

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
المركز الجامعي لعين تموشنت
Centre Universitaire Belhadj Bouchaib d'Ain-Temouchent
Institut de Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'études
Pour l'obtention du diplôme de Master en :
Domaine : TECHNOLOGIE
Filière : GENIE MECANIQUE
Spécialité : ENERGETIQUE

Thème

*Etude numérique d'un écoulement turbulent à l'intérieur
d'un échangeur de chaleur muni d'ailettes*

Présenté Par :

- 1) M^R: MARNI SANDID ABDELFAH
- 2) M^R: ISMAILI ABDELKADER

Devant les jurys composés de :

Dr Soufiane BELHENINI
Dr Hamidou BENZENINE

C.U.B.B (Ain Temouchent)
C.U.B.B (Ain Temouchent)

Président
Encadrant

Dr Amine BELOUFA

C.U.B.B (Ain Temouchent)

Examinateur

Année universitaire 2017/2018

Remerciements

Le présent travail a été effectué à l'université Belhadj Bouchaïb d'Ain Temouchent, faculté de technologie département de génie Mécanique.

Un grand merci au bon Dieu de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et du savoir. Je tiens à remercier vivement mon directeur de recherche, monsieur H.BENZENJNE, pour leur suivi, leur assistance et leurs conseils précieux le long de ma formation. Leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité. Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mes parents pour leur sacrifice et soutien inestimables durant toutes mes études.

Nous tiens à remercierons Monsieur Dr Soufiane BELHENJJI, pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.

Nos vifs remerciements vont aussi à Monsieur Dr Amine BELOUFA, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.

Enfin, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, nous dis merci.

Dédicaces

JE TIENS À DÉDIER CE MODESTE TRAVAIL À TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS :

À CEUX QUI ONT FAIT DE MOI CE QUE JE SUIS :

**MES TRÈS CHERS PARENTS POUR QUI JE N'OUBLIERAI JAMAIS LEUR GRANDE AFFECTION ;
LEUR SOUTIEN ET LEUR ENCOURAGEMENTS ; TOUT LE LONG DE MES ÉTUDES.**

- **À TOUTE MA FAMILLE.**
- **À MA CHÈRE SŒUR SOUMIA.**
- **À MA CHÈRE SŒUR RAHMA ET À SES FILS ANES ET MOHAMED.**

- **À MON PETIT SŒUR ALAA AVEC MES VŒUX POUR QU'IL RÉUSSISSE DANS
LE CURSUS ACADÉMIQUE ET OBTIENNE LE BACCALAURÉAT.**

- **À MES CHÈRES FRÈRES: AHMED ET BRAHIM.**
- **À MON MEILLEUR AMI MOHAMED.**
- **À MON ENCADREUR DR H.BENZENINE.**

- **À TOUS MES COLLÈGUES ET MES AMIS PARTOUT SANS OUBLIÉ ; JE DÉDIE CE
MÉMOIRE À MON BINÔME : ISMAILI ABDELKADER.**

MARNI SANDID ABDELFATAH

Dédicaces

JE TIENS À DÉDIER CE MODESTE TRAVAIL À TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS :

À CEUX QUI ONT FAIT DE MOI CE QUE JE SUIS :

**MES TRÈS CHERS PARENTS POUR QUI JE N'OUBLIERAI JAMAIS LEUR GRANDE AFFECTION ;
LEUR SOUTIEN ET LEUR ENCOURAGEMENTS ; TOUT LE LONG DE MES ÉTUDES.**

- **À TOUTE LA FAMILLE ISMAILI, BELKHAMGANI.**
- **À MA CHÈRE SŒUR ASSIA ..**
- **À MON CHER SŒUR FATIMA ET À SES FILS HABIB ET IYAD.**
- **À MON CHER FRÈRE MOHAMED ET SA FEMME ET SON FILS AHMED**
-
- **À MON PETIT FRÈRE HAMZA AVEC MES VŒUX POUR QU'IL RÉUSSISSE DANS
LE CURSUS ACADÉMIQUE ET OBTIENNE LE BACCALAURÉAT.**
- **À MES TRÈS CHERS AMIS (ES) : MIH , SABAR , BOULARAF, BELKADI.**
- **À MON ENCADREUR DR H.BENZENINE .**
- **À TOUS MES COLLÈGUES ET MES AMIS PARTOUT SANS OUBLIÉ ; JE DÉDIE CE
MÉMOIRE À MON BINÔME : MARNI SANDID ABDELFATAH.**

ISMAILI ABDELKADER

Résumé :

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail on va étudier numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur bi tubulaire coaxial. Etude de l'effet de l'orientation des deux fluides dans l'échangeur de chaleur à simple tube a été effectuée pour confirmer que le cas contre courant présente de bons résultats par rapport au cas Co-courant. Pour l'amélioration de ses performances thermique, un échangeur de chaleur à tube ailette a été également étudié et comparé avec le cas simple. Après, les pertes de charges sont un élément fondamental de l'écoulement des liquides car elles apparaissent pour tous les liquides, il faut donc penser à un compromis entre l'augmentation de la température et la pression. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel "FLUENT" qui se base sur la méthode des volumes finis.

Monts clés : Echangeur de chaleur, ailette, volume fini, maillage.

ملخص

في الشركات الصناعية، يعتبر المبادل الحراري عنصرًا أساسيًا للتحكم في الطاقة، والمشاكل المتعلقة بالقلق الحراري الهيدروليكي فوق كل الأبعاد الحرارية للأجهزة. لهذا في هذا العمل سوف ندرس عددًا من السلوك الديناميكي والحراري للتدفق المضطرب في مبادل حراري ثنائي الأنبوب متحد المحور. أجريت دراسة تأثير اتجاه السائلين في المبادل الحراري الأنبوبي الأحادي للتأكد على أن الحالة ضد التيار لها نتائج جيدة بالمقارنة مع حالة نفس اتجاه التيار. لتحسين أدائها الحراري، تم أيضًا دراسة مبادل حراري للأنبوب الزهري ومقارنته بالحالة البسيطة. بعد ذلك تعد خسائر الشحن عنصرًا أساسيًا في تدفق السوائل لأنها تظهر لكل السوائل، لذا يجب على المرء التفكير في حل وسط بين زيادة درجة الحرارة والضغط. أجريت هذه الدراسة باستخدام برنامج "FLUENT" والذي يعتمد على طريقة الكميات النهائية. **كلمات الرئيسية:** مبادل حراري، زعنفة، حجم محدود، شبكة.

Abstract :

In industrial companies the heat exchanger is an essential element for the control of the energy, the problems relating to the thermo hydraulic concern above all the thermal dimensioning of the apparatuses. For this, in this work we will study numerically the dynamic and thermal behavior of a turbulent flow in a coaxial bi-tubular heat exchanger. Study of the effect of the orientation of the two fluids in the single-tube heat exchanger was performed to confirm that the case against current has good results compared to the case Co-current. To improve its thermal performance, a fin tube heat exchanger has also been studied and compared with the simple case. After, the losses of charges are a fundamental element of the flow of the liquids because they appear for all the liquids, one must therefore think of a compromise between the increase of the temperature and the pressure. This study was carried out using the software "FLUENT" which is based on the method of the finished volumes.

Key mountains: Heat exchanger, fin, finite volume, mesh.

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur.	10
Figure I.2 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes :(a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue (b) tubes circulaire avec ailettes circulaires.	11
Figure I.3 : Échangeur à tube et calandre.	11
Figure I.4 : Échangeur tubulaire coaxial.	12
Figure I.5 : Différents types d'échangeurs tubulaires.	12
Figure I.6 : Echangeur à courants croisés.	13
Figure I.7 : Echangeur à plaques.	13
Figure I.8 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.	14
Figure I.9 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a) triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples événements; (f) trouées.	14
Figure I.10 : (a) tubes ailettes simples ;(b) ailettes autour de tubes. Les ailettes sont plates mais pourraient être ondulées, coupées ou à événements.	15
Figure I.11 : Tubes à ailettes simples.	15
Figure I.12 : Trois configurations d'ailettes continues.	16
Figure I.13 : Tubes à ailettes longitudinaux.	16
Figure I.14 : Tubes avec ailettes internes.	16
Figure I.15 : Différents types d'ailettes.	18
Figure II.1 : Vue en coupe de l'échangeur de chaleur étudié.	20
Figure II.2 : Coupe de l'échangeur de chaleur	21
Figure II.3 : Dimensions caractéristiques	21
Figure II.4 : Dispositif expérimental :(a) canal d'essai,(b) boucle fluïdique	22
Figure II.5 : Instrumentation de la section de tests	22
Figure II.6 : Echangeur de chaleur à tube et calandre	23

Figure II.7 : Représentation élémentaire d'un tube échangeur	23
Figure II.8 : Distribution du champ de vitesse axiale dans la longueur du canal.	24
Figure II.9 : Géométrie du problème	24
Figure II.10 : Dispositif expérimental.	25
Figure II.11 : Géométrie et domaine de calcul.	26
Figure II.12 : Schéma du domaine physique	27
Figure II.13 : Rationaliser les différents espacements pour les deux chicanes	28
Figure II.14 : Géométrie du problème	28
Figure II.15 : Champ de vitesse axiale	28
Figure II.16 : Distribution de la température dans la conduite	29
Figure II.17 : Schématisation des conditions aux limites.	29
Figure II.18 : Schéma de configuration expérimentale	30
Figure III.1 : Volume de contrôle bidimensionnel.	39
Figure III.2 : Schéma du maillage.	40
Figure III.3 : Configuration géométrique du problème étude pour un échangeur de chaleur à tube simple.	42
Figure III.4 : Configuration géométrique du problème étude pour un échangeur de chaleur à tube avec ailettes.	43
Figure III.5 : Ailette verticale	43
Figure IV.1 : Génération de maillage sur un échangeur de chaleur concentrique à tube lisse	47
Figure IV.2 : Température de fluide chaud à la sortie en fonction débit	49
Figure IV.3 : Température de fluide froid à la sortie en fonction débit	50
Figure IV.4 : Profil de température le long d'un échangeur de chaleur à tube lisse pour la configuration « Co-courant ».	50
Figure IV.5 : Profil de température le long d'un échangeur de chaleur à tube lisse pour la configuration « contre-courant ».	51
Figure IV.6 : Variation de température coté chaud et froid en fonction débit (Qmf varie ;Qmc constant)	52

Figure IV.7 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid	53
Figure IV.8 : Contour de température d'un échangeur à tube lisse ($Q_{mc}=Q_{mf}=0,01666$ kg/s)	54
Figure IV.9 : Contour de vecteur vitesse axial d'un échangeur à tube lisse ($Q_{mc}=Q_{mf}=0,01666$ kg/s)	54
Figure IV.10 : Variation de température coté chaud et froid en fonction débit (Q_{mf} varie ; Q_{mc} constant)	55
Figure IV.11 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid	56
Figure IV.12 : Contour de température d'un échangeur chaleur à tube avec ailettes ($Q_{mc}=Q_{mf}=0,01666$ kg/s)	57
Figure IV.13 : Contour de vecteur vitesse axial d'un échangeur chaleur à tube avec ailettes ($Q_{mc}=Q_{mf}=0,01666$ kg/s)	57
Figure IV.14 : Distribution de champ de vitesse axial dans la longueur de canal.	58
Figure IV.15 : Distribution de champ de température dans la longueur de canal.	59

