes en ébullition.

i. Additifs pour gaz :

Il s'agit de gouttelettes liquides ou de particules solides, qui sont introduites dans des écoulements gazeux monophasiques soit en phase diluée (suspensions gaz-solide), soit en phase dense.

I I.2. Méthodes actives :

Les méthodes actives sont plus complexes que les méthodes passives dans l'expression de la conception et de l'application en raison de la nécessité d'une énergie externe pour ajuster le débit du fluide afin d'obtenir une amélioration du rendement thermique.

Fournir de l'énergie externe dans la plupart des applications n'est pas facile. Pour cette raison, l'utilisation de méthodes actives dans des domaines scientifiques est limitée [7].

Bien qu'il existe des méthodes actives pour améliorer les performances de transfert de chaleur, les méthodes suivantes sont les plus utilisées sous différents aspects :

I I.2.1. Vibration des surfaces :

Les vibrations de surface étaient surtout utilisées dans les écoulements monophasés à basse ou haute fréquence pour augmenter les coefficients de transfert de chaleur.

I I.2.2. Vibration de fluide :

L'échographie, ou pulsation des fluides, est un type de technique d'amélioration des vibrations couramment utilisé dans l'industrie pétrolière et gazière.

I I.2.3. Champs électrostatiques :

Les intentions de transfert de chaleur peuvent être faites sous forme de champs - électriques ou magnétiques, ou une combinaison des deux - à partir de sources électriques. Ils peuvent être appliqués dans les systèmes d'échange de chaleur impliquant des fluides isolants et favoriser la convection.

I I.2.4. Jet impactant :

Impacter l'échange de chaleur par un jet est une solution préférée dans les applications cherchant à apporter un flux de chaleur intense sur une surface. Le champ d'écoulement d'un jet impactant peut-être décomposé en régions, H/D et Z/D mesurés du centre au mur. [8]

- H/D : Rapport entre la hauteur du jet et le diamètre de la buse d'entrée.
- Z/D : Distance adimensionnelle verticale mesurée à partir de la paroi.

III Nano-fluides :

Les nano-fluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, 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 thermiques particulières. Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. 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 [9].

D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories :

- ✓ Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de métaux (cuivre Cu, fer Fe, ou argent Ag...) (Oxyde d'aluminium Al_2O_3 , Oxyde de cuivre CuO_2 Oxyde de titane TiO_2 ...)
- ✓ Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO_2 , Nanotube de silicium...) [9]. [21].

Dans ce travail, la nanoparticule utilisée est : L'oxyde de cuivre, CuO .

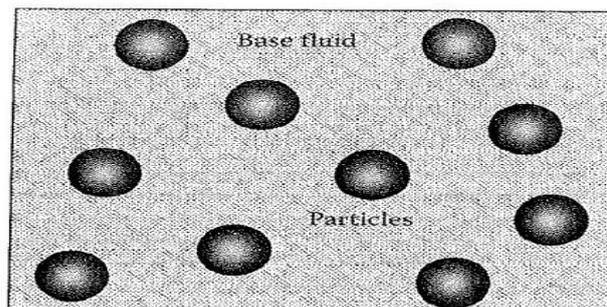


Figure (I.2).représentation schématique de nano-fluides [10].

III.1. Méthode de production :

III.1.1. Production des nanoparticules :

La production de nanoparticules peut être divisée en deux catégories principales, à savoir, la synthèse physique et la synthèse chimique. Yu et al. [6] ont énuméré les techniques de production ordinaires des nano-fluides comme suit :

- Synthèse physique: broyage mécanique, technique de condensation de gaz inertes.
- Synthèse chimique : précipitation chimique, dépôt chimique en phase vapeur, polymérisation des microémulsions, pulvérisation par pyrolyse, pulvérisation thermique.

III.1.2. Production des nano-fluides :

La préparation des nano-fluides peut se faire par l'une des méthodes suivantes :

III.1.2.1. Méthode à une seule étape :

La méthode à une seule étape combine la production des nanoparticules et leur dispersion dans le fluide de base en une seule étape. On distingue plusieurs variations de cette technique, la plus courante est la méthode d'évaporation à simple étape. Dans cette technique, les nanoparticules sont sous forme de gaz, puis ils sont solidifiés directement dans le fluide de base. Cette méthode est désavantagée par le faible taux de production. [11]

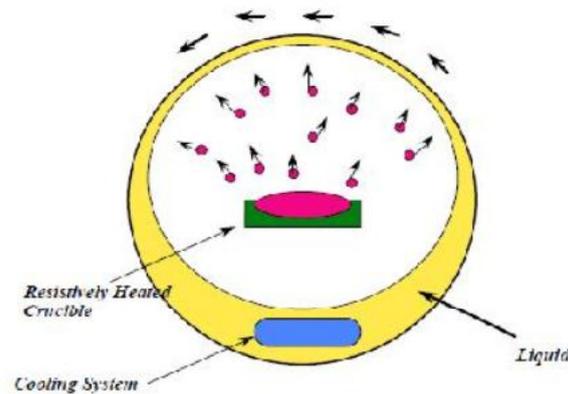


Figure (I.3).Représentation schématique de la technique à une seule étape [10].

III.1.2.2. Méthode à deux étapes :

Elle consiste d'abord à la fabrication d'une nano poudre sèche, puis les disperser dans de fluide de base. Cette méthode est utilisée dans production à grande échelle. Son inconvénient est la formation des grappes pendant la production. [11]

III.2. Nanoparticules et les fluides porteurs :

La nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, Conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1 à 100 nm). Les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué et sont très étudiées de nos jours.

De nombreux physiciens et chimistes les synthétisent, d'autres physiciens les étudient afin de comprendre la physique de ces objets nanométriques et des biologistes les utilisent comme marqueurs cellulaires [6].



Figure (I.4). Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre [12].

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

- **Les nanoparticules métalliques :**
 1. L'aluminium (Al).
 2. Le cuivre (Cu).
 3. L'or (Au).
 4. L'argent (Ar)

- **Les nanoparticules des oxydes métalliques :**
 1. L'oxyde de l'aluminium (Al₂O₃).
 2. L'oxyde de cuivre (CuO).
 3. L'oxyde de silicium (SiO₂).
 4. L'oxyde de titan (TiO₂).

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

Les fluides de base les plus utilisées :

- L'éthylène glycol, EG.
- Les huiles.
- Le toluène.
- Les fluides de réfrigération (R12.R22...).
- Dans cette étude en utilisant l'eau comme fluide de base.

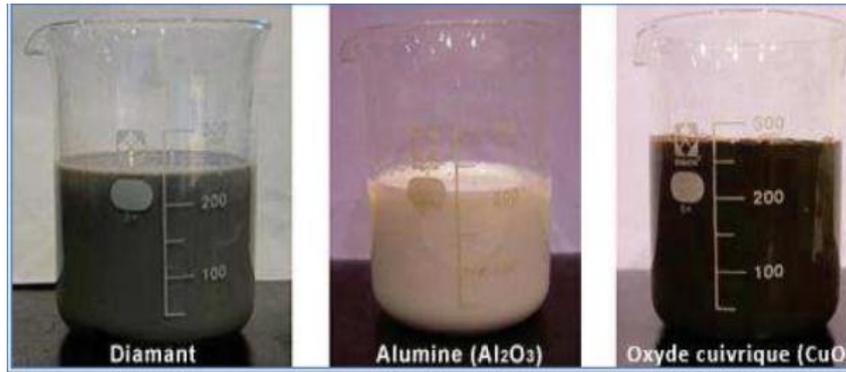


Figure (I.5) .Exemples des nano-fluides aqueux et opaques avec 1 % de nanoparticules de diverses natures [13].

Les suspensions de nanoparticules dans un fluide, souvent appelées nano-fluides, présentent des caractéristiques thermiques intéressantes en comparaison avec les fluides de base traditionnels voir le (**Tableau (I.1)**) et des qualités indéniables d’amélioration du transfert thermique. La conductivité thermique des nano-fluides peut être significativement plus élevée que celle des liquides purs.

	Nanoparticule et fluide de base	K (W/mK)	ρ (kg/m ³)	C _p (J/kgK)	μ (Pa.s)
Métallique (solides)	Cu	400	8954	383	
	Fe	80,2	7870	447	
	Ni	90,7	8900	444	
	Au	317	19,300	129	
	Ag	429	10,500	235	
	C (diamant)	2300	3500	509	
Oxyde Métallique (solides)	SiO ₂	1,38	2220	745	
	TiO ₂	8,4	4157	710	
	Al ₂ O ₃	36	3970	765	
	CuO	69	6350	535	
	SiC	490	3160	675	
Liquides non métallique	L'eau	0,613	1000	4183	0,0008
	Ethylène-glycol(EG)	0,258	1132	2349	513 0,0157

Tableau (I.1). Propriétés thermo physiques de différents matériaux [12].

III.3. Applications des nano-fluides :

Les nano-fluides peuvent être employés pour améliorer le transfert de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Les dispersions de nanoparticules trouvent déjà de nombreux domaines d'applications [13] :

- ✓ Refroidissement des systèmes thermiques, militaires, électroniques, nucléaire.
- ✓ Biomédecine.
- ✓ Echangeur de chaleur.
- ✓ Aéronautique et spatial.
- ✓ Transport (gestion de refroidissement / véhicule moteur thermique).
- ✓ Nanoparticules pour l'efficacité des réfrigérateurs (formulations de lubrifiants et liquides de refroidissement mélangés avec des nanoparticules pourraient entraîner une augmentation de l'efficacité énergétique des réfrigérateurs).

III.4. Autres applications :

- ✓ Caloducs.
- ✓ Piles à combustible.
- ✓ Le chauffage solaire d'eau.
- ✓ Forage.
- ✓ Stockage thermique.

III.5. Avantages et les inconvénients des nano-fluides :

III.5.1. Avantages :

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité avec prédominance 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.

III.5.2. Inconvénients :

- Fortes pertes de charge.
- Coût élevé des nano-fluides.
- Erosion.
- Sédimentation.
- Bouchons dans les écoulements.
- Difficultés dans le processus de production [13].

Plusieurs travaux de recherche analysent l'effet d'écoulement du nano-fluide comme fluide du travail dans un canal d'une paroi rugueuse avec différentes formes.

M. Rostamani et al [14]. Ont étudié numériquement l'écoulement turbulent de nano-fluides avec différentes concentrations volumiques de nanoparticules s'écoulant à travers un conduit bidimensionnel avec la condition de flux de chaleur constant imposé sur la surface de la paroi. Les nano-fluides considérés sont des mélanges de nanoparticules d'oxyde de cuivre (CuO), d'alumine (Al₂O₃) et d'oxyde de titane (TiO₂) et d'eau comme fluide de base. Toutes les propriétés thermo physiques des nano-fluides dépendent de la température. La viscosité des nano-fluides est obtenue sur la base de données expérimentale. Les nombres de Nusselt prédits présentent un bon accord avec la corrélation de Gnielinski. Les résultats montrent qu'en augmentant la concentration volumique, la contrainte de cisaillement de la paroi et les taux de transfert de chaleur augmentent. Pour une concentration volumique et un nombre de Reynolds constants l'effet des nanoparticules de CuO sur le nombre de Nusselt est significatif à comparaison avec les nanoparticules Al₂O₃ et TiO₂.

A. Minakov et al [15]. Ont fait une étude expérimentale de la convection turbulente forcée de nano-fluides à base d'eau avec des nanoparticules d'oxyde de zirconium (ZrO₂) dans des tubes et des canaux lisses avec de amplificateurs de transfert de chaleur à paroi. Des nano poudres avec une taille moyenne de particules de 44 et 105 nm ont été utilisées dans les expériences. Le nombre de Reynolds varié de 3000 à 8000. Il est révélé que les incréments du coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression lors de l'utilisation de nano-fluides dépendent de la forme de surface du canal. Ils sont montrés que les nano-fluides permettent d'atteindre une efficacité thermo hydraulique comparable à celle des canaux avec des activateurs de transfert de chaleur artificiels.

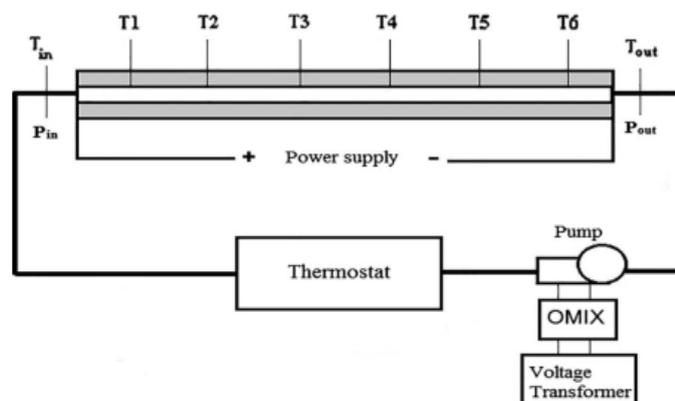


Figure (I.6). Schéma du montage expérimental [15].

A. Behnampoura et al [16]. Ont étudié numériquement l'effet des nervures triangulaires, rectangulaires et trapézoïdales sur le transfert de chaleur laminaire du nano-fluide eau-Ag dans un canal triangulaire soumis à un flux de chaleur constant. La hauteur et la largeur des nervures ont été supposées fixes afin d'étudier l'effet de différentes formes de nervures. Des modélisations ont été réalisées pour des flux laminaires ($Re = 1.50$ et 100) et des fractions volumiques de nano-fluide de 0% , 2% et 4% . Les résultats ont indiqué qu'une augmentation de la fraction volumique de nanoparticules solides entraîne une amélioration du coefficient d'échange convectif du fluide de refroidissement, et d'un côté augmente la perte de pression. Parmi toutes les formes de nervures étudiées, ils ont trouvé que la forme rectangulaire affecte fortement les changements dans les lignes de courant, et la forme triangulaire offre les meilleures valeurs d'indice PEC. Pour tous les nombres de Reynolds étudiés les valeurs de transfert de chaleur sont plus faibles pour les nervures rectangulaires. Par conséquent, les nervures trapézoïdales sont recommandées pour les nombres de Reynolds élevés.

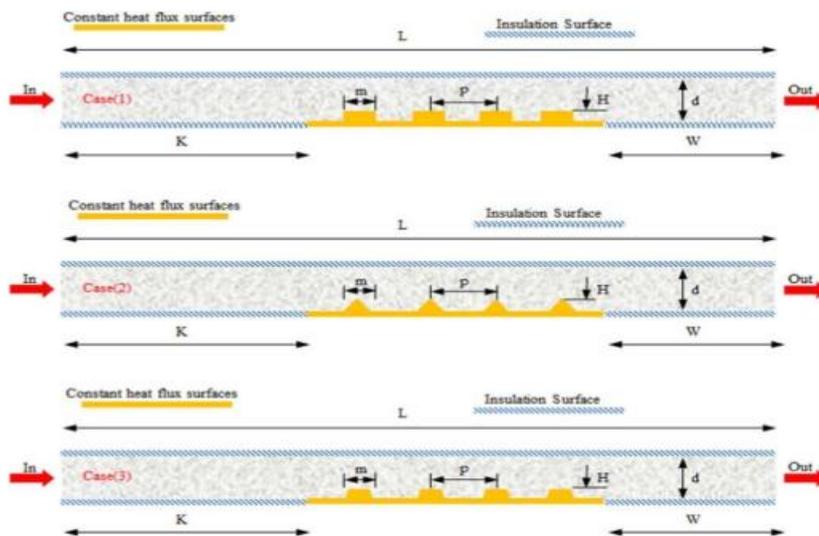


Figure (I.7). Schéma des micro-canaux étudiés [16].

A.Vatani et al [17]. Ont étudié numériquement les effets de l'utilisation de différentes formes de nervure, rainure triangulaire, carrée et en arc, de différents paramètres géométriques et également de différents types de nano-fluides, sur le comportement thermique dans un canal horizontal sont étudiés. La méthode des volumes finis (FVM) est appliquée pour résoudre les équations gouvernantes. Un flux de chaleur constant a été imposé sur les parois du canal. Les effets du diamètre des nanoparticules dans la plage de 30 à 70 nm, de la concentration volumique des nanoparticules dans la plage de 1 à 4% , ainsi que le nombre de Reynolds arrangé de $30\,000$ jusqu'à $50\,000$ ont été examinés dans cette étude. La performance du canal nervuré a été évaluée en termes de nombre moyen de Nusselt, de coefficient de frottement et

d'indice de performance. Les résultats révélés montrés que la nervure rectangulaire présente les meilleures performances avec le critère d'évaluation de performance (PEC) le plus élevé. Les résultats ont également indiqué que l'utilisation d'un nano-fluide dans des canaux rainurés pourrait fournir une augmentation significative du transfert de chaleur et des performances thermiques avec une augmentation négligeable du frottement. Le nano-fluide eau /SiO₂ fournit le nombre de Nusselt le plus élevé parmi tous les types étudiés.

