REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MÉDÉA



Faculté de Technologie

Département : Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Simulation Numérique Bidimensionnelle d'un Echangeur de Chaleur Coaxial

Encadré par :

- Dr. Amine BRAHIMI
- Pr. Mohamed ANNOUN

Présenté par :

- Yasmine OUNNAR
- Chaima MESDOURA

Année universitaire 2020/2021

Dédicaces

Mon père qui est l'exemple éternel de ma vie, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir.

Ma mère, la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon Cœur, ma vie et mon bonheur à qui je dois tout.

Que dieu leur procure bonne santé et longue vie. Et bien sûr mon frère Mohamed Amine, ainsi que mon oncle Ferhat et sa femme Marie France qui sont pour moi mes deuxièmes parents.

Merci d'être là pour moi, votre présence dans ma vie me rend fière d'être une OUNNAR et me pousse à donner le meilleur de moi-même.

A toute la famille ZOUAOUI de TEBESSA.

A mes copines Naima, Chaima, Hadjer et Hanane.

A tous mes collègues de la promotion 2020-2021.

Yasmine

Dédicaces

Je dédie cet humble travail à :

Ceux qui m'ont encouragé tout au long de mes études

A mes très chers parents.

A mes sœurs et à tous mes frères, en particulier Anas, Riyad, Dorsaf, Abd el samad et Moncif.

À toute la famille MESDOURA et la famille OUNNAR.

A tous mes amis de la spécialité de génie mécanique surtout à mes copines Yasmine, Naima, Hadjer et Hanane.

A tous mes collègues qui m'ont aidé de près ou de loin à réaliser ce travail.

Chaima

Remerciements

Nous remercions tout d'abord le tout puissant ALLAH, qui nous a accordé santé, Énergie et volonté pour que nous soyons aujourd'hui ici avec ce parcours et ce travail.

A nos chers parents qui ont toujours été là pour nous.

C'est avec une profonde reconnaissance et considération particulière que nous remercions notre promoteur ***Dr. Amine BRAHIMI*** *pour la sollicitude avec laquelle il a suivi et guidé ce travail ainsi que notre Co-promoteur* ***Pr. Mohamed ANNOUN*** *pour son aide et son assistance durant toute cette période de réalisation de ce projet.*

Nous tenons à remercier également les membres du jury pour le temps qu'ils ont consacré à examiner ce travail sans oublier d'exprimer nos sincères remerciements et gratitudes à tous les enseignants du département de génie mécanique de l'université YAHIA FARES de MEDEA qui ont contribué à notre formation durant notre cycle d'étude.

A toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques nous ont guidé plus particulièrement à ***Dr. Mounir ZERARI****,* ***Dr. Mounir ALLICHE*** *et* ***Dr. Redha REBHI****.*

Résumé

L'objectif de ce travail vise en premier lieu à étudier numériquement en bidimensionnelle un échangeur de chaleur coaxial pour une opération de refroidissement de l'eau, circulant dans la conduite interne, par l'eau froide s'écoulant dans l'espace annulaire. Le système d'équation régissant les phénomènes de transport en régime turbulent a été résolu numériquement au moyen du code de calcul ANSYS Fluent en adoptant le modèle k-ε et un maillage structuré raffiné progressivement au voisinage des parois.

Dans cette analyse, la résistance thermique de la conduite interne séparant les deux fluides a été prise en considération. Après validation du modèle par confrontation des résultats obtenus avec les observations expérimentales de la littérature, nous avons investigué l'effet de la concentration des nanoparticules d'Al_2O_3 dispersées dans l'eau (Nanofluide) circulant dans l'espace annulaire de l'échangeur en mode contre-courant par approche monophasique.

Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de la concentration des nanoparticules contribue largement à l'amélioration du transfert thermique et de l'efficacité de l'échangeur.

Mots clés : Echangeur de chaleur, Nanofluides, écoulement turbulent, efficacité thermique.

ملخص

في هذا العمل، تم اجراء دراسة عددية ثنائية الابعاد لمبادل حراري محوري مزدوج الانابيب لغرض تبريد المياه الساخنة المتواجدة في الانبوب الداخلي بواسطة الماء البارد في الفجوة الحلقية بين الانبوبين حيث تم حل مجموعة المعادلات التي تحكم ظواهر النقل في الظروف المضطربة عدديا باستخدام برنامج ANSYS Fluent من خلال اعتماد نموذج k-ε وشبكة منظمة يتم تكريرها على مستويات الجدران.

في هذا التحليل تم اخذ المقاومة الحرارية للأنبوب الداخلي بعين الاعتبار بحيث تم التحقق من صحة النموذج من خلال البيانات التجريبية الموجودة في المؤلفات. بعد ذلك درسنا تأثير تركيز جزيئات Al_2O_3 النانوية المشتتة في الماء (موائع نانوية) المتداولة في الفجوة الحلقية للمبادل الحراري ذات تيار مضاد باستخدام نهج احادي الطور، تظهر النتائج المتحصل عليها ان الزيادة في تركيز الجسيمات النانوية تساهم بشكل كبير في زيادة كمية نقل الحرارة وكفاءة المبادل.

الكلمات المفتاحية: المبادل الحراري، الموائع النانوية، التدفق المضطرب، الكفاءة الحرارية.

Abstract

In this work, a two-dimensional numerical study of a double pipe heat exchanger for cooling water purpose is carried out for both parallel flow and conterflow mode. The hot water flows in the inner pipe whereas the cold water circulate in the annular gap between the two pipes. The set of equations governing the transport phenomena in turbulent conditions is solved numerically using ANSYS Fluent software by adopting k-ε model and a structured mesh gradually refined near the walls.

In this analysis, the thermal resistance of the inner pipe was taken into account. The model was validated with experimental data found in the literature. Then, we investigated the effect of the concentration of Al_2O_3 nanoparticles dispersed in water (nanofluid) circulating in the annular gap of the conterflow heat exchanger by using a monophasic approach.

The obtained results show that the increase in the concentration of nanoparticles contributes largely to the rise of the amount of heat transfer and the efficiency of the exchanger as well.

Keywords : Heat exchanger, Nanofluid, turbulent flow, thermal efficiency.

Abréviations

2D	Deux dimensions
3D	Trois dimensions
CFD	Dynamique des fluides computationnelle
CVD	Dépôt chimique en phase vapeur
EDP	Equation aux Dérivés Partielles
Exp	Experimental
MDF	Mécanique Des Fluides
NTC	Nanotubes de carbone
Num	Numérique
PECVD	Dépôt chimique en phase vapeur assisté par plasma
pH	Potentiel hydrogène
PVD	Dépôt physique en phase vapeur
SIMPLE	Méthode semi-implicite pour une équation liée à la pression

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
A	Surface totale d'échange	[m^2]
C_P	Chaleur spécifique des fluides a pression constante	[J/Kg.K]
$(Cp)_f$	Chaleurs spécifique du fluide de base	[J/Kg.K]
$(Cp)_{nf}$	Chaleurs spécifique du nano fluide	[J/Kg.K]
$(Cp)_s$	Chaleurs spécifique des nanoparticules solides	[J/Kg. K]
D	Diamètre hydraulique	[m]
d_e	Diamètre extérieur	[m]
d_i	Diamètre intérieur	[m]
e	Épaisseur	[m]
F	Facteur de correction	/
$f=\rho g$	Densité volumique de force	[N/m^3]
h_c	Coefficient d'échange par convection(l'eau chaude)	[$W/m^2.K$]
h_f	Coefficient d'échange par convection (l'eau froide)	[$W/m^2.K$]
m	Masse	[Kg]
$\dot{m}$	Débit massique du fluide	[Kg/s]
$\dot{m}_c$	Débit massique du fluide chaud	[Kg/s]
$\dot{m}_f$	Débit massique du fluide froid	[Kg/s]
n	Facteur de forme empirique	/
P	Pression	[Pas]
Q	Flux thermique	[W]
Q_v	Source volumique	[W/m^3]
q	Densité du flux	[W/m^2]
R	Rayon du cylindre	[m]
$R_{th.cnd}$	Résistance thermique par conduction	[$m^2.K/W$]
$R_{th.cnv}$	Résistance thermique par convection	[$m^2.K/W$]
r	Rayon adimensionnelle du cylindre	/
S	Surface d'échange	[m^2]
S_c	Surface du corps	[m^2]
T	Températures des fluides	[K]
t	Temps	[s]

T_c	Température du fluide chaud	[K]
T_e	Température du milieu extérieur	[K]
T_f	Température du fluide froid	[K]
T_s	Température d'un corps solide	[K]
U	Coefficient de transfert de chaleur global.	[W/m^2.K]
V	Vitesse moyenne d'écoulement	[m/s]
$\tilde{V}$	Vitesse du fluide	[m/s]
$X_s Y_s Z_s$	Décrivent la surface du solide	[m^2]
ΔT_{DTLM}	Différence de Température Logarithmique Moyenne	[K]

Symbole grec

Symbole	**Signification**	**Unité**
$\partial/\partial t$	Dérivée partielle	/
ε	Efficacité thermique	[%]
τ	Tenseur des contraintes visqueuses	[Pas]
ν	Viscosité cinématique	[m^2/s]
ρ	Masse volumique	[Kg/m^3]
ρ_f	Masse volumique de fluide de base	[Kg/m^3]
ρ_{nf}	Masse volumique du nanofluide	[Kg/m^3]
ρ_s	Masse volumique des nanoparticules solides	[Kg/m^3]
ρv	Vitesse massique du fluide	[Kg/m^2.s]
φ	Fraction volumique des particules	[%]
ψ	Sphéricité (le rapport $S_{sphére}$ sur $S_{nano\text{-}particule}$)	/
$\boldsymbol{\lambda}$	Conductivité thermique	[W/m.K]
$\boldsymbol{\lambda}_f$	Conductivités thermiques du fluide	[W/m.K]
$\boldsymbol{\lambda}_{nf}$	Conductivités thermiques du nanofluide	[W/m.K]
$\boldsymbol{\lambda}_s$	Conductivités thermiques des nanoparticules solides	[W/m.K]
μ	Viscosité dynamique	[Kg/m.s]
μ_f	Viscosités dynamiques du fluide	[Kg/m.s]
μ_{nf}	Viscosités dynamiques du nanofluide	[Kg/m.s]

Liste des figures

Figure I-1 : Schéma de principe d'un échangeur de chaleur. 4

Figure I-2 : Mode de circulation des fluides dans l'échangeur. 5

Figure I-3 : Différents types d'échangeurs tubulaires **[3].** 7

Figure I-4 : Echangeur tube et calandre (disposition des tubes) **[4].** 8

Figure I-5 : Schéma d'un échangeur à spirales **[4]**. 9

Figure I-6 : Schéma d'un échangeur à plaques **[4]**. 10

Figure I-7 : Schéma d'un échangeur à ailettes **[5]**. 10

Figure I-8 : Schéma d'un échangeur à Blocs simple **[4]**. 11

Figure I-9 : Schéma d'un échangeur à Blocs complexe **[4]**. 12

Figure I-10 : Schéma d'un échangeur lamellaire **[3]**. 12

Figure I-11 : Dispositions des tubes **[6]**. 13

Figure I-12 : Différents types de chicanes **[7]**. 14

Figure I-13 : Echangeur coaxial **[9]**. 14

Figure I-14 : Échangeur coaxial Co-courant en 3D **[9]**..... 16

Figure I-15 : Échangeur coaxial Co-courant en 2D **[9]**..... 16

Figure I-16 : Échangeur coaxial configuration Contre-courant en 2D **[9]**. 17

Figure I-17 : Evaluation de température dans un échangeur coaxial **[9]**. 17

Figure II-1 : Nanoparticules sphériques Nanotubes de carbone **[16].** 25

Figure II-2 : Procédé de synthèse de nano-fluide en une seule étape. 27

Figure III-1 : Géométrie d'un échangeur de chaleur coaxial. 34

Figure III-2 : Exemples de mailles utilisées en volume finis par Fluent **[29].** 36

Figure III-3 : Maillage structuré et non structuré **[34]**..... 42

Figure III-4 : Interface du DesignModeler du Workbench. 44

Figure III-5 : Géométrie de l'échangeur coaxial. 45

Figure III-6 : Géométrie simplifié de l'échangeur coaxial. 45

Figure III-7 : Géométrie de la pièce. 46

Figure III-8 : Détail du maillage Quadrilateral. 46

Figure III-9 : Sélections nommées échangeur Co-courant. 47

Figure III-10 : Sélections nommées échangeur Contre-courant..... 48

Figure III-11 : Organigramme de calcul numérique..... 50

Figure IV-1 : Indépendance du maillage..... 53

Figure IV-2 : Convergence des résidus..... 54

Figure IV-3 : Validation numérique des résultats expérimentaux..... 55

Figure IV-4 : Contour de température Co-courant côté gauche. 57

Figure IV-5 : Contour de température Co-courant au milieu. 57

Figure IV-6 : Contour de température Co-courant côté droit..... 57

Figure IV-7 : Contour de température Contre-courant côté gauche. 58

Figure IV-8 : Contour de température Contre-courant au milieu. 59

Figure IV-9 : Contour de température Contre-courant côté droit..... 59

Figure IV-10 : Contour de pression Co-courant..... 60

Figure IV-11 : Contour de pression Contre-courant..... 61

Figure IV-12 : Contour de vitesse Co-courant. 62

Figure IV-13 : Contour de vitesse Contre-courant. 62

Figure IV-14 : Profil axial de température pour différentes φ du nano-fluide. 63

Figure IV-15 : Efficacité de l'échangeur en fonction de φ du nano-fluide..... 65

Figure IV-16 : Flux thermique en fonction de la φ du nano-fluide. 66

Liste des tableaux

Tableau II-1 : Combinaisons nanoparticules/fluides de base **[16]** 24

Tableau III-1 : Avantages et inconvénients de chaque type de turbulence. 40

Tableau III-2 : Dimensions de l'échangeur de chaleur. 45

Tableau IV-1 : Données pour le fluide chaud et froid 51

Tableau IV-2 : Propriétés thermophysiques de l'eau et de l'Alumine à 288 K 52

Tableau IV-3 : Propriétés thermophysiques du nano-fluide pour différentes φ..... 52

Tableau IV-4 : Comparaison entre calcul numérique et mesure expérimentale 56

Tableau IV-5 : Comparaison pour différents φ du nano-fluide entre entrée et sortie 64

Tableau IV-6 : Efficacité thermique ε pour différentes φ 65

Tableau IV-7 : Flux de chaleur absorbé par nanofluide en fonction de φ 66

Table des matières

Table des matières

Dédicaces **i**
Remerciements **iii**
Résumé **iv**
Abréviations **vi**
Nomenclature **vii**
Liste des figures **ix**
Liste des tableaux **xi**
Table des matières **xiii**
Introduction générale
Introduction générale **1**
Chapitre I: Généralités sur les échangeurs de chaleur
I.1 Introduction **3**
I.2 Échangeur de chaleur **3**
I.2.1 Définition 3
I.2.2 Principe de fonctionnement des échangeurs 3
I.3 Classification des échangeurs **4**
I.3.1 Type de contact 4
I.3.2 Type d'échange 4
I.3.3 Disposition des écoulements 5
I.3.4 Fonctionnalité 5
I.3.5 Nature du matériau de la paroi d'échange 5
I.3.6 Classement technologique 6
I.4 Différents types d'échangeurs **6**
I.4.1 Échangeurs tubulaires 6
I.4.2 Échangeur à spirales 8
I.4.3 Échangeur à plaques 9
I.4.4 Échangeur à ailettes 10
I.4.5 Échangeur à blocs 11
I.4.6 Échangeur lamellaire 12
I.5 Tubes **13**
I.5.1 Définition 13
I.5.2 Disposition des tubes 13
I.6 Chicanes **13**
I.7 Analyse thermique d'un échangeur coaxial **14**
I.7.1 Description 14

I.7.2 Utilisation de l'échangeur coaxial 15
I.7.3 Principe de fonctionnement général de l'échangeur coaxial 15
I.8 Formulation d'un problème de transfert de chaleur 18
I.8.1 Différents modes de transfert thermique [12] 18
I.8.2 Calcul sur les échangeurs [13] 19
I.8.3 Modélisation de l'écoulement des fluides [14] 20
I.9 Conclusion 22

Chapitre II : Rappelle sur les nano fluides

II.1 Introduction 23
II.2 Définition 23
II.3 Nanoparticules et les fluides porteurs 23
II.4 Types de nanoparticules 25
II.5 Fabrication et préparation des nano-fluides 26
II.6 Propriétés thermo-physiques des nano fluides 28
II.6.1 Masses volumiques 28
II.6.2 Conductivité thermique 28
II.6.3 Viscosité dynamique 29
II.6.4 Chaleurs spécifiques 30
II.7 Domaine d'applications des nano fluides 30
II.7.1 Refroidissement des systèmes thermiques 30
II.7.2 Refroidissement des systèmes électroniques 30
II.7.3 Refroidissement des systèmes nucléaires 31
II.7.4 Refroidissement des systèmes militaires 31
II.7.5 Biomédecine 31
II.7.6 D'autres applications 31
II.8 Avantages et inconvénients des nano fluides 32
II.8.1 Avantages de nano fluides 32
II.8.2 Inconvénients du nano fluides 32
II.9 Travaux antérieurs 32
II.10 Conclusion 33

***Chapitre III :* Simulation numérique**

III.1 Introduction 34
III.2 Simulation numérique sur ANSYS FLUENT 34
III.2.1 Description du problème 34
III.3 Code ANSYS FLUENT 34
III.3.1 Différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique 35
III.3.2 Description du solveur fluent 35

III.3.3 Méthodes numériques 36
III.4 Modélisation avec FLUENT 36
III.4.1 Modèle physique 37
III.4.2 Méthodes de résolution des équations 37
III.4.3 Conditions aux limites 38
III.5 Classification des modèles de turbulence 39
III.6 Maillage 40
III.6.1 Choix de méthode 41
III.6.2 Différents types de maillage 41
III.6.3 Technique générales de génération du maillage 42
III.6.4 Composants du maillage 43
III.6.5 Qualité d'un maillage 43
III.7 Création de la géométrie 43
III.7.1 Notice d'utilisation de Workbench 43
III.7.2 Définir la géométrie 44
III.7.3 Maillage utilisé 46
III.8 Simulation 48
III.8.1 Définition du modèle 48
III.8.2 Schémas de discrétisation 49
III.8.3 Conditions aux limites 49
III.8.4 Hypothèses de travail 49
III.8.5 Calcul 50
III.9 Conclusion 50

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1 Introduction 51
IV.2 Conditions opératoires et géométriques de l'échangeur 51
IV.3 Résultats de validation 53
IV.3.1 Effet du maillage 53
IV.3.2 Résolution du système d'équations par Fluent 54
IV.3.3 Validation du Modèle 55
IV.3.4 Distribution de la température en mode Co-Courant 56
IV.3.5 Distribution de la température en mode Contre-courant 58
IV.3.6 Champ de la pression 60
IV.3.7 Champ de la vitesse 61
IV.4 Analyse thermique d'un échangeur de chaleur à contre-courant cas de nanofluide (Al_2O_3+eau) 63
IV.4.1 Profil de température pour différentes φ du nano-fluide (Al_2O_3) 63

IV.4.2 Efficacité Thermique de l'échangeur de chaleur 64
IV.5 Conclusion **67**

Conclusion générale

Conclusion générale **68**

Bibliographie

Bibliographie **69**

Introduction générale

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur sont des équipements très utilisés dans les installations thermiques à usage industriel et domestique pour des considérations économiques, environnementales et fonctionnement durable. Toutefois, le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée est très important car le fait de disposer d'un échangeur bien adapté et bien dimensionné permet un gain d'énergie important.

Les échangeurs à fluides séparés plus précisément les échangeurs coaxiaux sont très employés du fait qu'ils sont faciles à fabriquer et relativement bon marché, de maintenance facile et surtout ils peuvent être utilisés dans des conditions de température et de pression élevées. Cependant, l'efficacité de ces échangeurs dépend largement des propriétés thermiques des fluides. Les fluides tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol sont fréquemment rencontrés dans les applications industrielles, mais leurs aptitudes d'absorber de la chaleur sont très limités du fait qu'ils sont caractérisés par une faible conductivité thermique. Pour y remédié, il est proposé d'augmenter la surface d'échange de l'échangeur. Cependant, cette possibilité entraine l'augmentation du prix de l'échangeur auquel s'ajoute l'encombrement des équipements qui serait inadéquat pour le bon fonctionnement de l'installation.

L'idée est alors de procéder à l'amélioration de la conductivité thermique du fluide caloporteur par l'ajout des particules solides de tailles nanométriques pour obtenir une solution homogène appelée nanofluide qui pourrait améliorer l'échange thermique entre les deux fluides. C'est pourquoi dans ce travail on s'est intéressé à étudier numériquement l'effet de la concentration des nanoparticules de Al_2O_3 dispersés dans l'eau de refroidissement sur le transfert thermique dans l'échangeur de chaleur.

Dans la première partie du travail on procède à la modélisation d'un échangeur de chaleur coaxiale pour le refroidissement de l'eau chaude par l'eau froide en mode d'écoulement co-courant et contre-courant en régime turbulent au moyen du logiciel ANSYS Fluent. La maîtrise de ce modèle nous permet alors dans la seconde partie de l'adapter pour le cas d'un nanofluide en adoptant l'approche monophasique.

Ce Mémoire est reparti en quatre chapitres, organisé de la manière suivante :

Dans le premier chapitre, nous avons présenté des généralités sur les échangeurs de chaleur ainsi que leurs critères de classification. Dans cette partie, on présente aussi l'aspect thermique d'un échangeur coaxial ainsi que les différentes corrélations utilisées dans la littérature pour le calcul thermique.

Le deuxième chapitre expose les différents types de nanoparticules utilisées dans la préparation des nano fluides ainsi que les différentes corrélations permettant de calculé les propriétés thermiques (chaleur massique et conductivité thermique) et rhéologiques (masse volumique et viscosité dynamique). Des travaux antérieurs importants pour notre étude seront présentés à la fin de ce chapitre.

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté les étapes de notre simulation numérique par le code de calcul Fluent, ainsi qu'une petite présentation du logiciel utilisé pour la création de la géométrie et le maillage.

Dans le dernier chapitre, on expose en premier lieu la validation du modèle développé de l'échangeur de chaleur eau-eau (sans nanoparticules) pour les deux sens d'écoulement, courant parallèle et contre-courant, en régime turbulent. Par la suite, les résultats obtenus dans le cas du refroidissement par un nanofluide à base de Al_2O_3-eau (dispersion des nanoparticules dans l'eau de refroidissement) circulant dans l'espace annulaire de l'échangeur sont présentés et interprétés.