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III.1 : Valeurs des constantes du modèle k-ϵ	35
Tableau III.2 : Valeurs des constantes du modèle k- ϵ RNG.	36
Tableau III.3 : Valeurs des constantes du modèle réalisable k- ϵ.	37
Tableau III.4 : Différentes désignations de ϕ, Γ, S	38
Tableau III.5 : Conditions Aux Limites	44
Tableau IV.1 : Variation du coefficient de convection, des deux températures de sorties cotés chaud et froid pour différents maillages testés.	47
Tableau VI.2 : Variation de température à la sortie des deux côtés pour déférents débit coté froid.	52
Tableau VI.3 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour déférents débit coté froid.	53
Tableau VI.4 : Variation de température à la sortie des deux côtés pour déférents débit coté froid.	55
Tableau VI.5 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour déférents débit coté froid.	56

NOMENCLATURE

T	Température	[K]
ΔT	Différence de température	[K]
Q	débit de fluide	[kg.s ⁻¹]
C _P	Capacité calorifique à Pression constante	[J/kg.K]
u,v	Composant de vitesse	[ms ⁻¹]
S ₀	Terme source	
x, y	Coordonné	[m]
P	Pression	[Nm ⁻²]
ΔP	Perte de charge	[Pa]
ΔP_1	Perte de charge « tube intérieur »	[Pa]
ΔP_2	Perte de charge « tube extérieur »	[Pa]
H	Hauteur	[m]
h	Coefficient d'échange par convection	[Wm ⁻² K ⁻¹]
t	Temps	[s]
L	La longueur du canal	[mm]
D _i	Le diamètre intérieur	[mm]
D _e	Le diamètre extérieur	[mm]
h	La hauteur des ailettes	[mm]
w	L'épaisseur des ailettes	[mm]

Symboles grecs

Λ	Conductivité thermique	[Wm ⁻¹ k ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[Kg m ⁻³]
\emptyset	Variable dépendante	

V	Viscosité cinématique	$[m^2s^{-1}]$
μ	Viscosité dynamique	$[kg/m.s]$
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	$[kg/m.s]$
E	Energie	[J]
λ_s	Conductivité thermique du solide	$[Wm^{-1}k^{-1}]$
λ_f	Conductivité thermique du fluide	$[Wm^{-1}k^{-1}]$
Γ_ϕ	Coefficient diffusion	
Indices		
eff	Effective	
e	Entrée	
s	Sortie	
c	Chaud	
f	Froid	

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre I	
Généralités sur les échangeurs de chaleur	
Introduction	4
I.1. Classification des échangeurs	5
I.1.1. Classification suivant le processus de transfert thermique	
I.1.2. Classification selon le mécanisme de transfert thermique	6
I.1.3. Classification selon le mode de transfert	7
I.1.4. Classification suivant le nombre de fluides	8
I.1.5. Classification selon la construction	8
I.1.6. Classification selon la capacité de la surface d'échange	9
I.1.7. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	9
I.2. Différents types des échangeurs de chaleur	9
I.2.1. Échangeurs à tubes et calandres	11
I.2.2. Échangeurs tubulaires coaxiaux	12
I.2.3. Échangeurs à courants croisés	12
I.2.4. Échangeurs à plaques	13
I.2.5. Échangeurs à plaques avec ailettes	13
I.2.6. Échangeurs tubulaires avec ailettes	14
I.3. Ailettes	17
I.3.1. Définition d'une ailette	17
I.3.2. Choix des ailettes	17
I.3.3. Cas des ailettes n'ont pas été employés	17
I.3.4. Types d'ailettes qui sont employées dans les échangeurs de chaleur	18
Chapitre II	
Recherche bibliographique	
Introduction	20
II.1. Quelques travaux sur les échangeurs de chaleur	20
Chapitre III	
Résolution numérique et modélisation mathématique	
Introduction	32
III.1. Architecture de logiciel	32
III.2. Préprocesseur GAMBIT	32
III.3. Présentation de "Fluent"	33
III.4. Procédure sous "Fluent"	34
III.5. Modèles de turbulence	34

III.5.1. Modèle k-ϵ :	35
III.5.1.1. Modèle standard k-ϵ	35
III.5.1.2. Modèle RNG k-ϵ	36
III.5.1.3. Modèle Réalisable k- ϵ	37
III.6. Equation gouvernantes	37
III.7. Equation de continuité	38
III.8. Équation de quantité de mouvement	38
III.9. Équation d'énergie	38
III.10. Principe de la méthode des volumes finis	39
III.11. Rappel sur la méthode des volumes finis	39
III.12. Maillage	40
III.13. Nombre de Reynolds	41
III.13.1. Ecoulement laminaire	41
III.13.2. Ecoulement transitoire	41
III.13.3. Ecoulement turbulent	41
III.14. Géométries du problème	42
III.15. Conditions aux limites	44

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Introduction	46
IV.1. Etude de l'indépendance de maillage	47
IV.2. Validation du modèle	48
IV.3. Comparaison des deux modes de circulation de fluide (Co-courant et contre-courant)	50
IV.4. Impact de débit sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à tube lisse	51
IV.5. Impact de débit sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à tube avec ailettes	55
IV.6. Comparaison des aspects dynamique et thermique dans un échangeur de chaleur en présence et en absence d'ailette	58
IV.6.1. Aspect dynamique	58
IV.6.2. Aspect thermique	59
Conclusion générale	60
Références bibliographies	62

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur.

Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique d'un écoulement turbulent à l'intérieur d'un échangeur de chaleur muni d'ailettes.

Le but de notre travail consiste en l'étude numérique du transfert de chaleur dans une conduite bi tubulaire coaxiale , le comportement dynamique et thermique de l'écoulement est analysé tout d'abord dans un tube lisse en Co-courant et contre-courant de l'écoulement , ensuite comparés avec un autre modèle d'échangeur de chaleur qui comportant un tube ailetté pour renforcer l'échange thermique .Le travail est entamé par une étude de l'indépendance de maillage avec les résultats en utilisant le code de calcul FLUENT.

Organisation de travail

Le présente mémoire comporte quatre chapitres :

Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre une généralité sur les échangeurs de chaleur.

Le deuxième chapitre est une étude bibliographique couvrant les études numériques et expérimentale sur les comportements dynamiques et thermiques de l'écoulement des fluides.

Dans le troisième chapitre, la modélisation mathématique, en présentant le problème physique et les équations de conservation de masse, se quantité de mouvement, de l'énergie, ainsi que les conditions aux limites imposée sur chaque grandeur, sont présentés en détail ; nous avons présenté également la méthode des volumes finis, le code de calcul Fluent, le préprocesseur GAMBIT.

Dans le quatrième chapitre nous évaluerons et discuterons les résultats de simulation.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I :

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Introduction

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs. Le fluide caloporteur est un fluide à l'état liquide qui est utilisé sans changement de phase pour le transfert d'un lieu à un autre une certaine quantité de chaleur générée par des moyens étranges.

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides. La majorité des échangeurs existant fonctionnent à une température à 600 °C [1].

Etant donné que la majorité des échangeurs de chaleur utilisés sont à surface d'échange c-à-d les deux fluides sont séparés par une paroi, ces deux fluides peuvent être soit deux liquides, soit deux gaz ou vapeurs, soit un liquide et un gaz en outre, l'échange de chaleur dans l'appareil se fait soit sans changement d'état (l'appareil est alors un simple échangeur), soit avec changement d'état (l'appareil est alors selon le cas, un condenseur ou un évaporateur ou un cristalliseur) aussi bouilleurs, en absence de la paroi séparatrice, il y a mélange direct entre les deux fluides (échangeur mélangeur). Dans ce cas, les deux fluides sont de la même nature ou non miscible. Un échangeur est rarement constitué d'un seul tube, en général, on a une multitude d'éléments (un ensemble de tubes ou de plaques, etc ...) [1,2].

Les échangeurs de chaleur constituent des appareils importants ayant un champ d'applications très large : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, l'agroalimentaire, les stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, la réfrigération, ... etc.

I.1. Classification des échangeurs: [1, 3]**I.1.1. Classification suivant le processus de transfert thermique :**

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiple façons, ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants

❖ **Classification selon leurs procédés de transfert thermique** → selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types: à contact direct et à contact indirect.

❖ **Classification selon la compacte de surface** → Cette autre classification arbitraire, se base sur le rapport de l'aire la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux : Échangeurs compact et non-compact.

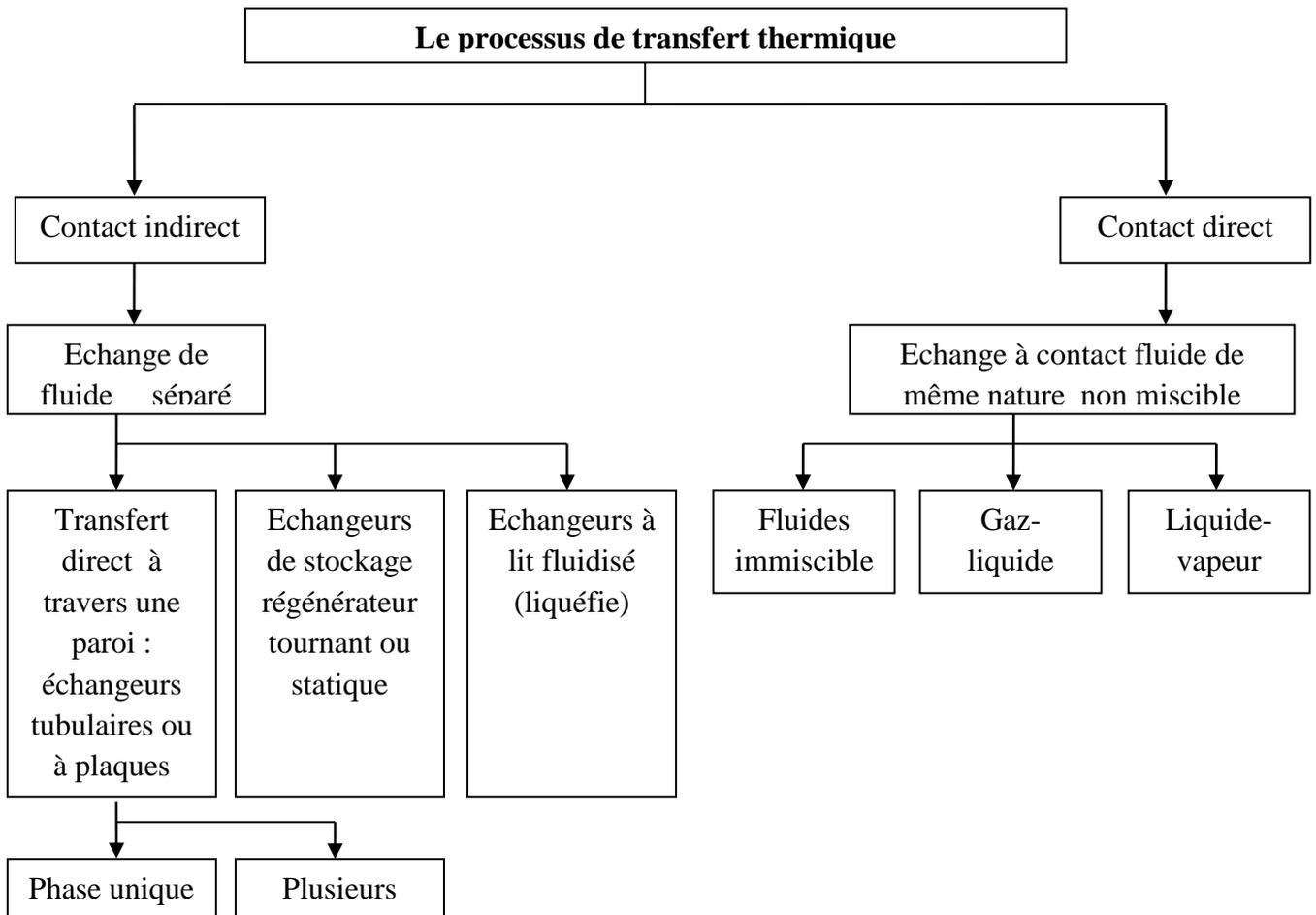
❖ **Classification selon le nombre de fluide**