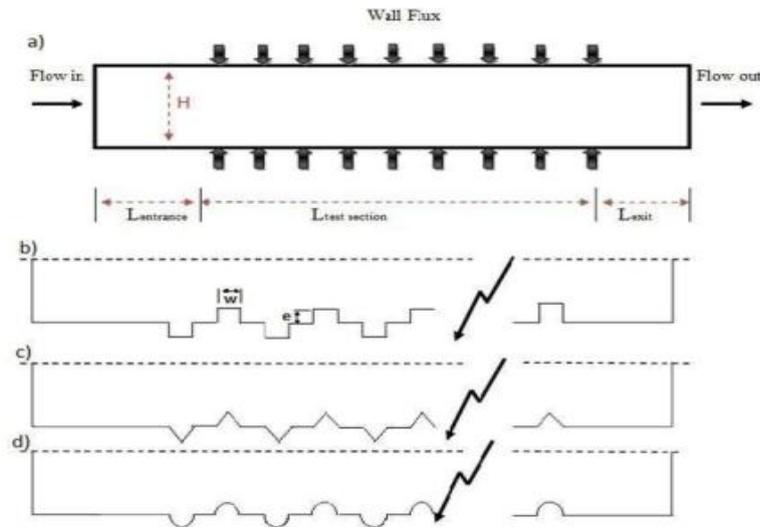


Figure (I.8). Schéma du canal nervuré : (a) modèle géométrique, (b) nervure rectangulaire (c) nervure triangulaire et (d) nervure en arc [17].

Wei Hea et al [18]. Dans la présente étude, l'écoulement et le transfert de chaleur du nano-fluide CuO-eau dans différentes concentrations de solides (1 et 4 %) dans un tube ont été simulés en utilisant les modèles monophasés et biphasés (mélange). Les simulations ont été réalisées sous le régime d'écoulement turbulent dans différents nombres de Reynolds allant de 3000 à 36 000. Les effets de l'utilisation du nano-fluide CuO-eau sur le nombre de Nusselt, le facteur de friction et le critère d'évaluation des performances ont été étudiés. Il s'avère que l'utilisation du modèle de mélange biphasé conduit à des résultats plus proches de la réalité que le modèle monophasé. Les résultats ont révélé que la performance maximale dans le tube avec un seul ruban torsadé est de 2,18 (pour le modèle à deux phases, $Re = 36\ 000$ et $\phi = 4\%$), tandis que pour un tube avec deux rubans torsadés dans les mêmes conditions, il est de 2,04. Ainsi, l'utilisation d'un seul ruban torsadé est plus favorable du point de vue de la dynamique thermo-fluide.

W.H. Azmi et al [19]. Ont réalisé une étude expérimentale pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur du nano-fluide SiO₂/eau et TiO₂/eau pour une concentration volumique de 3 % s'écoulant dans un tube circulaire. Les recherches sont menées dans la gamme de nombres de Reynolds de 5000 à 25000 à une température de 30 °C. Les expériences sont entreprises pour l'écoulement dans un tube circulaire avec des bandes torsadées de différents rapports de torsion dans la gamme de $5 \leq H/D \leq 93$. L'amélioration du transfert est inversement augmentée avec le rapport de torsion. L'amélioration du transfert de chaleur réversible du nano-fluide SiO₂/eau à une concentration en volume de 3,0 % est supérieure de 27,9 % à celle du flux d'eau pour un même rapport de torsion. Cependant, la valeur du coefficient de transfert thermique du nano-fluide dioxyde de titane/eau évalué à la même concentration est supérieure de 11,4 % à celle de l'eau pour un rapport de torsion cinq. Des équations de régression ont été développées pour estimer que le nombre de Nusselt est validé pour les écoulements d'eau et de fluides ultrafins avec l'inclusion d'une barre de torsion dans des conditions d'écoulement turbulent.

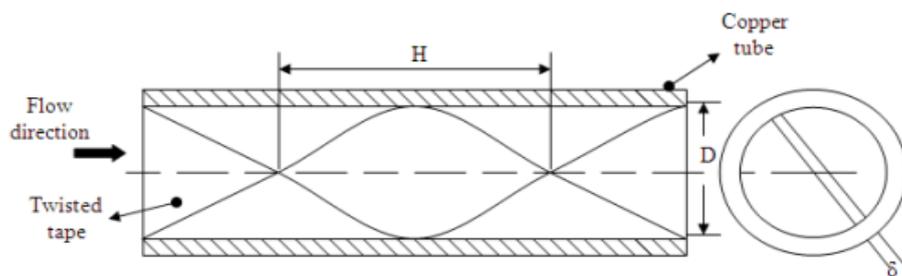


Figure (I.9). Schéma de principe de la section d'essai avec ruban torsadé à l'intérieur [19].

H.A. Mohammed et al [20]. Ont étudiées numériquement les caractéristiques thermiques et hydrauliques de l'écoulement turbulent de nano-fluides dans un canal nervuré-rainuré. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues au moyen d'une méthode des volumes finis (FVM). Les parois supérieure et inférieure du canal sont chauffées à une température constante. Différentes formes de nervures-rainures sont prises en compte dans cette étude, rectangulaire, triangulaire et trapézoïdale, et elles sont interchangées les unes avec les autres. Quatre types différents de nanoparticules Al₂O₃, CuO, SiO₂ et ZnO avec différentes fractions volumiques de l'ordre de 1 % à 4 % et différents diamètres de nanoparticules de l'ordre de 25 nm à 80 nm, dispersés dans différents fluides de base (eau, glycérine, huile moteur) sont utilisés. Dans cette étude, plusieurs paramètres tels que différents nombres de Reynolds dans la plage de $5000 \leq Re \leq 20000$ et différents rapports d'aspect nervure-rainure dans la plage de $0,5 \leq AR \leq 4$ sont également examinés pour identifier leurs effets sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement du fluide. Les

résultats indiquent que le nombre de Nusselt dans le cas de rainure rectangulaire avec nervures triangulaires est le plus élevé à comparaison avec les autres formes. Ainsi les résultats d'utiliser du nano-fluide SiO₂ comme fluide du travail présentent un taux d'échange le plus élevé par rapport aux autres types de nano-fluides.

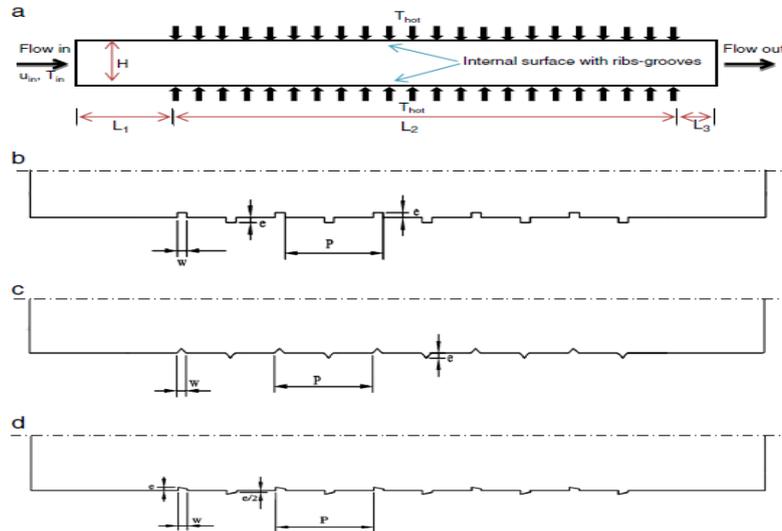


Figure (I.10). Schéma de principe d'un canal nervuré-rainure, (a) modèle géométrique, (b) nervure rectangulaire-rainure rectangulaire, (c) nervure triangulaire-rainure triangulaire et (d) nervure trapézoïdale-rainure trapézoïdale [20].

Rahima Benchabi et al [21]. Ont étudiés l'influence du nano-fluide Cu-eau sur un écoulement laminaire bidimensionnel et incompressible et sur le transfert de chaleur dans un canal ondulé à base triangulaire rempli d'un mélange homogène d'eau et de nanoparticules métalliques. Les équations régissant le problème ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis. Le logiciel ANSYS 15.0 FLUENT a été utilisé pour effectuer les simulations numériques. Ces simulations numériques ont été réalisées pour différentes valeurs du nombre de Reynolds allant de 100 à 1000 et pour des nanoparticules métalliques de diamètre $dp = 30 \text{ nm}$ avec des fractions volumiques de 0% et 5%. L'effet du nombre de Reynolds, de la nature du nano-fluide sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur ont été étudiés. A noter que les résultats obtenus sont en bon accord avec les résultats existant dans la littérature.

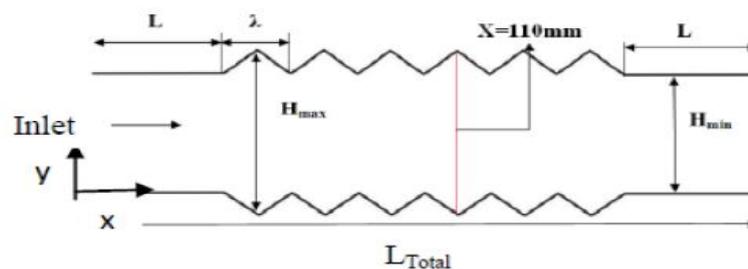


Figure (I.11). Configuration étudiée [21].

Mokhnache.A et al [9]. Ont effectué des simulations numériques de transfert de chaleur et d'écoulement du fluide dans un canal à paroi rugueuse (canal ondulé avec surface rugueuse), Les fluides utilisés (Eau pure et Eau/AL₂O₃) dans un écoulement turbulent incompressible avec des propriétés constantes. Les équations gouvernantes ont été résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le code du calcul FLUENT. Les résultats sont analysés à traverses les quantités suivantes : Le nombre de Nusselt moyen, le coefficient de frottement moyen, le coefficient de performance PEC. Les effets de la concentration du nano- fluide et le rapport d'espace (e/b) sont aussi examinés. Les résultats montrent que : les valeurs les plus élevées du coefficient de la performance est obtenues pour le cas du rapport d'espace (e/b) le plus faible. Ainsi que la perte de charge est diminuée lors de l'augmentation du nombre de Reynolds.

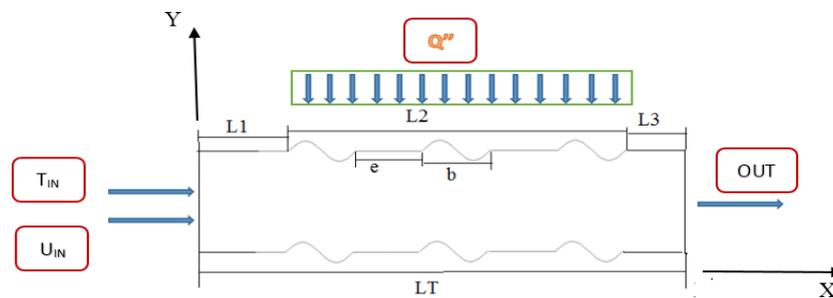


Figure (I.12). Modèle physique étudié [9].

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude bibliographique concernant l'échangeur de chaleur et les différents types d'échangeurs de chaleur. Etudier l'effet de la (géométrie et nano fluide et nano particule) sur la performance de l'échangeur de chaleur, nous avons mettons des expériences d'autres là où nous avons remarqué que le nombre de Nusselt est l'indice d'évaluation de la performance en fonction de Nombre de Reynolds et la concentration de Nano fluide, les résultats montrent qu'il y a un effet combiné avec le nombre de Reynolds et de la concentration sur les quantités étudiées .

Chapitre II

Modèle mathématique



Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons aborder les formulations mathématiques du problème, y compris les équations gouvernantes telles que l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie, ainsi que le modèle de la turbulence K- ϵ . Nous discuterons également des hypothèses simplificatrices et des conditions aux limites associées.

En outre, nous donnerons les formules mathématiques des propriétés thermo-physiques des nano-fluides, notamment la conductivité thermique, la viscosité, la capacité calorifique volumique, la masse volumique, la conductivité thermique des nano-fluides, le comportement en convection forcée et les nombres adimensionnels tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Prandtl, le nombre de Nusselt, le coefficient de frottement, le flux de chaleur et l'indice des critères d'évaluation des performances.

Dans l'ensemble, ce chapitre traite les effets des caractéristiques du domaine étudié notamment les géométries, qui sont essentiels pour optimiser le transfert de chaleur et les performances globales des systèmes énergétiques.

I. Domaine d'étude :

L'utilisation de surface traitée dans un tube donne une technique passive simple permet d'améliorer le transfert de chaleur par convection en faisant perturber le l'écoulement du fluide au voisinage de la surface du tube en raison des changements rapides de la géométrie de la surface.

Ce qui signifie, que ce type de surface induit un écoulement turbulent à l'intérieur de la couche limite et qui donne de meilleurs résultats en termes du coefficient de transfert de chaleur et du nombre de Nusselt en raison des changements de géométrie. Simultanément, la chute de pression à l'intérieur du tube augmente lorsque l'on utilise une surface traitée. Pour cela, de nombreux chercheurs ont procédé à des études expérimentales et numériques pour déterminer la conception souhaitée d'un échangeur afin d'obtenir de meilleures performances thermiques avec moins de pertes par frottement. [22]

I I. Effet des paramètres géométriques :

Pour augmenter la performance thermique des échangeurs de chaleur, il est nécessaire d'utiliser les surfaces traitées d'une manière ondulée alternativement. Cependant, Plusieurs études trouvées dans la littérature montrent que les profils d'écoulement et les caractéristiques relatives de transfert de chaleur sont strictement régis par la forme de la surface des tubes et aussi ses dimensions [23].

III Configuration étudiée :

La géométrie représentée sur la (figure II.1) est le domaine d'étude de cette recherche numérique, elle est considérée comme un tube horizontal avec un diamètre intérieur de $D = 10$ mm et une longueur totale $L_T = 340$ mm, La longueur de la section d'essai $L_2 = 108$ mm, avec une longueur en amont $L_1 = 200$ mm, La section de sortie a une longueur $L_3 = 32$ mm, Le nano-fluide (Eau/CuO) est fluide considéré comme fluide du travail, la section de test est modifiée sous forme demi- ondulée afin d'obtenir les objectifs souhaités, la distance entre la première modification et la seconde (e) égale à 0, 0.25, 0.5 et 1 mm, un flux de chaleur uniforme ($Q'' = 10^4$ W/m²) est appliqué sur la paroi du canal de la section d'essai, la température du fluide à l'entrée du canal est $T_{in} = 300$ K, et la vitesse d'entrée change en fonction du nombre de Reynolds qui varié entre 5000 à 20000 et la fraction volumique de nanoparticules de cuivre arrangée entre 0 à 6 %. La formule sinusoïdale utilisée pour dessiner la forme ondulée de la rugosité de la paroi s'écrit comme suit :

$$y = a \sin\left(2\pi \frac{x}{b}\right) \text{ Où } a = 0,001 \text{ (m)} \text{ et } b = 0,006 \text{ (m)}.$$

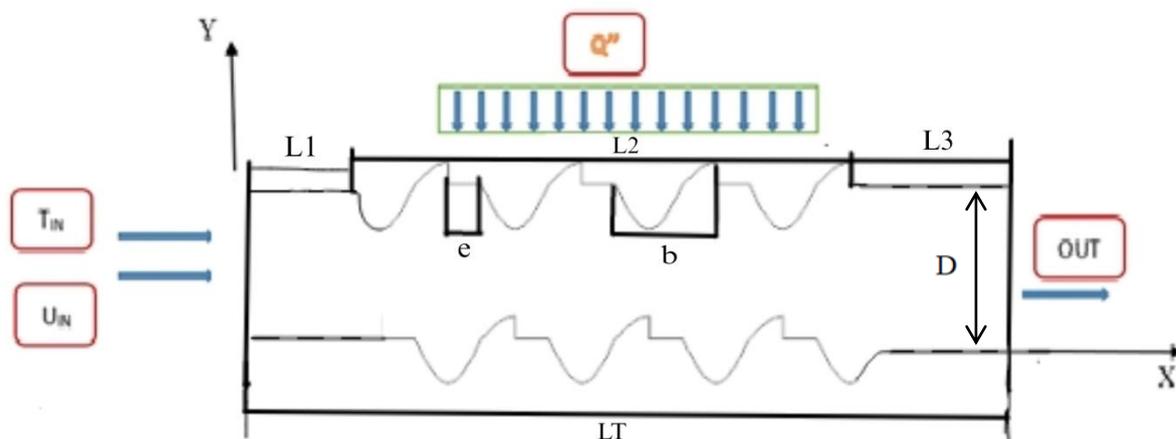


Figure (II.1): Modèle physique étudié.

IV. Formulations mathématiques du problème :

Les formulations mathématiques du phénomène reposent sur les équations liant des différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations proviennent de la prise de la moyenne dans le temps des équations de Navier Stokes. On obtient en conséquence les équations gouvernantes les suivantes [24] :

- Equation de conservation de la masse (équation de continuité).
- Equation de conservation de la quantité de mouvement.
- Equation de conservation d'énergie.

IV.1. Hypothèses simplificatrices :

Pour construire des modèles suffisamment détaillés et précis, il faut parfois tenir compte d'un certain nombre d'hypothèses simplificatrices. Pour cela, on suppose :

- ✓ Ecoulement étudiée en régime turbulent et bidimensionnel.
- ✓ Ecoulement permanent (stationnaire) ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) et incompressible ($\rho = cst$).
- ✓ Propriétés thermo-physiques de fluide (ρ , C_p , μ , k) qui sont respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique sont considérées constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du canal.
- ✓ Le fluide entre dans l'échangeur avec une température uniforme et un profil de vitesse constante.