On termine avec une conclusion générale sur le travail effectué ainsi que quelques perspectives à envisager pour la continuation de l'investigation.

Chapitre I :

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Chapitre I: Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, on présente les différents types des échangeurs de chaleur et leurs classifications. Nous nous sommes intéressées plus particulièrement aux échangeurs à fluides séparés, précisément l'échangeur Coaxial (double tubes) qui fait partie de la famille des échangeurs tubulaire qui sont les plus répandus dans les unités de transformation des industries chimiques et pétrochimiques.

Les lois fondamentales qui permettent d'effectuer un calcul thermique sur les échangeurs sont présentées dans cette partie. De plus, les équations de la convection qui gouvernent le phénomène d'échanges thermiques sont aussi exposées à la fin de ce chapitre.

I.2 Échangeur de chaleur

I.2.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. En les séparant par une paroi bien adaptée, il assure l'échange thermique du fluide chaud vers le fluide froid tout en gardant à chaque fluide ces caractéristiques physico-chimiques inchangées (pression, concentration en élément chimique…etc.), hormis bien sûr la température et l'état physique.

Les fluides chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs ; or, un fluide a l'état liquidé qui est utilisé sans changement de phase lors du transfert d'une quantité de chaleur générée par des moyens etrangers.il est caractérisé par sa chaleur massique Cp. Étant donné que la puissance d'échange thermique Q est proportionnelle à la chaleur massique **[1]**.

I.2.2 Principe de fonctionnement des échangeurs

Dans un échangeur de chaleur, les flux des fluides entrant et sortant sont séparés par une barrière solide (une paroi de conduit, par exemple).

S'il y a une différence de température entre les deux fluides, la chaleur du fluide le plus chaud est transférée au fluide plus frais au travers de la barrière **[2]**.

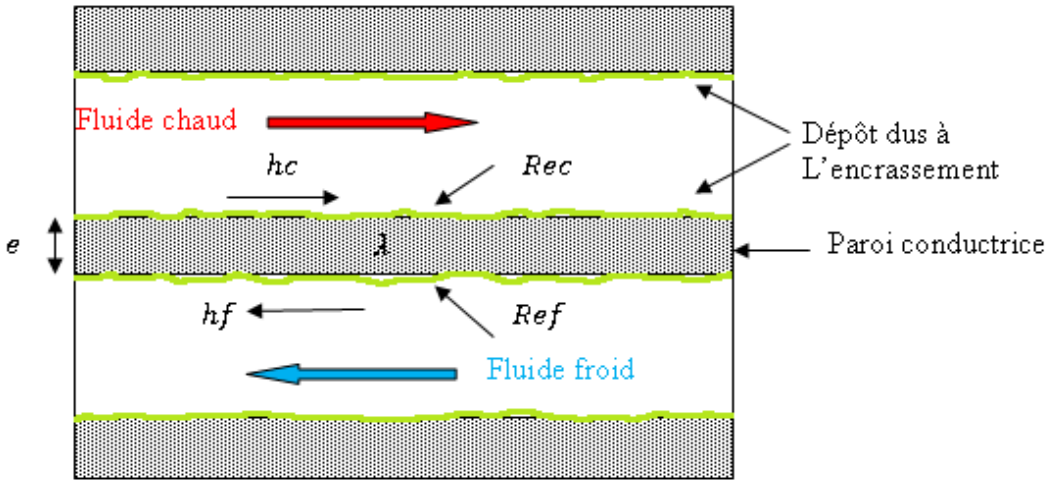


Figure I-1 : Schéma de principe d'un échangeur de chaleur.

I.3 Classification des échangeurs

I.3.1 Type de contact

a) Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

b) Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

I.3.2 Type d'échange

a) Échangeur sans changement de phase :

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

b) Échangeur avec changement de phase:

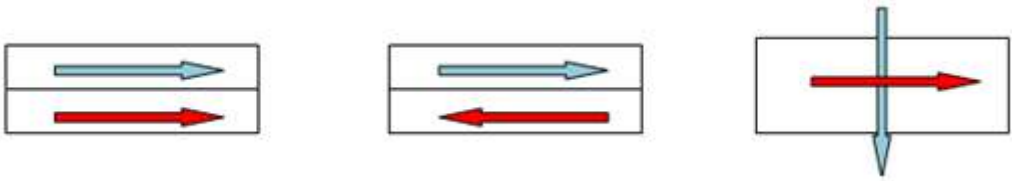
Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

I.3.3 Disposition des écoulements

Dans la figure I-2 on représente les circulations des fluides les plus souvent rencontrées.

a) Echangeur Co-Courant.
b) Echangeur Contre - Courant.
c) Echangeur à Courant Croisé.



(a) (b) (c)

Figure I-2 : Mode de circulation des fluides dans l'échangeur [(a) échangeur Co-Courant, (b) échangeur Contre-Courant, (c) échangeur Courant-Croisé].

I.3.4 Fonctionnalité

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

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

I.3.5 Nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

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

I.3.6 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

I.4 Différents types d'échangeurs

Il existe différents types d'échangeurs selon les objectifs recherchés, parmi ces échangeurs :

I.4.1 Échangeurs tubulaires

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

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

- Échangeur monotube (a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin.
- Échangeur coaxial (b), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- Échangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :
  - Échangeur à tubes séparés (c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.
  - Échangeur à tubes rapprochés (d) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.
  - Échangeur à tubes ailettes (e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

- Échangeur à tubes et calandre (f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu. Il est constitué d'un faisceau de tubes disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre.

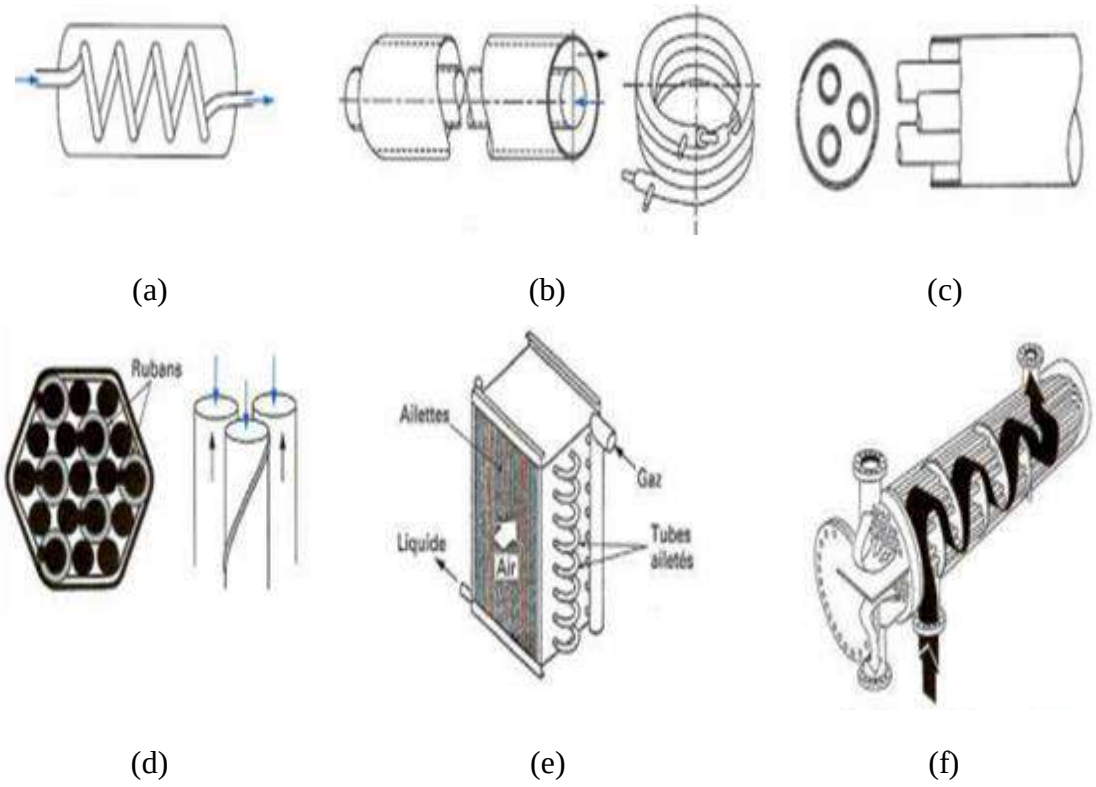


Figure I-3 : Différents types d'échangeurs tubulaires [(a) échangeur monotube en serpentin, (b) échangeur coaxial cintré, (c) échangeur a tubes séparés, (d) échangeur a tubes rapprochés, (e) batterie à ailettes, (f) échangeur a tubes et calandre]. **[3]**

Un échangeur tubulaire peut être en U, horizontale, vertical (comme le montre la figure I-4.

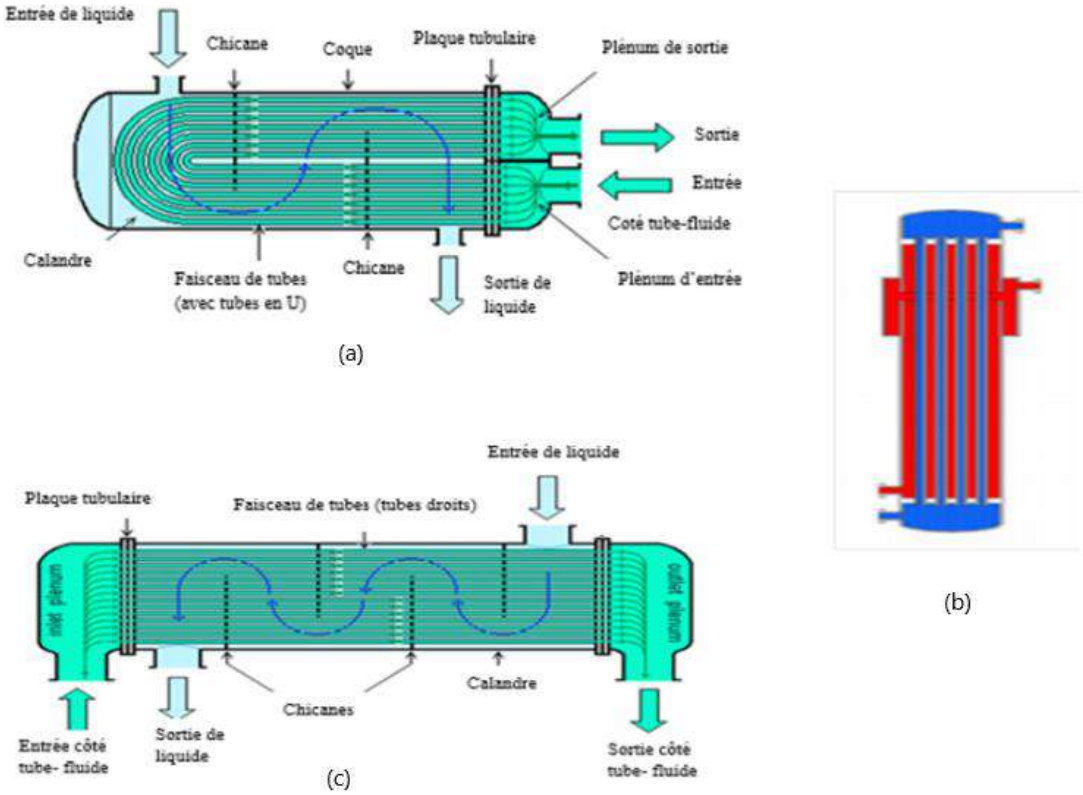


Figure I-4 : Echangeur tube et calandre (disposition des tubes), [(a) échangeur de chaleur a tubes en U, (b) échangeur tubulaire vertical, (c) échangeur tubulaire horizontale (un seul passage)]**. [4]**

I.4.2 Échangeur à spirales

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m^2 pour un diamètre de 3 m^2, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts.

L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire.

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité auto-nettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de température et de pression limitées **[4]**.

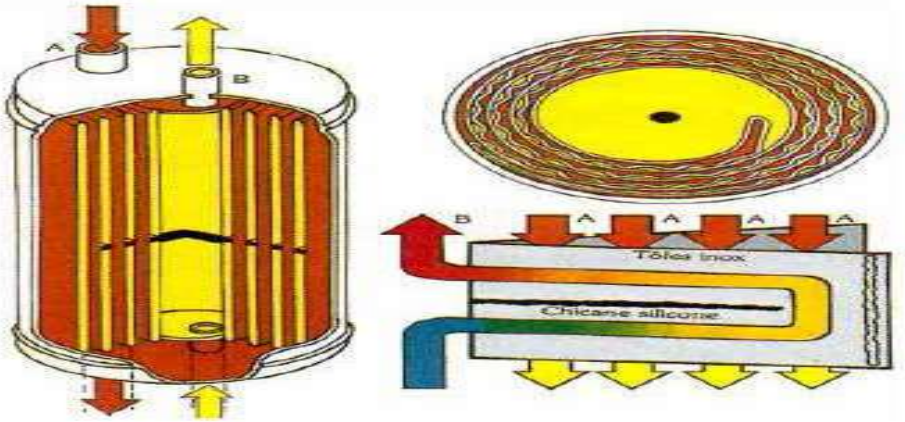


Figure I-5 : Schéma d'un échangeur à spirales **[4]**.

I.4.3 Échangeur à plaques

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

Les plaques ne sont pas plates mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un transfert de chaleur plus performant et de répartir les fluides sur toute la surface d'échange. Plus il y a de plaques, plus la surface d'échange est grande et plus l'échangeur est efficace.

L'avantage de ce type d'échangeur est sa simplicité qui en fait un échangeur peu coûteux, peu encombrant et facilement adaptable par ajout/retrait de plaques afin d'augmenter/réduire la surface d'échange en fonction des besoins. La surface en contact avec l'extérieur est réduite au minimum, ce qui permet de limiter les pertes thermiques ; l'étroitesse de l'espace où circulent les fluides ainsi que le profil des plaques assurent un flux turbulent permettant un excellent transfert de chaleur mais au prix de pertes de charge importantes.

Cette perte de charge ne peut être compensée par une pression d'entrée des fluides élevée (qui ne peut dépasser 2,5 MPa) car une trop grande pression pourrait causer des fuites au travers des joints voire l'écrasement des plaques. De plus, la différence de température entre les deux fluides ne doit pas être trop grande pour

éviter une déformation des plaques par dilatation/contraction qui empêcherait les joints entre les plaques d'être en permanence parfaitement étanches **[4]**.

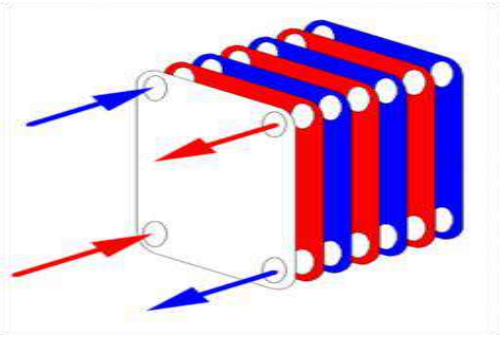


Figure I-6 : Schéma d'un échangeur à plaques **[4]**.

I.4.4 Échangeur à ailettes

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air **[4].**

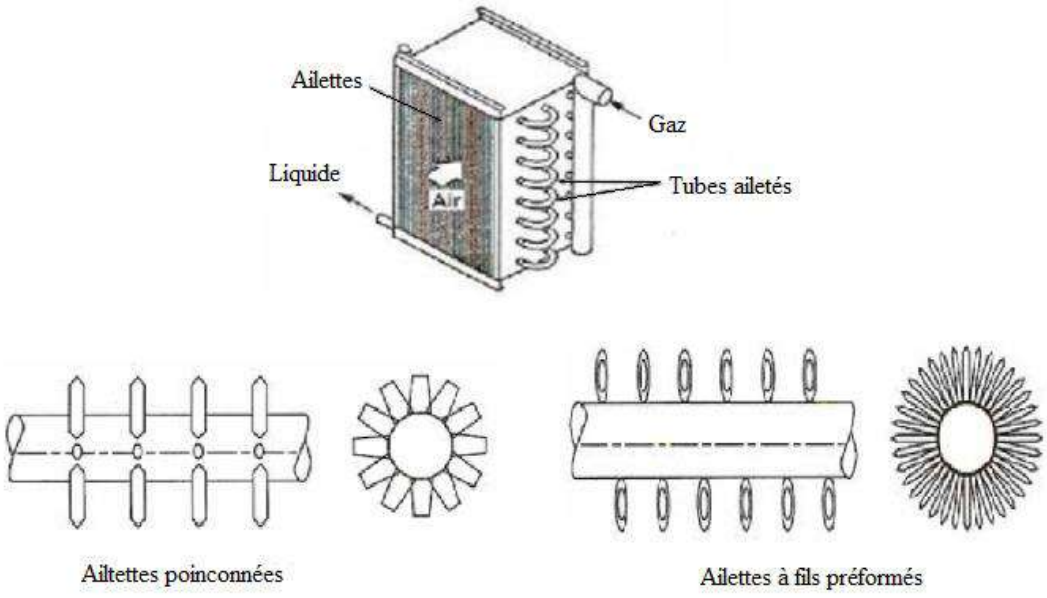


Figure I-7 : Schéma d'un échangeur à ailettes **[5]**.

I.4.5 Échangeur à blocs

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les deux fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.

Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre. L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites.

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert **[4]**.



Figure I-8 : Schéma d'un échangeur à Blocs simple **[4]**.



Figure I-9 : Schéma d'un échangeur à Blocs complexe **[4]**.

I.4.6 Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides.

Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique. Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bars en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation.

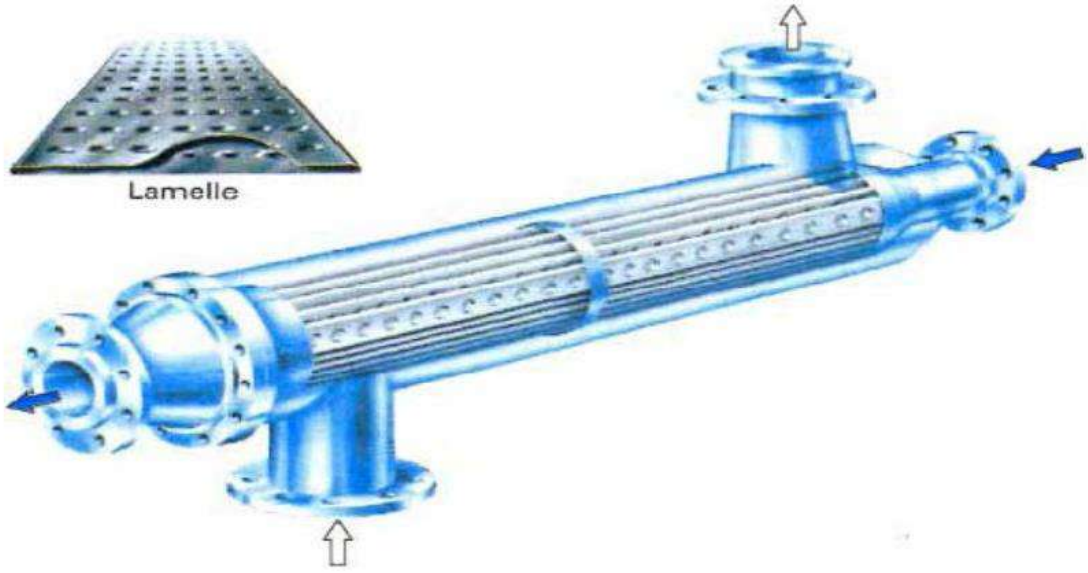


Figure I-10 : Schéma d'un échangeur lamellaire **[3]**.

I.5 Tubes

I.5.1 Définition

Ce sont généralement des tubes normalisés, souvent de grande longueur (jusqu'à 6 mètres) et de faible diamètre afin d'optimiser le rapport surface/volume, ils doivent être supportés entre les plaques tubulaire pour éviter leur fléchissement et pouvoir accepter les variations de températures imposées mais aussi pouvoir se dilater sans contrainte mécanique excessive.

Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis ; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, les cupronickels.

I.5.2 Disposition des tubes

Il y a quatre dispositions des tubes, comme indiqué dans la figure :

- (a)-Triangulaire (30°).
- (b)-Triangle équilatérale (60°).
- (c)-Carré droit (90°).
- (d)-Carré rotatif (45°).

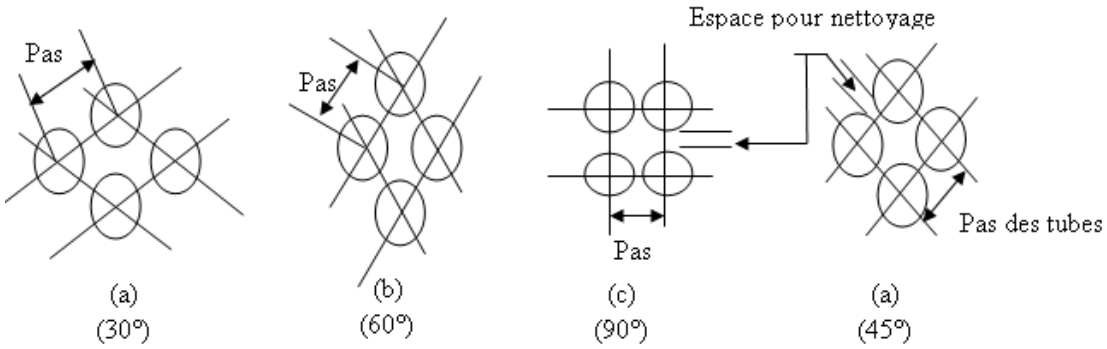


Figure I-11 : Dispositions des tubes **[6]**.

I.6 Chicanes

Une chicane dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre permet de tenir les tubes en position à la fois dans la production et l'exploitation, mais aussi de prévenir les effets de vibrations qui sont augmentées par la vitesse du fluide et la longueur de l'échangeur.

La mise en œuvre des chicanes est décidée sur la base de leur taille, leur coût et leur capacité à apporter un soutien aux faisceaux de tubes.