❖ **Classification selon le sens de l'écoulement**

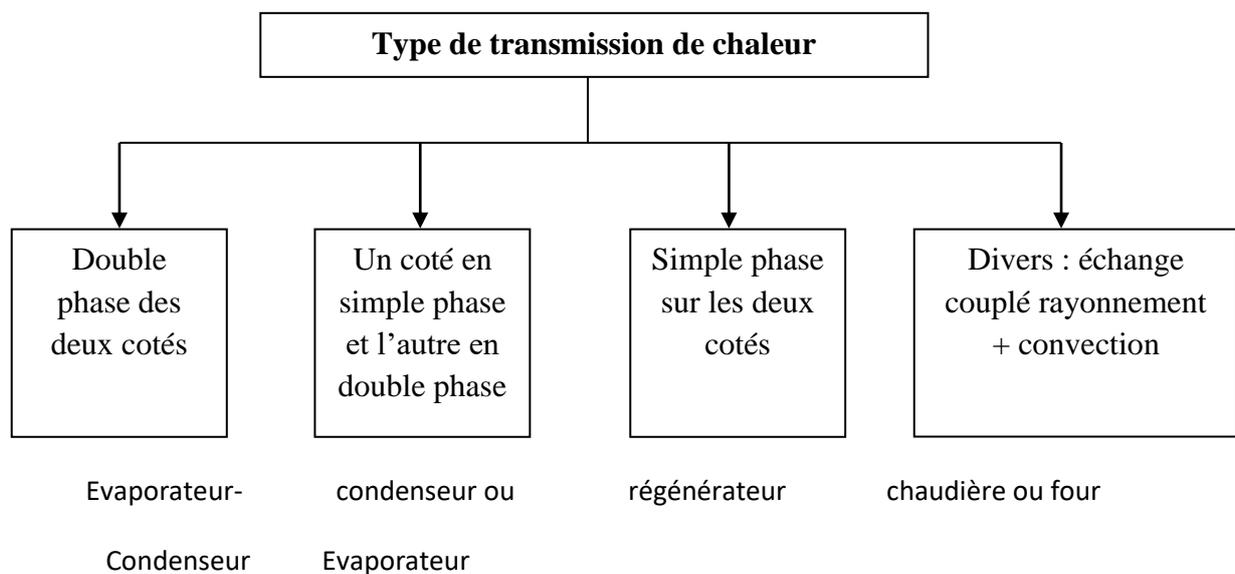
❖ **Classification suivant la construction**

❖ **Classification suivant le mécanisme de transfert de chaleur**

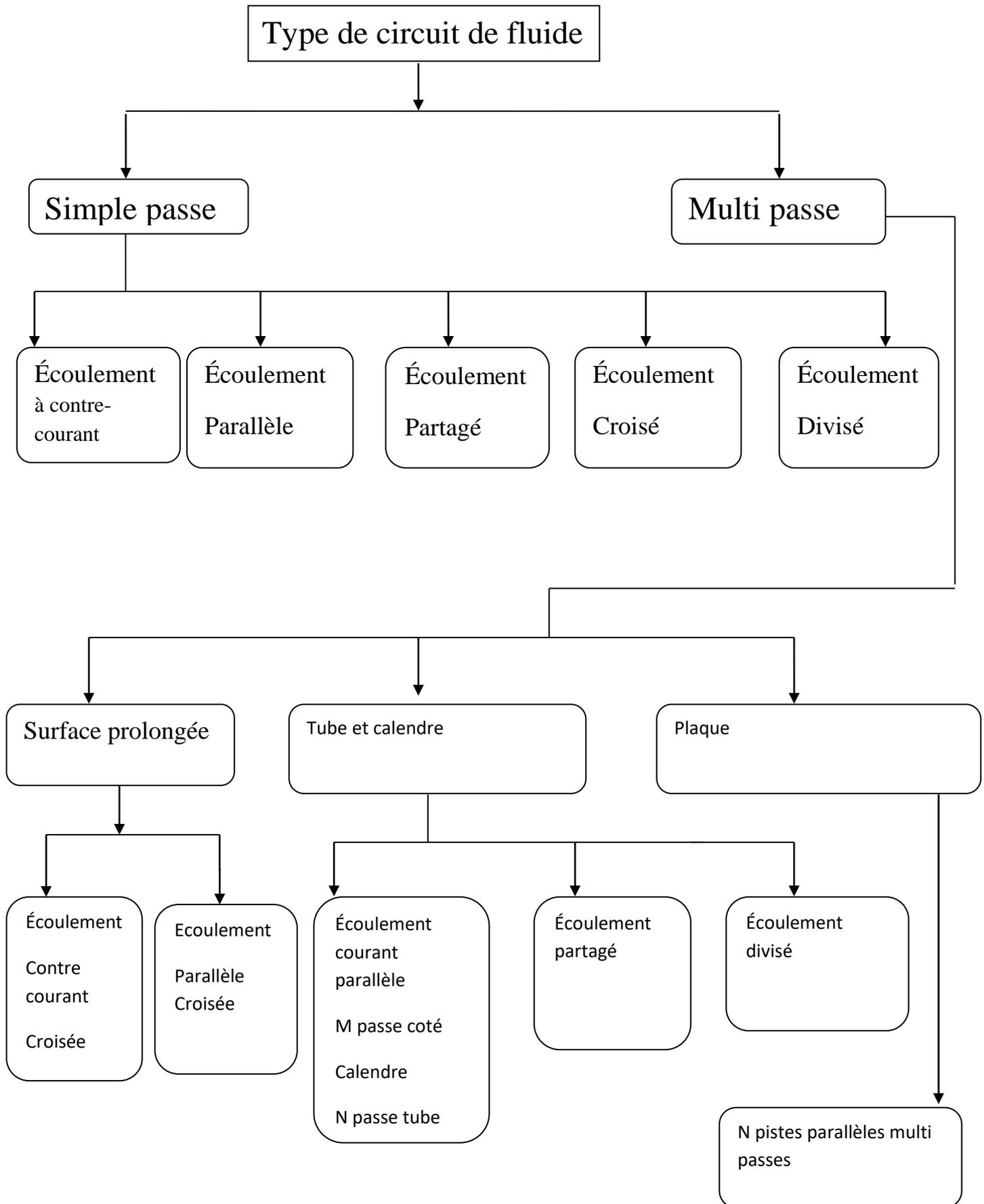
❖ **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange** → les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium,... Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique,...



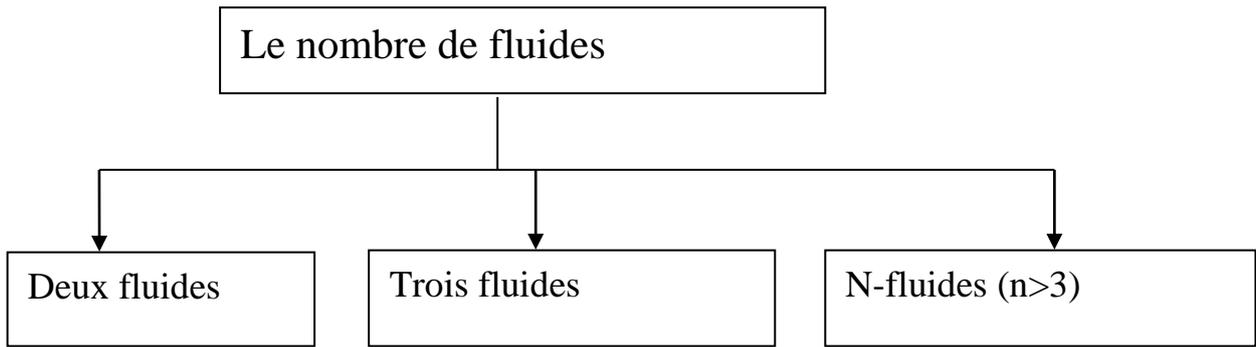
I.1.2. Classification selon le mécanisme de transfert thermique : [1, 3]



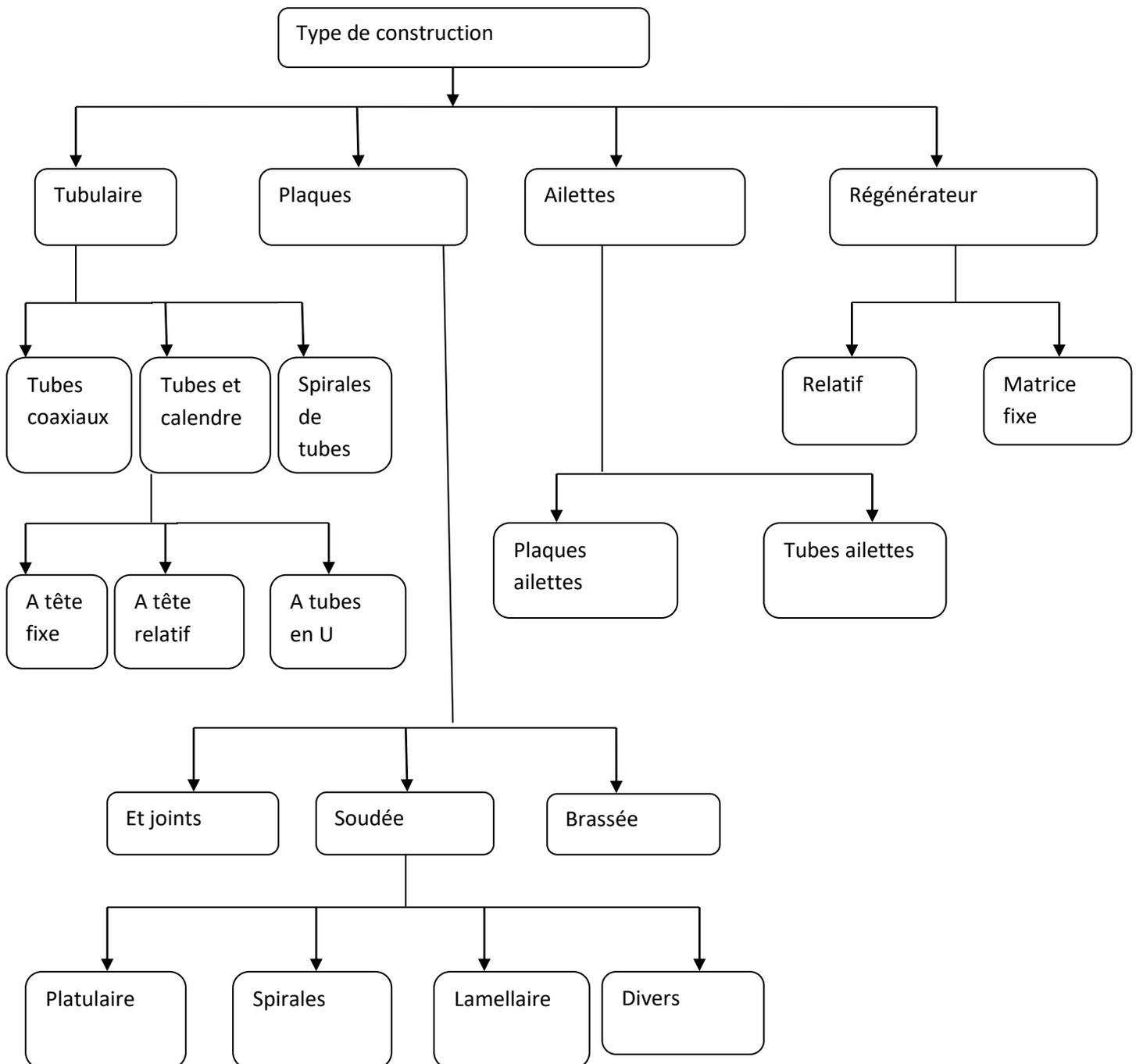
I.1.3. Classification selon le mode de transfert : [1, 3]