IV.2. Equations gouvernantes :

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température ces équations sont [25]:

IV.2.1. Equation de continuité :

Cette équation est déduite du principe de la conservation de la masse. Elle s'exprime sous la forme :

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial X_i} = 0 \quad (\text{II.1})$$

IV.2.2. Equation de quantité de mouvement :

Cette équation est déduite de la deuxième loi de dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule [25].

- Suivant l'axe (ox) :

$$\frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial(U_i)}{\partial x_i} - \overline{\rho U_i U_j} \right) \quad (\text{II.2})$$

- Suivant l'axe (oy) :

$$\frac{\partial(V_i V_j)}{\partial y_j} = -\frac{\partial p}{\partial y_i} + \frac{\partial}{\partial y_j} \left(\mu \frac{\partial(v_i)}{\partial y_i} - \overline{\rho V_i V_j} \right) \quad (\text{II.3})$$

IV.2.3. Equation d'énergie :

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide newtonien incompressible [25].

- Au niveau de fluide :

$$\frac{\partial(U_i T_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{\rho} \frac{\partial T_i}{\partial y_i} - \overline{\rho u_i T_j} \right) \quad (\text{II.4})$$

- Au niveau des parois :

$$\frac{\partial^2(U_i T_j)}{\partial x_j^2} = 0 \quad (\text{II.5})$$

IV.3. Modèle de la turbulence K-ε :

Dans le code Fluent, il existe différents modèles de turbulence, qui se distinguent par un nombre d'équation de transport supplémentaires nécessaires pour fermer le système d'équations du problème à résoudre. Dans notre cas, on a utilisé le modèle k-ε standard qui est un modèle semi empirique basé sur le concept de Boussinesq reliant les contraintes de Reynolds au taux de déformation moyen [25] :

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \frac{3}{2} \delta_{ij} \rho k \quad (\text{II.6})$$

$\frac{1}{2} \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right]$: Tenseur de déformation.

$k = \frac{U_i'^2}{2}$: représente l'énergie cinétique turbulente.

Par analogie avec la viscosité laminaire caractérisée par une vitesse (des molécules) et une distance (le libre parcours moyen), la viscosité turbulente, caractérisée par une vitesse \sqrt{k} et une distance $\left(\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} = 1\right)$, est donnée par [25] :

$$v_t = C_\mu \sqrt{k} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{II. 7}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{II. 8}$$

Avec :

$C_\mu = 0.09$, et ε le taux de dissipation.

K et ε sont obtenus à partir de leur équation de transport présentée ci-dessous.

IV.3.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial(\rho K U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + (G_k - \rho \varepsilon) \tag{II. 9}$$

IV.3.2. Equation de transport du taux de dissipation ε de l'énergie cinétique turbulent :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} G_K - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \tag{II. 10}$$

σ_ε Et σ_k sont respectivement les nombre de Prandtl turbulents relatifs aux taux de dissipation et à l'énergie cinétique turbulente, et l'ensemble des autres coefficients est déterminé de façon empirique.

Ces valeurs sont prises par défaut par Fluent :

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$\sigma_{3\varepsilon}$	σ_K	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

Tableau (II.1): Valeurs constantes pour le modèle turbulent k-ε.

Le terme de production G_K est donnée par :

$$G_K = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} = \rho \nu t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (II.11)$$

V. Conditions aux limites :

Des conditions aux limites pour chaque variable sont obligatoires pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment. Dans notre travail, les conditions aux limites hydrodynamique et thermique se basent sur le travail numérique de **Vanaki et Mohammed** [26].

Nombre de Reynolds	Valeurs d'étude (m/s)
5.000	0.56
10.000	1,12
15.000	1.68
20.000	2.23

Tableau (II.2): Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.

L'entrée du canal est soumise à une vitesse basée sur le nombre de Reynolds dans la plage entre 5.000 et 20.000, tandis que la sortie du canal est soumise à une pression atmosphérique. Nous avons supposé que l'écoulement entrant est turbulent à une température de $T_{in} = 300$ K. Les parois supérieure et inférieure sont maintenues à un flux thermique uniforme de 10^4 W/m². Sur les parois du canal et les surfaces des nervures, aucune condition de glissement n'est imposée. Le **(Tableau II.3)** représente les conditions aux limites.

Limites	Condition thermique
Entrée : $x = 0, 0 < y < H$	$T_{in} = 300, \quad U_{in} = \frac{Re\mu}{\rho Dh}$
Paroi supérieure : $H = 10$ mm, $L_1 < x < L_2$	$Q=10^4$ w/m ²
Paroi inférieure : $y = 0, L_1 < x < L_2$	$Q= 10^4$ w/m ²
Sortie : $x = L_1+L_2+L_3, 0 < y < H$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0, \theta = u, V, T, P, K, \varepsilon$

Tableau (II.3): Conditions aux limites.

VI Propriétés thermo physiques des nano-fluides :

Les propriétés thermo-physiques (conductivité thermique, viscosité dynamique et cinématique, capacité thermique massique, etc). Sont des solutions profondément modifiées par l'ajout de nanoparticules et un grand nombre de paramètres peuvent avoir un effet non négligeable sur cette déviation (le matériau, la taille, le rapport d'aspect, la concentration des particules en suspension, la conductivité du fluide de base, la température du milieu, etc). De nombreux groupes de recherche tentent de comprendre quels sont le ou les mécanismes à l'origine de telles différences mais aucune phénoménologie n'a pu être encore formulée de manière concise et satisfaisante [27].

VI.1. Conductivité thermique :

De nombreux travaux, traitant de l'augmentation de conductivité thermique, peuvent être trouvés dans la littérature. A titre d'exemple, les résultats de **Eastman et al.** [18], montrent que **K** présente un gain de 40% par rapport celui de l'éthylène glycol, lorsqu'on met en suspension des particules de cuivre (dont la taille est inférieure à 10 nm) à très faible concentration (0.3% en volume) [27].

Dans le cas de solutions à base de particules de taille micrométrique ou supérieure, l'hypothèse de milieu continu est validée et le mécanisme de diffusion thermique permet, à partir de la loi de Fourier, d'aboutir à des modèles qualifiés de macroscopiques. C'est le cas, par exemple, du modèle d'Hamilton-Crosser (Hamilton et al. (1962)) [28]:

$$\frac{K}{K_f} = \frac{\tau + (\zeta - 1) - (\zeta - 1)(1 - \tau)\varphi}{\tau + (\zeta - 1) + (\zeta - 1)\varphi} \quad (\text{II.12})$$

Avec :

$$\tau = \frac{K_p}{k_f} \quad (\text{II.13})$$

K : Conductivité thermique.

K_f : Conductivité du fluide de base.

K_p : Conductivité des particules.

φ : Fraction volumique des particules.

ζ : Rapport d'aspect.

Le rapport d'aspect est noté $\zeta = \frac{\xi}{\varepsilon}$ où ξ est la sphéricité, définie comme le rapport de la surface de la sphère de volume égal à celui de la particule sur la surface de cette dernière.

ζ : Rapport d'aspect.

ξ : Sphérique.

ε : Taux de dissipation.

VI2. Viscosité :

La plupart des études utilisant la viscosité des nano-fluides, évaluées 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 [27].

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport de fluides. L'ajout des nanoparticules permet d'augmenter et d'améliorer la conductivité thermique du nano-fluide mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité. Ainsi, ces deux propriétés sont étroitement corrélées, et doivent être maîtrisées en vue d'une exploitation de ce type de fluides dans des échangeurs. En effet, les travaux de **Ding et al.** [29]. Montrent que la viscosité présente une tendance à diminuer lorsque le taux de cisaillement augmente (caractère rhéofluidifiant). Les implications d'un tel comportement sont importantes pour le coefficient d'échange car, près des parois, la contrainte est plus importante conférant donc à la solution une viscosité apparente amoindrie [27].

Pour la viscosité du nano fluide nous avons repris la relation donnée par [30].

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (\text{II. 14})$$

μ_{nf} : Viscosité du nano fluide.

ϕ : Concentration du nano fluide.

VI3. Capacité calorifique volumique :

La capacité calorifique volumique du nano fluide est donnée par :

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

Où $(\rho C_p)_f$ et $(\rho C_p)_s$ sont respectivement les capacités calorifiques du fluide de base et des nanoparticules solide [30].

VI4. Masse volumique :

La masse volumique d'un nano-fluide pour une température de référence donnée est calculé par [30] :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s \quad (\text{II.16})$$

Avec : $(C_p)_f$ et $(C_p)_{np}$ sont la capacité thermique du fluide de base et nanoparticules respectivement.

VI5. Conductivité thermique du nano-fluides :

La conductivité thermique, notée λ (W/m.K), est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur. C'est une propriété très importante pour l'amélioration des performances thermiques d'un fluide caloporteur. La synthèse des nano-fluides répond au besoin d'améliorer et d'amplifier la conductivité thermique des liquides.

$$k_{nf} = K_f(4.97\phi^2 + 2.72\phi + 1) \quad (\text{II.17})$$

Le (**Tableau II.4**) ci-dessous présente les propriétés thermo-physiques du nano-fluide (**eau /CuO**) en fonction de sa concentration. [14]

Type of fluid	$\phi(\%)$	$\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	$\mu(\text{mPa}\cdot\text{s})$	$C_p(\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K})$	$K_{\text{eff}}(\text{W}/\text{m}\cdot\text{K})$	Pr
Pure water	0	997.7	0.949	4178.9	0.6	6.60
CuO/water	1	1050.8	1.03	3960	0.616	6.61
CuO/water	2	1104	2.43	3762.1	0.632	14.4
CuO/water	3	1157.1	2.67	3582.4	0.65	14.7
CuO/water	4	1210.2	3.04	3418.5	0.665	15.6
CuO/water	5	1263.3	3.59	3268.3	0.683	17.2
CuO/water	6	1316.5	4.38	3130.32	0.7	19.6

Tableau (II.4): Propriétés thermo-physiques du nano-fluide (**eau /CuO**) en fonction de la concentration [14].

VI6. Comportement en convection forcée :

Les études visant à caractériser les nano-fluides en convection forcée sont beaucoup moins nombreuses dans la littérature. La raison principale repose évidemment sur le fait que l'établissement du nombre de Nusselt, caractérisant les transferts de chaleur, requiert d'abord une mesure fiable de la conductivité thermique. Là encore, les modèles classiques (type Dittus-Boelter) ne peuvent être utilisés et des disparités entre les résultats expérimentaux sont constatées.

Le coefficient de transfert de chaleur convectif (h) est défini de la manière suivante [27] :

$$h(x) = q'' / (T_p(x) - T_{mf}(x)) \quad (\text{II.18})$$

Où :

q'' : Densité de flux de chaleur traversant la paroi.

$T_p(\mathbf{x})$: Température de la paroi.

$T_{mf}(\mathbf{x})$: Température moyenne du fluide circulant (fonction de l'abscisse x).

Le coefficient de transfert de chaleur convectif est généralement exprimé sous la forme du nombre de Nusselt (Nu) [27] :

$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{K} \quad (\text{II.19})$$

D : Diamètre hydraulique.

K : conductivité thermique.

Généralement, le Nu est dépendant du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl [28] :

$$Re = \frac{uD_h}{\nu} = \frac{\rho u D_h}{\mu}$$

(II.20)

Où D_h est une dimension caractéristique de l'écoulement.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.21})$$

Avec :

u : Vitesse caractéristique (unité de la vitesse).

ν : Viscosité cinématique (unité de la viscosité).

α : Diffusivité thermique.

VI7. Nombres adimensionnels :

Les équations adimensionnelles sont utilisées afin de simplifier et trouver les solutions générales aux problèmes physiques des systèmes de mesure [24] :

VI7.1. Nombre de Reynolds (Re):

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

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (\text{II. 22})$$

Avec :

U : Vitesse moyenne de l'écoulement de fluide.

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

$$D_h = \frac{4 \text{Section de passage}}{\text{Périmètre mouillé}} = \frac{4A}{P} \quad (\text{II. 23})$$

VI7.2. Nombre de Prandtl (Pr) :

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

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{II. 24})$$

VI7.3. Coefficient de frottement (f) :

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

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho U_i^2 4L} \quad (\text{II. 26})$$

VI7.4. Flux de chaleur Q :

$$Q = q_m C_p (T_f - T_p) \quad (\text{II. 27})$$

Avec :

q : Débit massique du fluide [kg/s].

C : Chaleur spécifique [kJ/kg K].

T: Température de fluide.

T_p: Température de la paroi.

VI7.5. Indice des critères d'évaluation des performances :

L'indice des critères d'évaluation de la performance (PEC) permet de comparer les performances thermiques et dynamiques des canaux avec des nervures de forme différente et d'évaluer l'amélioration du transfert de chaleur. Il est calculé en utilisant les nombres de Nusselt et le facteur de frottement prédits comme suit:

$$PEC = \frac{Nu/N_{us}}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (II.28)$$

Avec :

➤ Corrélation de Dittus –Bolter :

$$N_{us} = 0.023R_e^{0.8}P_r^{0.4} \quad (II.29)$$

➤ Corrélations de Blasius :

$$f_s = 0.316R_e^{-0.25} \quad \text{pour} \quad 3000 \leq R_e \leq 20000. \quad (II.30)$$

Conclusion :

En conclusion, ce chapitre présente les formulations mathématiques du problème étudié, y compris les équations gouvernantes et le modèle de turbulence $k-\epsilon$. Ainsi les caractéristiques du domaine étudié et les propriétés thermo-physiques du nano-fluide utilisé. Ces informations sont essentielles pour optimiser le transfert de chaleur et améliorer les performances des systèmes énergétiques.

Chapitre III

Simulation numérique



Introduction :

Ce chapitre constitue une étude numérique pour la simulation d'un écoulement turbulent du nano-fluide en convection forcée à l'intérieur d'un canal rectangulaire avec les surfaces intérieures de la paroi traitée d'une manière ondulée, Les conditions aux limites utilisées pour les calculs ont été inspirées à partir des résultats expérimentaux de **Vanaki et Mohammed** [5], les résultats représentés sont pour la variation de nombre de NUSSELT moyen et le coefficient de la perte de charge le long de la surface de la paroi. Pour toute la simulation nous avons le nombre de Reynolds égale 5000 avec l'utilisation de l'eau comme fluide de travail , et la validation de nos résultats portée sur la comparaison avec les résultats obtenus par les corrélations de BLASIUS et DITTUS-BOLTER.

I. Etapes principales de simulation :

GAMBIT possède une interface facile à manipuler et qui est constituée de plusieurs fenêtres d'outils d'opération destinées à construire le modèle, générer le maillage et incorporer les conditions aux limites

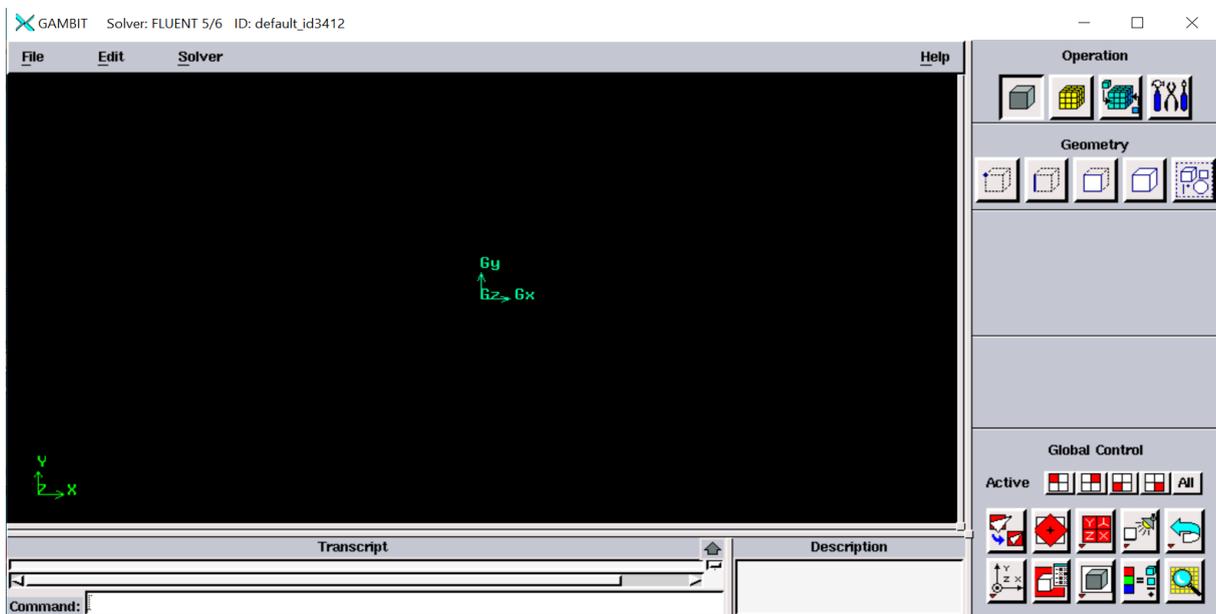


Figure (III.1) : Interface du Gambit.