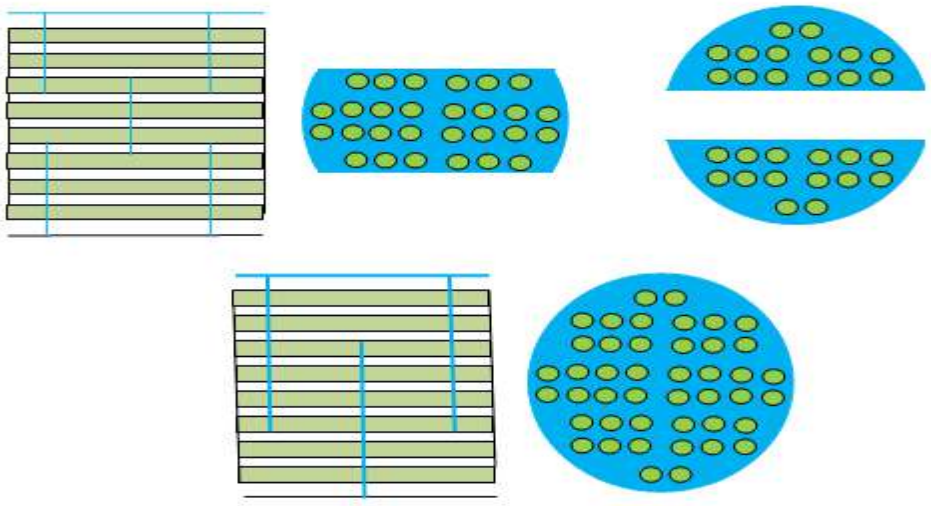


Figure I-12 : Différents types de chicanes **[7]**.

I.7 Analyse thermique d'un échangeur coaxial

I.7.1 Description

Les échangeurs tubulaires coaxiaux (double tubes concentriques) consistent généralement en deux tuyaux concentriques dont le tuyau interne. Un fluide circule dans le tuyau intérieur et l'autre fluide dans l'espace entre les deux tuyaux dans la direction contraire pour une plus haute performance par unité de surface de contact. C'est probablement le plus simple des échangeurs envisageables.

La distribution des écoulements est simple et le nettoyage peut facilement être fait en désassemblant l'échangeur. C'est également un excellent échangeur si un ou les deux fluides sont à haute pression, car le coût des tuyaux est beaucoup moindre qu'un réservoir ayant un grand diamètre **[8]**.



Figure I-13 : Echangeur coaxial **[9]**.

I.7.2 Utilisation de l'échangeur coaxial

Un des modèles les plus simples d'échangeur que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux, l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens ou en sens contraire. Il est difficile d'obtenir des surfaces d'échange importantes avec cette configuration, même en soudant les tubes, sans aboutir à des appareils très encombrants **[10].**

Ces échangeurs sont généralement utilisés pour des petites applications ayant une surface d'échange de chaleur moins de 50 m^2, car leur coût par unité de surface est élevé**.**

Avantages

- ☑ Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien.
- ☑ Ils peuvent fonctionner en contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements.
- ☑ Fiable et simple.
- ☑ Très bon coefficient de transmission thermique.

Inconvénients

- Puissance limitée.
- Risque de « claquement » si le diamètre du trou est petit (d<50 mm) et si la longueur est grande.
- Risque de fuites aux raccords.
- Flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- Surface d'échange faible.
- Cet échangeur convient aux produits sales, pour des débits faibles, des températures et des pressions élevées pour les liquides visqueux.

I.7.3 Principe de fonctionnement général de l'échangeur coaxial

Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil. Le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique.

Dans notre cas on utilise un échangeur tubulaire coaxial. Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes.

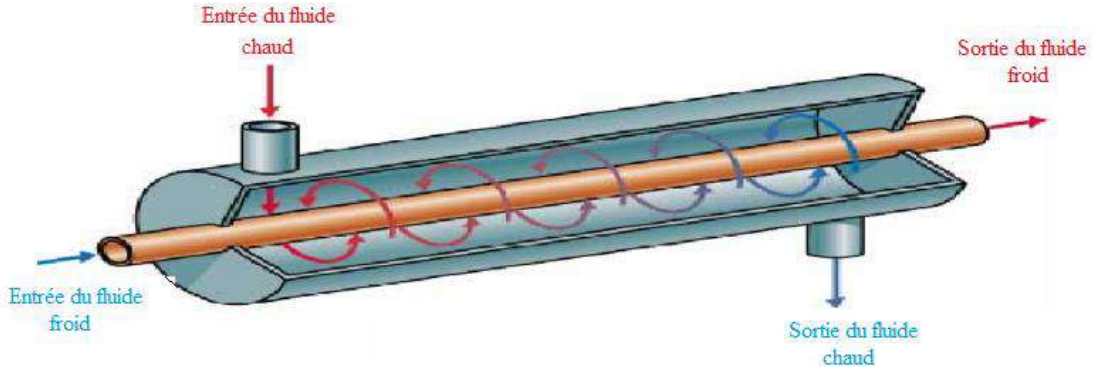


Figure I-14 : Échangeur coaxial Co-courant en 3D **[9]**.

On distingue deux types de fonctionnement à savoir ; les 2 fluides circulent dans le même sens (Co-courant) ou en sens contraire (contre-courant).

Dans le premier cas, on parle de configuration en Co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans cette configuration l'eau chaude et l'eau froide circulant dans la même direction.

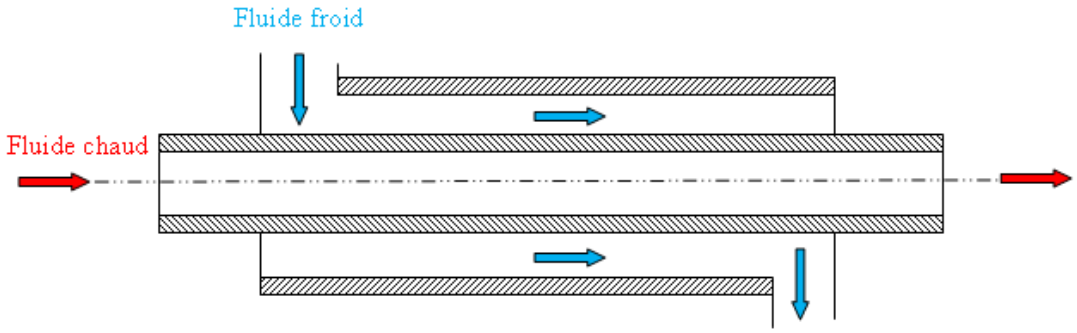


Figure I-15 : Échangeur coaxial Co-courant en 2D **[9]**.

Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée. **[11]**

Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée.

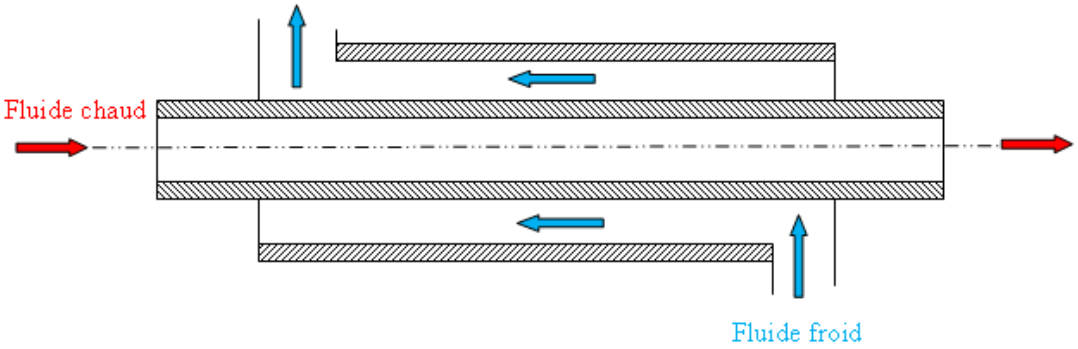


Figure I-16 : Échangeur coaxial configuration Contre-courant en 2D **[9]**.

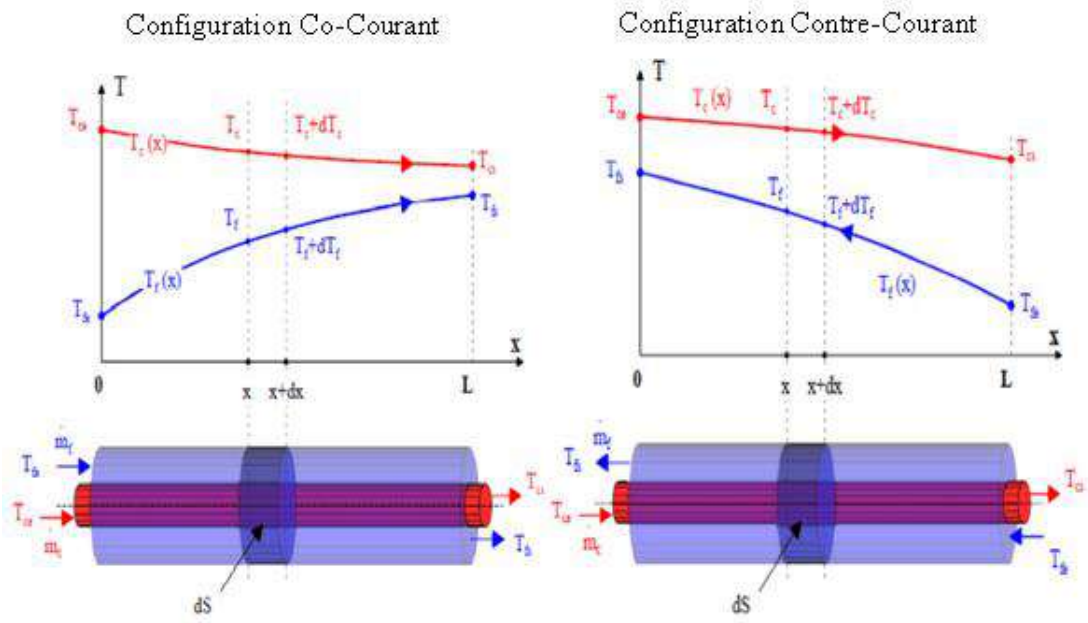


Figure I-17 : Evaluation de température dans un échangeur coaxial **[9]**.

I.8 Formulation d'un problème de transfert de chaleur

I.8.1 Différents modes de transfert thermique [12]

Il existe trois modes de transfert, la conduction, la convection et le rayonnement. Dans un échangeur de chaleur, les deux modes utilisés sont le transfert par conduction et par convection.

La conduction : Le transfert par conduction est un échange d'énergie se réalisant sans déplacement de matière. Dans le cas simple d'une paroi d'un solide d'épaisseur *e* et d'une surface *S*, présentant une différence de température homogène $T_1 - T_2$, le flux thermique dépend de la conductivité thermique λ du matériau :

$$Q = \lambda . S\left(\frac{T_1 - T_2}{e}\right) = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{th,Cnd}} \quad \text{(I-1)}$$

La convection : Le transfert thermique par convection est dû au déplacement de molécules qui induit un déplacement macroscopique de l'énergie thermique, il se produit dans les fluides (liquides ou gaz) et à l'interface entre un solide et un fluide. On peut distinguer deux types de convection :

- La convection naturelle (ou libre) est due à la différence de masse volumique entre les particules composant le fluide. Les particules des zones chaudes, de masse volumique plus faible, montent et laissent leur place à des particules plus froides ; elles cèdent une partie de l'énergie thermique et leur température diminue, ce qui les pousse à rejoindre une partie plus chaude.
- La convection forcée est due à la mise en mouvement du fluide par une action extérieure comme l'effet d'un ventilateur. Le mouvement accélère le transfert thermique.

Dans le cas le plus simple d'une paroi d'un solide de surface *S* et de température homogène T_s en contact avec un fluide à la température T_f à grande distance de la paroi, le flux thermique ainsi que la densité du flux dépendent du coefficient de convection thermique *h* du matériau :

$$Q = h . S(T_s - T_f) = \frac{(T_s - T_f)}{R_{th.Cnv}} \quad \text{(I-2)}$$

Autrement dit la densité du flux :

$$q = h(T_s - T_f) \quad \text{(I-3)}$$

I.8.2 Calcul sur les échangeurs [13]

Équations fondamentales

Le bilan thermique global de l'appareil est le suivant :

$$Q = \dot{m}C_p(t_2 - t_1) \quad \text{(I-4)}$$

D'autre part, on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil. La formulation est la même, que l'échangeur soit à courant parallèle ou à contre-courant.

La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{DTLM} \quad \text{(I-5)}$$

Pour un appareil donné dont la surface A est une caractéristique géométrique calculable, les valeurs des termes U et ΔT_{DTLM}sont en fonction de la disposition interne des tubes, du nombre de passe et des caractéristiques de l'écoulement des fluides. La seconde restriction réside dans la validité de la relation précédente établie pour le cas des échangeurs tubulaire simple à Co courant et contre-courant. En pratique, dans le cas d'échangeur moins simple que l'échangeur à double tube, la littérature (TEMA) notamment fournit une expression du flux thermique corrigée au moyen d'un facteur de correction F issu d'abaques. Il est en fonction de deux paramètres P et R qui caractérise l'échangeur étudié.

L'expression du flux se met ainsi sous une forme générale :

$$Q = F \times U \times A \times \Delta T_{DTLM} \quad \text{(I-6)}$$

Coefficient d'échange global U

Le coefficient d'échange globale qui est nécessaire de connaitre et dont la détermination se fait par le calcul de deux coefficients d'échange par convection hc et hf respectivement du coté fluide chaud et froid.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} \quad \text{(I-7)}$$

Le coefficient d'échange par convection h peut être calculé par les équations de Navier Stokes ou par les corrélations empiriques.

I.8.3 Modélisation de l'écoulement des fluides [14]

Tous les problèmes de CFD sont basés sur les lois fondamentales de la mécanique des fluides qui sont :

Équation de Navier-stokes

On considère l'écoulement de deux fluides incompressibles newtoniens, la dynamique de ces derniers est déterminée par les équations de Navier-Stokes. En coordonnées cartésiennes :

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \tag{I-8}$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2}\right) + f_x \tag{I-9}$$

$$\frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2}\right) + f_y \tag{I-10}$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2}\right) + f_z \tag{I-11}$$

La résolution d'un tel système d'équations est pratiquement impossible ; c'est pour cela que lors de l'étude d'un phénomène quelconque d'écoulement de fluides, il est nécessaire de mettre en œuvre quelque hypothèses simplificatrices afin d'arriver à des équations éligibles a une solution.

Equation de continuité (ou équation de bilan massique)

En mécanique des fluides, le principe de conservation de la masse peut être décrit par l'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \tag{I-12}$$

Pour les fluides incompressibles :

$$\rho = cst \quad \rightarrow \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \tag{I-13}$$

Equation d'énergie

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou de la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en terme de température.

L'équation d'énergie pour un fluide incompressible peut être décrite par :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(V_x T) + \frac{\partial}{\partial y}(V_y T) + \frac{\partial}{\partial z}(V_z T)\right] = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) + Q_v \qquad \text{(I-14)}$$

Equation de quantité de mouvement

En mécanique des fluides, l'équation de bilan de quantité de mouvement découle du principe fondamental de la dynamique appliqué à un fluide. Avec l'équation de conservation de la masse et l'équation de la chaleur, elle fait partie des équations de Navier-Stokes.

De façon générale, le bilan de la quantité de mouvement s'exprime sous la forme :

$$\frac{\partial(\rho.\vec{V})}{\partial t} + \vec{\nabla}.\left(\rho \vec{V}\vec{V}\right) = -\vec{\nabla}P + \vec{\nabla}.\bar{\bar{\tau}} + \rho\vec{g} \qquad \text{(I-15)}$$

Dans le cas d'un fluide parfait, incompressible, cette équation devient :

$$\frac{\partial(\rho.\vec{V})}{\partial t} + \vec{\nabla}.\left(\rho \vec{V}\vec{V}\right) = -\vec{\nabla}P + \rho\vec{g} \qquad \text{(I-16)}$$

En coordonnées cartésiennes (détaillées) :

$$\rho\left(\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x\frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y\frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z\frac{\partial V_x}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x \qquad \text{(I-17)}$$

$$\rho\left(\frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x\frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y\frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z\frac{\partial V_y}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \qquad \text{(I-18)}$$

$$\rho\left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x\frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y\frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z\frac{\partial V_z}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z \qquad \text{(I-19)}$$

I.9 Conclusion

Nous avons présenté dans ce premier chapitre quelques généralités sur les échangeurs de chaleur. Nous avons aussi exposé les deux approches analytique et numérique pour quantifier le flux de chaleur échangé et en déduire ainsi l'efficacité thermique de l'échangeur.

Chapitre II :

Rappel sur les nano fluides

Chapitre II : Rappel sur les nano fluides

II.1 Introduction

Durant ces dernières années, plusieurs procédés énergétiques ont été développés pour améliorer les propriétés thermiques des fluides caloporteurs. L'idée est de disperser au sein de ces fluides (fluide de base) des particules solides de taille nanométrique caractérisées par des propriétés thermiques excellentes. Cette nouvelle génération de fluides porte le nom de "Nanofluides".

II.2 Définition

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.

II.3 Nanoparticules et fluides porteurs

Une 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 **[15].**

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

- L'oxyde d'aluminium, Al_2O_3.
- Aluminium, Al.
- Le cuivre, Cu.
- L'oxyde de cuivre, CuO.
- L'or, Au.
- L'argent, Ag.
- Les nanotubes de carbone.
- Le silicone, Si.
- Le dioxyde de titane, TiO_2.

Les liquides de base les plus utilisés sont :

- L'eau.
- L'éthylène-glycol, EG.
- Les huiles.
- Le Toluène.

Tableau II-1 : Combinaisons nanoparticules/fluides de base **[16]**

	Acétone	Eau	Éthylène/glycol	Huile	Toluène	Décène	éthanol
Ag		×		×			
AIN							×
Au		×			×		
$Al_{70}Cu_{30}$			×				
Al_2O_3		×	×	×			
Bi_2Te_3							
C(diamant)		×					
C(graphite)		×		×			
C(NTC)		×		×		×	
C(fulleréne)				×	×		
Cu	×	×	×	×			
CuO		×	×				
Fe			×				
SiC		×					
SiO_2		×	×				
TiO_2		×	×				
WO_3			×				
ZrO_2		×					

II.4 Types de nanoparticules

La production de nouveaux nanomatériaux (nanoparticules) constitue un champ de recherche en pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment utilisées dans les applications liées aux transferts thermiques sont ici brièvement mentionnées.

D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories (figure II-1) :

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 (l'aluminium Al, cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag…) ou d'oxydes (oxyde d'aluminium Al_2O_3, oxyde de cuivre CuO, oxyde de titane TiO_2…).

Les nanotubes : (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titaneTiO_2, Nanotube de silicium).

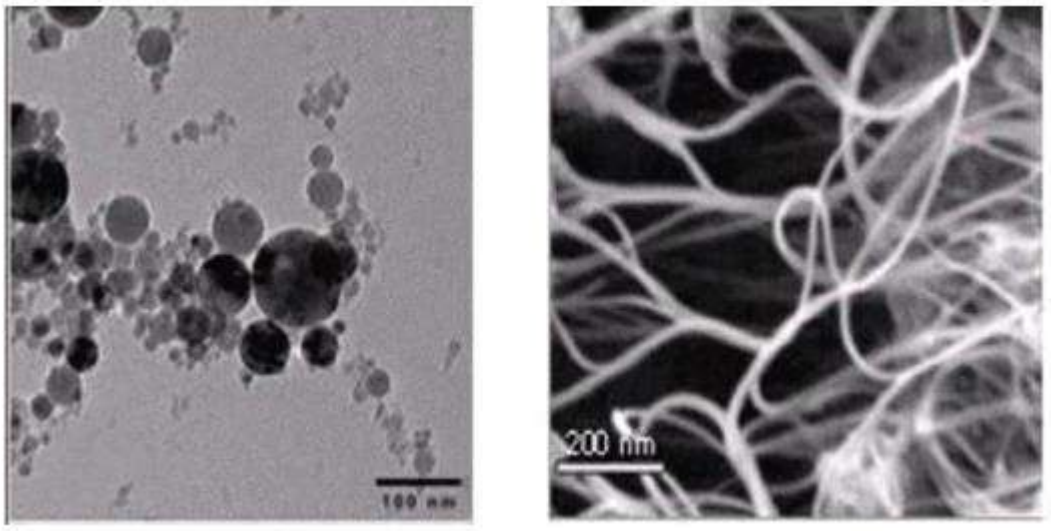


Figure II-1 : Nanoparticules sphériques, Nanotubes de carbone **[16].**

II.5 Fabrication et préparation des nano-fluides

Le point délicat est la fabrication de petits morceaux de matière plus ou moins bien calibrés. Inutile d'essayer d'en faire chez soi en ponçant un bout de cuivre pour en faire de la poussière par exemple. Ça ne fera que des particules de taille micrométrique au mieux, qui encrasseront le circuit. Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

- Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- Les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

En général, les nanoparticules utilisées pour la synthèse de nano fluides sont à base d'oxydes, de nitrures, de carbures, de métaux purs ou d'alliages, de nanotubes de carbone (NTC). On trouve également des particules composites pouvant utiliser des polymères.

Il y a deux méthodes principales pour obtenir un nano-fluide :

- **Méthode en une seule étape :** consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base moins industrielle, elle n'est utilisable que pour certains nano fluides mais permet d'éviter l'agglomération et l'oxydation des nanoparticules. Un exemple de procédé consiste à condenser sous forme de nanoparticules une vapeur métallique dans un réacteur sur un film de liquide à basse tension de vapeur (figure II-2).
- **Méthode en deux étapes :** consiste à produire dans un premier temps les nanoparticules, puis à les disperser dans le fluide de base. Pour permettre une bonne dispersion, une forte action mécanique à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrasons est souvent nécessaire afin de briser les agglomérats. En outre, pour éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules en adaptant le pH. On peut également utiliser les forces de répulsions stériques à l'aide de molécules adsorbées ou greffées sur la surface.

Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients et certains ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé. Les principaux moyens peuvent être :

- ✓ La mécano-synthèse (broyage à haute énergie).
- ✓ La précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple).
- ✓ Les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD).
- ✓ Les dépôts chimiques en phase vapeur assistés par plasma (PECVD).
- ✓ La condensation de vapeurs par détente brutale dans des tuyères supersoniques.
- ✓ La pulvérisation cathodique radiofréquence.
- ✓ La sublimation par ablation laser (vaporisation d'un échantillon par impulsion laser).
- ✓ La pyrolyse laser (interaction entre un faisceau laser continu et un flux de réactifs).
- ✓ La désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles (comme pour un usinage par électroérosion) **[16].**

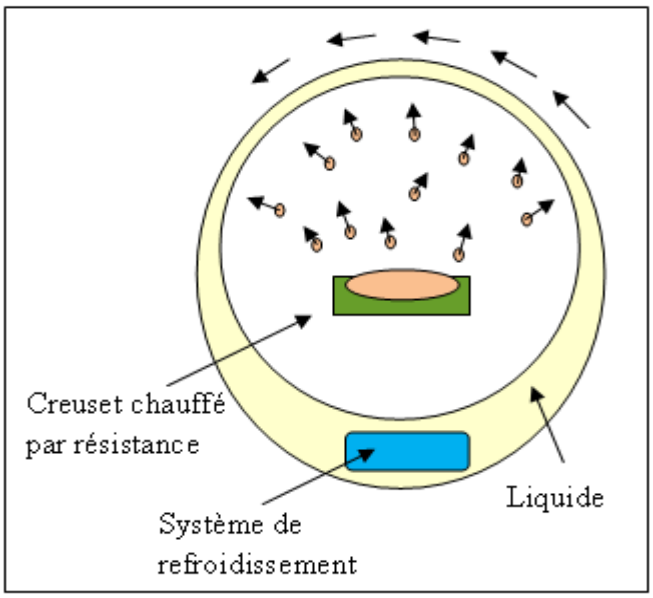


Figure II-2 : Procédé de synthèse de nano-fluide en une seule étape.

II.6 Propriétés thermo-physiques des nano fluides

L'introduction des nanoparticules dans un fluide modifie ses propriétés physiques (masse volumique, chaleur spécifique, conductivité thermique, viscosité dynamique, etc.). On supposera que les nanoparticules dans le fluide de base peuvent être facilement fluidisées et par conséquent, le modèle à une seule phase, où la phase fluide et les nanoparticules sont en état d'équilibre thermodynamique et se déplacent à la même vitesse locale, est adopté. Les propriétés thermo-physiques du fluide dépendent de la concentration, de la température et de volume des nanoparticules**[17].**

II.6.1 Masses volumiques

Nous revenons à la définition de la masse volumique de mélange.

$$\rho = \left(\frac{m}{v}\right)_n = \frac{m_f + m_s}{v_f + v_s} = \frac{\rho_f v_f + \rho_s v_s}{v_f + v_s} \quad \text{(II-1)}$$

Or la fraction volumique des nanoparticules, noté φ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide +solide).

$$\varphi = \frac{\text{volume solide}}{\text{volume totale d'un nanofluide}} = \frac{v_s}{v_s v_f} \quad \text{(II-2)}$$

On en déduit alors la masse volumique du nano-fluide pour une température donnée qui s'écrit :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad \text{(II-3)}$$

II.6.2 Conductivité thermique

De nombreux travaux traitant l'augmentation de la conductivité thermique peuvent être trouvés dans la littérature. Nous retenons dans la suite de ce travail les différents modèles **[17]** :

Modèle de Maxwell (1873)

Maxwell **[18]** a été l'un des premiers qui a étudié analytiquement la conduction thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension en ignorant les effets d'interaction entre ces particules. L'équation qui en résulte est :

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)\varphi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)\varphi} \quad \text{(II-4)}$$

Modèle de Hamilton – Crosser (1962)

Le modèle de Hamilton **[19]** est une extension du modèle de Maxwell. Il concerne les particules de forme quelconque. Il prend en compte la non-sphéricité des particules.

La conductivité thermique est donnée par l'expression suivante.

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_s+(n-1)\lambda_f-(n-1)(\lambda_f-\lambda_s)\varphi}{\lambda_s+(n-1)\lambda_f+(\lambda_f-\lambda_s)\varphi} \quad \text{(II-5)}$$

Où n : facteur de forme empirique donné par $n = \frac{3}{\psi}$ (n=3 pour les particules sphériques) où ψ est la sphéricité définie comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule et φ la concentration volumique des nanoparticules dans le fluide.

II.6.3 Viscosité dynamique

Pour les suspensions constituées de nanoparticules sphériques, on dispose de différents modèles et de formules semi- empiriques variés décrivant l'évolution de la viscosité des nano fluides en fonction de la fraction volumique.

-Modèle d'Einstein (1906)

Einstein **[20]** a étudié la viscosité dynamique d'un nano fluide pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines, sphériques. L'expression qui caractérise ce modèle est la suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \quad \text{(II-6)}$$

Cette relation n'est valable que pour $\varphi < 0.03$

-Modèle de Brinkman (1952)

Pour le modèle de Brinkman **[21]** la viscosité dynamique est définie par l'expression suivante :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad \text{(II-7)}$$

On remarque que pour les faibles fractions volumiques, la relation de Brinkman conduit exactement à celle d'Einstein.

Ce n'est pas d'ailleurs les seules, on trouve de nombreuses autres corrélations approximant de façon satisfaisante la viscosité du nano fluide dans certaines gammes de variation de la concentration volumique. Pack et Cho **[22]** ont obtenu une corrélation spécifique pour le nano fluide (eau+Al_2O_3).

$$\mu_{nt} = \mu_f(1 + 39.11\varphi + 533.9\varphi^2) \quad \text{(II-8)}$$

II.6.4 Chaleurs spécifiques

La chaleur spécifique d'un nano fluide est donnée par deux formules où la première est estimée par Pack et Cho **[23]** comme suit.

$$(c_p)_{nf} = (1-\varphi)(c_p)_f + \varphi(c_p)_s \quad \text{(II-9)}$$

Et la deuxième est estimée par Xuan et Roetzel **[25]** comme suit.

$$(\rho c_p)_{nf} = (1-\varphi)(\rho c_p)_f + \varphi(\rho c_p)_s \quad \text{(II-10)}$$

II.7 Domaines d'applications des nano fluides

Les nano fluides peuvent être employées pour améliorer le transport de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette section, quelque exemples d'application seront présentés tel que le transport, la micro-électronique, le nucléaire et la biomédicale **[17].**

II.7.1 Refroidissement des systèmes thermiques

Le mélange d'éthylène-glycol et d'eau, est utilisé comme liquide de refroidissement dans les moteurs des véhicules. L'addition des nanoparticules dans ces liquides améliore le taux de refroidissement.

II.7.2 Refroidissement des systèmes électroniques

Dans les circuits intégrés, les nano fluides ont été considérés comme fluide de refroidissement. Un nano fluide à base d'eau est empli pour refroidir une unité centrale de traitement dans un microordinateur.

II.7.3 Refroidissement des systèmes nucléaires

L'institut de technologie da Massachusetts a réservé un centre interdisciplinaire uniquement pour les nouvelles nanotechnologies (nano fluide) dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Actuellement, ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des nano fluides sur la sureté neutronique, et la performance économique des systèmes nucléaires.

II.7.4 Refroidissement des systèmes militaires

Les exemples des applications militaires incluent le refroidissement de l'électronique de puissance et les armes d'énergie dirigée. Ces derniers impliquent des densités de flux thermiques très élevés ($q>500$ à $1000\ W/cm^2$). Où les nano fluides ont montrés leur efficacité pour refroidir ces systèmes, et aussi les autres systèmes militaires, y compris les véhicules militaires, les sous-marins, et les diodes lasers à haute puissance.

II.7.5 Biomédecine

Les nano fluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédicale. Par exemple, pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles de traitement de cancer, les nanoparticules à base de fer ont été employées comme transporteur des drogues. Aussi pour une chirurgie plus sûre en produisant le refroidissement efficace autour de région chirurgicale **[17].**

II.7.6 D'autres applications

Il y a des situations nombreuses ou l'augmentation de l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité, la quantité, et au coût d'un produit d'un processus. Par exemple, dans l'industrie de l'énergie renouvelable, les nano fluides sont utilisés pour augmenter le transfert de chaleur à partir des capteurs solaires aux réservoirs de stockage et pour augmenter la densité d'énergie. Les liquides réfrigérants de nano fluide ont une application potentielle dans la majorité des industries de transformation, tels que les matériaux, la production chimique, la nourriture, la boisson, le pétrole et le gaz **[17].**

II.8 Avantages et inconvénients des nano fluides

II.8.1 Avantages des nano fluides

- ✓ Grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- ✓ Haute dispersion et stabilité avec prédominant mouvement brownien des particules.
- ✓ 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 **[16].**

II.8.2 Inconvénients des nano fluides

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

II.9 Travaux antérieurs

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

B.Raei et al **[25]** se sont intéressés au transfert thermique dans un échangeur coaxial à double tube en mesurant le coefficient globale de transfert de chaleur et le facteur de friction du nanofluide utilisé dans de l'eau distillé (Al_2O_3) avec variation de débits de 7 à 9 (l/min), de concentration et de température à savoir 45, 55 et 65 (°C) en régime turbulent. Les résultats de cette recherche ont démontré que l'augmentation de ces derniers peut améliorer le coefficient de transfert de chaleur, par conséquent l'amélioration de l'échange thermique.

L'étude de la convection forcée d'un nanofluide composé de Al_2O_3-eau en écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur coaxial par le code de calcul COMSOL Multiphasiques par K.Geundouz et R.Memmi **[26]**. L'aspect thermique et dynamique du système a été examiné en fonction de la fraction volumique des nanoparticules et du débit massique du nanofluide et les résultats présentés en termes de variation du nombre de Nusselt moyen, de perte de charge et de taux de cisaillement en fonction de concentrations en Al_2O_3 montrent que les nanoparticules contribuent considérablement à l'amélioration du transfert thermique dans l'échangeur accompagnée d'une légère augmentation de perte de charge.

II.10 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté des généralités et définitions sur les nanofluides et les différents types de nanoparticules utilisées dans la préparation de ces solutions. Ainsi nous avons exposé les différentes corrélations existantes dans la littérature relative au calcul des propriétés thermiques (chaleur massique et conductivité thermique) et rhéologiques (masse volumique et viscosité dynamique). Des travaux antérieurs qui semblent très intéressants pour notre étude ont été présentés dans la dernière partie de ce chapitre.

Chapitre III :

Simulation numérique

Chapitre III : Simulation numérique

III.1 Introduction

La maîtrise de calculs, du dimensionnement et du design de ses appareils est une compétence fortement demandée dans le domaine de l'énergétique. C'est pourquoi dans ce chapitre nous avons jugé utile d'exposer la description de notre problème et les étapes de la simulation par le code de calcul ANSYS FLUENT.

III.2 Simulation numérique sur ANSYS FLUENT

III.2.1 Description du problème

La géométrie du problème est présentée sur la figure (III-1), Il s'agit d'un échangeur de chaleur tubulaire coaxial à double tuyau avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau froide circule dans l'espace annulaire.

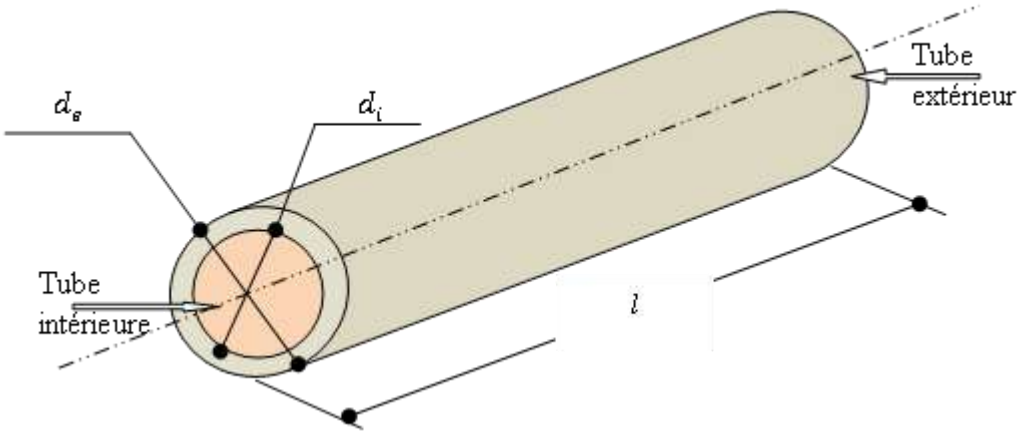


Figure III-1 : Géométrie d'un échangeur de chaleur coaxial.

III.3 Code ANSYS FLUENT

FLUENT est un logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, les écoulements dans les moteurs thermiques et les machines tournantes, et ce, pour des géométries industrielles complexes. Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation **[27]**.

III.3.1 Différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique

- Création de la géométrie sous le logiciel 'Design Modeler'.
- Génération de maillage et la définition des conditions aux limites dans AnsysMeshing.
- Définition du problème sous le logiciel ANSYS FLUENT.
- Calcul avec ANSYS FLUENT pour les différents cas retenus.
- Analyse des résultats obtenus.

III.3.2 Description du solveur fluent

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques à l'intérieur ou autour des géométries complexes. Ce logiciel très répandu au sein de l'industrie permet de résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées pour des géométries complexes **[27]**.

Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravité, pression) dans lesquelles est effectuée la simulation, ainsi que la spécification des conditions aux limites. Enfin, il permet de choisir le processus itératif, en proposant notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

Types de mailles supportées :

- Mailles en 2D : triangulaires ou quadrilatérales.
- Mailles en 3D : tétraédriques / hexaédriques/ pyramidales.
- Mailles hybrides mixtes.

Le code de calcul FLUENT comprend :

- Importer et dimensionner le maillage.
- Sélectionner le modèle physique.
- Définir les propriétés des matériaux.
- Définir les conditions de calcul.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres du solveur.
- Régler le moniteur de convergence.

- Lancer le calcul et surveiller la solution.

III.3.3 Méthodes numériques

La méthode numérique des volumes finis est employée pour discrétiser le domaine physique et les différentes équations aux dérivées partielles tridimensionnelles des modèles mathématiques appliqués à l'écoulement considéré. Elle est basée sur l'intégration de ces équations sur des volumes finis obtenus par découpage du champ de l'écoulement suivant un maillage imposé par le logiciel Fluent, voir la figure (III-2). Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie **[28]**.

Les mailles utilisées par Fluent sont**:**

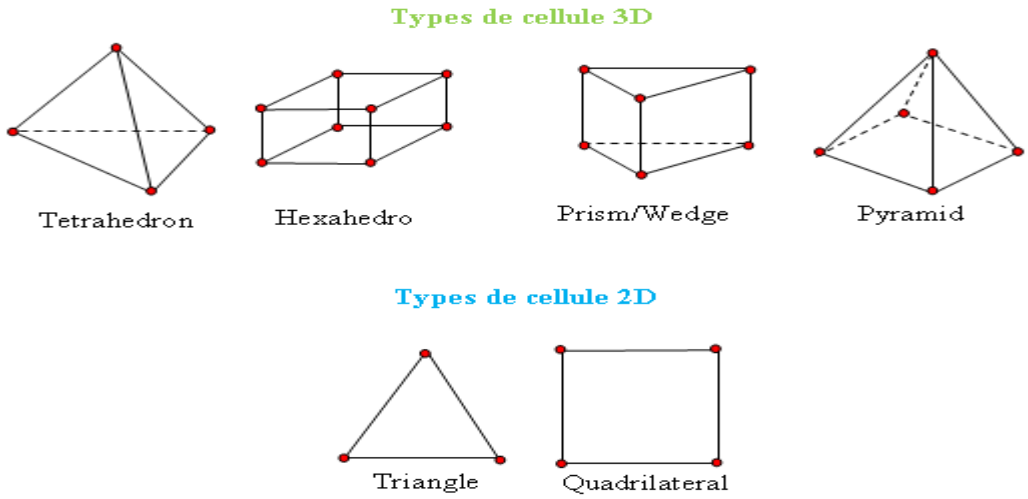


Figure III-2 : Exemples de mailles utilisées en volume finis par Fluent **[29].**

III.4 Modélisation avec FLUENT

Les études théoriques sont réalisées pour dimensionner et concevoir un équipement contenant un écoulement de fluide avec ou sans transfert thermique. Pour compléter ses approches analytiques, la CFD fournie une alternative pour simuler les écoulements des fluides tout en fournissant des résultats visuels et compréhensibles.

La CFD utilise des méthodes numériques et algorithmiques pour résoudre les équations mathématiques complexes régissant le mouvement des fluides de façon plus détaillée que les approximations utilisées dans les théories.

III.4.1 Modèle physique

Le modèle physique consiste à identifier et formuler les problèmes d'écoulement en termes de phénomène physique. La sélection des phénomènes appropriés est obligatoire, afin de simuler correctement les caractéristiques de l'écoulement du fluide. Tous d'abord, les solutions à atteindre doivent être choisies comme étant transitoire ou stationnaire. Ensuite, le fluide doit être choisi comme étant visqueux ou non. Pour les fluides visqueux, le régime de l'écoulement est soit laminaire ou turbulent.

Les écoulements turbulents sont caractérisés par la fluctuation des champs de vitesse, étant donné que ces fluctuations peuvent être de petites dimensions et de hautes fréquences, ils sont trop coûteux en temps de calcul pour les simuler directement. Pour remédier à ce problème, les équations peuvent être moyennées dans le temps grâce à la méthode Reynolds-Average Navier-Stokes, afin d'enlever les petites échelles, ce qui conduit à des équations modifiées moins coûteuses à résoudre mais avec des variables inconnues supplémentaires.

Ces variables supplémentaires sont déterminées par un modèle de turbulence. Les équations de cette méthode sont **[30]**:

$$\rho\frac{\partial v_i}{\partial t}+\rho\frac{\partial}{\partial x_j}\left(v_i v_j\right)=-\frac{\partial \rho}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j}+\frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{v_i' v_j'}\right) \qquad \text{(III-1)}$$

III.4.2 Méthodes de résolution des équations

La résolution des équations de Navier-Stokes présentées précédemment se fait en deux étapes : la première étape consiste à la conversion des équations différentielles et des conditions aux limites en un système d'équations algébriques. La méthode des volumes finis est la méthode de discrétisation utilisée par Fluent.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de volumes de contrôle. Dans chacun de ces volumes, la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie doit être satisfaite. Cette méthode s'applique à toute forme de maillage, structuré ou non.

La seconde étape consiste à résoudre les équations algébriques obtenues dans la première étape par des méthodes numériques. Dans Fluent, la méthode itérative utilisée est la méthode SIMPLE (Semi-Implicit Method for a pressure Linked Equations) c'est l'une des méthodes de couplage pression vitesse **[27]**.

Les étapes de résolution de cette méthode sont :

- Étape 1 : Choisir un champ de pression initial.
- Étape 2 : Résoudre les équations de quantité de mouvement pour calculer le champ de vitesse.
- Étape 3 : Résoudre l'équation de correction de pression à partir de l'équation de continuité.
- Étape 4 : Corriger les champs de pression et de vitesse.
- Étape 5 : Résoudre les autres équations comme l'équation de turbulence et l'équation d'énergie.
- Étape 6 : Remplacer l'ancien champ de pression par le nouveau et revenir à l'étape 2. Répéter tous les calculs jusqu'à convergence de toutes les variables.

Remarque

Cette méthode a été choisie car elle accélère la convergence par rapport à SIMPLEC grâce au facteur de relaxation de pression proche de 1 **[31]**.

III.4.3 Conditions aux limites

La résolution d'un problème d'écoulement demande la présence de deux types de conditions (conditions aux limites, conditions initiales).

1. Les conditions aux limites doivent être prescrites sur toutes les frontières entourant le domaine.

2. Les conditions initiales doivent être prescrites dans tout le domaine pour toutes les variables dépendantes régies par une équation de transport instationnaire.

3. Il existe plusieurs types de conditions tels que :

Entrée, sortie, plan de symétrie, paroi solide imperméable, forme de profil, la périodicité.

Afin de définir un problème pour une solution unique, on doit fournir des informations sur les variables aux frontières du domaine.

- Spécifier la vitesse, énergie, etc. au niveau des limites du domaine.

Définir les conditions aux limites implique :

- Identifier la position des frontières (ex., entrée, paroi, symétrie).
- Donner les informations sur ces frontières.

Les données dépendent du type des phénomènes physiques à étudier.

III.5 Classification des modèles de turbulence

On distingue généralement deux grandes classes de modèles :

- Les modèles à viscosité turbulente (modèles du premier ordre) basés sur l'hypothèse de Boussinesq (que l'on détaillera plus tard) qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide d'une viscosité turbulente.
- Les modèles du second ordre : Les tensions de Reynolds sont calculées directement, la modélisation portant sur les moments d'ordre supérieur.

Pour les modèles du premier ordre, on introduit la classification suivante selon le nombre d'équations d'évolutions supplémentaires du modèle :

- ✓ Modèle à 0 équation (longueur de mélange).
- ✓ Modèle à 1 équation (k, énergie cinétique turbulente).
- ✓ Modèle à 2 équations.

Il est bien évident que la qualité des résultats de simulation d'écoulement turbulent est très liée au modèle utilisé. Le choix du modèle sera subordonné au type d'information que l'on veut obtenir à partir de la simulation. D'un point de vue industriel, les modèles du premier ordre à deux équations permettent généralement d'obtenir des résultats satisfaisants moyennant certaines adaptations du modèle suivant le cas considéré **[32]**.

Tableau III-1 : Avantages et inconvénients de chaque type de turbulence.

Modèles	Avantages	Inconvénients
Spalart-allmaras	Économiques. Bon pour les écoulements libres et les écoulements sur profil sans découlement ni grands gradients de pression.	Nécessite une plus grande résolution du maillage aux frontières.
Standard k-ε	Économiques et relativement précis. Adapté à grands nombres de Reynolds.	Résultats médiocres pour des écoulements complexes.
RNG k-ε	Délivré par une méthode statistique rigoureuse. Bon pour des écoulements moyennement complexes.	Limité par l'hypothèse de viscosité turbulente isotrope.
Réalisable k-ε	Respecte une contrainte physique que peut violer le modèle k-ε. Recommandé dans le cas de turbomachine.	Limité par l'hypothèse de viscosité turbulente isotrope.
SST et standard k-ω	Modèle recommandé pour les problèmes liés aux turbomachines. La version SST k-ω consiste en une transition entre le modèle k-ω standard et une version haut Re de k-ε lorsqu'on est loin de parois.	Nécessite une plus grande résolution du maillage aux frontières.
Reynolds-stress Model	Le modèle le plus complet Physiquement.	les équations de quantité de mouvement et de transport de la turbulence sont étroitement liées.

III.6 Maillage

La création de maillage se fait sous le progiciel ' ANSYS MESHING'. Ce manilleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées et permet d'importer des géométries en 2d ou 3d et de construire le maillage. Il génère des fichiers avec une extension *.msh pour **ANSYS FLUNT**. Il regroupe trois fonctions essentielles **[33] :**

1. Lecteur de la géométrie du problème.
2. Maillage et vérification du maillage.
3. Définition des frontières (Type de conditions aux limites) et définition des domaines de calcul.

III.6.1 Choix de méthode

- La géométrie.
- Le problème physique.
- La performance de la machine.