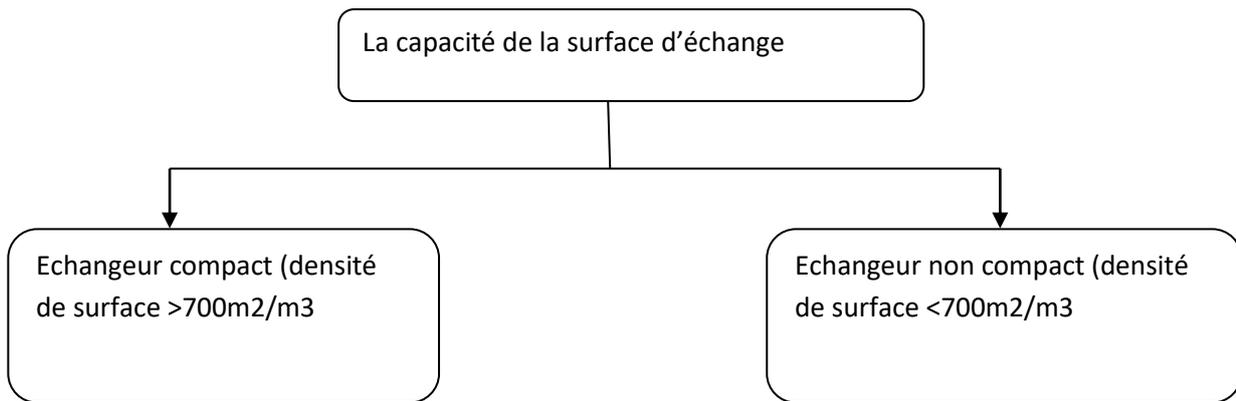
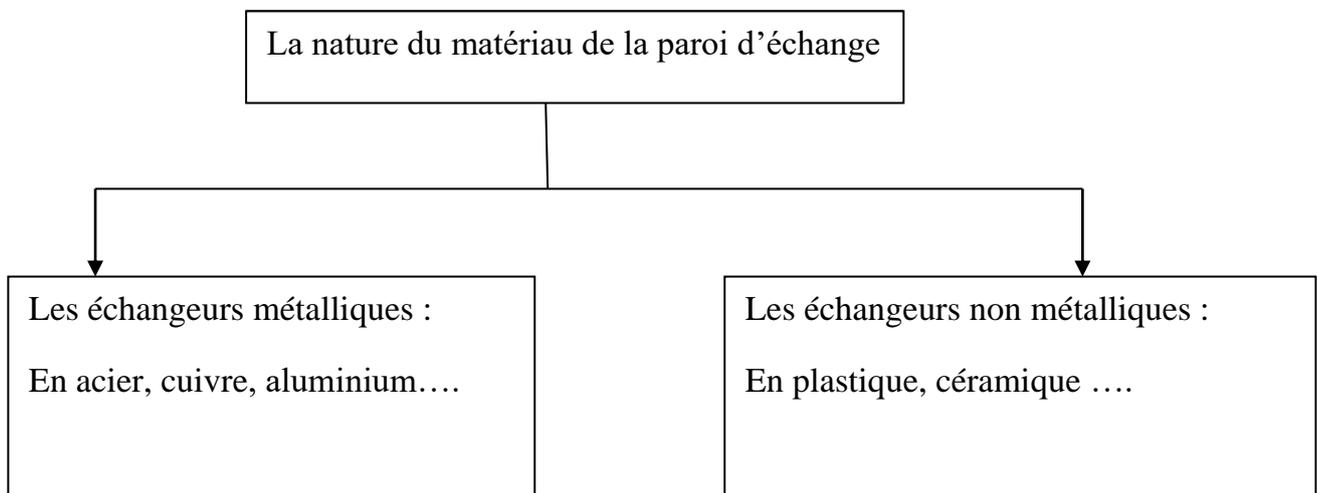


I.1.4. Classification suivant le nombre de fluides : [1, 3]



I.1.5. Classification selon la construction : [1, 3]



I.1.6. Classification selon la capacité de la surface d'échange : [1, 3]**I.1.7. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange : [1, 3]****I.2. Différents types des échangeurs de chaleur :**

Compte tenu de leurs nombreuses applications pratiques, il y a une grande diversité de types fonctionnels et constructifs des échangeurs de chaleur. La conception d'un échangeur de chaleur se fait en étudiant plusieurs paramètres : degré de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé, permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [4].

La classification des échangeurs de chaleur peut se faire en fonction d'un grand nombre de critères :

1. Processus de transfert : contact direct et contact indirect.
2. Construction de la géométrie : tubes, plaques et surfaces à ailettes.

3. Mécanisme de transfert de chaleur : une et deux phases.

4. Arrangement de l'écoulement : courant (parallèle, contre et croisé).

Les quatre critères précédents sont illustrés dans la figure (I.1).

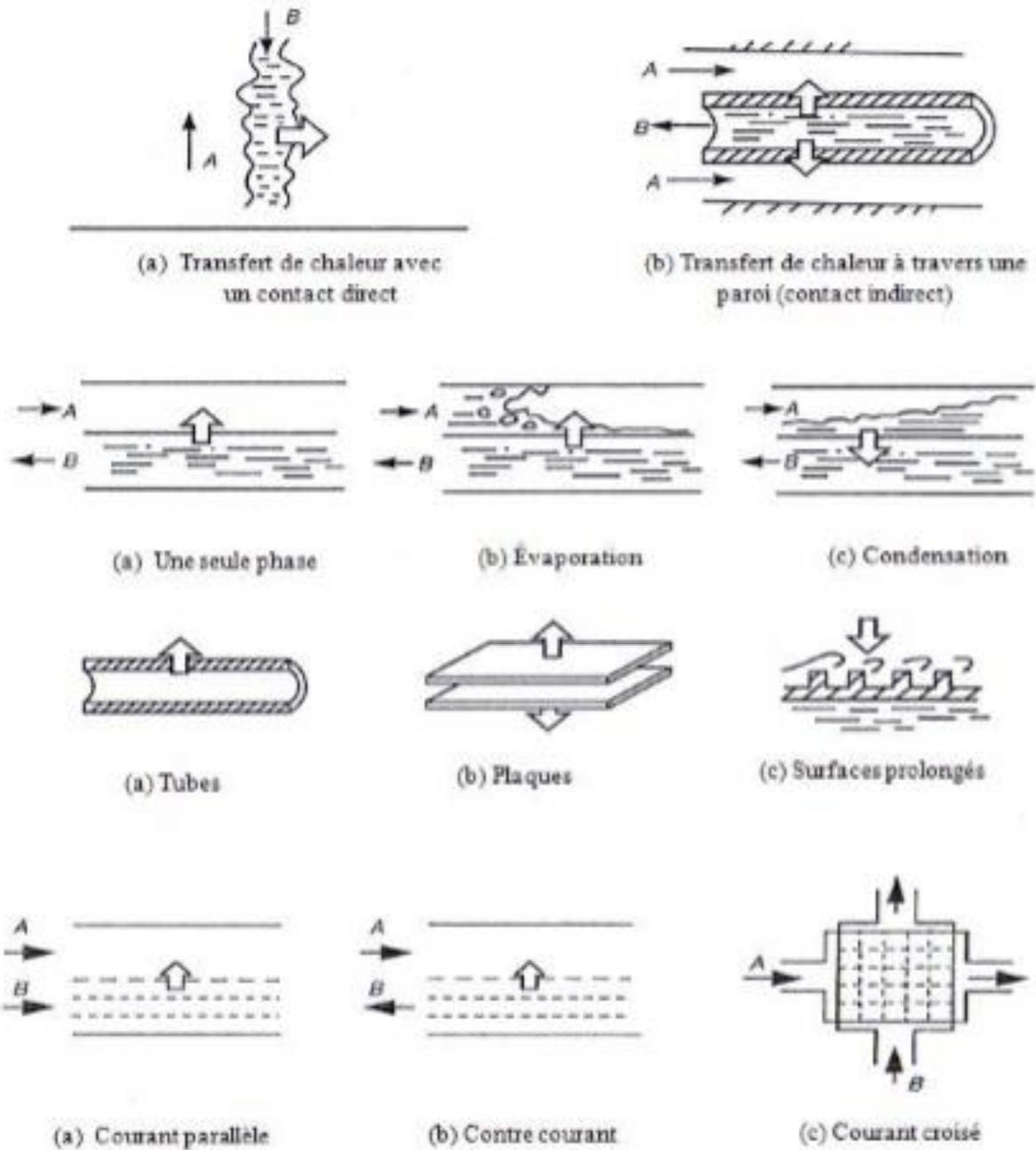


Figure I.1 : Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur.

De fait leur compacité d'échange thermique efficace, la configuration d'échangeurs tubes à ailettes est plus utilisée pour la climatisation, le chauffage et le conditionnement d'air.

Des exemples de ces géométries sont montrés dans la figure ci-dessous.

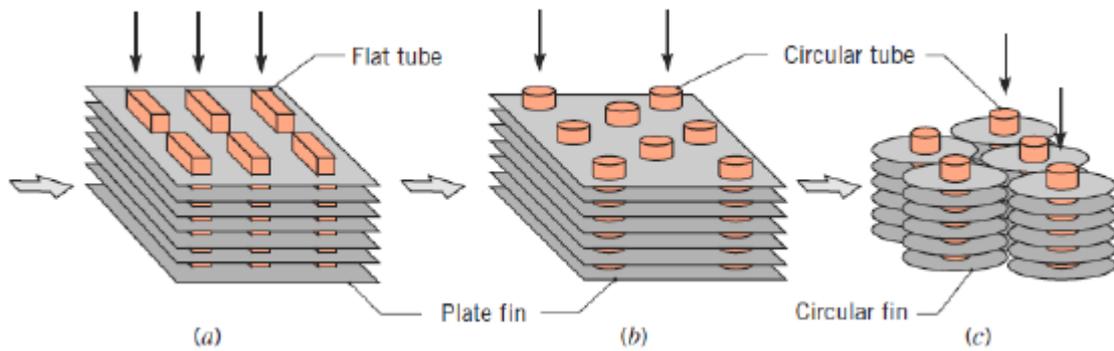


Figure I.2 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes : (a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue (b) tubes circulaire avec ailettes circulaires.