I.1. Construction de la géométrie :

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

I.1.1. Création des points :

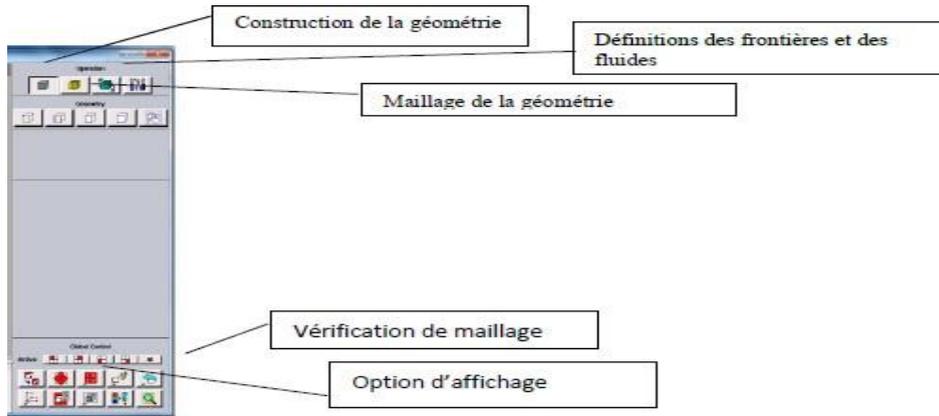


Figure (III.2): Les opérations pour construire une géométrie.

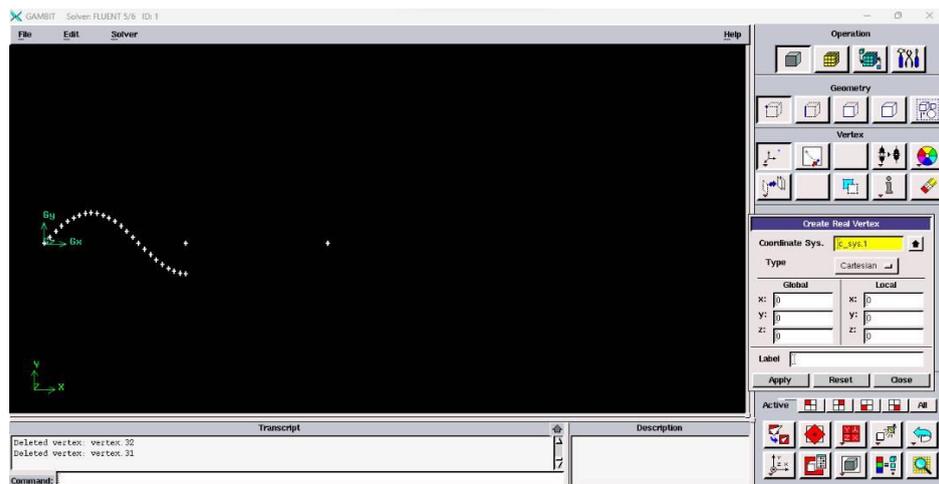


Figure (III.3): Création des points.

I.1.2. Creation des lignes:

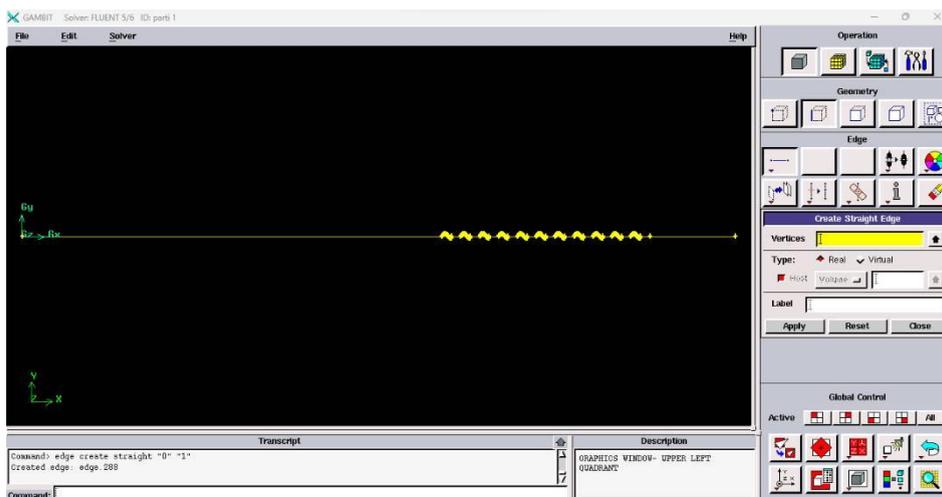


Figure (III.4): Création des lignes.

I.1.3. Création des faces :

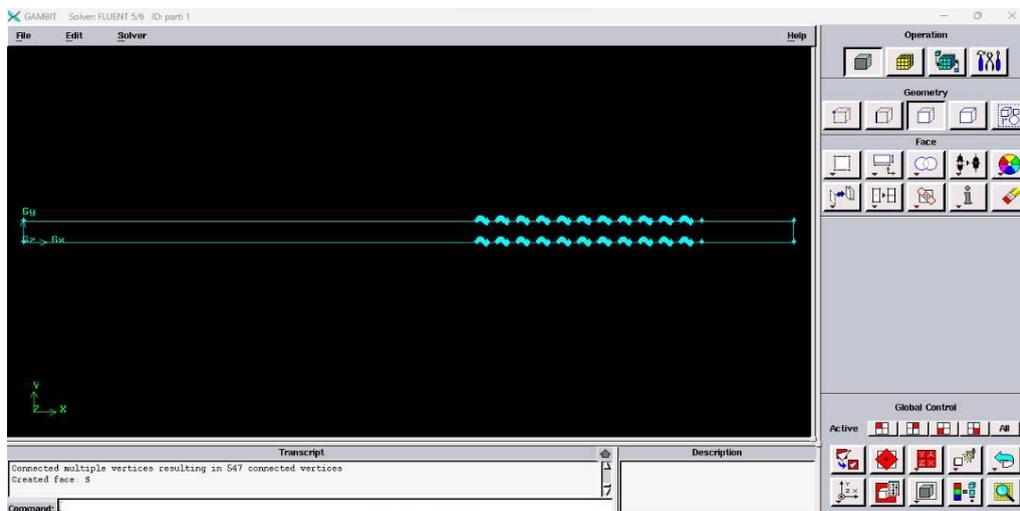


Figure (III.5): Création des faces.

I.2. Maillage :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

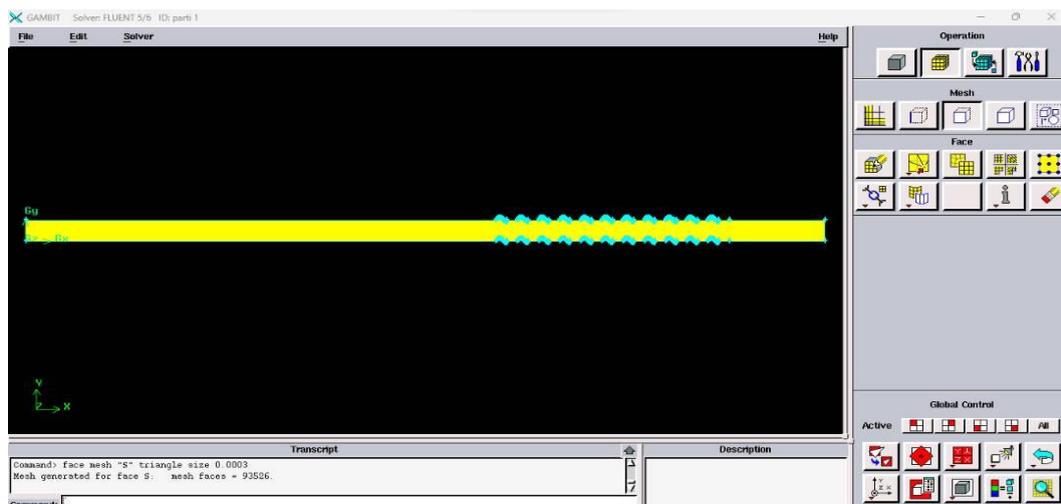


Figure (III.6): Maillage des faces.

I.3. Conditions aux limites :

Le mailleur Gambit peut générer des maillages que beaucoup de solveurs peuvent utiliser, ainsi nous devons spécifier le logiciel solveur avec lequel on veut traiter le fichier maillage. Donc la spécification des conditions aux limites est effectuée selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme fluide.

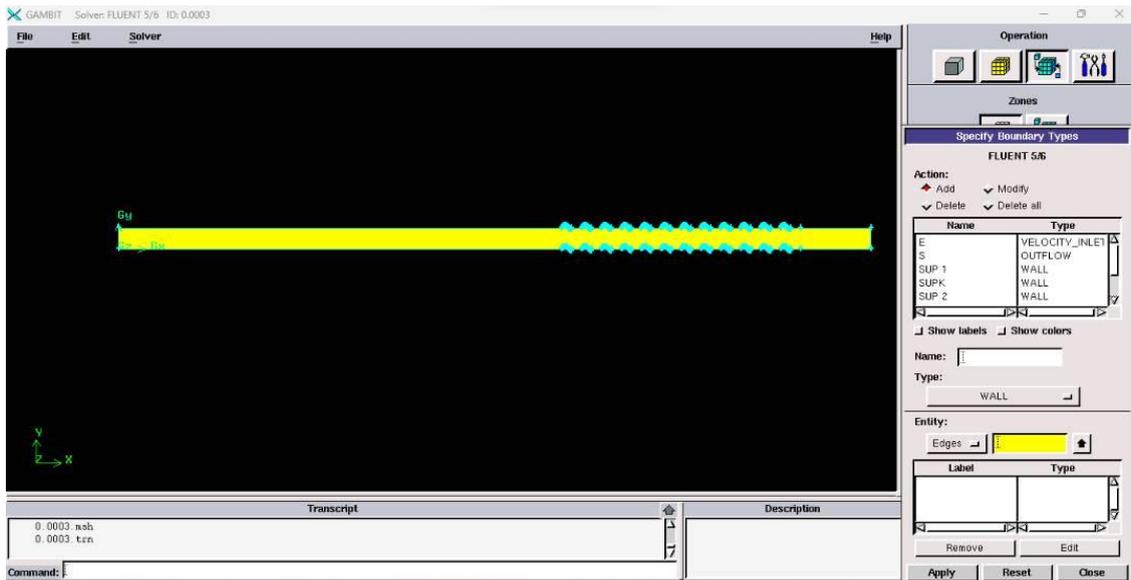


Figure (III.7): Conditions aux limites.

- La première condition aux limites " **velocity inlet**" correspond à une vitesse et une température imposées à l'entrée du domaine,
- La deuxième condition aux limites est de type " **wall** ",
- La troisième condition aux limites est " **outflow** "

I.4. Exportation du fichier .Msh :

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, depuis le préprocesseur Gambit vers le Fluent en format .Msh (Msh=maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

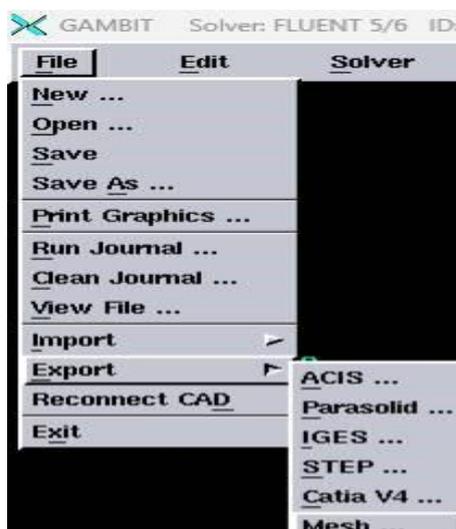


Figure (III.8) : Exportation du fichier.Msh.

I.5. Simulation sous FLUENT :

Ce partie fournit une explication sur FLUENT, et de ses aptitudes, et des instructions pour paramétrer le solveur. Il explicite les étapes nécessaires pour réussir une simulation d'un problème en mécanique des fluides. Une attention particulière est donnée aux écoulements internes.

I.5.1. Lancement de Fluent :

On peut démarrer 4 versions de Fluent 2D, 3D, 2DDP et 3DDP ayants la même interface **figure (III.9)**.

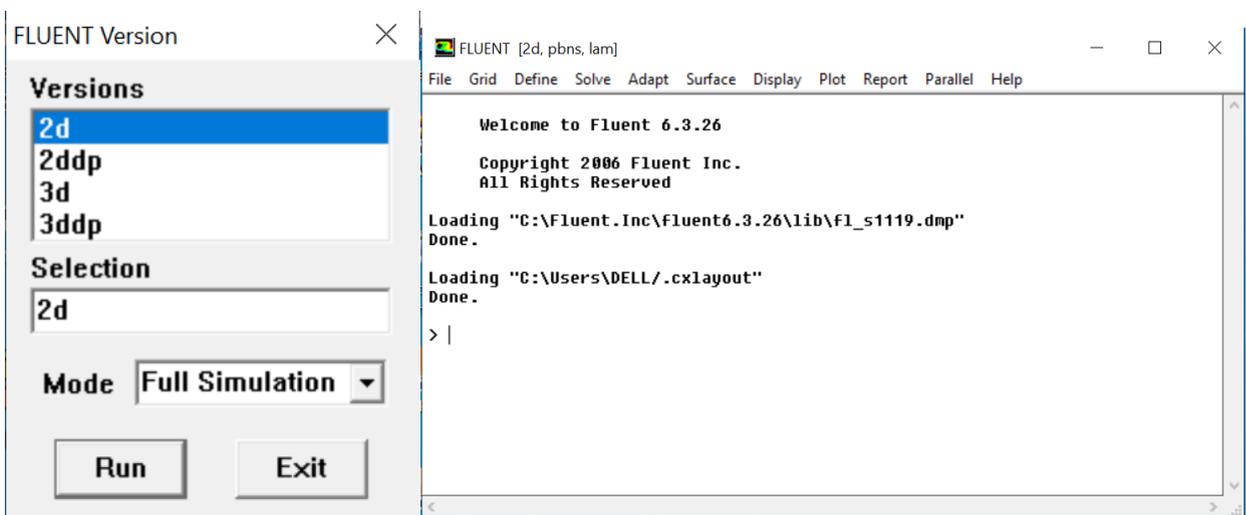


Figure (III.9): Lancement de Fluent.

- 2D (2 Dimensions)
- 2DDP (2 Dimensions Double Précision)
- 3D (3 Dimensions)
- 3DDP (3 Dimensions Double Précision)

I.5.2. Importation de la géométrie (*.msh) :

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.

File → Read → case

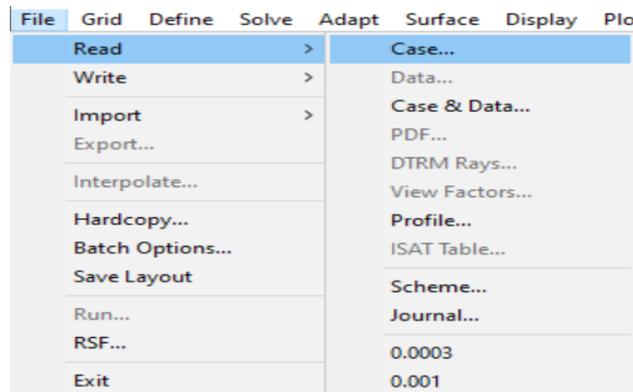


Figure (III.10) : Importation de la géométrie.

I.5.3. Vérification du maillage importé :

Grid → Check...

Ceci permet de vérifier et contrôler si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatives.

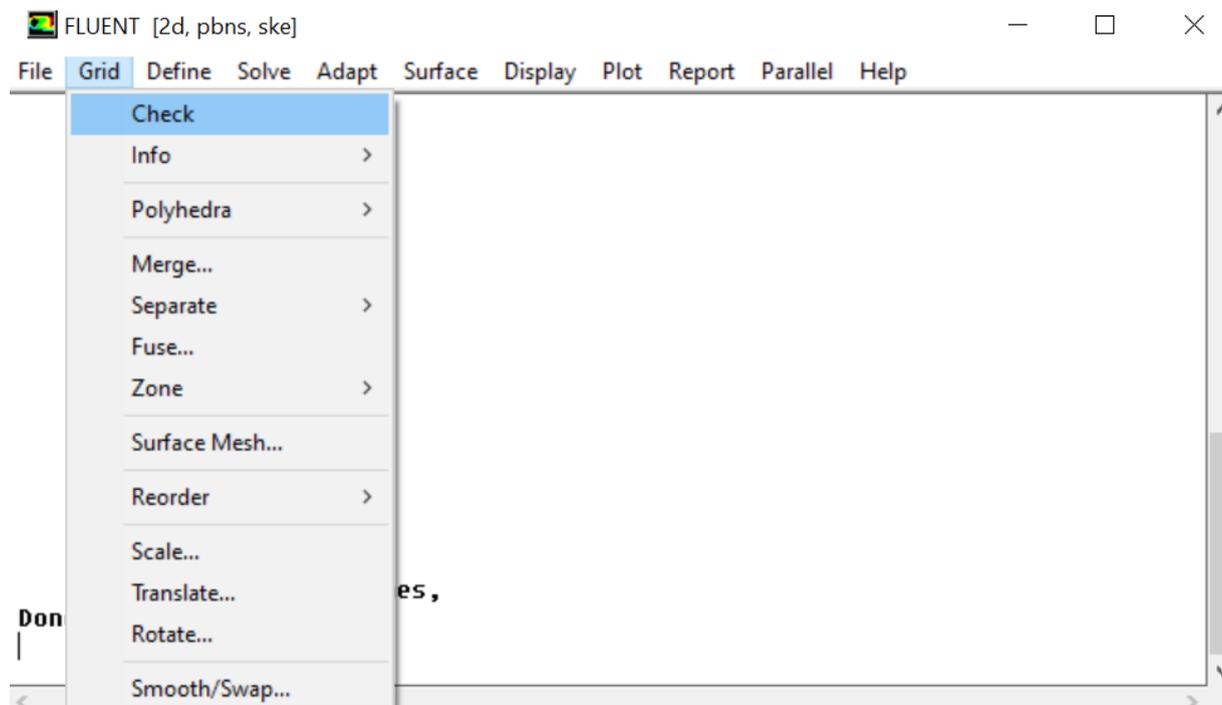


Figure (III.11) : Vérification du maillage sous Fluent.