Remarque :

Le maillage pourrait exiger une seule méthode ou une combinaison de méthode.

III.6.2 Différents types de maillage

La génération du maillage constitue une phase importante sachant que la précision et l'exactitude des résultats numériques en dépendent. Sous AnsysMeshinng, on peut choisir les trois types de maillage :

Maillage structuré (quadra/hexa) :

Il est facile à générer en utilisant une géométrie multi-bloc et présente les avantages suivants :

- Économique en nombre d'éléments avec un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent **[34]**.
- Réduit le taux des erreurs numériques car l'écoulement se trouve aligné avec le maillage.

Mais avec des inconvénients, qui sont :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Qualité du maillage pas toujours satisfaisante pour les géométries complexes.

Maillage non structuré (tri/tétra) :

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Avec les avantages suivants :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/ tétra) sont très automatisés.

Et qui présente les inconvénients suivants :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.

- ❖ Engendre des erreurs numériques, généralement, plus importantes comparativement au maillage structuré.

Maillage hybride :

C'est un maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques ou pyramidaux en 3D. Ce maillage est caractérisé par la combinaison entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré **[34]**.

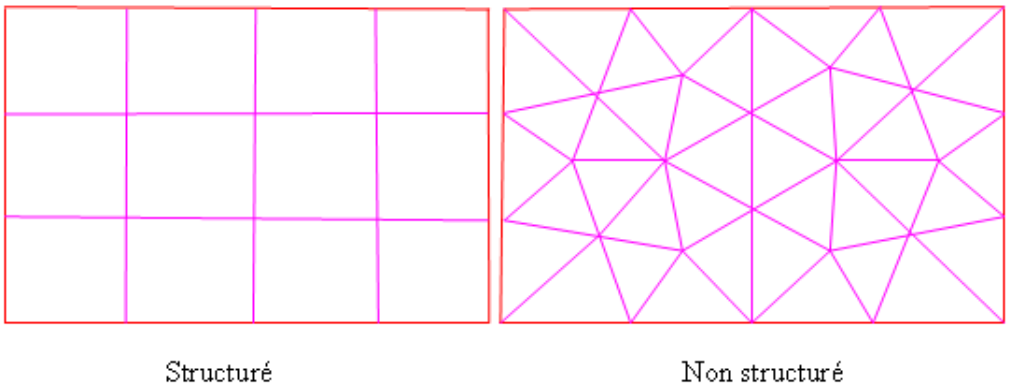


Figure III-3 : Maillage structuré et non structuré **[34]**.

III.6.3 Technique générales de génération du maillage

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable **[34]**.

Nous pouvons résumer ces règles comme suit :

- Maintenir une bonne qualité des éléments.
- Assurer une bonne résolution dans les régions à forts gradients.
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier.
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable).

III.6.4 Composants du maillage

Le domaine de calcul est défini par un maillage qui représente le fluide et les faces solides qui interviennent **[33]**.

- ☑ "Cell" : volume de contrôle divisant la géométrie.
- ☑ "Face" : frontière d'une "cell", où sont définies les conditions aux limites.
- ☑ "Edge" : frontière d'une "face".
- ☑ "Node" : point de maillage.
- ☑ "Zone" : groupe de "nodes", "faces" et/ou "cells".

III.6.5 Qualité d'un maillage

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant **[34]**.

Une bonne qualité de maillage repose sur les éléments suivants :

- Minimisation des éléments présentant des distorsions.
- Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc…).

III.7 Création de la géométrie

Notre étude a été faite en 2D en utilisant les dimensions de l'échangeur coaxial de BENAYAD.N en 3D **[35]**, en prenant compte de la résistance thermique de la paroi séparant les deux fluides, afin de valider le modèle numériquement pour qu'on puisse ensuite effectuer un exemple d'application des nano-fluides et leurs comportements dans l'échangeur coaxial.

III.7.1 Notice d'utilisation de Workbench

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur. Les différentes étapes d'utilisation du Workbench sont définies dans la notice suivante.

Vue globale : Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît.

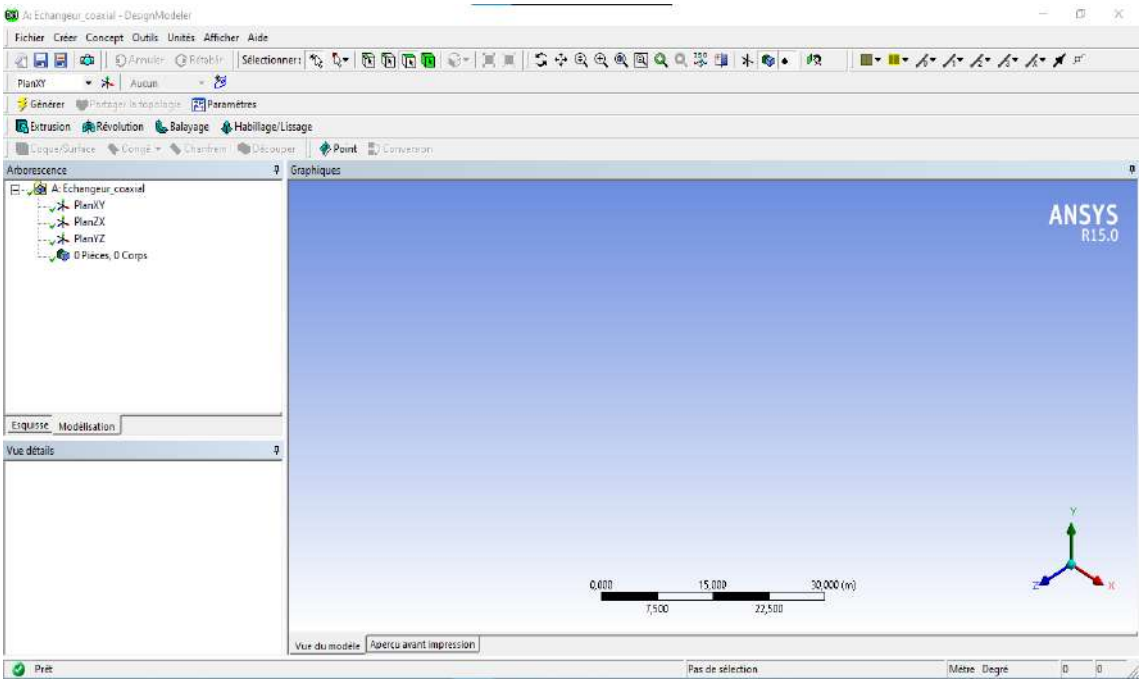


Figure III-4 : Interface du DesignModeler du Workbench.

III.7.2 Définir la géométrie

Notre géométrie est construite sur Workbench 15.0 en 2D, on a choisi de l'établir par création de rectangles avec les dimensions données, en ajoutant à chaque fois une nouvelle esquisse dans laquelle sera créé le nouveau rectangle pour ensuite créer des surfaces à partir d'esquisse.

Objectifs :

- Création d'un projet Workbench.
- Démarrer DesignModeler.
- Créer une esquisse à chaque fois pour dessiner un rectangle.
- Création d'une géométrie 2D.
- Mise à jour et modification de la géométrie.
- Navigation GUI (Graphical user interface).
- Sauvegarder un projet.
- Création de maillage.

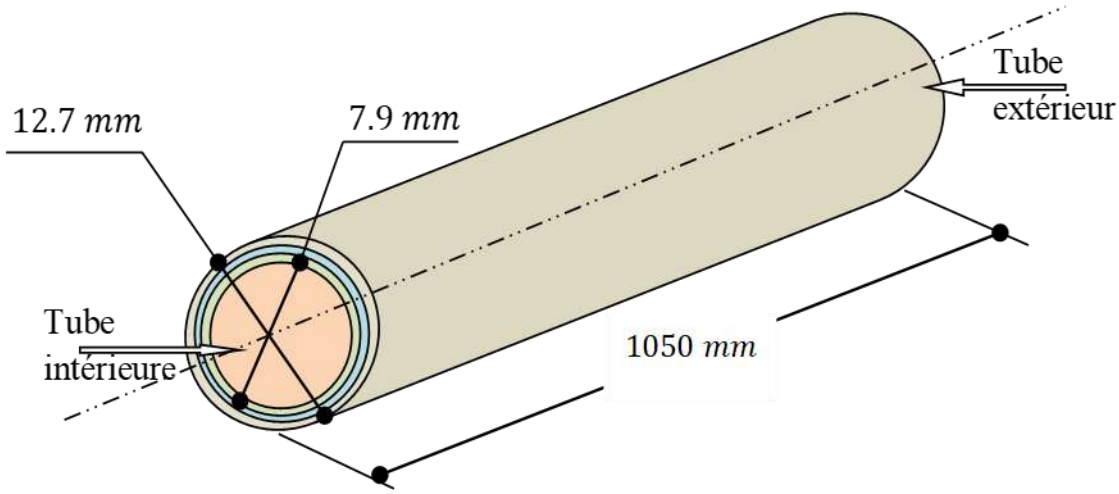


Figure III-5 : Géométrie de l'échangeur coaxial.

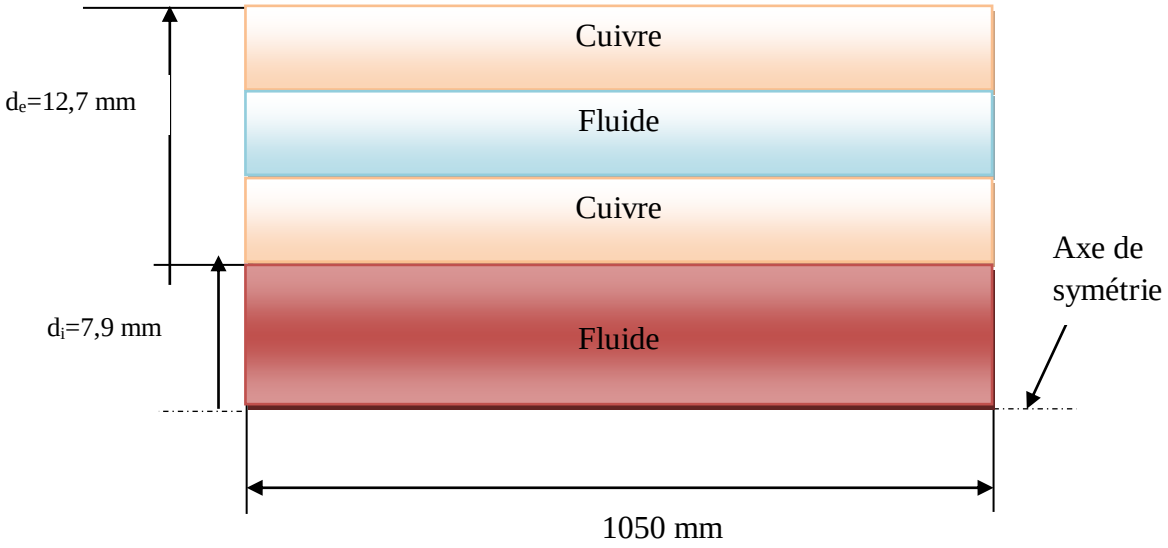


Figure III-6 : Géométrie simplifié de l'échangeur coaxial.

Tableau III-2 : Dimensions de l'échangeur de chaleur.

Tubes / **Caractéristiques**	**Tube intérieur**	**Tube extérieur**
Matériaux	Cuivre	Cuivre
Diamètre externe (m)	9.5×10^{-3}	12.7×10^{-3}
Diamètre interne (m)	7.9×10^{-3}	11.1×10^{-3}
Longueur (m)	1050×10^{-3}	1050×10^{-3}

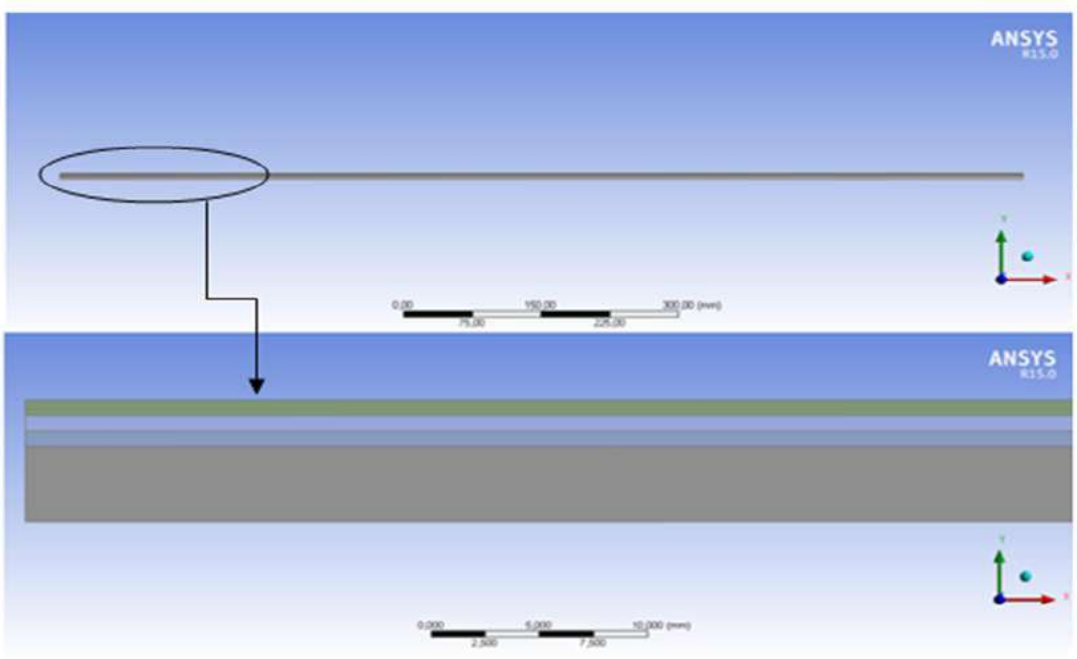


Figure III-7 : Géométrie de la pièce.

III.7.3 Maillage utilisé

La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie et du code de calcul FLUENT qui adopte le système cartésien. Le maillage généré est le maillage par defaut (Quadrilateral) avec centre de pertinence Grossier et lissage Moyen.

Pour chaque arête un dimensionnement est requis afin de choisir le nombre de devisions, le comportement (dirigé ou imposé), le type de devisions et le type de transition.

On a généré un maillage avec raffinement au près des parois pour les deux cas étudiés (co-courant et contre-courant).

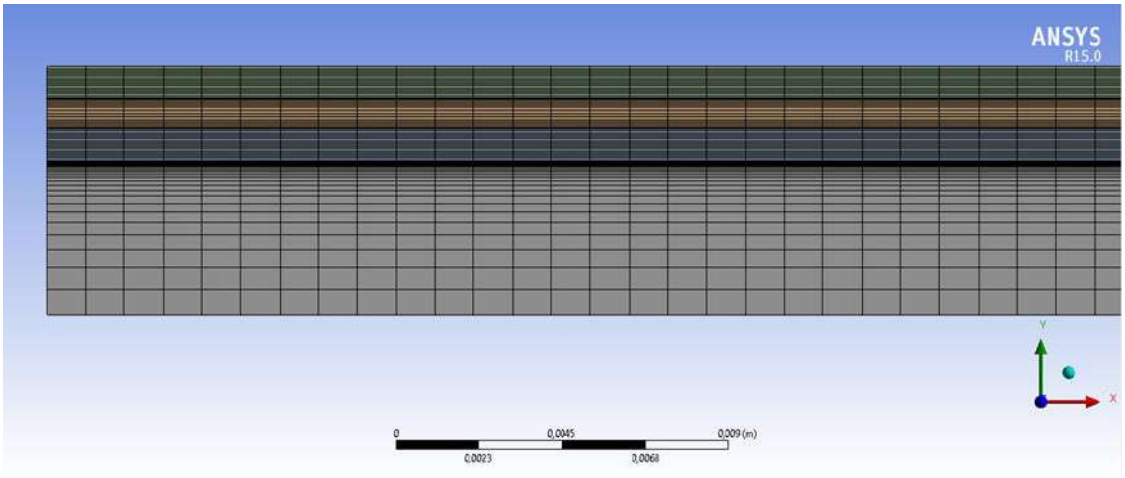


Figure III-8 : Détail du maillage Quadrilateral.

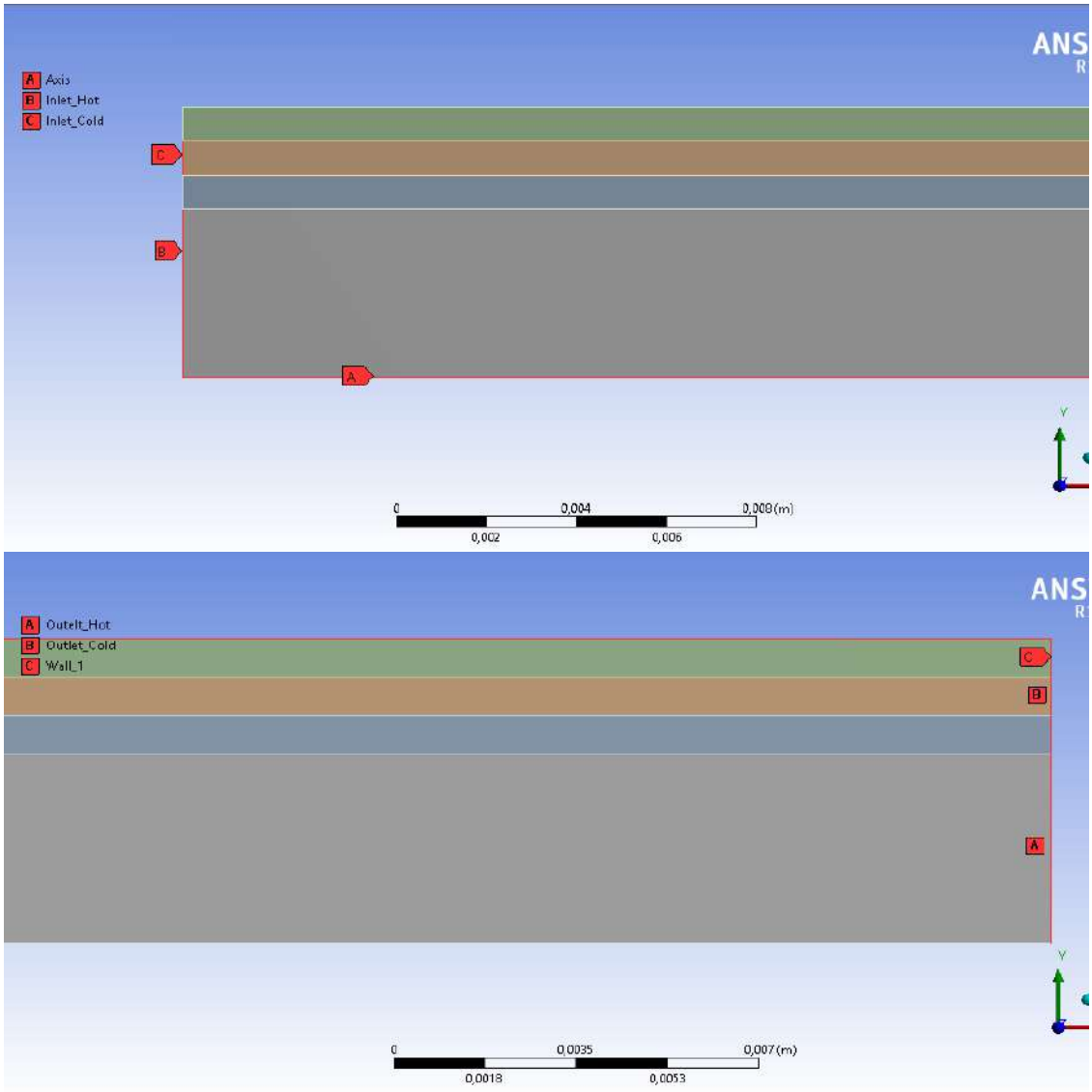


Figure III-9 : Sélections nommées échangeur Co-courant.

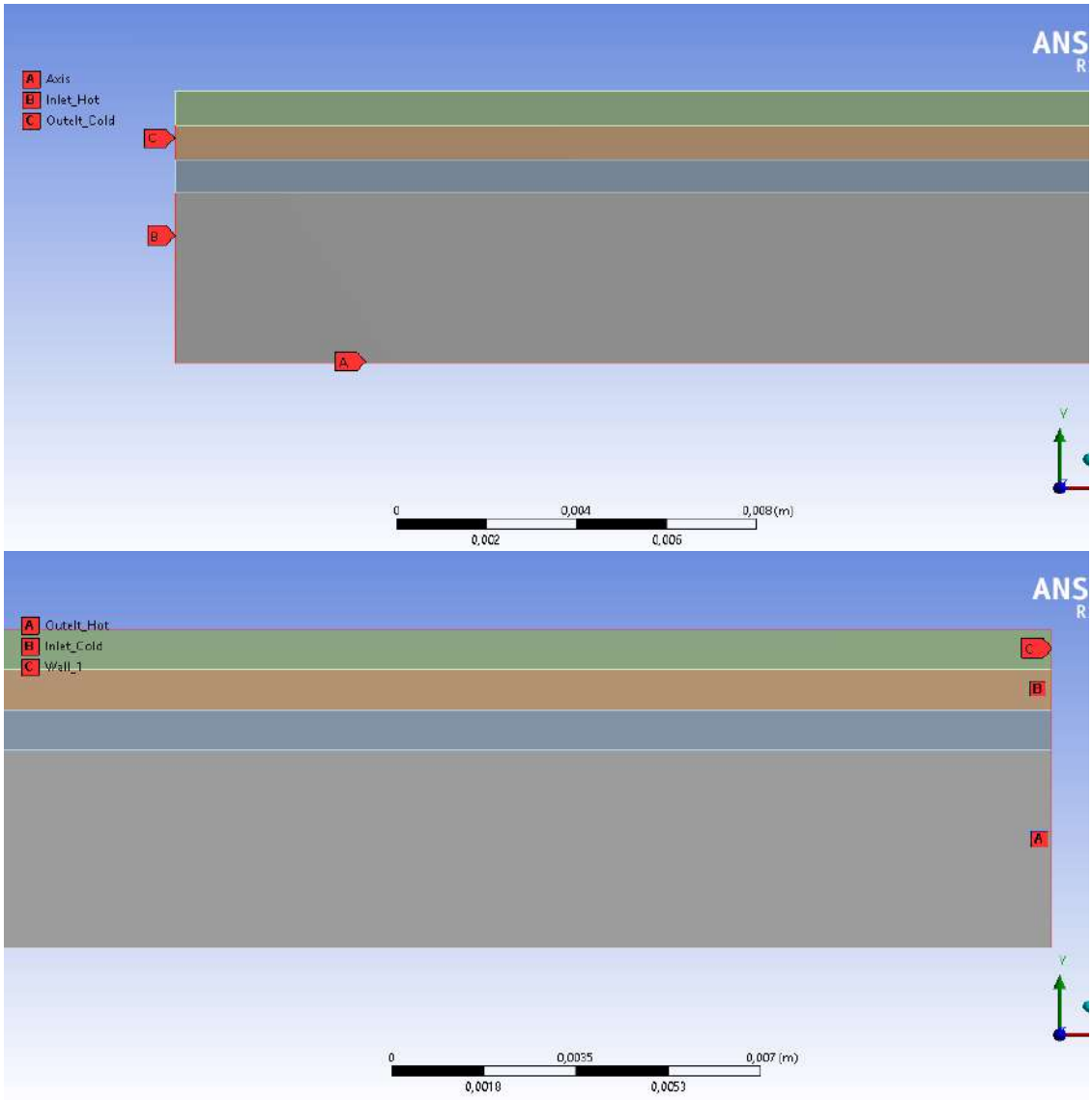


Figure III-10 : Sélections nommées échangeur Contre-courant.