I.2.1. Échangeurs à tubes et calandres :

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple sera constitué d'un réservoir dans lequel sera plongé un serpentin. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alors d'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs aller-retour. Voir figure (I.3). On trouve assez fréquemment des chicanes dans le réservoir pour forcer la circulation du fluide à travers tout le réservoir sans quoi le fluide aurait tendance à prendre le plus court chemin entre l'entrée et la sortie.

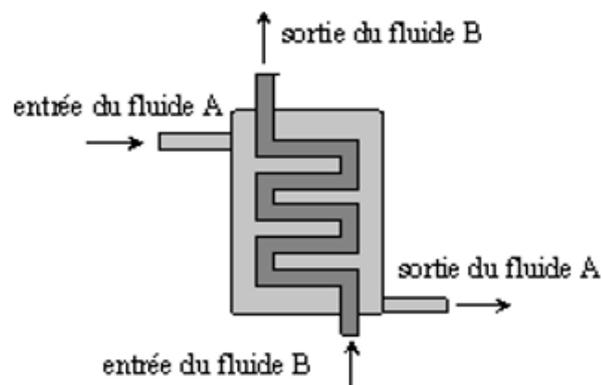


Figure I.3 : Échangeur à tube et calandre.

I.2.2. Échangeurs tubulaires coaxiaux :

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. On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant.

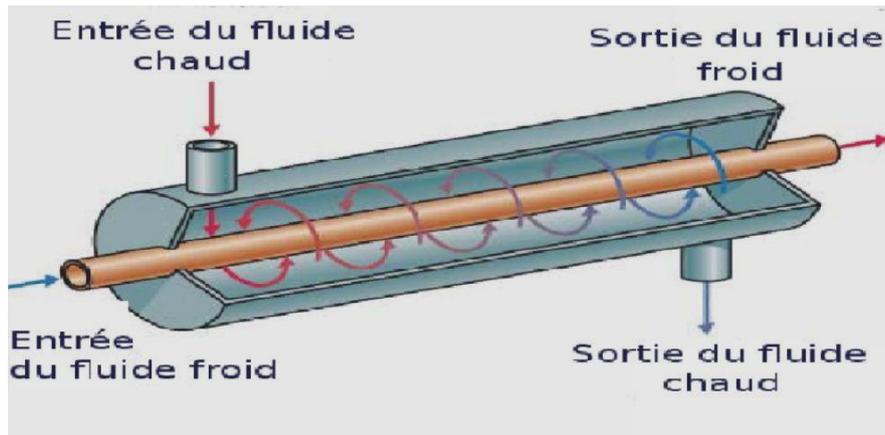


Figure I.4 : Échangeur tubulaire coaxial.

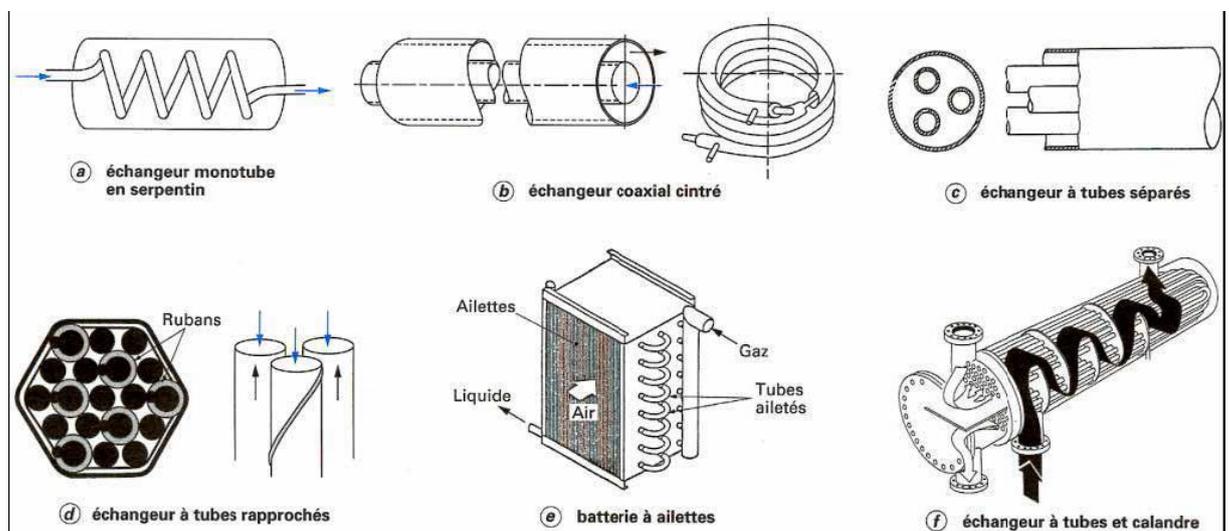


Figure I.5 : Différents types d'échangeurs tubulaires.

I.2.3. Échangeurs à courants croisés :

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autre fluide circule perpendiculairement autour des tubes. Dans la plupart des cas, c'est un liquide qui circule dans les tubes tandis que c'est un gaz qui circule autour. Les tubes sont presque toujours munis d'ailettes qui permettent d'augmenter le flux de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange.

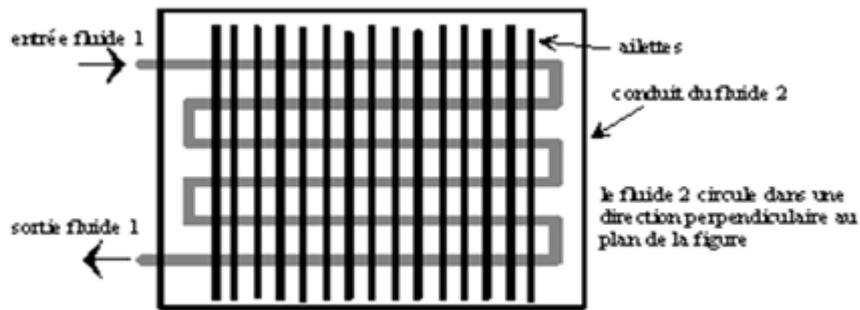


Figure I.6 : Echangeur à courants croisés.

I.2.4. Échangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire.

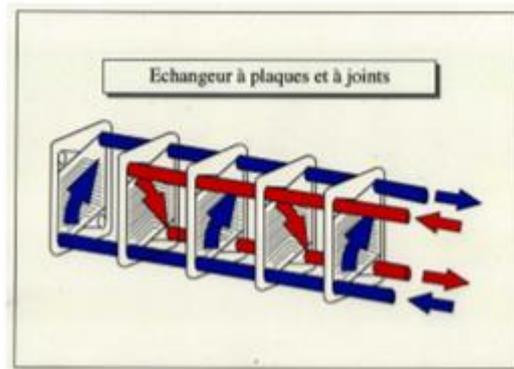


Figure I.7 : Echangeur à plaques.

I.2.5. Échangeurs à plaques avec ailettes :

Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme triangulaire ou rectangulaire. La figure (I.10) montre un exemple. Parfois, les ailettes sont incorporées dans un tube plat avec des arrondis, ce qui élimine le besoin de barres de soutien. Dans des applications gaz-liquide, les ailettes sont généralement utilisées seulement du côté gaz de l'échangeur [5].

Les échangeurs à plaques avec ailettes sont regroupés en trois catégories : ailettes non coupées, comme triangulaires ou rectangulaires, ailettes non coupées avec courbe et ailettes interrompues. La figure (I.9) montre des configurations courantes d'ailettes.

Figure (I.8) : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes

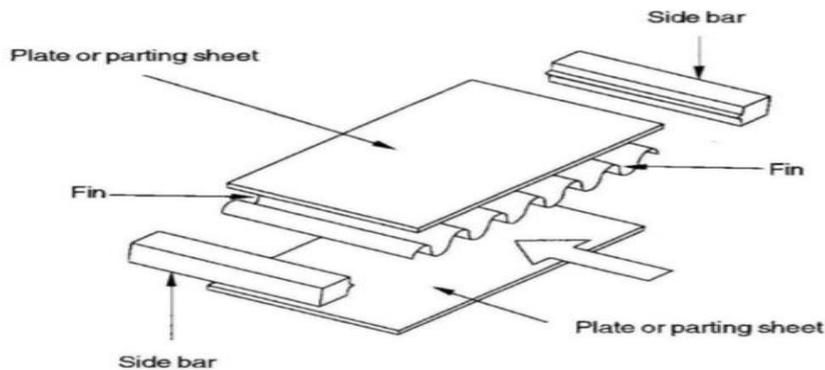


Figure I.8 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.

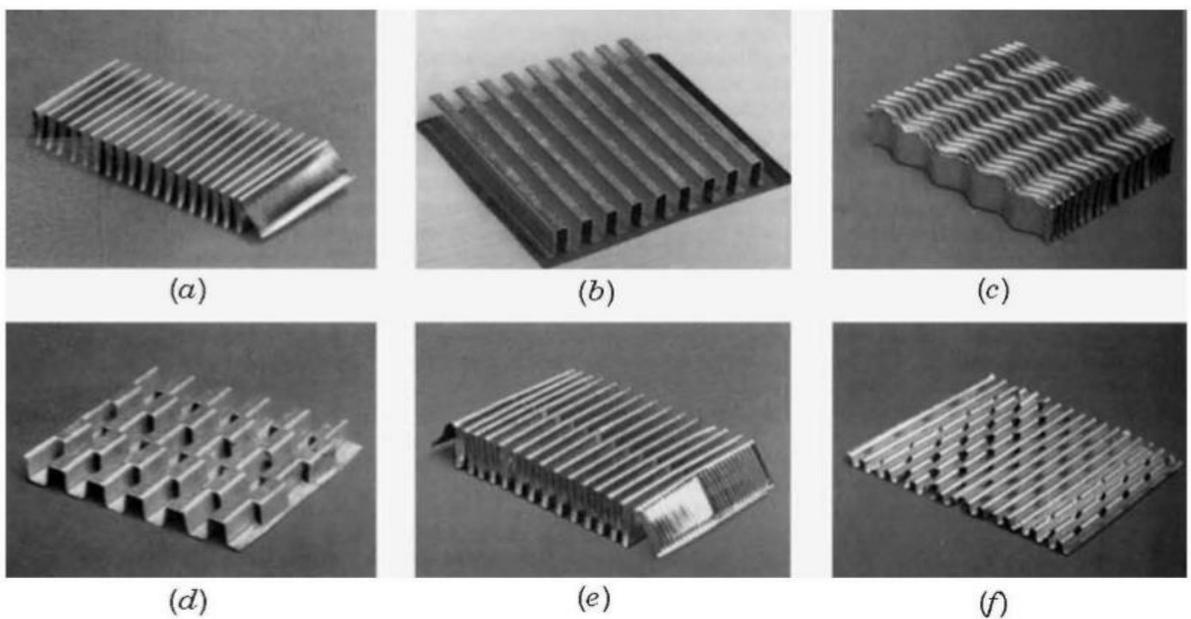


Figure I.9 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a) triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples événements; (f) trouées.