I.5.4. Vérification de l'échelle :

Grid → **Scale...**

C'est pour la vérification d'unité.

I.5.5. Choix du solveur :

Define → **Models** → **Solveur...**

Pour sélectionner le modèle de la discrétisation des équations.

I.5.6. Affichage de la grille :

Display → **Grid...**

Pour afficher le maillage et vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

I.5.7. Choix du Modèle turbulent :

Define → **Models** → **Viscous...**

Pour définir la nature de fluide.

Define → **Models** → **Energy...**

Pour définir l'équation d'énergie.

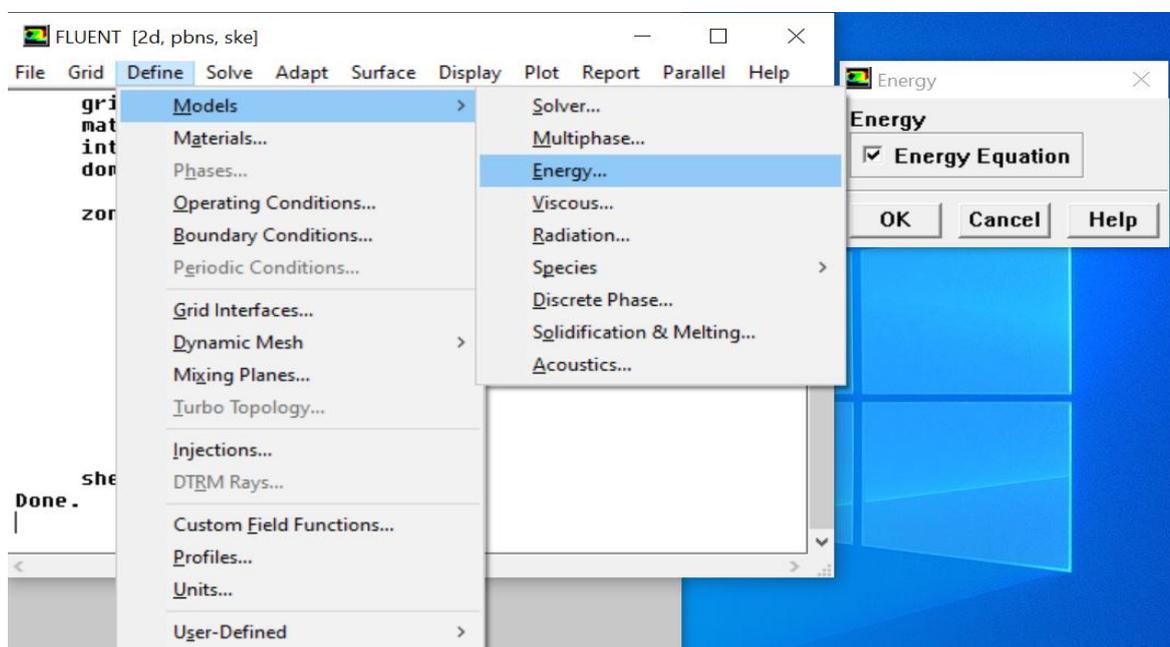


Figure (III.12) : Etablir l'équation d'énergie.

I.5.8. Définition des caractéristiques des matériaux :

Define → Materials...

Les caractéristiques du fluide sont sélectionnées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

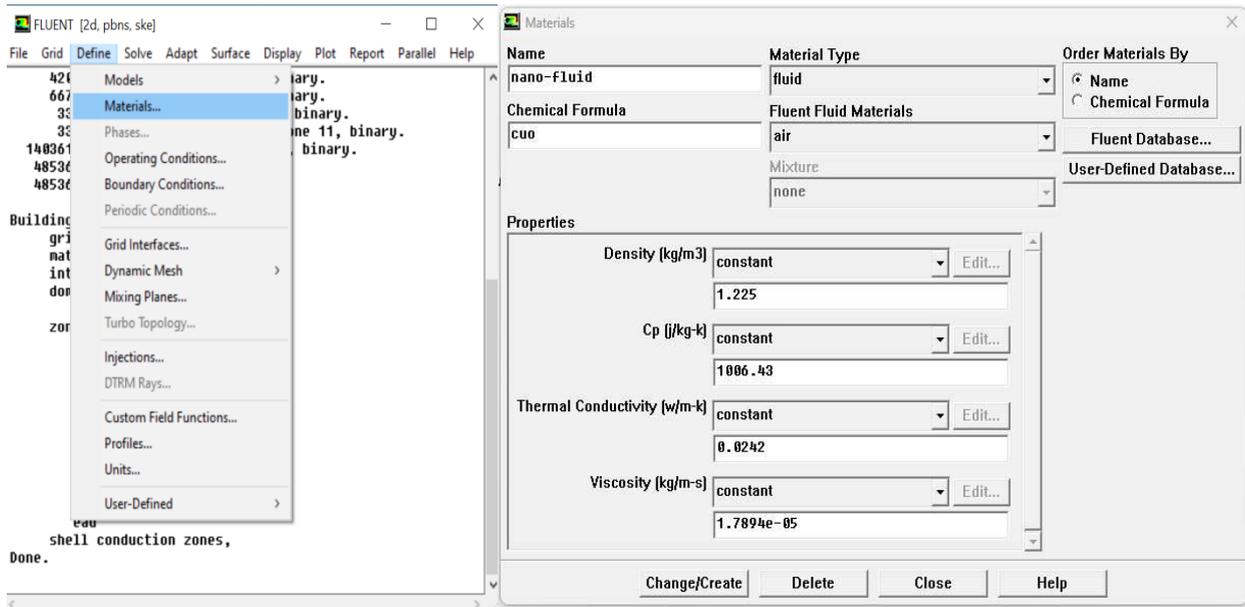


Figure (III.13) : Définition des caractéristiques du fluide.

I.5.9. Définition condition aux limites :

Define → Boundary condition...

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée (entrée, sortie, paroi sup, paroi inf, fluide), et faire rentrer les conditions aux limites.

On dispose d'un certain nombre de conditions, parmi lesquelles :

- **Velocity Inlet à l'entrée:** Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.
- **Outflow à la sortie** est utilisée pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît à priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie.
- **Wall pour paroi sup et paroi inf:** Utilisé pour définir les limites de domaine étudié.

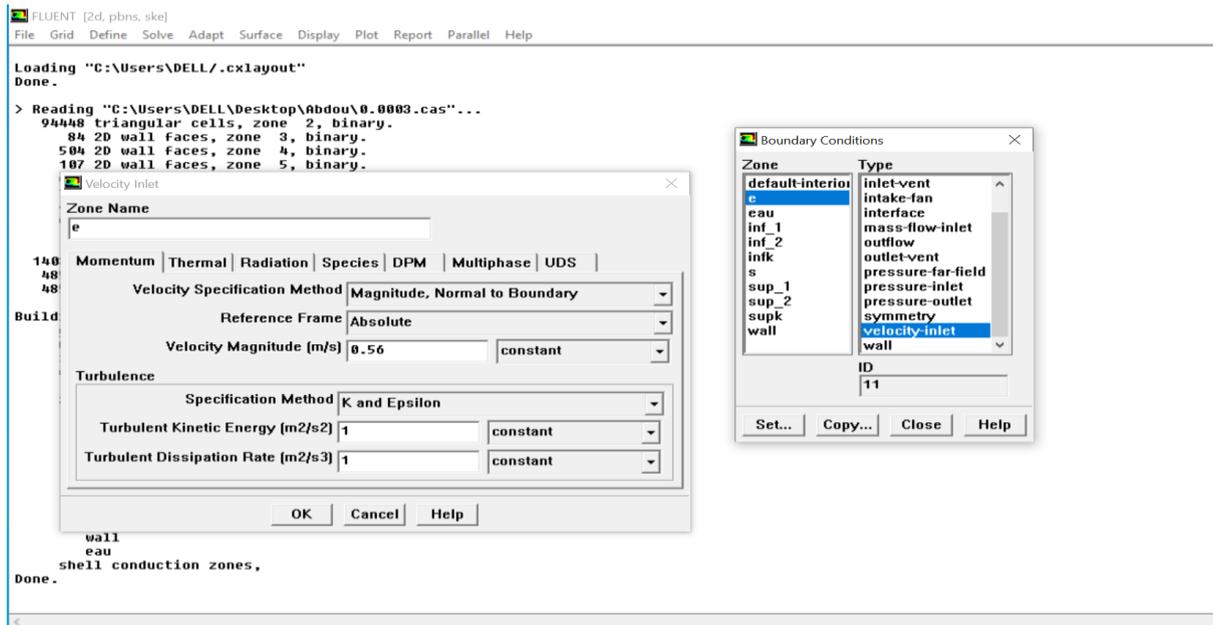


Figure (III.14) : Définition des conditions aux limites.

I.5.10. Choix de solution :

Solve → initialize → initialize...

C'est pour initialiser le champ d'écoulement pour la valeur initiale.

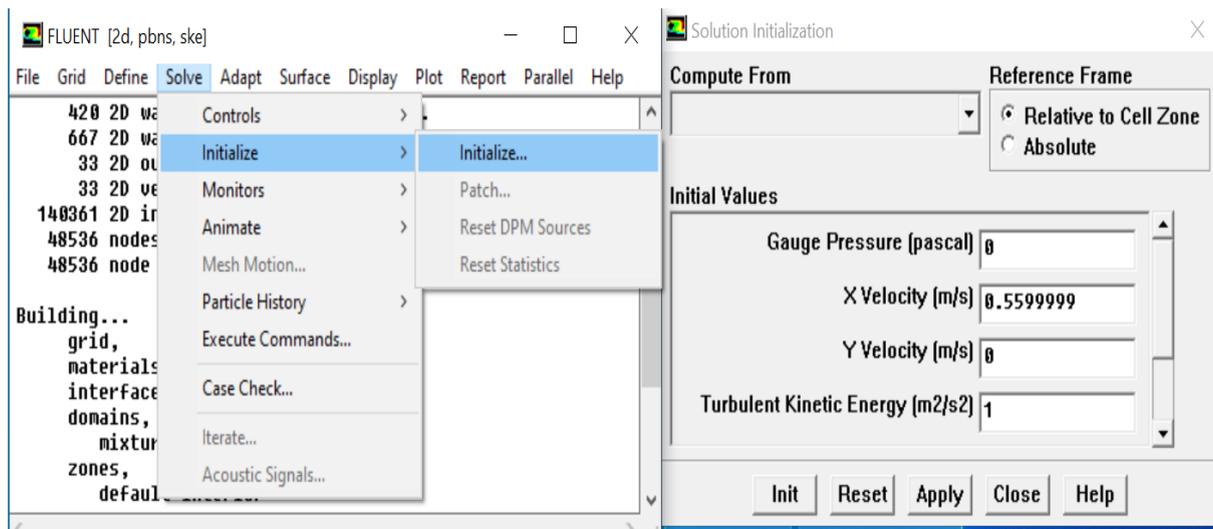


Figure (III.15) : Initialisation la vitesse et la température à l'entrée.

Solve → Monitors → Residual...

Faire activer l'option plot dans la fenêtre résiduel monitor.et on a choisi 10^{-6} pour faciliter les calculs.

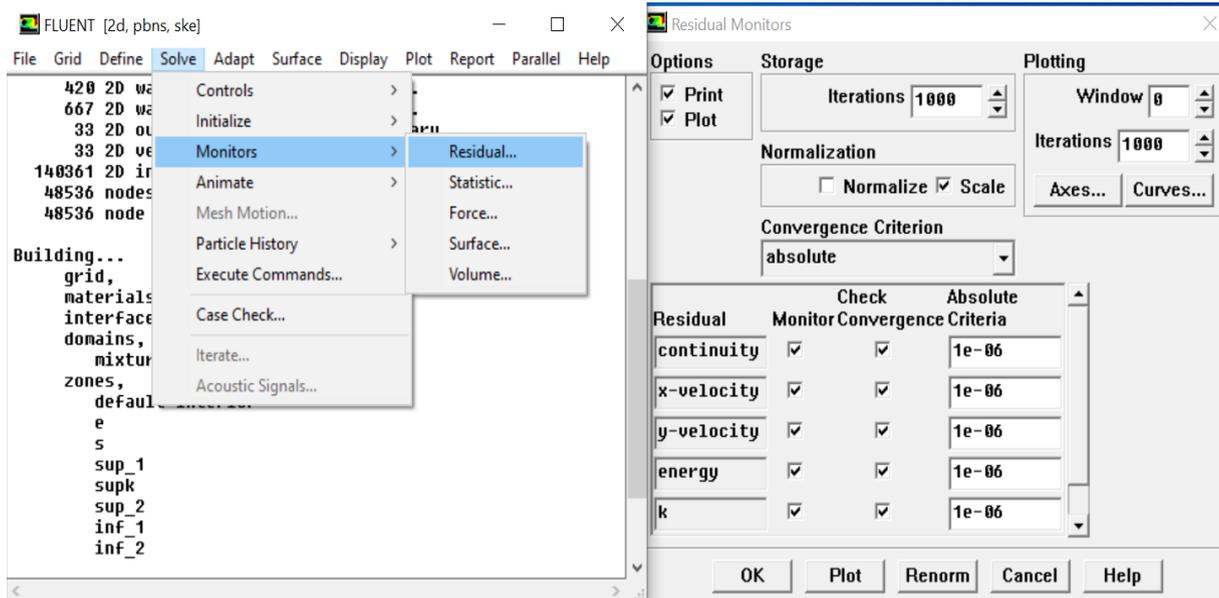


Figure (III.16) : Résiduel monitors.

Solve → Iterate...

Lancement des itérations jusqu'à la convergence.

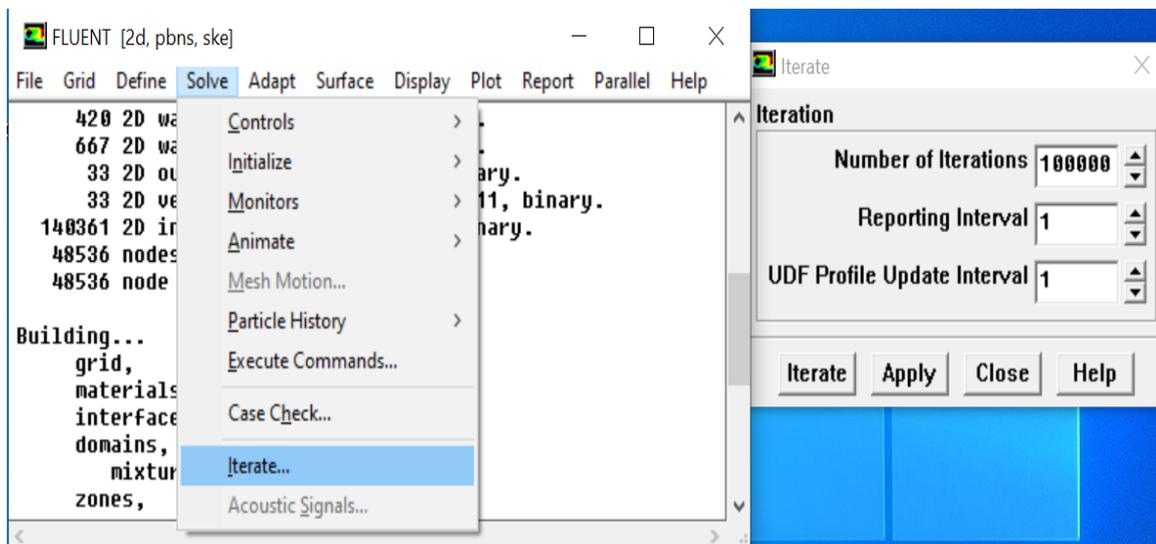


Figure (III.17) : Lancement des itérations.