III.8 Simulation

III.8.1 Définition du modèle

L'échangeur de chaleur est en cuivre. Dans cet exemple, deux fluides de même nature s'écoulent dans l'échangeur de chaleur. Ces deux fluides ont des températures différentes, pour un même débit massique.

III.8.2 Schémas de discrétisation

Les schémas de discrétisation établis dans notre travail, dans le cas du choix du modèle $k-\varepsilon$ sont résumés dans le tableau suivant :

Pression	Second orderUpwind
Quantité de mouvement	Second orderUpwind
Couplage vitesse- pression	SIMPLE
Énergie cinétique turbulente	Second orderUpwind

III.8.3 Conditions aux limites

La spécification des conditions aux limites est effectuée selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme fluide.

Région	Géométrie (échangeur cylindrique)
Entrée	Mass Flow in let
Sortie	Out flow
Paroi	Wall

III.8.4 Hypothèses de travail

Dans notre étude, on va considérer ces hypothèses :

- Le fluide est incompressible ($\rho \neq 0$).
- Le fluide Newtonien.
- L'écoulement est turbulent, bidimensionnel et permanent.
- Le terme source est nul.
- La dissipation visqueuse nulle.
- Résistance thermique de la paroi non-négligeable.

III.8.5 Calcul

La procédure de calcul est résumée selon l'organigramme suivant :

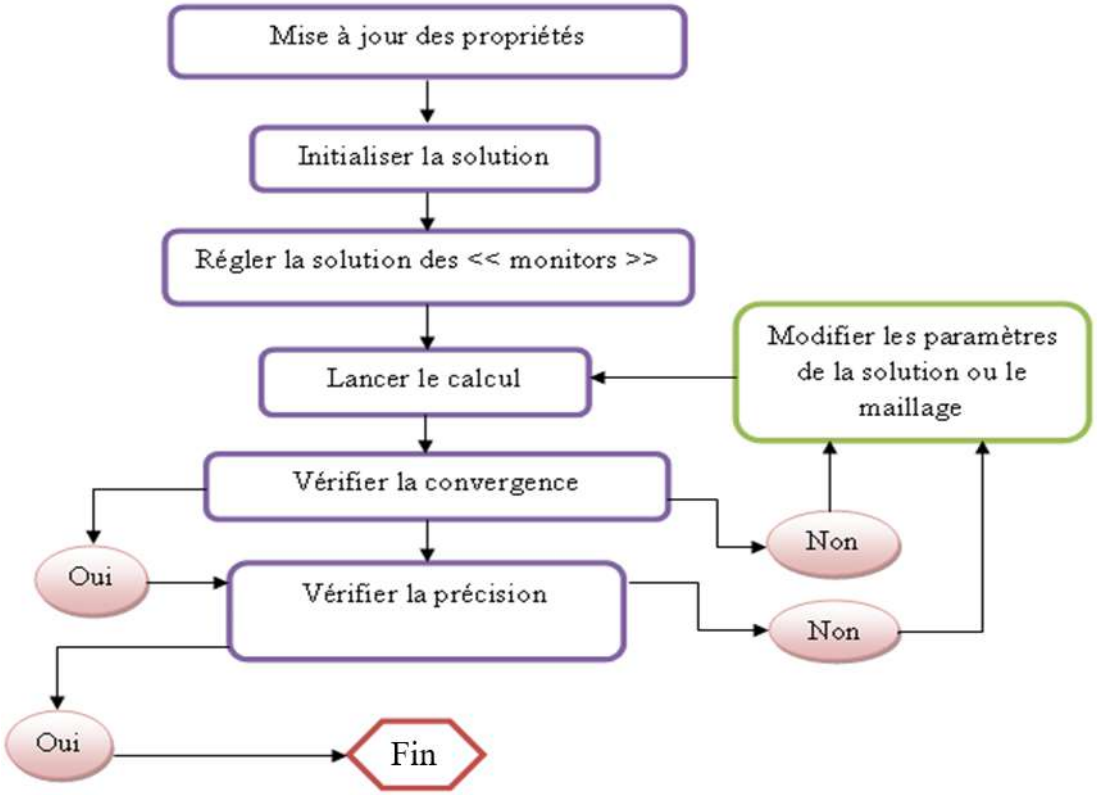


Figure III-11 : Organigramme de calcul numérique.

III.9 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté une généralité sur l'ANSYS Fluent ainsi qu'une brève explication de quelques étapes qui facilitent l'utilisation de ce logiciel. On a aussi précisé les avantages / inconvénients des modèles de la turbulence envisager par ANSYS Fluent lors du calcul puisque la qualité des résultats de simulation d'écoulement turbulent est très liée au modèle utilisé. L'analyse des résultats obtenus pour la géométrie et le maillage générer seront l'étude du chapitre suivant.

Chapitre IV :

Résultats et discussions

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous avons en premier lieu validé le modèle de l'échangeur coaxial développé par simulation sur ANSYS Fluent 15.0 en tenant compte de la conduction thermique de la conduite interne en contact avec les deux fluides à ceux déterminés expérimentalement par BENAYAD.N **[35]** pour les deux modes d'écoulements (Co-courant et contre-courant).

Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous avons appliqué ce modèle avec la même configuration géométrique avec un nano-fluide (Al_2O_3) pour une éventuelle amélioration du transfert thermique dans l'échangeur de chaleur en question.

IV.2 Conditions opératoires et géométriques de l'échangeur

Les données relatives aux propriétés des fluides et géométriques de l'échangeur de chaleurs sont regroupés dans les tableaux ci-dessous.

Tableau IV-1 : Données pour le fluide chaud et froid

Géométrie	Cylindrique	
Régime de l'écoulement	Turbulent	
Fluide	Eau froide	Eau chaude
Température entrée (k)	288	320.2
Vitesse (m/s)	0.4	0.3
Débit (Kg/s)	0.15	0.15
Diamètre hydraulique (mm)	3.2	7.9
Densité (Kg/m^3)	998	991
Viscosité (Pa.s)	959×10^{-6}	631×10^{-6}
λ (W/m. k)	606×10^{-3}	634×10^{-3}
Cp (J/Kg.k)	4181	4179

Tableau IV-2 : Propriétés thermophysiques de l'eau et de l'Alumine à 288 K

	λ (W/m.K)	C_p (J/Kg.K)	ρ (Kg/m^3)	μ (Kg/m.s)
Eau	606×10^{-3}	4181	998	959×10^{-6}
Al_2O_3	36.96	785.02	3950	/

Tableau IV-3 : Propriétés thermophysiques du nano-fluide pour différentes φ

φ (%)	$\lambda_{(nf)}$ (W/m.K)	$Cp_{(nf)}$ (J/Kg.K)	$\rho_{(nf)}$ (Kg/m^3)	$\mu_{(nf)}$ (Kg/m.s)
0	606×10^{-3}	4181	998	959×10^{-6}
3	650×10^{-3}	4079.12	1086.56	2545×10^{-6}
6	716×10^{-3}	3977.24	1175.12	5052.6×10^{-6}
9	776×10^{-3}	3875.36	1263.68	8481.9×10^{-6}

IV.3 Résultats de validation

IV.3.1 Effet du maillage

La figure (IV-1) montre le profil de température de l'eau chaude et l'eau froide en fonction de la position axiale obtenue par le modèle pour différents maillages. L'analyse de cette figure montre que, l'effet du maillage pour l'eau chaude n'est pas observé à cause du rapprochement des résultats, tandis que l'effet du maillage pour l'eau froide est visible.

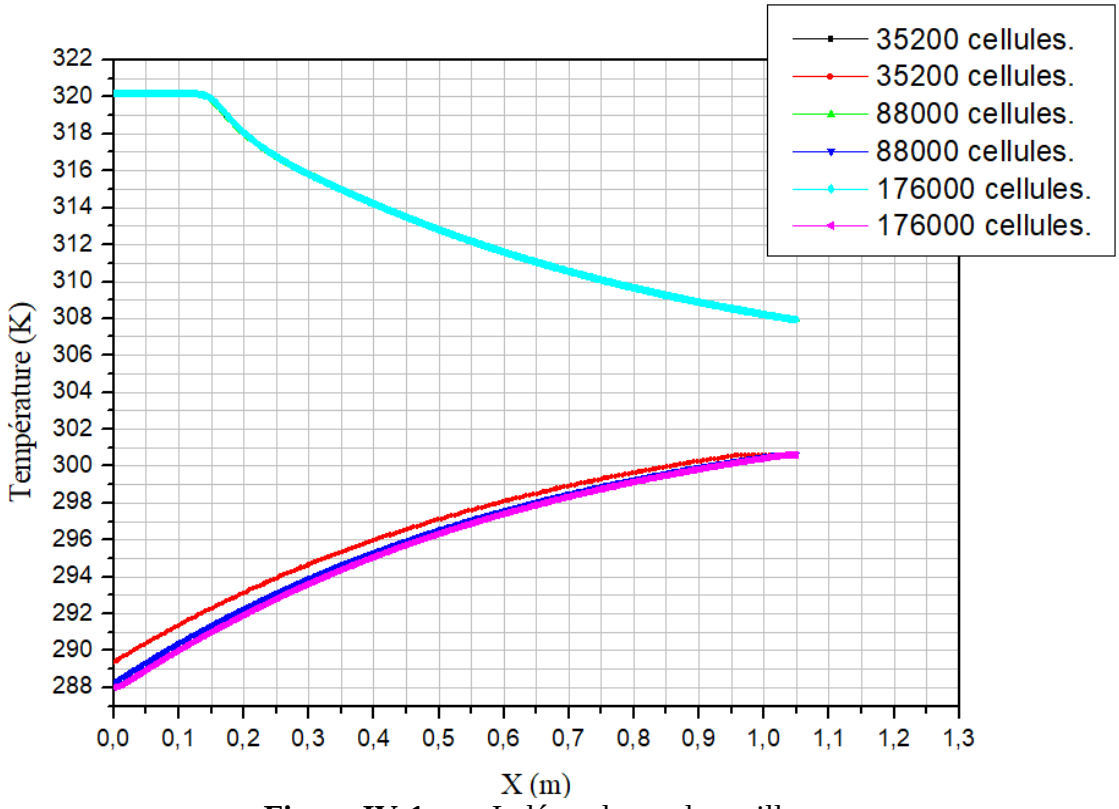


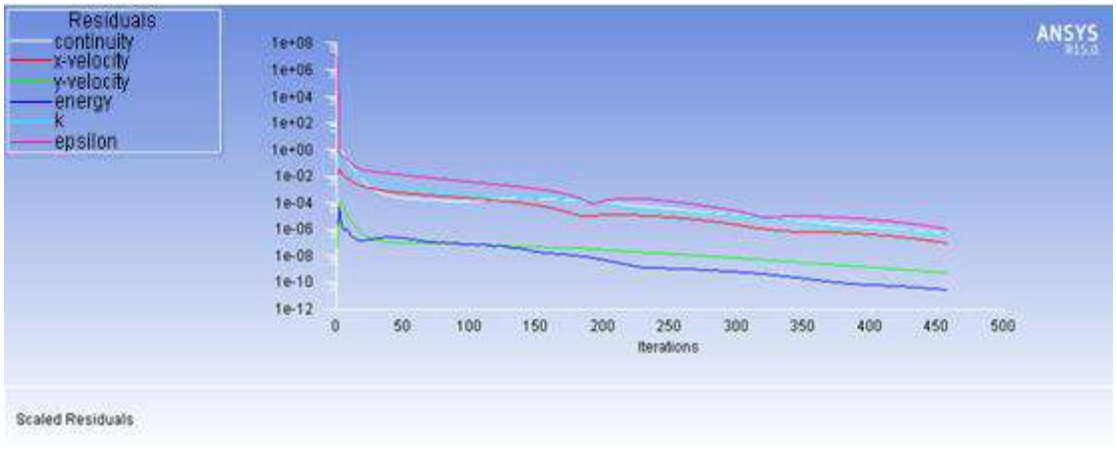
Figure IV-1 : Indépendance du maillage.

Dans le présent travail, l'étude de l'échangeur a été faite avec un maillage composé de 176000 cellules.

IV.3.2 Résolution du système d'équations par Fluent

La figure (IV-2) montre la convergence des résidus pour les deux modes d'écoulements. Les résidus sont calculés entre la présente itération et l'itération précédente pour chaque pas de calcul, Dans la plupart du temps, le critère de convergence par défaut dans fluent est de 10^{-3}, Dans notre étude et par souci de précision, le critère de précision a été pris 10^{-6} ; une fois que les variables ont atteint cette précision, le calcul s'arrête. Cela signifie que le calcul est achevé.

Configuration Co-courant



Configuration Contre-courant

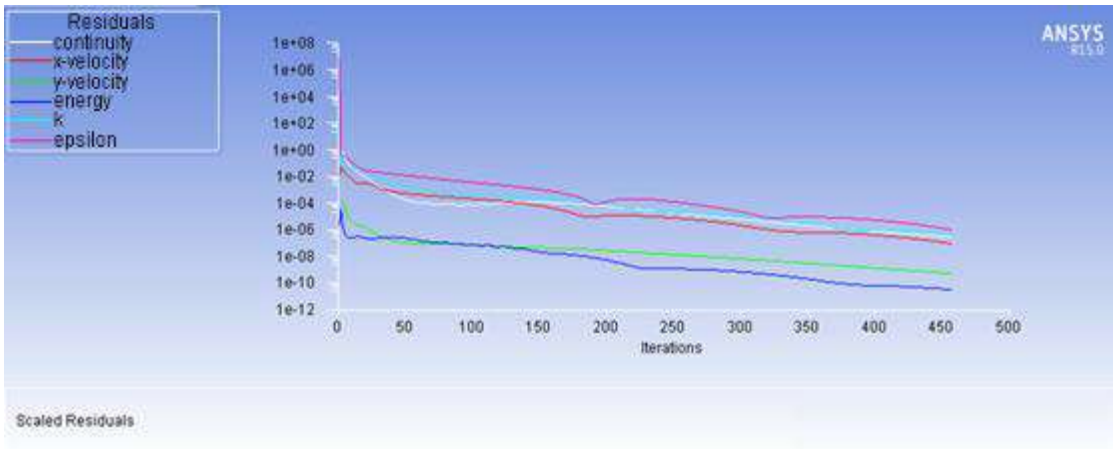


Figure IV-2 : Convergence des résidus.

IV.3.3 Validation du Modèle

Les résultats de la simulation pour les deux modes d'écoulements (Co-courant et Contre-courant) dans le cas de l'eau sont confrontés avec les données expérimentales de la littérature **[35]** comme il est illustré dans la figure (IV-3) et le tableau (IV-4). L'analyse de cette figure montre que les résultats du modèle sont en parfait accord avec les données expérimentales.

De plus, la prise en considération du transfert thermique conductif de la conduite interne entraine l'amélioration des résultats par comparaison avec le modèle développé par BENAYAD.N **[35]**. Par conséquent, on peut conclure que notre modèle est valide pour la suite de l'étude.

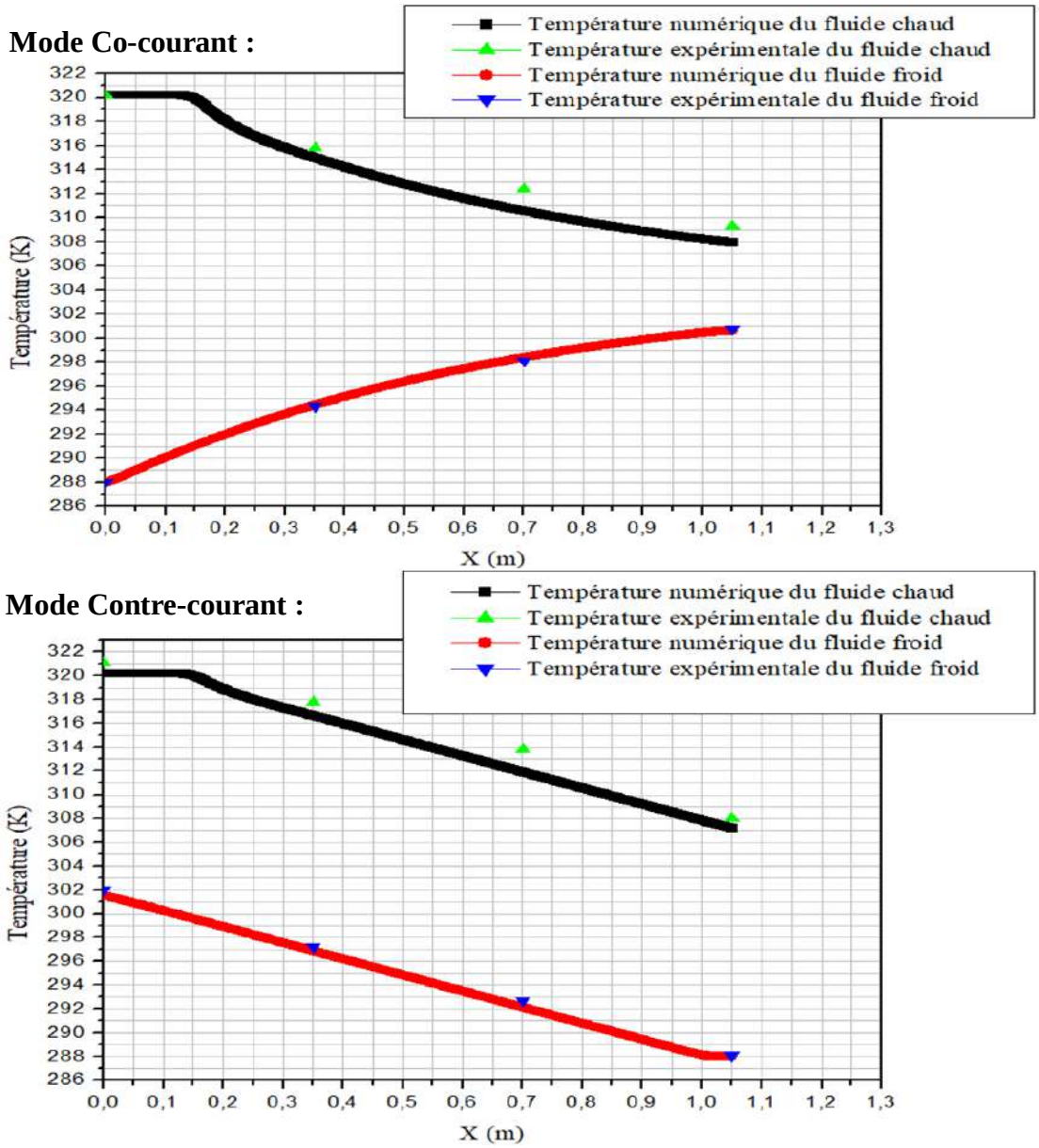


Figure IV-3 : Validation numérique des résultats expérimentaux.

Tableau IV-4 : Comparaison entre calcul numérique et mesure expérimentale

Co-Courant				Contre-courant			
T_f		T_c		T_f		T_c	
exp	Num	exp	Num	exp	Num	exp	Num
288.00	288.014	320.20	320.200	302.00	301,568	321.10	320,200
294.30	294.408	315.80	314.972	297.20	296,858	317.80	316,626
298.10	298.356	312.40	310.550	292.70	292,122	313.80	311,903
300.80	300.595	309.30	307.922	288.10	288.000	308.00	307,169
$\Delta T_{f\,moyen} = 0.146$		$\Delta T_{c\,moyen} = 1.014$		$\Delta T_{f\,moyen} = 0.363$		$\Delta T_{c\,moyen} = 1.201$	

IV.3.4 Distribution de la température en mode Co-Courant

Sur les figures (IV-4), (IV-5) et (IV-6), on observe que :

L'eau chaude qui circule dans le tube central est caractérisée par une température maximale indiquée par la couleur rouge à l'entrée de l'échangeur qui diminue le long de l'échangeur, tandis que l'eau froide circulant dans l'espace annulaire a une température minimale indiquée par la couleur bleue à l'entrée de l'échangeur et augmente au fur et à mesure que l'eau s'approche de la sortie. On observe aussi une légère variation de la température de la paroi de la conduite interne de l'échangeur.

Le changement progressif de la couleur pour les deux fluides est expliqué par le fait de la variation de température suite à l'échange thermique entre ces deux fluides depuis l'entrée en mode Co-courant.

La variation de la température du fluide chaud est représentée par le changement de couleur rouge jusqu'à la couleur vert pistache alors que le changement de la température du fluide froid est représentée par le changement de la couleur bleue jusqu'à la couleur verte. Arrivé à une température limite dite température d'équilibre, l'échange s'arrête.