I.2.6. Échangeurs tubulaires avec ailettes :

On retrouve deux catégories de tubes à ailettes : les tubes conventionnels et les tubes de spécialité. Dans un tube conventionnel, le transfert de chaleur entre les fluides se fait par conduction à travers la paroi du tube. Dans un échangeur de spécialité, le transfert de chaleur se fait par l'intermédiaire d'un tube dans lequel un liquide passe de gaz à liquide avec un effet convectif, on nomme ce tube caloduc [5].

Dépendamment du type d'ailettes, les échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes sont regroupés dans les trois catégories suivantes :

Tube simple à ailettes (figure (I.10) (I.11)), tubes à ailettes continues (figure (I.10) (I.12)) ;

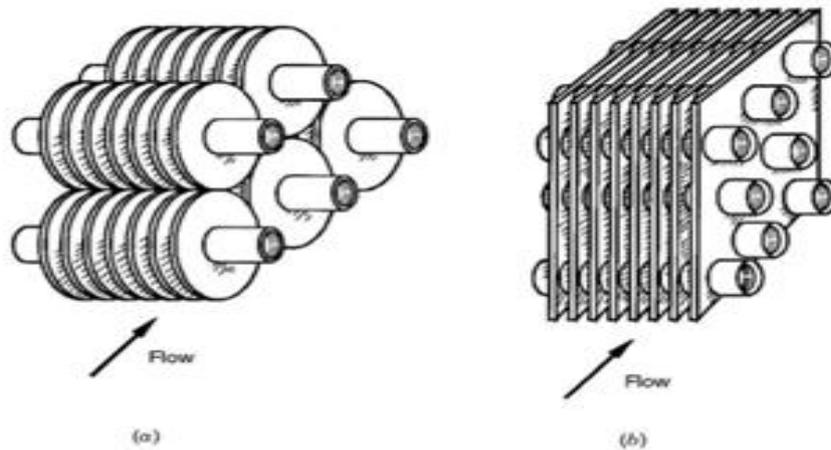


Figure I.10 : (a) tubes ailettes simples ;(b) ailettes autour de tubes. Les ailettes sont plates mais pourraient être ondulées, coupées ou à événements. [5]

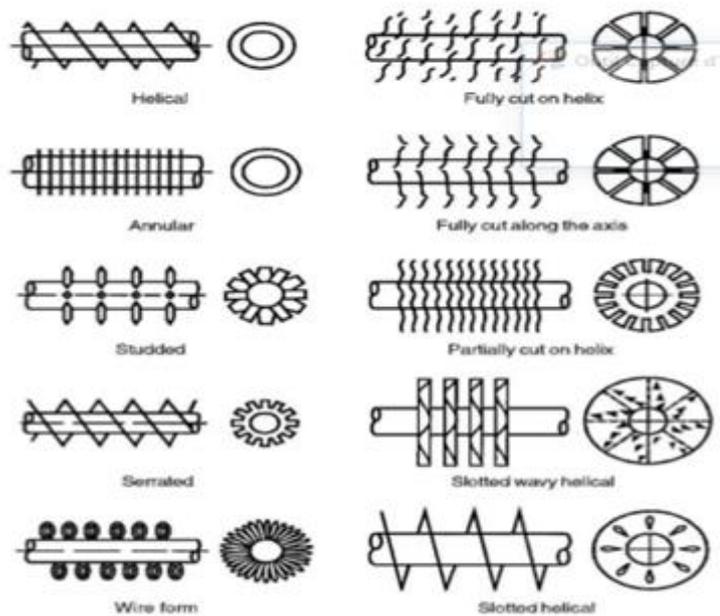


Figure I.11 : Tubes à ailettes simples. [5]

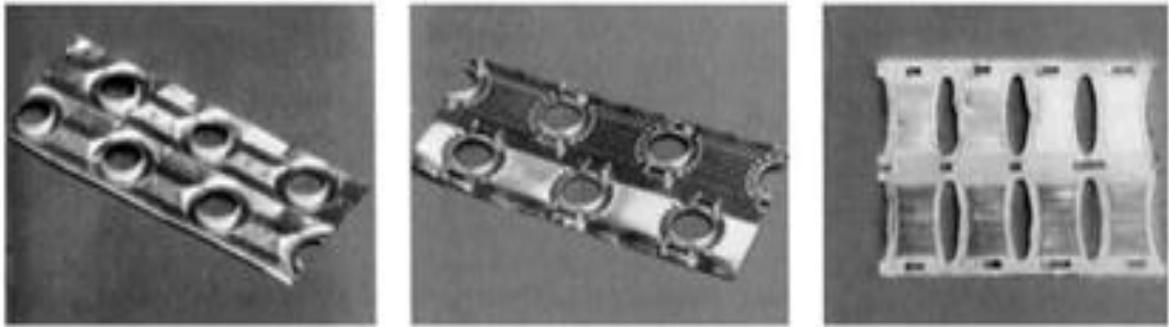


Figure I.12 : Trois configurations d'ailettes continues.[5]

Et tubes longitudinaux (figure I.13) ;

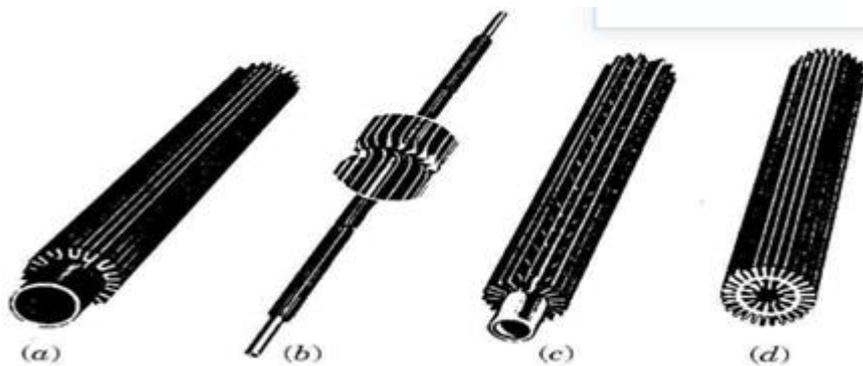


Figure I.13 : Tubes à ailettes longitudinaux. [5]

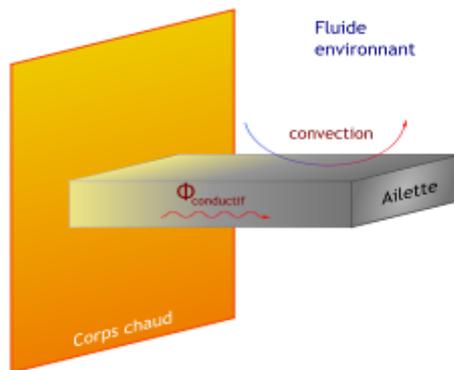
Il existe également des tubes avec ailettes internes (figure I.14) ;



Figure I.14 : Tubes avec ailettes internes. [5]

I.3. Ailettes :

I.3.1. Définition d'une ailette : L'ailette est une dis positive qui permet des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite), mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert thermique [6].



L'ailette est le corps chaud, la chaleur se propage par conduction à travers l'ailette qui est refroidi par convection par le fluide environnant.

I.3.2. Choix des ailettes :

Les ailettes sont utilisées lorsqu'il faut extraire une quantité de chaleur importante dans un encombrement réduit, comme par exemple dans le radiateur d'automobile, le carter de moteur refroidi par air, l'évaporateur de climatiseur, etc.

Des ailettes étroites et rapprochées sont meilleures que des ailettes plus grandes et espacées mais on est limité par les pertes de charges (elles deviennent trop importante si l'on diminue trop l'écartement des ailettes). L'ailette est d'autant plus performante que sa conductivité thermique λ est élevée. Le choix des ailettes résulte finalement d'un compromis entre le prix, les pertes de charge et les qualités de chaleur échangés [7].

I.3.3. Cas des ailettes n'ont pas été employés :

1. Si les deux fluides sont des gaz, le coefficient de transfert thermique pour tous les deux sera faible.

2. Tandis que les ailettes sont employées dans la condensation des vapeurs organiques, leur utilisation dans la condensation de vapeur n'est pas habituellement faisable parce que la tension superficielle élevée du condensât (l'eau) a comme conséquence sa conservation dans les ailettes, et diminue considérablement l'utilité des ailettes.

3. Dans des chaudières, des ailettes ne sont pas généralement employées à l'extérieur des tubes parce que le bout d'ailette serait plus chaud que la base due au rayonnement du four de chaudière. Ceci exigerait de longues ailettes d'acier inoxydable de chrome avec une augmentation en coût et la diminution de leur conductivité thermique. En outre, les gaz sont sales et pourraient boucher l'espace entre les ailettes. En outre, la vitesse de gaz est faible, et par conséquent une couche limite épaisse accumulera réduire l'avantage de l'ailette.

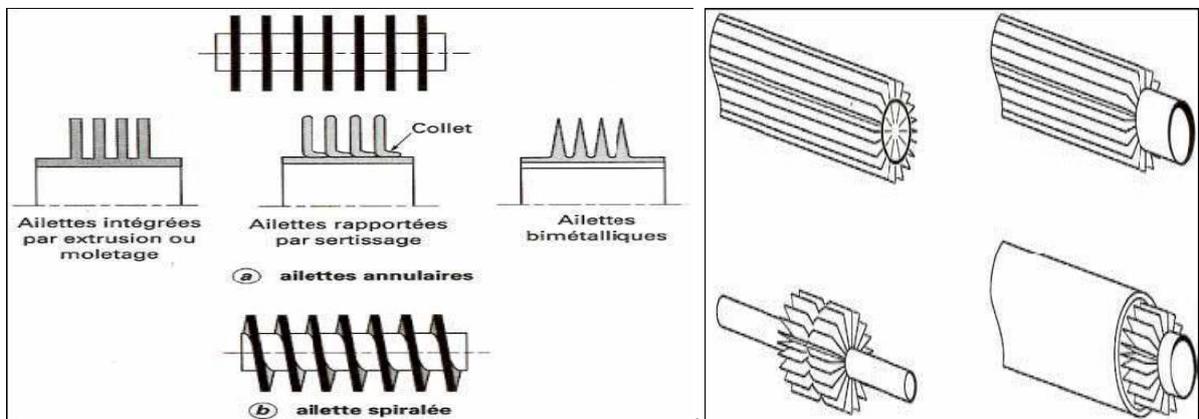
4. si le fluide est corrosif ou du type fortement d'encrassement, les ailettes ne sont pas employés, puisque nettoyage mécanique / chimique du dépôt d'encrassement entre les ailettes est difficile.

I.3.4. Types d'ailettes qui sont employées dans les échangeurs de chaleur :

Ils entrent dans deux larges catégories :

- 1. **ailettes longitudinales**: ceux-ci peuvent être droites, spirales, etc...
- 2. **ailettes transversales**: ceux-ci peuvent être radiales, hélicoïdales, ou spirales.