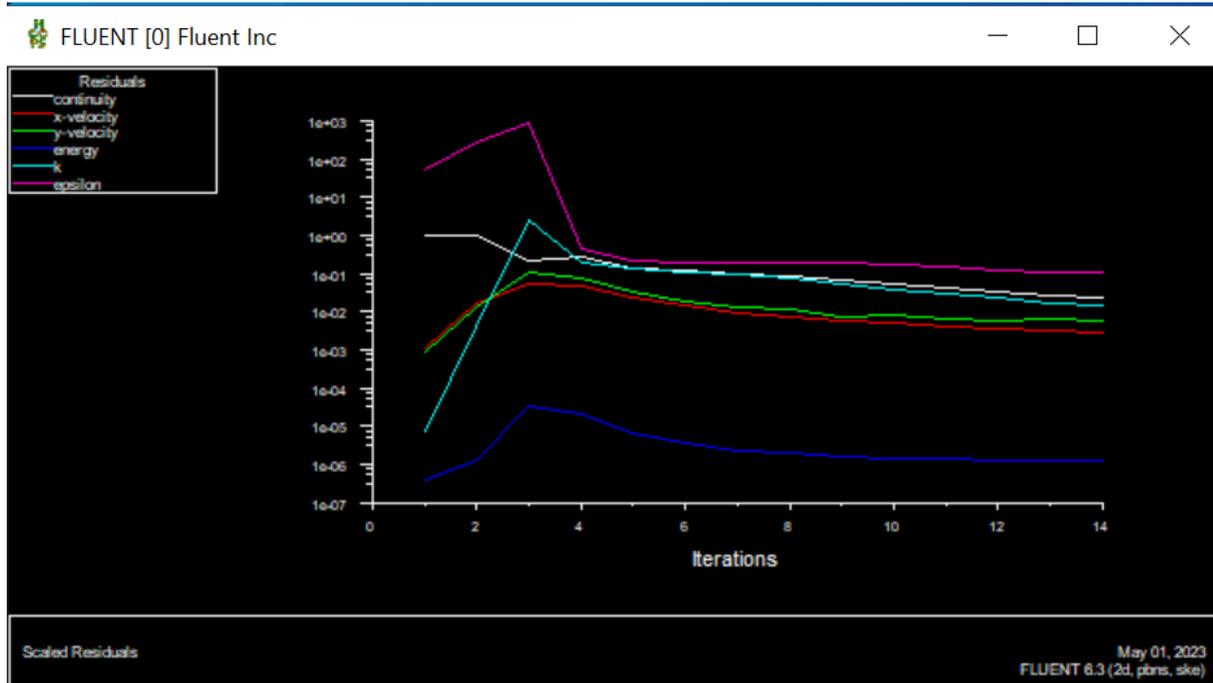


Figure (III.18) : Fenêtre des itérations.

I I. Effet du maillage :

Plusieurs tailles de maillage (Nx, Ny) sont testées pour garantir l'indépendance de la grille des résultats, et pour la validité de la maille et la précision des calculs. Le choix de ce maillage est justifié par le fait que la différence entre les valeurs des vitesses horizontales et pour un nombre de Reynolds égale à 5000 trouvée est inférieure à 1%. Tableau (III.1).

Maillage	108 × 10	135 × 13	216 × 20	360 × 34	540 × 50
X	0.108	0.108	0.108	0.108	0.108
Y	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
U_{max}	0.8598866	0.8592178	0.859444	0.8614427	0.8618754

Tableau (III.1) : Effet du maillage.

Le maillage non uniforme (360 x 34) dans les directions verticale et horizontale avéré suffisant pour la modélisation du système avec le type quadrilatéral/triangulaire utilisé parce qu'il a estimé être plus adéquat pour la géométrie suggérée.

III Validation du modèle :

Il est nécessaire de confronter les résultats obtenus avec des étalons pour s'assurer la validation du travail, cette confrontation peut être faite, soit par rapport un autre modèle, dont la validité n'a pas été mise en défaut, soit par rapport à un montage expérimental. Une comparaison a été faite avec les résultats expérimentaux obtenus par **Vanaki et Mohammed [5]**, dans le cas d'une conduite rectangulaire avec une surface traitée afin de valider nos résultats de simulation, Figure (III 1).

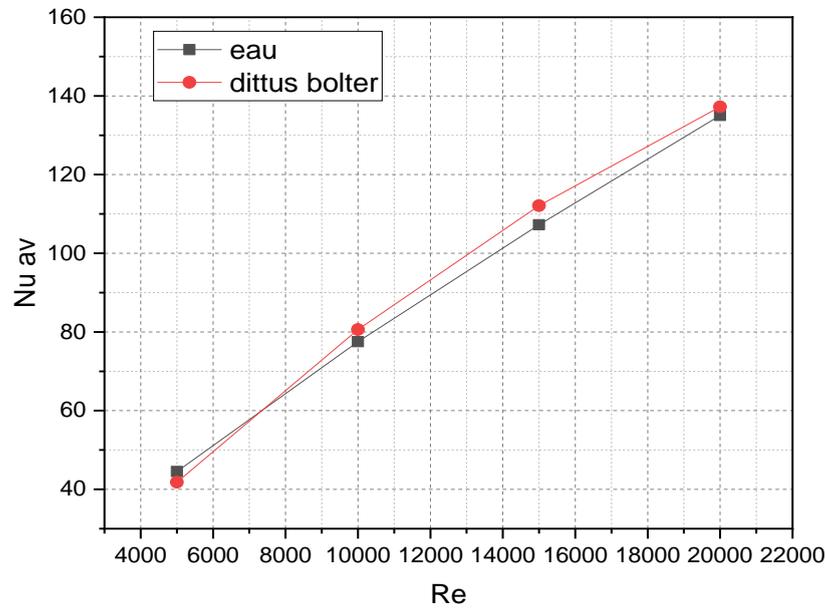


Figure (III.19.a) : Validation de notre simulation avec les résultats de Dittus-Bolter.

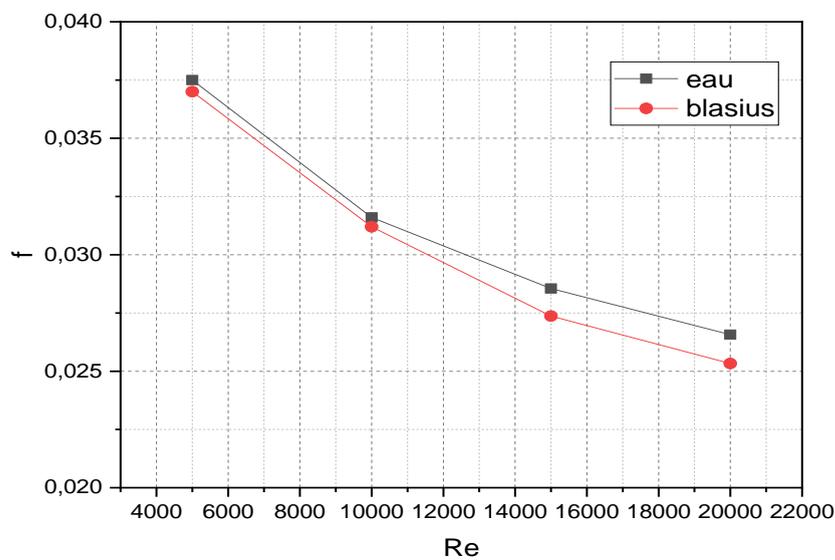


Figure (III.19.b) : Validation de notre simulation avec les résultats de corrélation.

La comparaison des profils du nombre de Nusselt moyen et le coefficient de la perte de charge pour l'eau comme fluide du travail entre nos résultats de simulation et les résultats obtenus par les corrélations utilisées est présentée sur la (**figure III.19.a et b**). La figure montre une bonne concordance entre les résultats.

Conclusion :

Le chapitre 3 présente une étude numérique de l'écoulement turbulent d'un nano-fluide en convection forcée dans un canal rectangulaire avec une surface traitée d'une manière ondulée. Les résultats montrent une bonne concordance avec les résultats de simulation et les corrélations de BLASIUS et DITTUS-BOLTER. L'étude souligne l'importance de la construction de la géométrie et de la génération du maillage pour la précision des résultats. Les simulations ont également permis de vérifier l'indépendance des résultats par rapport à la taille du maillage.

Chapitre IV

Résultats et discussions



Introduction :

Dans ce chapitre, les résultats numériques obtenus sont compilés. L'effet combiné de la concentration de nano-fluide et des paramètres géométriques tel que le rapport d'espace sur le nombre de Nusselt moyen, le coefficient de frottement moyen et le facteur de performance est interprété. Les fluides de travail considérés sont l'eau et le nano-fluide CuO. Le régime d'écoulement du fluide est supposé turbulent dans un canal lisse, après quoi l'agent perturbateur est examiné.

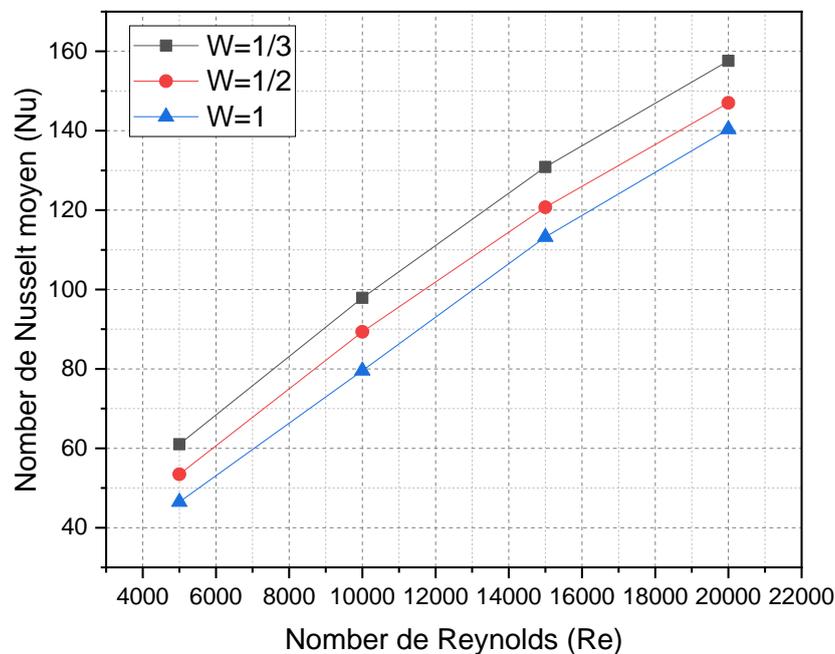
I. Cas de l'eau :**I.1. Nombre Nusselt moyen :**

Figure (IV.1): Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour la paroi modifiée.

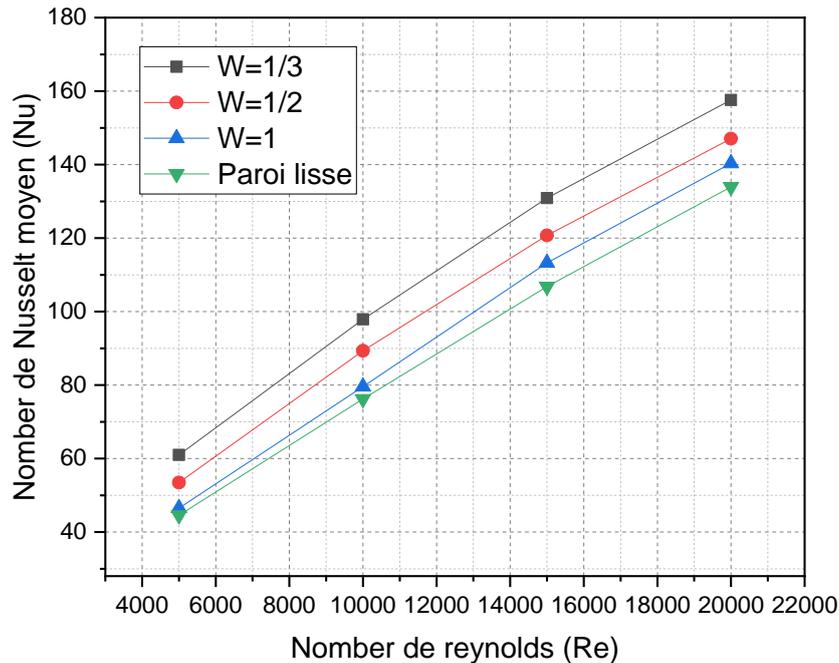


Figure (IV.2): Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour les parois lisse et modifiée.

Le nombre de Nusselt moyen est un paramètre crucial qui détermine l'intensité du transfert de chaleur dans un problème donné. Il représente physiquement le rapport entre le transfert de chaleur convectif et le transfert de chaleur conductif à travers une interface.

La **figure (IV.1)** représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour une surface traitée dans le cas d'une eau pure. On peut observer qu'il existe une relation proportionnelle entre Nu et Re, ce qui signifie qu'une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen. La **figure (IV.2)** compare l'effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour les parois lisse et modifiée dans le cas de l'eau pure. Les résultats indiquent que l'influence de la géométrie pour un rapport d'espace de $W = 1/3$ est dominante du point de vue intensification d'échange thermique, la valeur maximale se produisant à faible valeur du rapport d'espace W .

I.2. Coefficient de frottement f moyen :

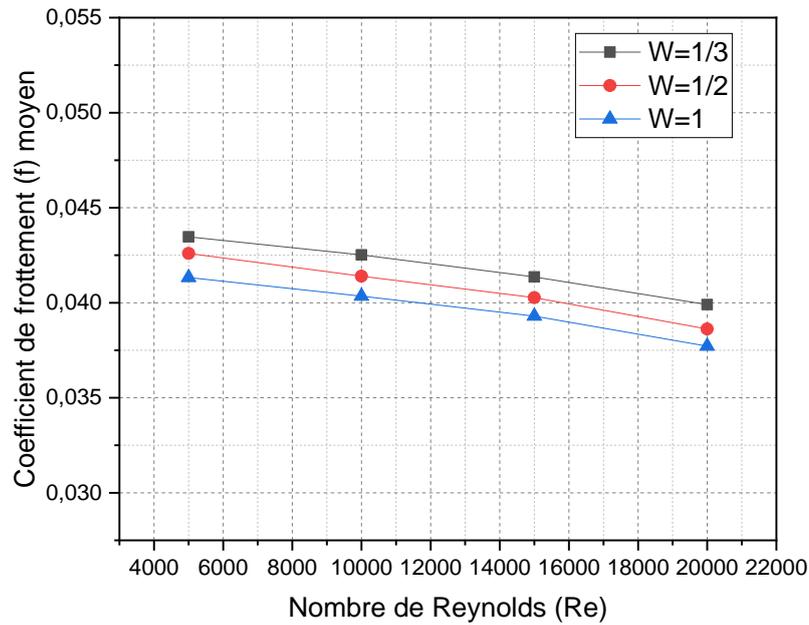


Figure (IV. 3): Variation du coefficient de frottement f moyen en fonction du nombre de Reynolds pour la paroi modifiée.

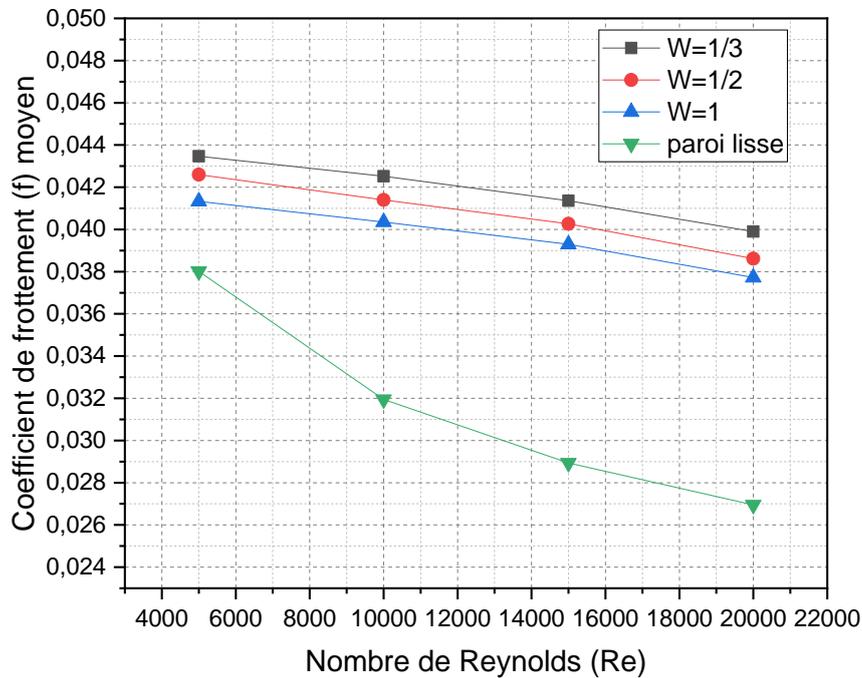


Figure (IV.4): Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement f moyen pour les parois lisse et modifiée.

La variation du coefficient de frottement moyen f en fonction du nombre de Reynolds pour le cas d'écoulement de l'eau pure dans le canal à paroi modifiée est représentée sur la **figure (IV.3)**, tandis que la **figure (IV.4)** montre une comparaison entre les résultats obtenus pour la paroi lisse et ceux de la paroi modifiée. Il convient de noter que le coefficient de frottement moyen diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour les surfaces lisse et modifiée. De plus, nous observons une tendance similaire en raison de l'effet significatif de l'approchement des modifications de la forme de la surface de la paroi sur les valeurs du coefficient de frottement moyen, en particulier avec la faible distance du pas (e) et le nombre de Reynolds le plus élevé.