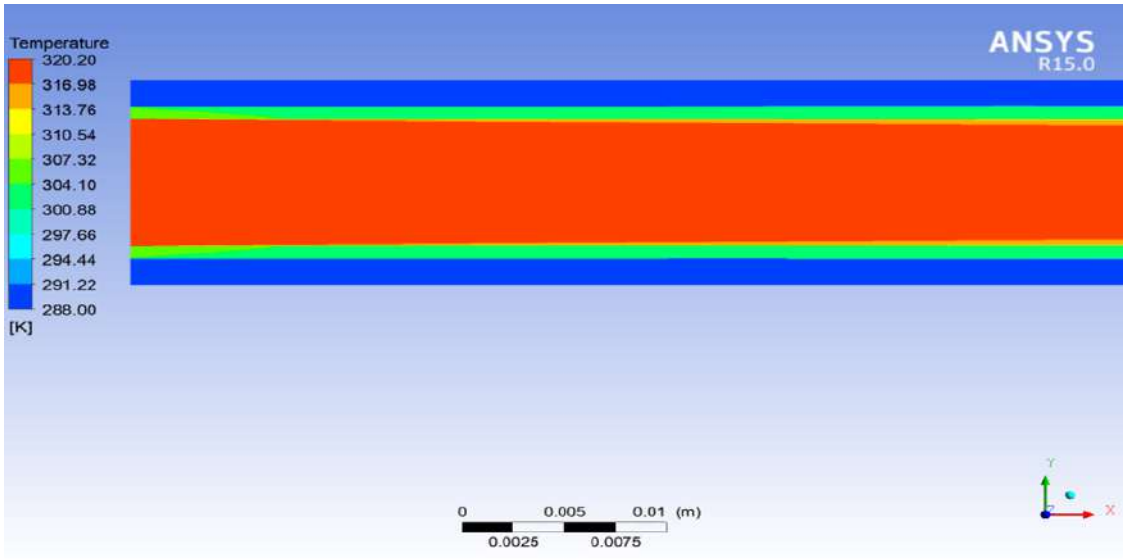


Figure IV-4 **:** Contour de température Co-courant côté gauche.

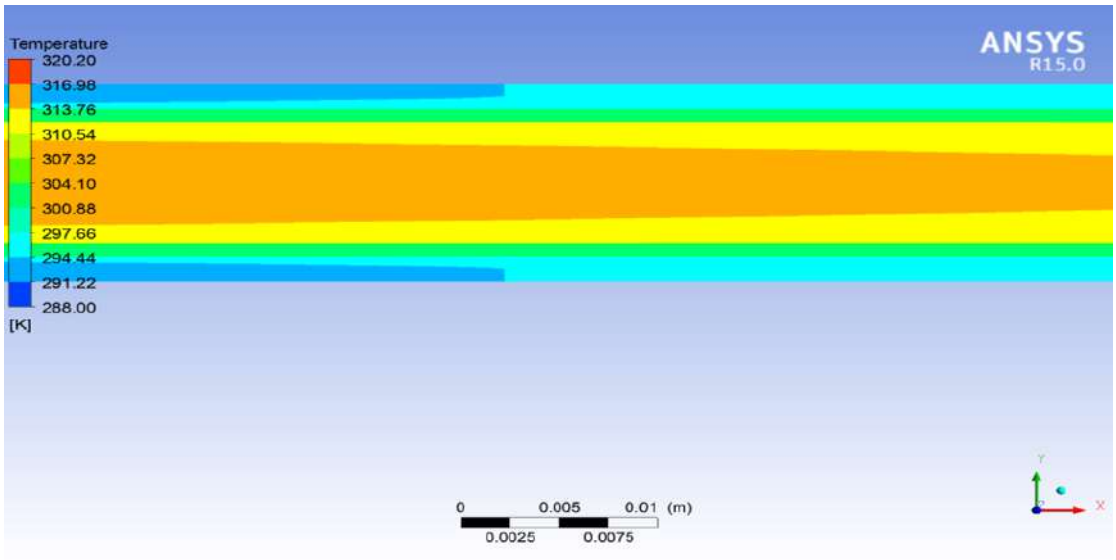


Figure IV-5 **:** Contour de température Co-courant au milieu.

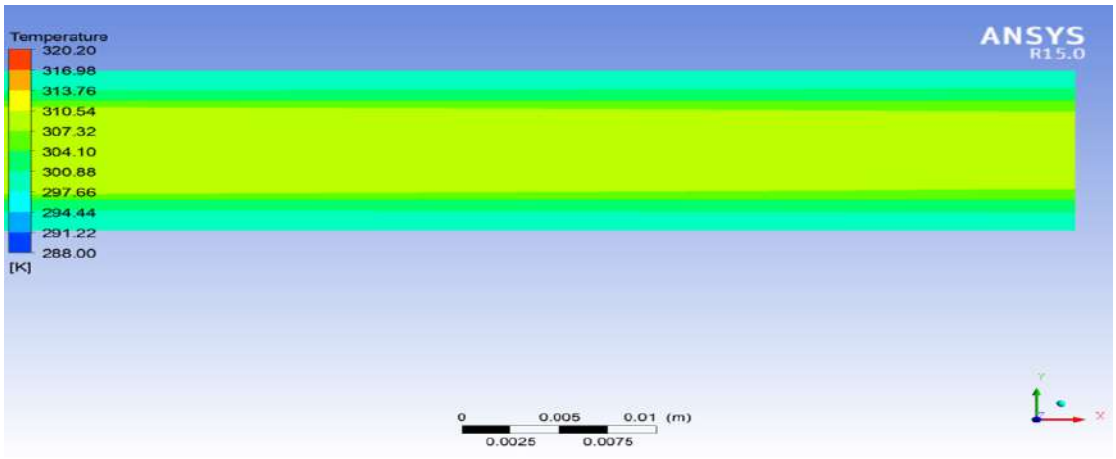


Figure IV-6 **:** Contour de température Co-courant côté droit.

IV.3.5 Distribution de la température en mode Contre-courant

A partir des figures (IV-7), (IV-8) et (IV-9), on note que :

Le changement progressif de la couleur pour les deux fluides est expliqué par le fait de la variation de température. A l'entrée, le fluide chaud change de la couleur rouge vers la couleur verte c'est-à-dire d'une valeur maximale vers un point d'équilibre.

A la sortie, la température du fluide froid est exprimé par le changement de la couleur bleue jusqu'à la couleur jaune c'est-à-dire d'une valeur minimale vers le point d'équilibre. Arrivé à la température limite, l'échange s'arrête. Le changement de température se fait par opposé puisqu'on est dans le Mode Contre-courant.

Il est indispensable de dire que l'échange effectué dans un échangeur coaxial à contre-courant est meilleur qu'en mode Co-courant, du point de vue efficacité (refroidissement ou chauffage du fluide).

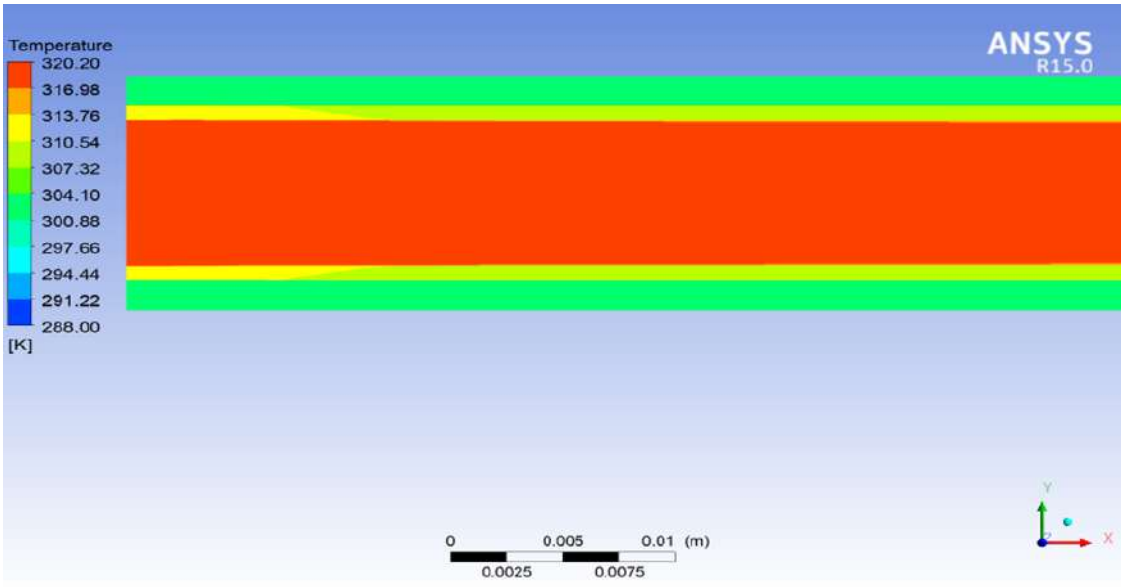


Figure IV-7 : Contour de température Contre-courant côté gauche.

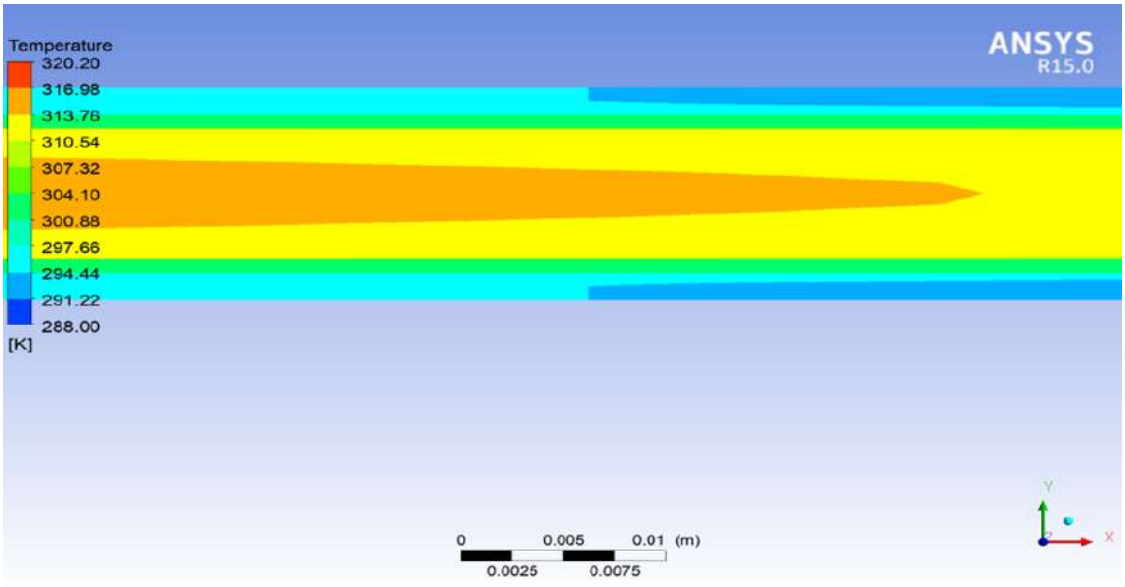


Figure IV-8 **:** Contour de température Contre-courant au milieu.

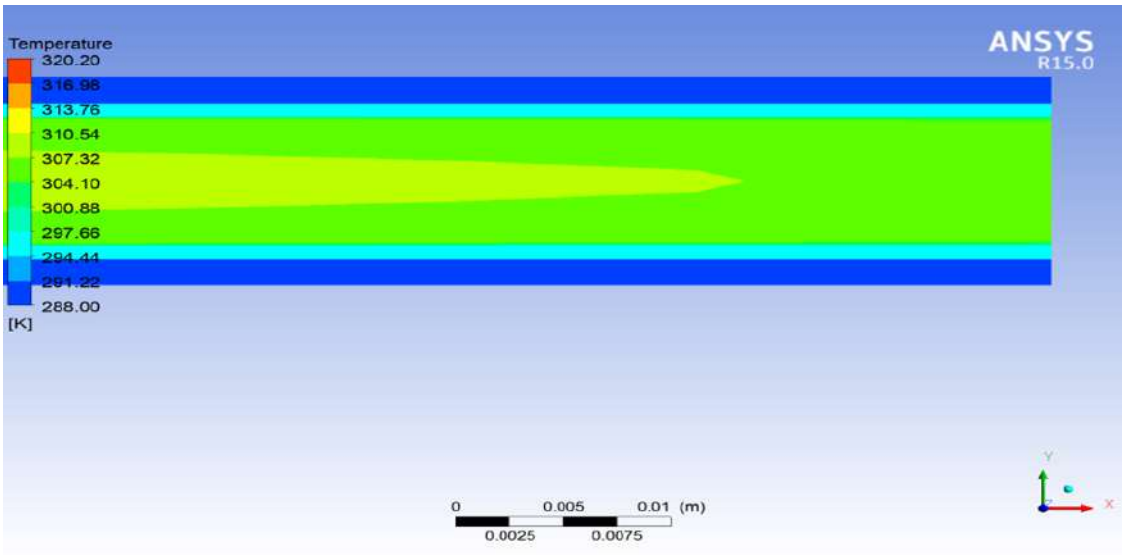


Figure IV-9 **:** Contour de température Contre-courant côté droit.

IV.3.6 Champ de la pression

Les figures (IV-10) et (IV-11) montre le champ de la pression dans l'échangeur coaxial Co-courant et Contre-courant obtenu en utilisant le modèle de turbulence k-ε. Plusieurs caractéristiques ont été observés dont :

- Pour le tube central, la pression est plus élevée à l'entrée du tube qu'à sa sortie (ou elle devient minimale), alors que dans l'espace annulaire on constate qu'elle est faible à l'entrée du tube et devient maximale à sa sortie.
- Plus on s'éloigne de l'axe, plus les pressions deviennent plus importantes à cause de l'écoulement tourbillonnaire dans l'espace annulaire et à l'intérieur du conduit central ; ceci est expliqué par l'effet centrifuge de l'écoulement.
- La diminution de pression juste en aval de l'entrée du tube central correspond à une accélération du fluide mise en évidence par le champ de vitesse, la pression minimale à sa sortie résulte du vortex.

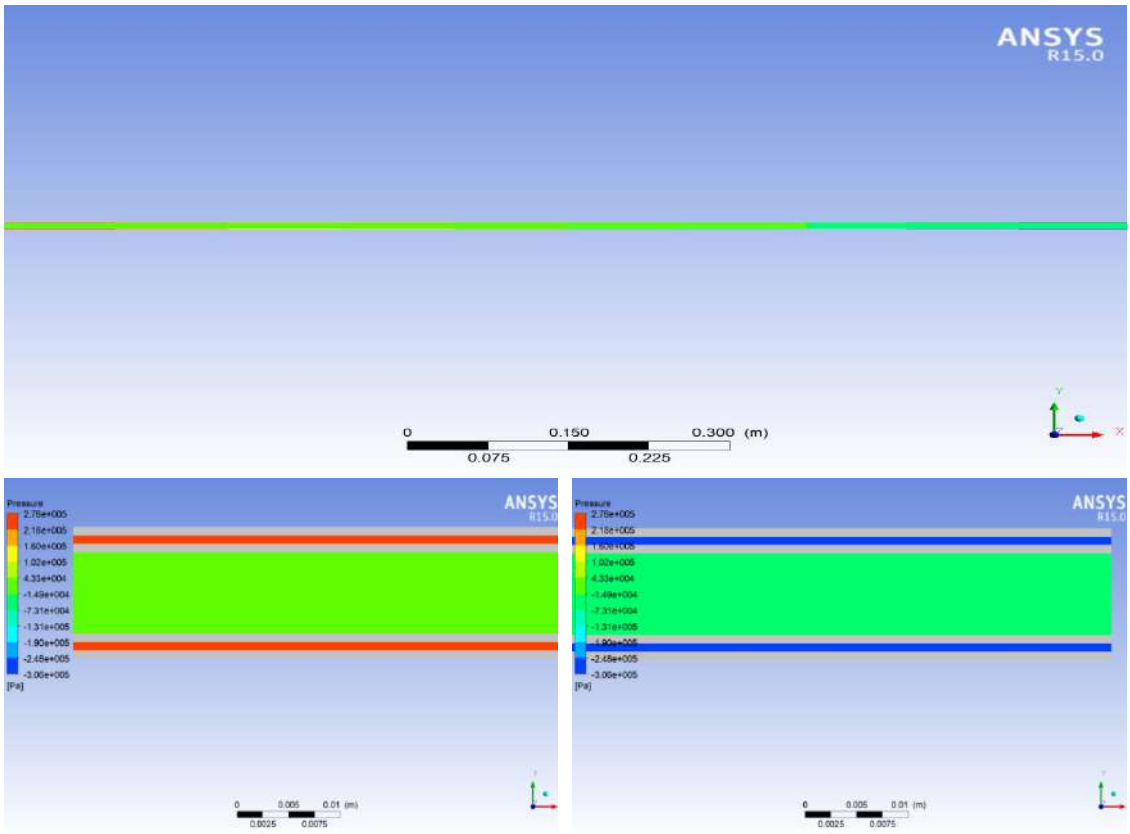


Figure IV-10 : Contour de pression Co-courant.

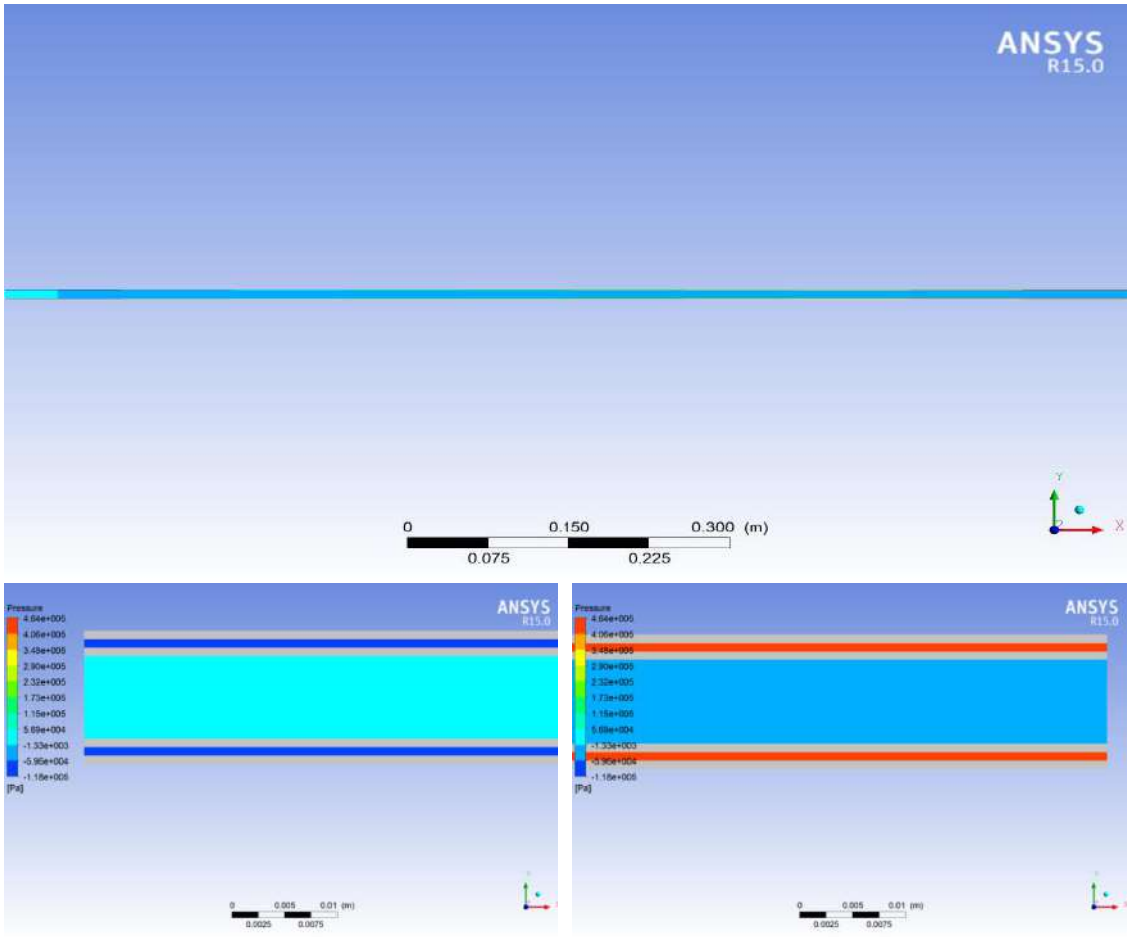


Figure IV-11 : Contour de pression Contre-courant.

IV.3.7 Champ de la vitesse

La grandeur de la vitesse résultante obtenue par le modèle k-εest illustrée sur les figures (IV-12) en mode Co-courant et (IV-13) en mode Contre-courant. On déduit les résultats suivants :

- À l'entrée de l'échangeur, la vitesse résultante augmente en grandeur. Ceci est sous l'effet du courant qui a fait le tour autour du conduit central. La conservation de la masse impose donc une accélération du fluide entrant à cause de la réduction de sa section.
- Évidement les vitesses sont nulles au niveau de toutes les parois solides satisfaisant ainsi la condition de non –glissement.
- La grandeur de vitesse est maximale à la sortie à cause de sa composante tangentielle qui est dominante, et dont l'intensification est due aux rapprochements du fluide en mouvement tourbillonnaire du centre (la conservation de quantité de mouvement angulaire).

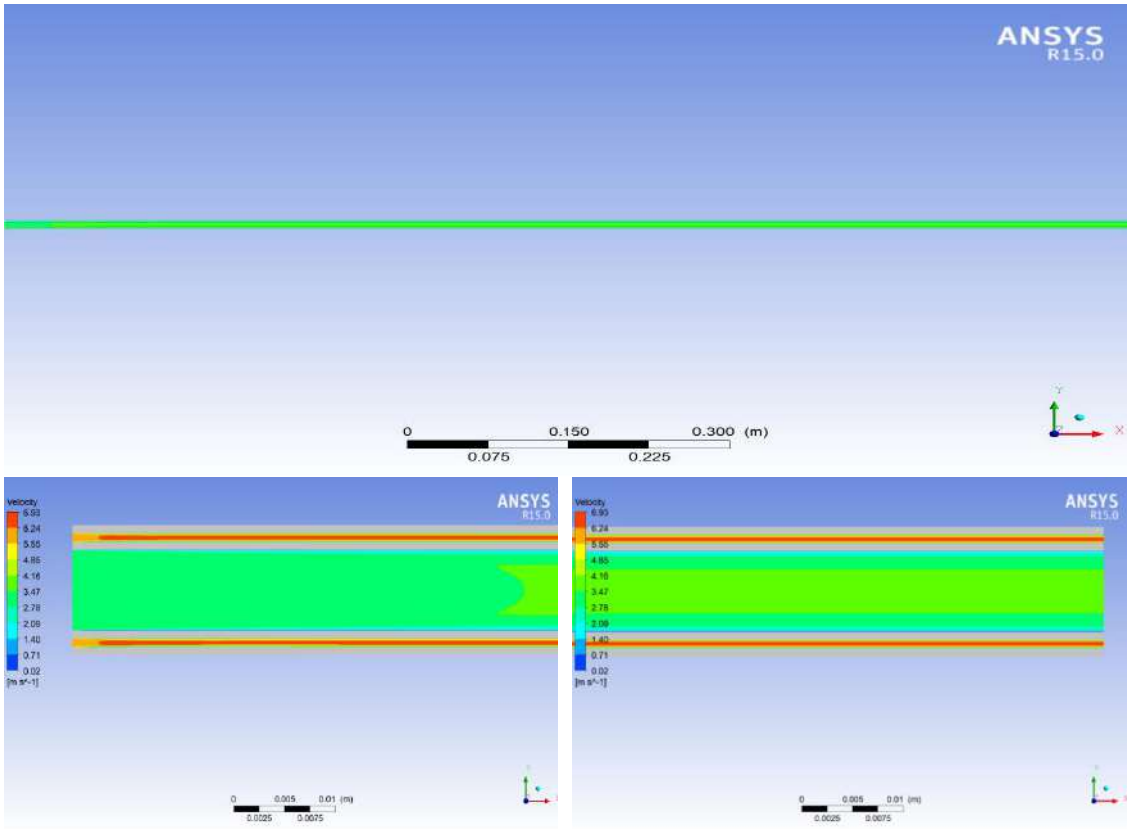


Figure IV-12 : Contour de vitesse Co-courant.