D'une façon générale, les ailettes longitudinales posées à l'extérieur d'un tube sont employées pour un écoulement axial tandis que les ailettes transversales sont employées pour un écoulement croisé, Figure (I.16).



Ailettes longitudinales

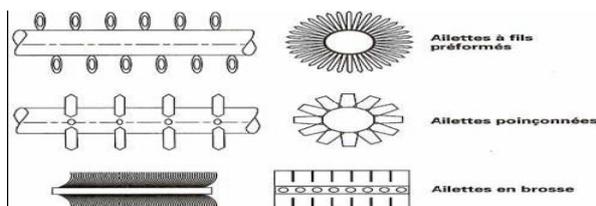


Figure I.15 : Différents types d'ailettes [8].

Chapitre II : Recherche bibliographie

Introduction :

Le meilleur moyen de transmettre la chaleur entre deux ou plusieurs fluides sans risque de dégradation de leurs propriétés par mélange est l'utilisation de surfaces d'échange ou d'échangeurs de chaleur. Les échangeurs de chaleur font l'objet depuis plusieurs années de multiples travaux de recherche dont le but principal est lié à l'amélioration de leurs performances. L'objectif de ce chapitre est, de faire une étude bibliographique sur leurs caractéristiques, leurs performances ainsi que les méthodes et outils employés pour l'amélioration de ces performances.

II.1. Quelques travaux sur les échangeurs de chaleur :

Les ailettes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur parcourus du fluide côté calandre et par voie de conséquence ils assurent des taux élevés de transfert de chaleur.

Dans la littérature, les différentes formes, orientations et emplacement des chicanes ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques.

Commençant par N.Boultif et al [9] ont étudié numériquement les distributions de température sont développées à travers les conditions transitoires pour atteindre l'état stationnaire dans un échangeur à deux tubes coaxiaux. Cette étude est de simuler les champs thermiques pour les deux fluides et les deux parois en régime transitoire ainsi que les pertes de charge pour les deux fluides, ils ont utilisé le programme développé analyse la circulation des fluides à co-courant (anti-méthodique) et à contre-courant (méthodique).

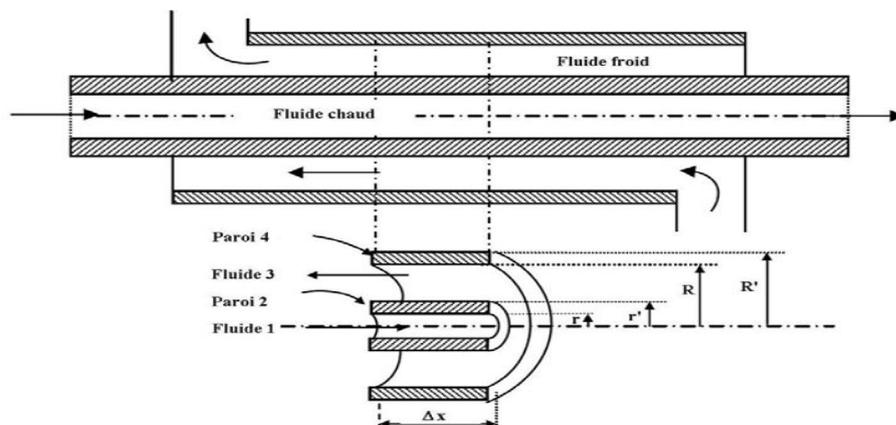


Figure II.1 : Vue en coupe de l'échangeur de chaleur étudié.

Ils ont trouvé que cette étude représente un noyau pour d'autres études futures en régime transitoire sur les échangeurs de chaleur de géométrie plus complexes: tubes et calandre, à plaques, à surface ailette, et ainsi qu'aux échangeurs bi phasiques et à l'utilisation des fluides compressibles et des métaux liquides.

K. Baadache et al [10] ont étudié un modèle numérique est utilisé pour développer une analyse unidimensionnelle en régime permanent d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en arrangement contre courant et co-courant, en déterminant les champs de température et les pertes de charge le long d'un nouveau type d'échangeurs de chaleur, qui est l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique.

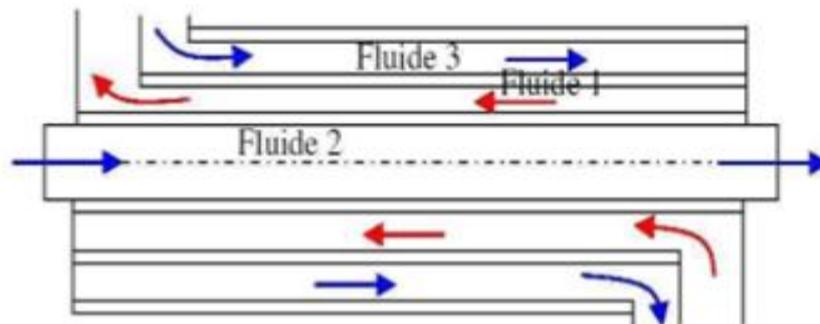


Figure II.2 : Coupe de l'échangeur de chaleur

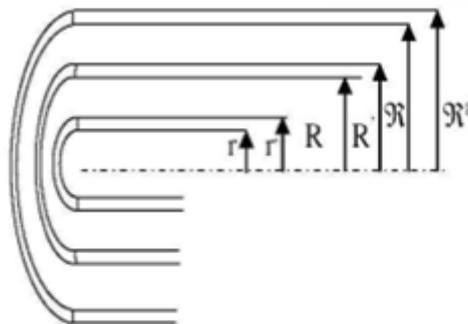


Figure II.3 : Dimensions caractéristiques

La simulation a été implémentée à la base d'un schéma upwind pour les écoulements des fluides et un schéma de méthode numérique des différences finies dans les solides. L'optimisation de cet échangeur de chaleur est obtenue pour un flux de chaleur maximum transférable et une faible puissance électrique de pompage des fluides pour vaincre le frottement.

Ahmed Kouidri et al [11] Dans ce travail, on présente une étude numérique et expérimentale du comportement hydrodynamique et thermique d'un échangeur plat durant l'ébullition convective.

Le code Fluent, à travers la modèle « mixture », est utilisé pour la résolution des équations de conservation. le travail proposé est de compléter une étude expérimentale par une autre numérique notamment les configurations d'écoulement, le coefficient de transfert de chaleur pariétale numérique est comparé avec celui de l'expérimental.

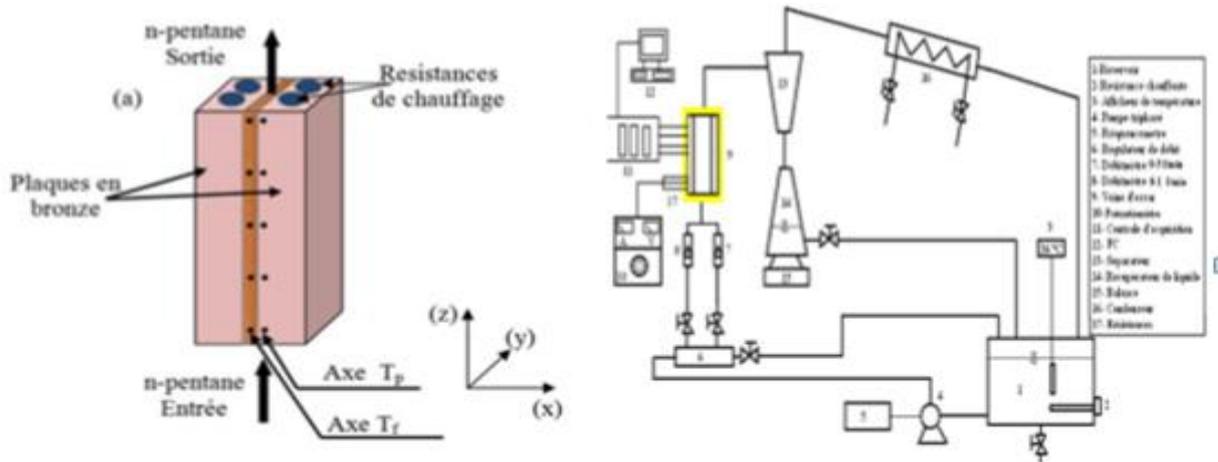


Figure II.4 : Dispositif expérimental :(a) canal d'essai,(b) boucle fluide

La simulation numérique leur a permis de déterminer et de mettre en évidence les différentes configurations de l'écoulement à savoir : à bulles, à bouchons, Churn, et annulaire et d'autres phénomènes hydrodynamiques tels que la coalescence des bulles le long du canal.

KhadimouRassol DIONE et al [12] ont étudié en détail le dispositif expérimental ainsi que l'instrumentation de la section d'essais (évaporateur), aussi les évolutions locales du flux de chaleur et des températures de paroi du tube lors de l'évaporation ainsi que l'impact du phénomène d'assèchement intermittent.

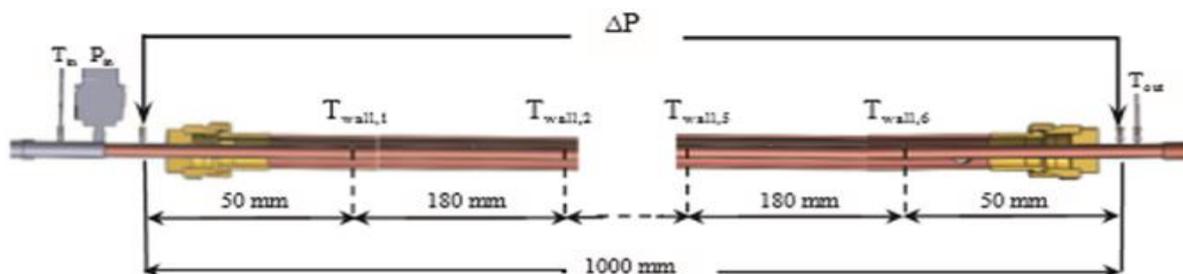


Figure II.5 : Instrumentation de la section de tests

Ils mettent en évidence la dépendance du coefficient d'échange thermique et la perte de charge en évaporation. Une comparaison entre l'évaporation du R134a et le R407c est présentée : le

flux échangé ainsi que les températures de surface sont comparés pour les mêmes conditions expérimentales. Donc fait large étude est ainsi menée pour le dimensionnement des évaporateurs dans plusieurs aspects : compacité, économique et écologique.

Dans cet article, M. El Ouard [13] étudié à la modélisation mathématique et numérique des échangeurs de chaleur du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques du fluide chaud et du fluide froid. Le calcul est effectué tout d'abord sur l'un des tubes du faisceau afin de le généraliser sur la totalité de l'échangeur. Par la suite, le résultat est approché par un échangeur à tube et calandre caractérisant un procédé de concentration d'acide phosphorique.