I.3. Coefficient de l'évaluation de la performance (PEC) :

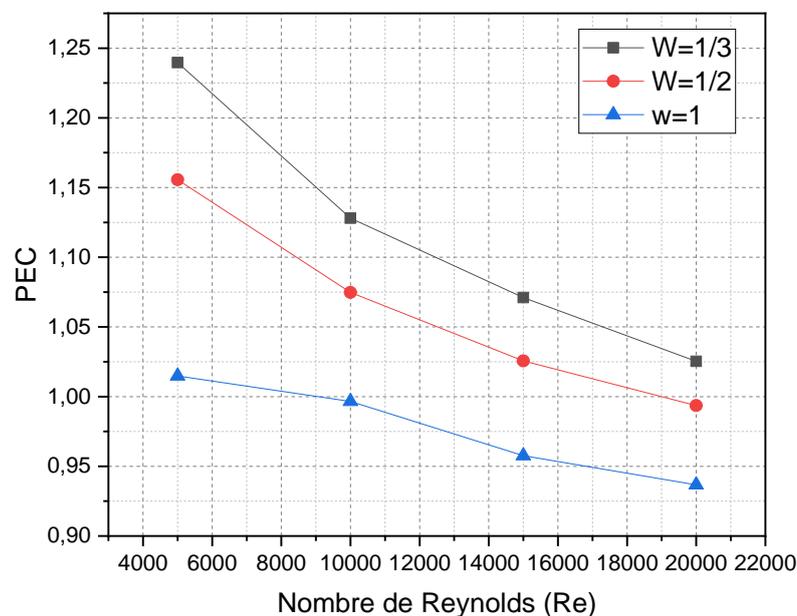


Figure (IV.5) : Variation du Coefficient d'évaluation de la performance (PEC) en fonction du nombre de Reynolds pour la paroi modifiée.

La **figure (IV.5)** illustre la variation du coefficient d'évaluation de la performance PEC en fonction du nombre de Reynolds pour la paroi lisse. On peut constater qu'il y a une diminution de la valeur du PEC à mesure que le nombre de Reynolds et les valeurs du rapport d'espace augmentent.

I I. Cas de Nano-fluide :

I I.1. Nombre de Nusselt moyen :

I I.1.1. Effet du nombre de Reynolds et de la concentration ϕ :

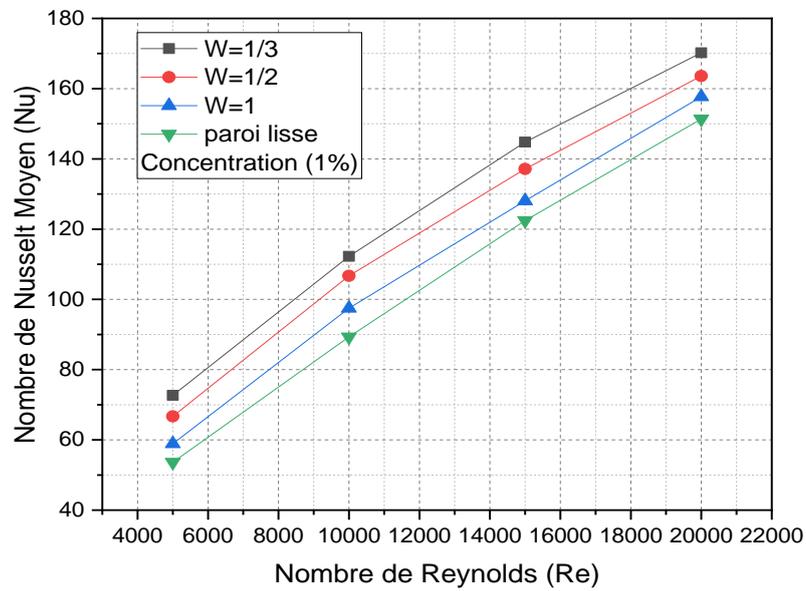


Figure (IV.6): Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur nombre de Nusselt moyen entre les parois lisse et modifiée à concentration 1 %.

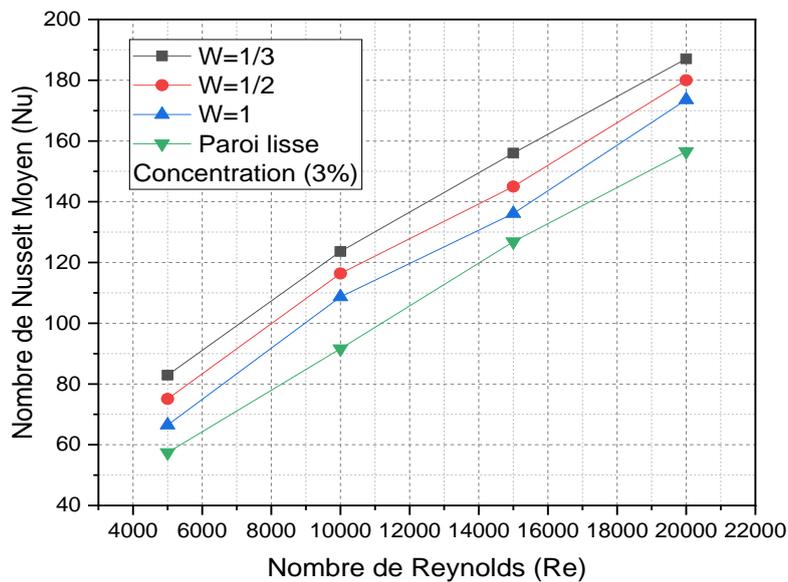


Figure (IV.7) : Comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur nombre de Nusselt moyen entre les parois lisse et modifiée à concentration 3 %.

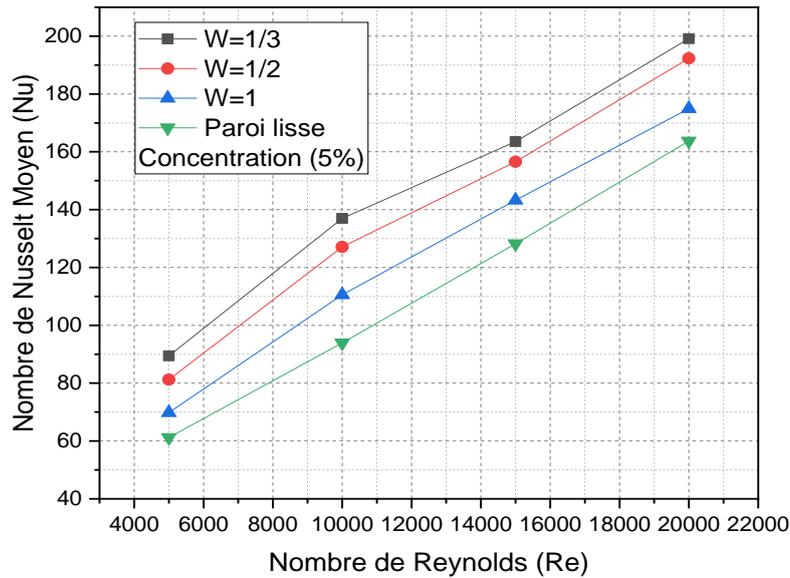


Figure (IV.8) : Comparaison de l’effet du nombre de Reynold sur nombre de Nusselt moyen entre les parois lisse et modifiée à concentration 5 %.

Les figures (IV.6, 7 et 8) illustrent une comparaison de l’impact combiné du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen et la concentration de nano fluide ϕ (1, 3 et 5 %) pour les surfaces des parois modifiée et lisse. On observe que la concentration du nano fluide (CuO/eau) augmente le nombre de Nusselt moyen est également augmente avec un taux d’amélioration varié entre 21,54 % 10,18 % et 14,88 % pour 1%, 3 % et 5 %, respectivement.

I I.1.2. Effet du rapport d’espace W :

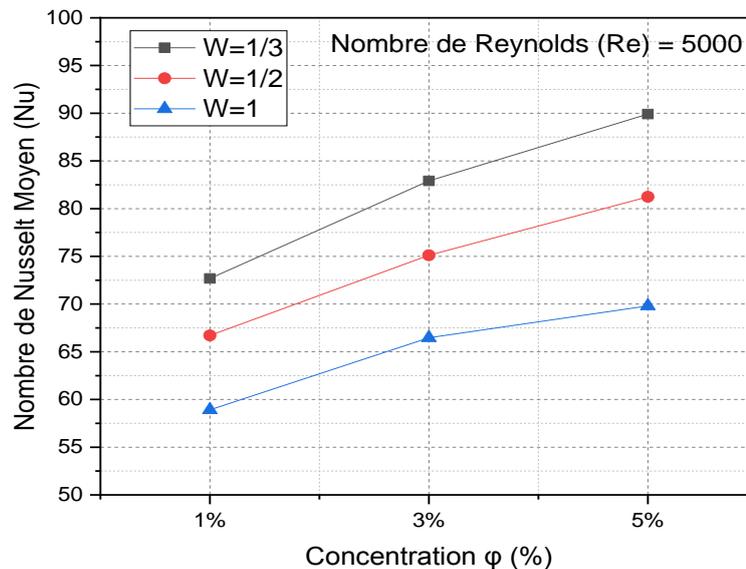


Figure (IV.9) : Effet du rapport d’espace W sur le nombre de Nusselt moyen à Re = 5000.

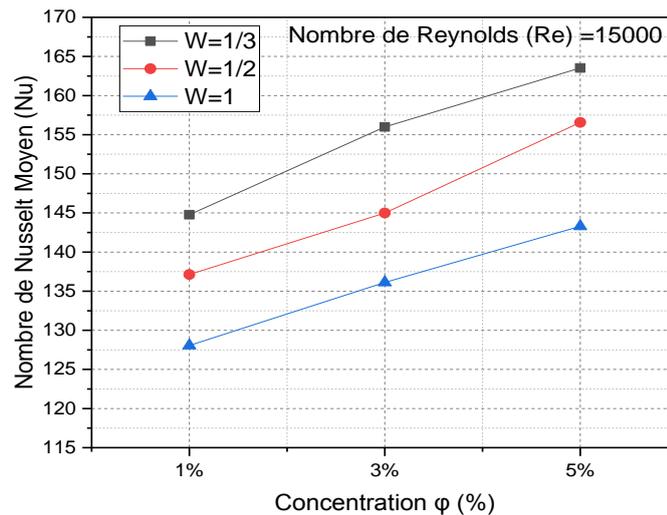


Figure (IV.10) : Effet du rapport d’espace W sur le nombre de Nusselt moyen à $Re = 15000$.

Les figures (IV.9 et IV.10) illustrent l’impact du rapport d’espace W sur le nombre de Nusselt moyen. On constate qu’il y a une relation proportionnelle entre le taux d’échange thermique et le pas de la modification géométrique pour différentes valeurs de la concentration. Cette perfection du transfert thermique est estimée entre (19,44 et 26,72 %.) Pour le cas du rapport d’espace $W = 1/3$ tandis que cette amélioration est évaluée pour $W = 1$ entre (18,57 et 23,45%) à nombre de Reynolds égale 5 000, 15 000 respectivement.

I I.2. Coefficient de frottement f moyen :

I I.2.1. Effet de nombre de Reynolds :

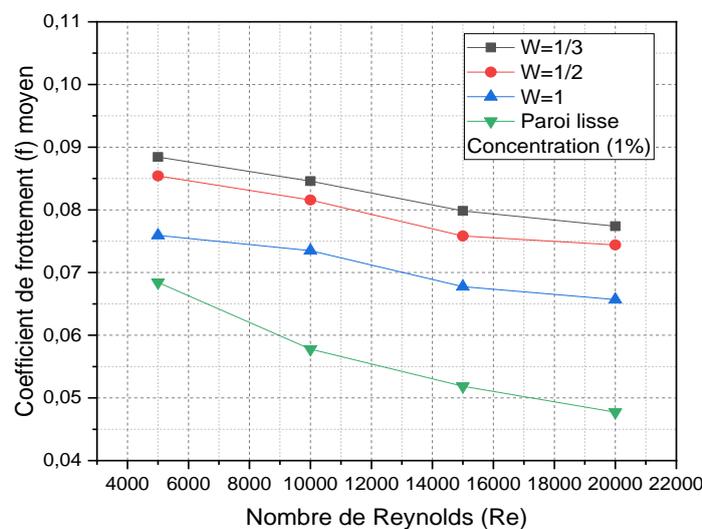


Figure (IV.11): Effet du nombre de Reynolds sur coefficient de frottement f moyen pour la paroi lisse et modifiée à concentration 1 %.

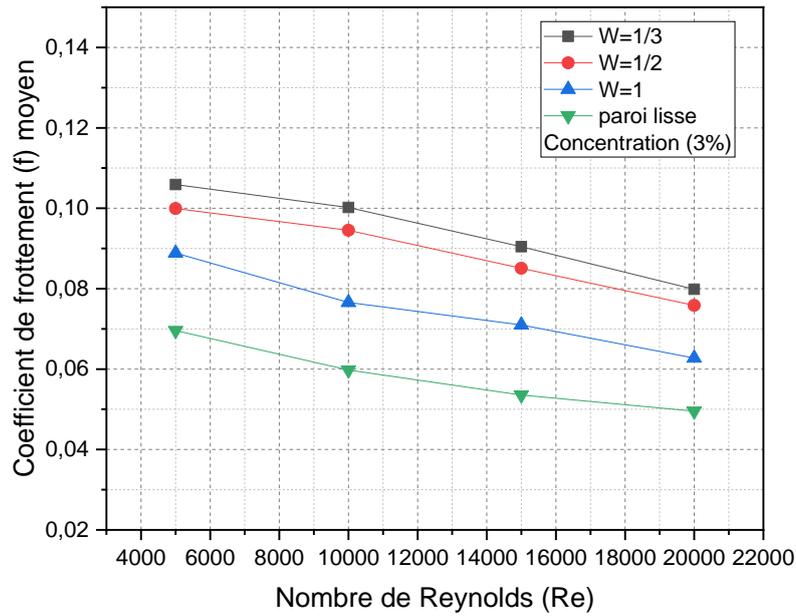


Figure (IV.12): Effet du nombre de Reynolds sur coefficient de frottement f moyen pour la paroi lisse et modifiée à concentration 3 %.

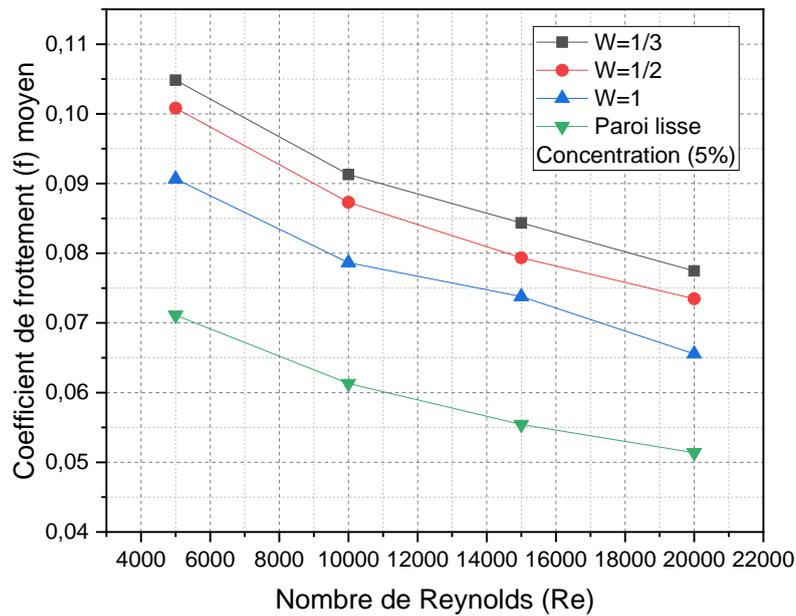


Figure (IV.13): Effet du nombre de Reynolds sur coefficient de frottement f moyen pour la paroi lisse et modifiée à concentration 5 %.

Les figures (IV.11, 12 et 13), représentent une comparaison de l'effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement moyen f pour un écoulement du nano-fluide entre les parois lisse et modifiée pour les concentrations (1, 3 et 5 %) on remarque qu'une relation proportionnelle entre la concentration de nano-fluide et le coefficient de frottement moyen f c'est-à-dire un maximum de la concentration entraîne une élévation maximale du coefficient de frottement moyen f . De plus, nous avons également remarqué qu'une relation inverse engendrée entre le nombre de Reynolds et le coefficient de frottement moyen f ce qui signifie que le nombre de Reynolds agit d'une manière inverse sur la valeur du coefficient de frottement moyen f .

I I.2.2. Effet de concentration ϕ (%) :

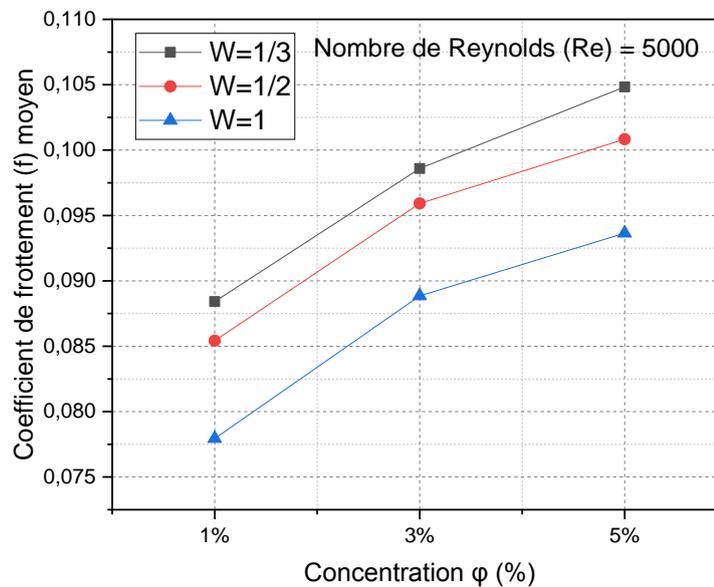


Figure (IV.14): Effet des concentrations ϕ (%) sur le coefficient de frottement f moyen pour la paroi modifiée à $Re = 5000$.