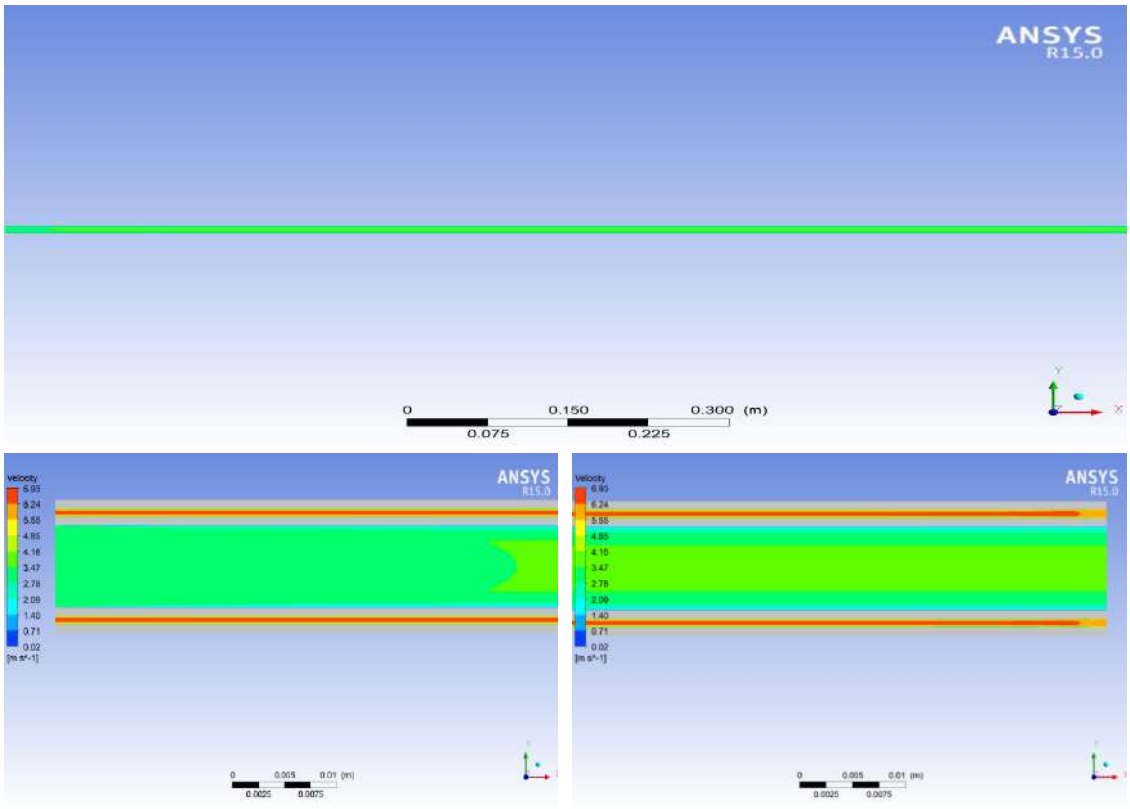


Figure IV-13 : Contour de vitesse Contre-courant.

IV.4 Analyse thermique d'un échangeur de chaleur à contre-courant cas de nanofluide (Al_2O_3+eau)

IV.4.1 Profil de température pour différentes φ du nano-fluide (Al_2O_3)

La figure (IV-14) illustre le profil de température longitudinal de l'eau chaude et le nano fluide le long de l'échangeur de chaleur. Le rapprochement des courbes pour l'eau chaude signifie que l'écart de température est négligeable et ce malgré la différence de concentration du nano-fluide. Tandis que pour le nano-fluide, on voit clairement un écart de température à la sortie de l'échangeur, ce qui signifie que la chaleur cédée par l'eau chaude est absorbée de mieux en mieux par le nanofluide.

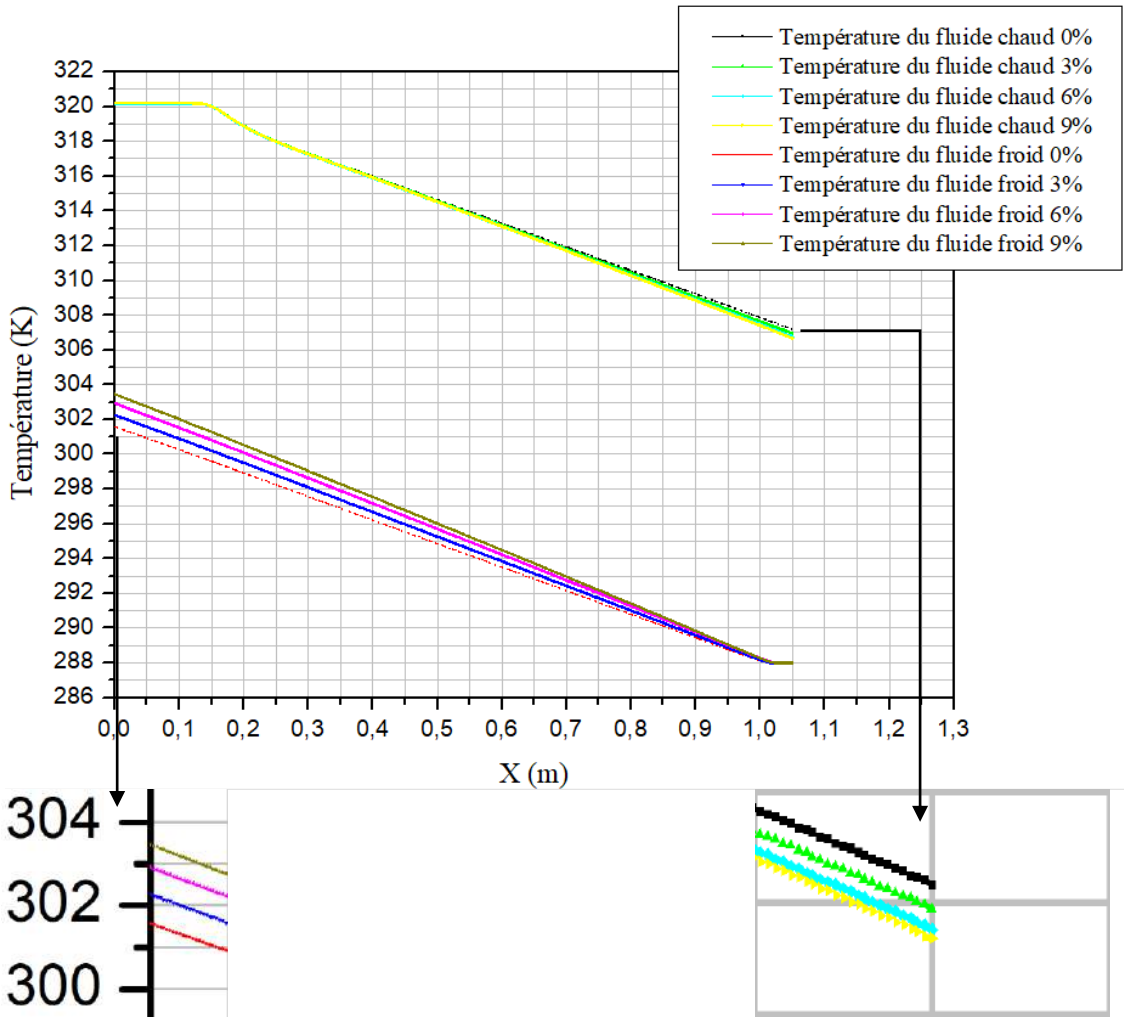


Figure IV-14 : Profil axial de température pour différentes φ du nano-fluide.

Dans le tableau (IV-5) nous avons reporté les valeurs comparatives entre l'entrée et la sortie de chaque fluide pour différentes concentration φ. La variation de la température de l'eau chaude est estimée à ΔT=0.5 C° par contre, pour le nano fluide il y a un échauffement avec ΔT=2 C°. Expérimentalement, la concentration du nano fluide peut aller jusqu'à 10%.

Tableau IV-5 : Comparaison pour différents φ du nano-fluide entre entrée et sortie

Fluide	Eau chaude				eau+Al_2O_3			
$T_{entrée}$ (K)	320.2				288			
φ (%)	0	3	6	9	0	3	6	9
T_{sortie} (k)	307.169	306.95	306.769	306.676	301.568	302.275	302.915	303.465
ΔT (C°)	13.031	13.25	13.431	13.524	13.568	14.275	14.915	15.465

IV.4.2 Efficacité Thermique de l'échangeur de chaleur

L'efficacité d'un échangeur de chaleur exprime le rapport du flux réellement échangé aux flux maximal théoriquement possible.

L'efficacité peut être calculée par la relation :

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{min}}{\Delta T_{max}} \qquad \text{(IV-1)}$$

Avec :

ΔT_{min} est la différence de température du fluide dominant l'échange c'est-à-dire le fluide caractérisé par une capacité calorifique ($\dot{m}C_p$) minimale, dans notre cas c'est le nano-fluide.

ΔT_{max} est la différence de température entre l'entrée des deux fluides.

La figure (IV-15) montre que la concentration des nanoparticules améliore l'efficacité thermique de l'échangeur de chaleur.

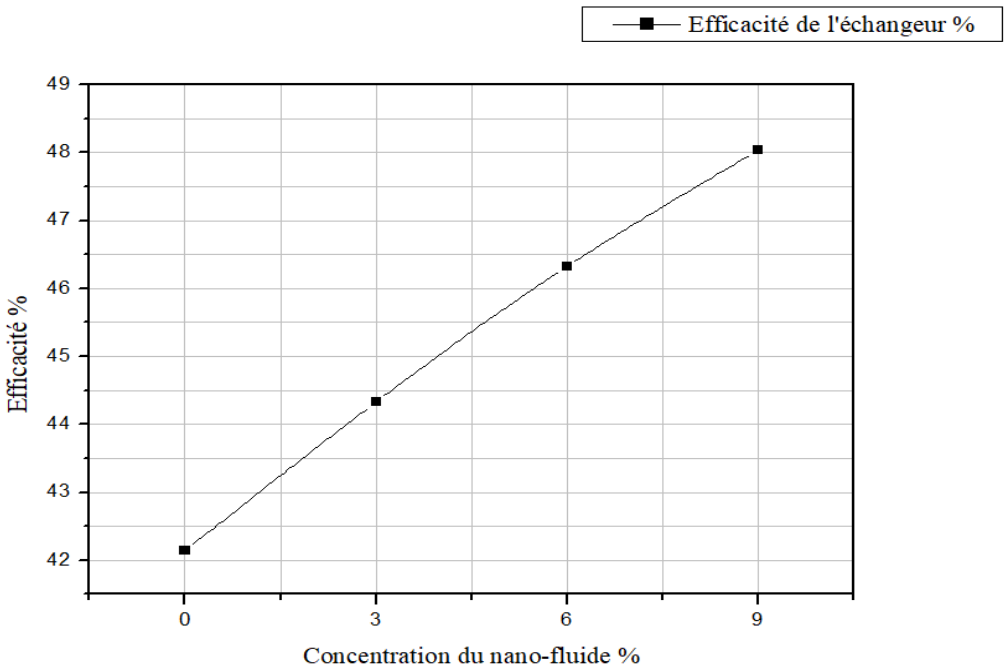


Figure IV-15 : Efficacité de l'échangeur en fonction de φ du nano-fluide.

Le tableau IV-6 résume les valeurs ε pour différentes valeurs de concentration de nanoparticules.

Tableau IV-6 : Efficacité thermique ε pour différentes φ

φ (%)	0	3	6	9
ΔT_{max} (C°)	32.2			
ΔT_{min} (C°)	13.568	14.275	14.915	15.465
ε (%)	42.14	44.33	46.32	48.03

La figure (IV-16) présente la variation du flux thermique du fluide froid (Nano fluides+eau) circulant dans l'espace annulaire en fonction des fractions d'Al_2O_3.

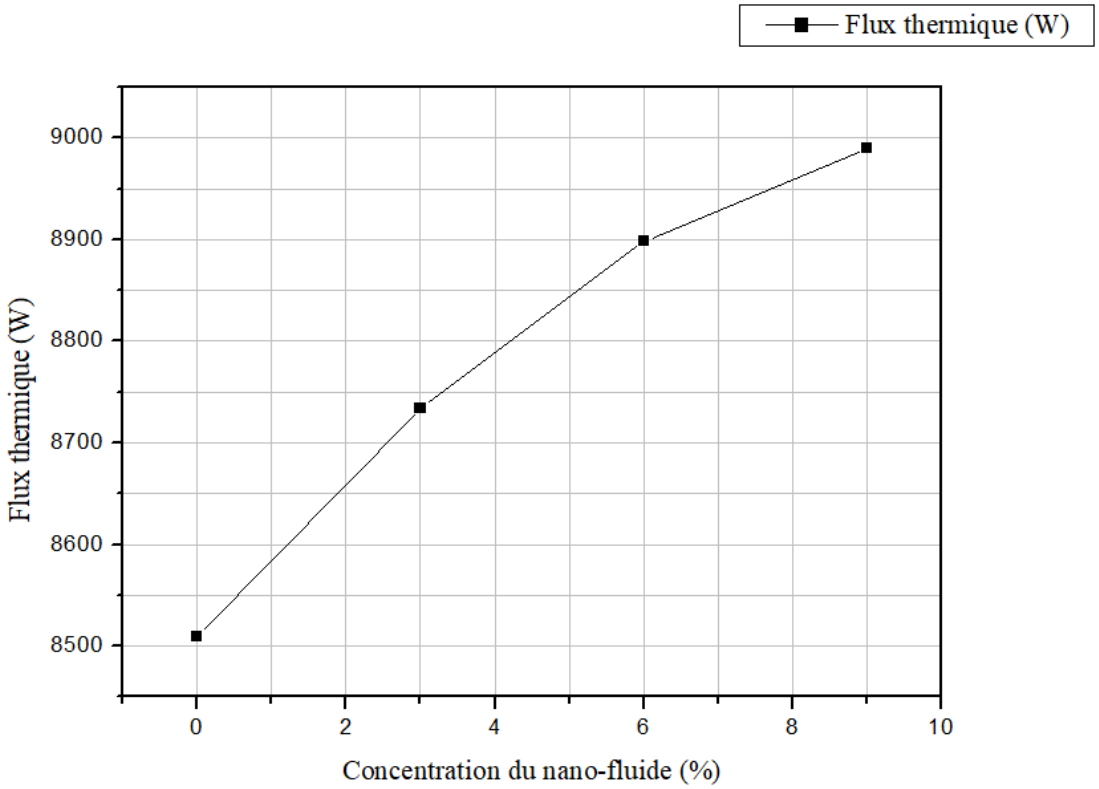


Figure IV-16 **:** Flux thermique en fonction de la φ du nano-fluide.

L'analyse de cette figure montre que plus la fraction d'Al_2O_3 est grande, plus le transfert thermique est important. C'est la deuxième indication que la dispersion des nanoparticules dans le fluide caloporteur améliore le transfert.

Le tableau IV-7 résume les valeurs du flux calculé en fonction des fractions d'Al_2O_3.

Tableau IV-7 **:** Flux de chaleur absorbé par nanofluide en fonction de φ

φ (%)	0	3	6	9
$\dot{m}C_{p.eau\ chaude}$ (W/C°)	626.85			
$\dot{m}C_{p.nano\text{-}fluide}$ (W/C°)	627.15	611.868	596.586	581.304
ΔT_{min} (C°)	13.568	14.275	14.915	15.465
Q (W)	8509.171	8734.416	8898.081	8989.866

IV.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats obtenus par la simulation numérique sous ANSYS Fluent pour un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur coaxial pour les deux modes d'écoulement (Co-courant et contre-courant).

L'analyse des résultats obtenus sont en parfaite accord avec les résultats expérimentaux de la littérature BENAYAD.N **[35]**. Par la suite, nous avons repris le même modèle en utilisant le nano-fluide composé de nanoparticules d'Al_2O_3 avec la configuration de contre-courant et ce dans le but d'étudier l'effet de la concentration des nanoparticules sur l'efficacité thermique de l'échangeur.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans le présent travail, nous avons étudié numériquement en bidimensionnelle par CFD l'effet de la concentration des nanoparticules Al_2O_3 dispersées dans l'eau s'écoulant dans l'espace annulaire de l'échangeur de chaleur coaxiale à contre-courant en régime turbulent. Dans cette étude, on a adopté le modèle *k*-ε et la méthode des volumes finis et l'approche monophasique pour résoudre l'ensemble des équations gouvernant le transfert thermique entre le nanofluide et le fluide chaud. De plus, dans ce travail, nous avons pris en considération le flux de chaleur qui traverse la paroi du tube interne et ce pour se rapprocher au mieux des observations réelles.

Le modèle développé a été testé et validé par les résultats de la littérature pour les deux configurations Co-courant et Contre-courant dans le cas de refroidissement de l'eau chaude par l'eau froide.

Les résultats obtenus par ce modèle montrent que l'addition des nanoparticules Al_2O_3 dans le fluide caloporteur (eau pur) mène à l'augmentation du flux thermique et aussi à l'amélioration de l'efficacité thermique de l'échangeur.

En perspective, il est envisagé d'étudier l'application de ce modèle pour le refroidissement des huiles pour différentes nanoparticules.

Bibliographie

Bibliographie

[1] A. BONTENPS. Échangeur de chaleur, description des échangeurs, - technique de l'ingénieur traitée génie énergétique B2341, pp.1-7.

[2] M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur: échangeur tubulaire et [Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.

[3] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble).

[4] https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur_de_chaleur#%C3%89changeur_%C3%A0_faisceau_tubulaire_horizontal

[5] https://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/echangeurs.html

[6] http://processs.free.fr/Pages/VersionMobile.php?page=4526

[7] https://www.ijiert.org/admin/papers/1546532387_i%20%E2%80%93%20MESCON%2018.pdf

[8] ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR THERMIQUE POUR UN SYSTÈME HYBRIDE DE TYPE ÉOLIEN-DIESEL-STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ (JEDSAC) PHASE 1 : RECHERCHE DU MODÈLE UQAR Université du Québec à Rimouski.

[9] M. AKLI et L. ELAID, simulation numérique de transfert de chaleur dans un échangeur coaxial, université Mohand Akli Oulhadj-BOUIRA- département de génie mécanique (2017/2018).

[10] J.F. SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4ème tirage 1993.

[11] Cours Échangeur de chaleur Mr.ABARKANE université de BOUIRA(2017/2018).

[12] cours transfert de chaleur Mr.ZERARI université de MEDEA (2018/2019).

[13] cours Echangeur de chaleur Mr.ANNOUN université de MEDEA (2020/2021).

[14] cours mécanique des fluides Mr.KORAICHI université de MEDEA (2019/2020).

[15] RIBIERO João-Paulo, Nanofluides pour les applications thermiques, Dossier Technique de l'ingénieur, nm5115, 2009.

[16] KHENTOUL MOUSSA, étude numérique de la convection mixte dans un canal horizontal contenant des ailettes, thèse de doctorat 3ème cycle (LMD) en génie mécanique, option : génie thermique et énergétique, université de Constantine 2016.

[17] N. Hamraoui, Etude numérique du transfert de chaleur dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard. Diplôme de master En Physique des fluides et des transferts, université de tunes 2013.

[18] J.C. Maxwell. A Treatise on electricity and magnetism, Clarendon Press, U.K., 1891.

[19] R.L. Hamilton and O.K. Crosser. Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals 1(3), 187-191, 1962.

[20] A. Einstein. Investigations on the Theory of the Brownian movement. Dover Publications, New York, 1956.

[21] H.C. Brinkman. The viscosity of concentrated suspensions and solution. J. Chem.Phys., 20,571– 581, 1952.

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

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

[24] Y. Xuan and W. Roetzel. Conception for heat transfer correlation of nanofluids. International.

[25] B. Raei, F. Shahraki1, M. Jamialahmadi et S.M. Peyghambarzadeh, Experimental investigation on the heat transfer performance and pressure drop characteristics of γ-Al2O3/water nanofluid in a double tube counter flow heat exchanger, Trans. Phenom. Nano Micro Scales, 4(1): 64-77, Winter and Spring 2017.

[26] Geundouz Karima et Memmi Rofaida, Simulation par CFD du refroidissement par utilisation des nanofluides dans un échangeur de chaleur coaxial, université Yahia Farés de MEDEA département de génie mécanique (2019/2020).

[27] Fluent, ANSYS. 2009. Theory Guide. Ansys Inc, 816 p.

[28] R.J. Nunge, E.W. Porta and W.N. Gill, Axial conduction in the fluid Streams of Multistream Heat Exchanger, Chem. Engng. Prog. Symp. Ser, N°77, Vol. 63, pp. 80-91, (1967).

[29] MECANIQUE DES FLUIDES Master 2 GdP Ph. Marty GÉNIE DES PROCÉDÉS Master 2 Université Joseph Fourier, Grenoble version modifiée le 9 Juillet 2012.

[30] P. Tobaly, Echangeurs de chaleur IUT de S. Denis Licence Professionnelle Module.

[31] Nguyen, Cuong. 2005. « Turbulence Modeling ». Massachusetts Institute of Technology. P.6.

[32] J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4^{éme} tirage 1993.

[33] Cours ANSYS FLUENT M.ABARKANE université de BOUIRA.(2016.2017).

[34] H. Nouri1 and F. Ravelet 1dynfluid - Arts et Metiers paristech, 151 boulevard de l'Hôpital, 75013 Paris, France 6 septembre 2013.

[35] BENAYAD NADA Thèse doctorat ` OPTIMISATION DES ECHANGEURS COMPACTS APPLICATION DU LOGICIEL FLUENT ' université des frères Mentouri Constantine 12 /11/ 2015.