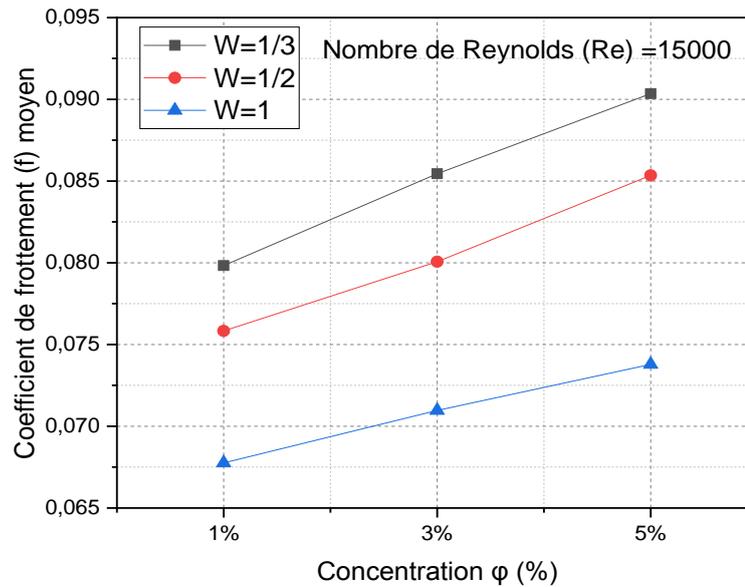


Figure (IV.15) : Effet des concentrations ϕ (%) sur le coefficient de frottement f moyen pour la paroi modifiée à $Re = 15000$.

L'augmentation progressive du coefficient de frottement moyen f due à la l'élévation en concentration des particules ϕ (%) est illustrée dans les **figures (IV.14 et 15)**. Cet impact est similaire pour une gamme du nombre de Reynolds allons de 5000 jusqu'à 15000. Et on constate également que le maximum du coefficient de frottement moyen f pour $Re = 5000$ est compris entre (0,073, 0,086 et 0,091), tandis que pour $Re = 15000$, le coefficient de frottement moyen f est borné entre (0,093, 0101 et 0,105) pour les distance $W = 1, 1/2$ et $1/3$ respectivement.

I I.3. Coefficient de performance PEC :

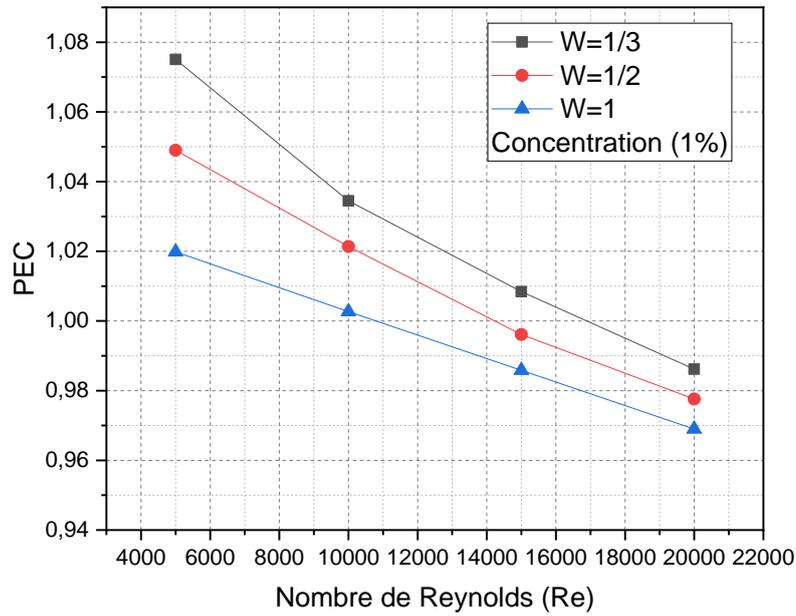


Figure (IV.16): Effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de performance PEC pour la paroi modifiée à concentration 1%.

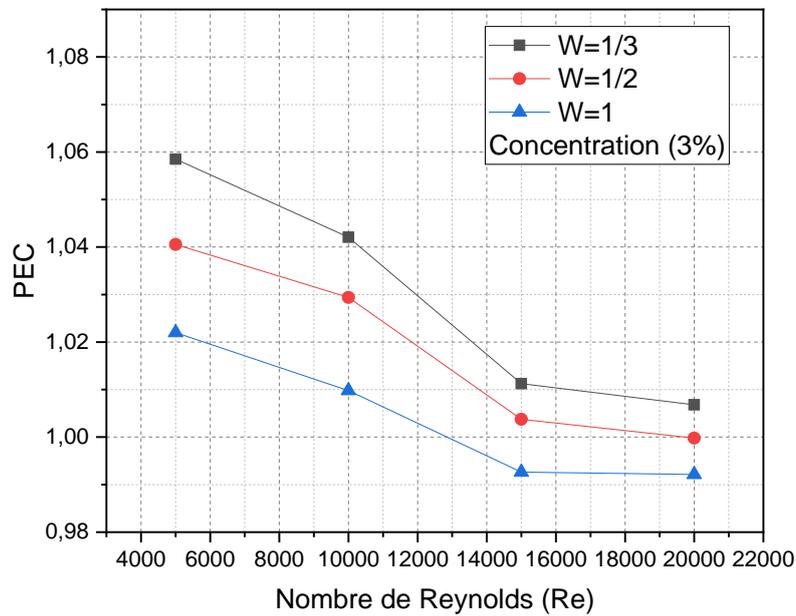


Figure (IV.17): Effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de performance PEC pour la paroi modifiée à concentration 3%.

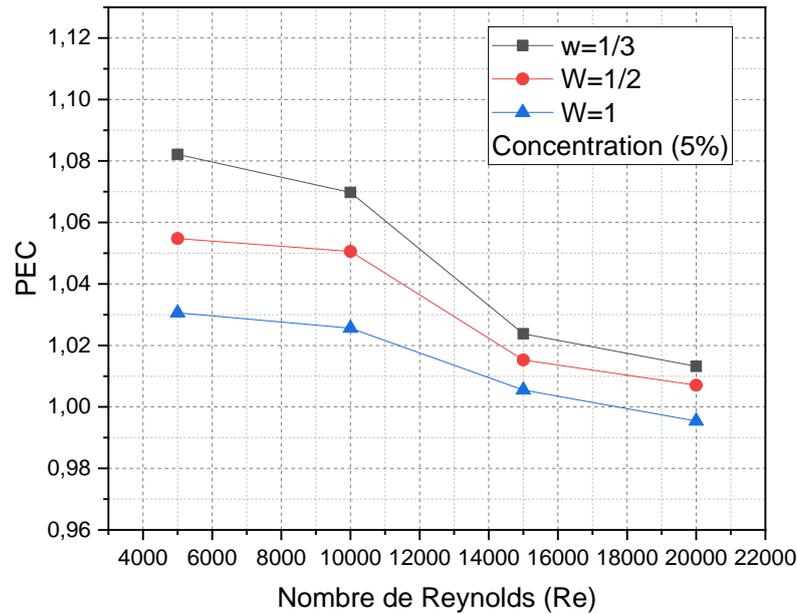


Figure (IV.18) : Effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de performance PEC pour la paroi modifiée à concentration 5%.

Les **figures (IV.16, 17 et 18)** montrent l'effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de performance PEC pour une paroi modifiée, la concentration du nano-fluide est arrangées entre 1 et 5 %. On peut observer que le PEC est influencé par les variations de la concentration du nano-fluide et du rapport d'espace. Les valeurs les plus élevées sont marquées pour des concentrations les plus élevées, alors qu'elles diminuent avec l'augmentation de la distance entre chaque modification.

Conclusion :

Dans ce chapitre, le comportement hydraulique et thermique d'un écoulement turbulent de fluide en convection forcée à l'intérieur d'un canal à paroi modifiée (avec des modifications mixtes ondulée & zigzag) est communiqué. Les résultats numériques présentés dans cette étude montrent que la forme géométrique a une influence significative sur le taux de transfert de chaleur. De plus, la présence des particules du nano-fluide CuO contribue à l'amélioration des performances énergétiques de point de vue échange thermique par rapport à l'eau pure. Les effets d'amélioration sont traduits par le nombre de NUSSELT moyen, l'impact de la distance la plus éloignée entre chaque modification sur le taux d'échange de chaleur s'avère relativement plus faible.

Conclusion générale



Conclusion générale :

Ce mémoire rapporte les résultats d'une étude numérique du transfert de chaleur et d'écoulement du fluide en convection forcée turbulente dans un canal à paroi modifiée (paroi mixte). Les deux parois latérales de ce canal sont soumises à un flux thermique uniforme, l'utilisation du code de calcul FLUENT est recommandée pour la résolution des équations gouvernantes en se basant sur la méthode des volumes finis. Les conditions aux limites et initiales sont inspirées des travaux publiés dans littérature. La forme discontinue de la modification de la paroi et le nano-fluide (CuO/eau) sont considérés afin de qualifier l'intensification d'échange thermique, le nombre de Reynolds a intégré dans la plage de $5.000 \leq Re \leq 20.000$.

Les résultats de simulation numérique obtenus à l'aide du solveur FLUENT sont présentés pour illustrer les effets de la surface modifiée, le rapport d'espace (e/b) et la concentration du nano-fluide sur les quantités étudiées ce qui nous permis de conclure que :

- ✓ Les nano-fluides jouent un rôle important dans l'amélioration du transfert de chaleur vue à l'importance de leur conductivité thermique.
- ✓ Le facteur de frottement augmente légèrement avec l'augmentation de la concentration du nano-fluide et diminué avec l'élévation du nombre de Reynolds et du rapport d'espace (e/b).
- ✓ La présence de nanoparticules améliore l'échange thermique en rapportant sur le nombre de NUSSELT moyen par apport au fluide de base.
- ✓ La variété aux valeurs du rapport d'espace (e/b) modifier la forme de la surface de la paroi pour se rapprocher de la surface lisse, ce qui affecte inversement les valeurs du nombre de NUSSELT.
- ✓ Le nombre de NUSSELT moyen accroître à mesure que le nombre de Reynolds augmente. Il est aussi pris des valeurs élevées lors de l'augmentation de la concentration du nano-fluide.
- ✓ Le coefficient de performance est directement affecté par la concentration de nano-fluide et inversement par le nombre de Reynolds et le rapport d'espace.

En perspective,

Plusieurs points peuvent être développés en futur en se basant sur ce travail. Parmi les plus importants, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- Evaluer l'effet de d'autres surfaces modifiées.
- Utiliser des nano-fluides types hybrides.
- Etudier le problème avec des méthodes actives.
- Etudier l'effet de la taille des nanoparticules sur les éléments contrôlant le transfert de chaleur.

Référence bibliographiques



Références bibliographiques :

- [1] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [2] BENNACEUR, Hedda, and Y. E. T. T. O. U. Nourelhouda. Etude de l'effet du décalage de tube sur les performances d'un échangeur de chaleur. Etude de l'effet du décalage de tube sur les performances d'un échangeur de chaleur. Diss. Université Mohamed BOUDIAF de M'Sila, 2019.
- [3] Bouhalili Saliha et Boualem Fouzia, Etude thermique de condenseurs à tubes et à calandre. Thèse de master. Université de Mostaganem, Algérie. 2019.
- [4] Yu, W., France, D. M., Routbort, J. L., and Choi, S. U. S., 2008, "Review and Comparison of Nanofluid Thermal Conductivity and Heat Transfer Enhancements," Heat Transfer Eng., 29(5), pp. 432-460.
- [5] Baissi, Mohamed Tahar. étude numérique et expérimentale du transfert thermique à l'intérieur des canaux utilisant des rugosités artificielles: application aux capteurs solaires plans à air. Diss. Université Mohamed Khider-Biskra, 2019.
- [6] Liu, S., & Sakr, M. (2013). A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. Renewable and sustainable energy reviews, 19, 64-81.
- [7] AMROUNE, ABIR. Etude numérique des performances thermique et hydrodynamique d'un écoulement dans un tube d'échangeur de chaleur équipé d'un ruban torsadé. Diss. university of M'sila, 2021.
- [8] Issam Eddine Djebbari, C. K. Etude numérique des caractéristiques d'un échangeur de chaleur à double tubes équipé de fils enroulés.
- [9] Amira, M. O. K. H. N. A. C. H. E. Simulation numérique de transfert de chaleur et d'écoulement du fluide dans un canal à paroi rugueuse. Diss. university center of abdalhafid boussouf-MILA, 2022.
- [10] Mebrouk, Ridha, Abderrahim Boudenn, and Yassine Kabar. Etude paramétrique des échanges convectifs turbulents dans les configurations d'intérêt pratique. Diss. Université Frères Mentouri-Constantine 1, 2017..
- [11] Benzeggouta, Oussama, and Toufik Boufendi. Contribution à l'étude théorique des fluides caloporteurs tel les nanofluides. Diss. Université Frères Mentouri-Constantine 1, 2019.

- [12] Lamri, Zeggar Asma, and T. Boufendi. "Contribution à l'étude théorique des transferts thermiques convectifs dans un nanofluide." (2017).
- [13] Hadi, Djihane. "Etude de la convection d'un nano-fluide dans des microcanaux verticaux." (2020).
- [14] Rostamani, M., et al. "Numerical study of turbulent forced convection flow of nanofluids in a long horizontal duct considering variable properties." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37.10 (2010): 1426-1431.
- [15] Minakov, A. V., et al. "Experimental study of turbulent forced convection of nanofluid in channels with cylindrical and spherical hollows." *International journal of heat and mass transfer* 115 (2017): 915-925.
- [16] Behnampour, Ali, et al. "Analysis of heat transfer and nanofluid fluid flow in microchannels with trapezoidal, rectangular and triangular shaped ribs." *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures* 91 (2017): 15-31.
- [17] Vatani, Ashkan, and H. A. Mohammed. "Turbulent nanofluid flow over periodic rib-grooved channels." *Engineering applications of computational fluid mechanics* 7.3 (2013): 369-381.
- [18] He, Wei, et al. "Effect of twisted-tape inserts and nanofluid on flow field and heat transfer characteristics in a tube." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 110 (2020): 104440.
- [19] Azmi, W. H., et al. "Turbulent forced convection heat transfer of nanofluids with twisted tape insert in a plain tube." *Energy procedia* 52 (2014): 296-307.
- [20] Mohammed, H. A., A. N. Al-Shamani, and J. M. Sheriff. "Thermal and hydraulic characteristics of turbulent nanofluids flow in a rib-groove channel." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39.10 (2012): 1584-1594.
- [21] Benchabi, Rahima, and Ahsene Lanani. "Flow and Heat Transfer of the Cu-Water Nanofluid in a Corrugated Channel."
- [22] Islam, Z. I. D. "L'intensification des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur par nano fluides" Application à un échangeur double enveloppes".
- [23] GHADRI, Maroua. RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE SUR L'EFFET DES DIFFERENTS PARAMETRES GEOMETRIQUES SUR LES PERFORMANCES D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR DE TUBES AILETES. Diss. Université Mohamed BOUDIAF de M'Sila, 2017.

- [24] I.Benosman Baba Ben Dermal, W.BELGROUM. Ecoulement et transfert thermique dans les canaux avec une rugosité rectangulaire et trapézoïdale - Etude comparative. Mémoire de master : Génie Energétique. Tlemcen: Université Aboubakr Belkaid Tlemcen, faculté de technologie, département de génie mécanique, le 11/06/2017.pp.27-28, pp.31-32.
- [25] O.Cherifi, S.Berrabah. Analyse numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur d'un fluide dans une conduite à double étages en présence d'obstacles. Mémoire de Master : Département de Génie Mécanique .Génie Thermique et Energies Renouvelables. 24/06: Université Abou Bekr Belkaid-TLEMCEM, 2013, pp.11-13.
- [26] Sh.M.Vanaki, H.A.Mohammed. Numerical study of nanofluid forced convection in channels using different shaped transverse ribs. In: International Communications in Heat and Mass Transfer, volume 67, 2015, p.1, 3, pp.176 -188.
- [27] O.Doche, J.A Gruss, O.Soriano. Une nouvelle technologie pour les échangeurs thermiques: Le Nano-fluide. In: 18 ème Congrès Français de Mécanique, 27-31 août 2007, pp .2-3.
- [28] R.L.Hamilton, O.K.Crosser. Thermal conductivity of heterogeneous two-components Systems I&EC Fundam,1962, p.1,182-19.
- [29] Y.Ding, H.Alias, D.Wen, R.Williams. 2006 Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nano tubes (CNT nano-fluids) International Journal of Heat and Mass Transfer 49 240-250.
- [30] B.Glades, R.Sawli, Ch.Fakih, Abd.Mojtabi. Etude du transfert de chaleur en convection naturelle dans les nano fluides. Université Libanaise, Beyrouth, Liban. pp.3, 4.