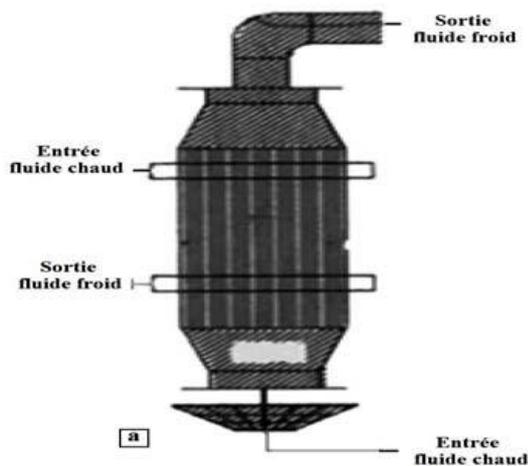


Figure II.6 : Echangeur de chaleur
à tube et calandre

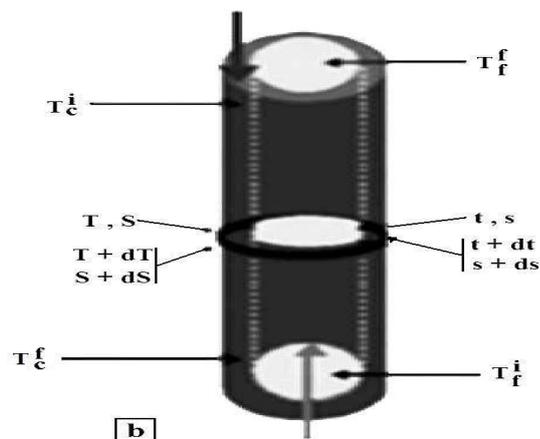


Figure II.7 : Représentation
élémentaire d'un tube échangeur

Le nouveau modèle a été établi pour une amélioration des hypothèses de calcul, les propriétés thermophysiques sont considérées variables le long de la surface d'échange. En considérons, l'approche industrielle montre une concordance entre le modèle théorique et les données expérimentales. Par conséquent, la différence entre les modèles de la littérature est due principalement à la variation des propriétés thermo physiques le long de l'échange.

A. Youcef et al [14] étudié Simulation numérique du comportement dynamique et thermique de deux fluides en contre courant. Dans cette article, le transfert de chaleur s'effectue sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas simple et avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis.

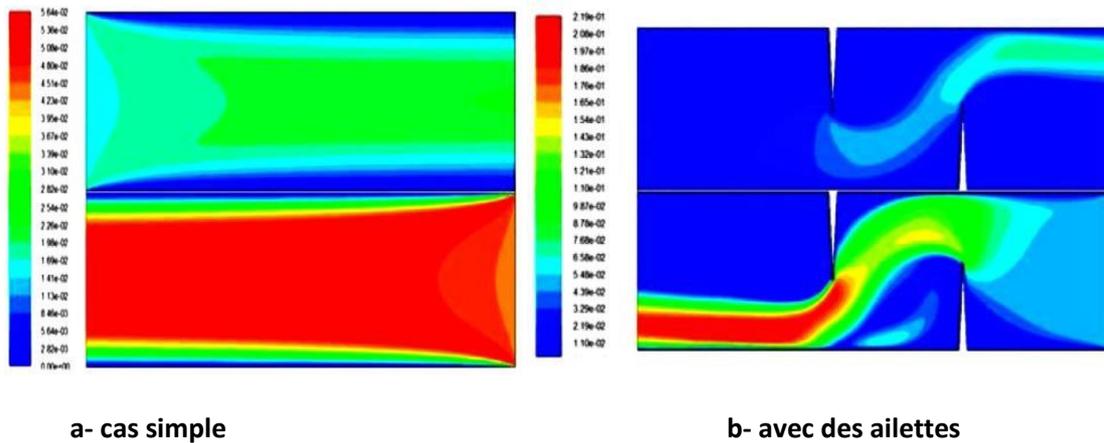


Figure II.8 : Distribution du champ de vitesse axiale dans la longueur du canal.

Les résultats ont été expliqués clairement que les valeurs de vitesse dans le cas simple sont faibles par rapport au cas avec des ailettes et les valeurs de fluide froid sont trop importantes que le fluide chaud dans les deux cas. Donc l'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles.

A.youcef et al [15] ont étudié numérique de la convection forcée d'un écoulement d'air à l'intérieur d'un capteur solaire avec un flux de chaleur uniforme sur la surface externe de l'absorbeur. Dans cet article, ils ont étudié deux géométries différentes pour le même fluide caloporteur et les mêmes conditions de fonctionnement. Pour cela, Ils présentent par le code FLUENT une comparaison entre le comportement dynamique et thermique de l'air circulant dans un capteur solaire sans obstacles, et d'un capteur solaire muni d'obstacles.

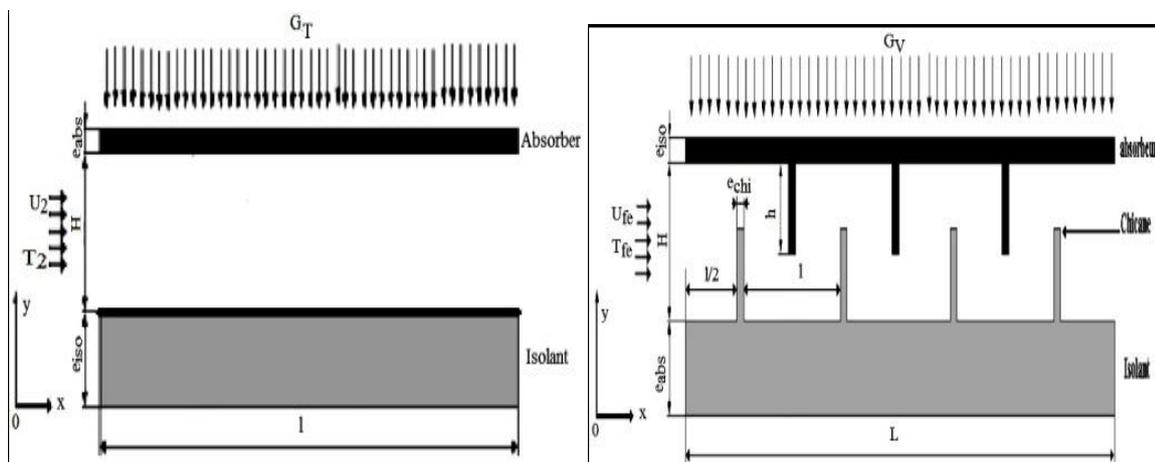


Figure II.9 : Géométrie du problème

Les résultats numériques, obtenus et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un écoulement dans un capteur solaire plan à air sans et avec chicanes. Cette étude a montré que l'usage des chicanes dans la veine dynamique d'un capteur solaire plan demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances. L'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles.

Thierry et al [16] ont étudié expérimental et numérique des transferts thermiques et des écoulements d'air en convection naturelle le long d'une plaque conductrice rayonnante fortement chauffée. Par suite, ils ont étudié les bilans thermiques et l'investigation complète de l'écoulement d'air sur une plaque d'acier noir épaisse verticale chauffée à flux de chaleur uniforme (1000 à 8000W.m⁻²). Le code de calcul commercial (FLUENT) ont choisi pour la simulation numérique en vue d'applications à des cas plus complexes.

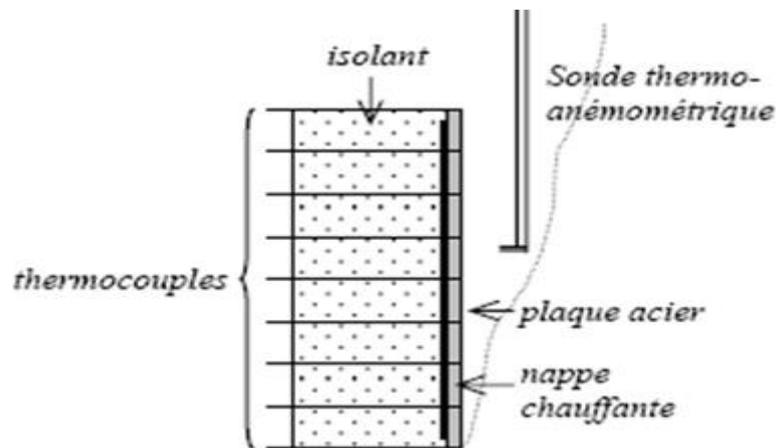


Figure II.10 : Dispositif expérimental.

L'utilisation d'un modèle bidimensionnel RNG- $k-\epsilon$ associé à une modèle zonale bicouche de la turbulence et à un modèle radiatif de transfert discret reproduit convenablement les résultats expérimentaux si les frontières du domaine de calcul sont ouvertes, mais surestime légèrement l'échange convectif, les vitesses et l'effet des bords d'attaque.

Taoufik MNASRI et al [17] ont étudié d'un échangeur bi-tubulaire enfoui air-sol. Cet échangeur a pour rôle de stocker et de récupérer de l'énergie dans le sol par chaleur sensible. Ce travail présente la modélisation numérique d'un échangeur bi-tubulaire enfoui air-sol s'appuyant sur la théorie des fonctions de Green en régime instationnaire.

Le travail proposer une corrélation correcte pour le coefficient de transfert, les résultats obtenus sont cohérents avec ceux rencontrés dans la littérature pour des cas analogues.

Serge RUSSEIL et al [19] ont étudié la distribution spatiale de condensat sur les ailettes d'un échangeur de chaleur à cinq rangs de tubes à ailettes planes continues. Nous présentons des cartographies de fraction massique de vapeur d'eau et de condensat issues de simulations numériques ainsi que des visualisations réalisées sur une maquette représentative d'un échangeur

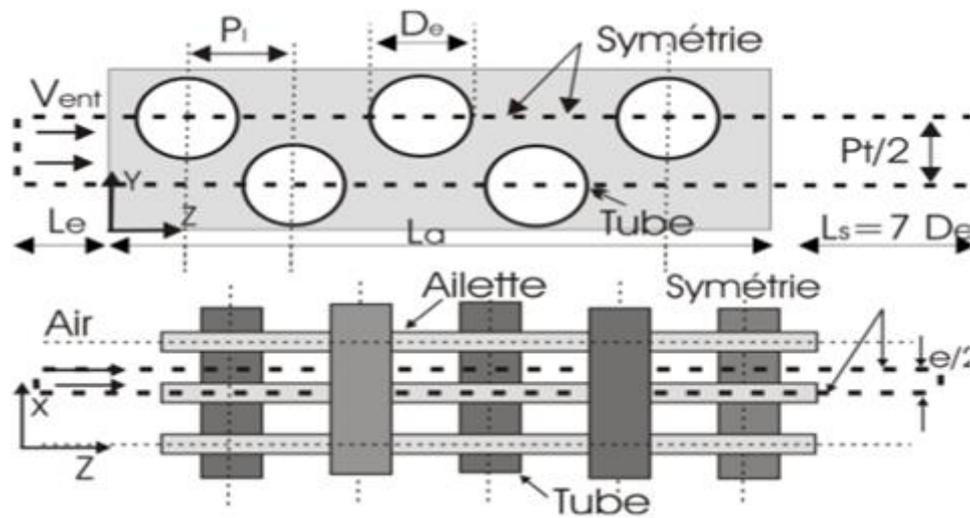


Figure II.11 : Géométrie et domaine de calcul.

Les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes planes continues sont utilisés dans de nombreuses applications industrielles dans lesquelles on cherche à contrôler la température et/ou l'humidité d'un effluent gazeux tel que l'air humide. Les résultats ont été comparés avec des données expérimentales ont montré que le modèle numérique présenté dans ce papier prédit correctement les transferts de chaleur et de masse au niveau global, mais également au niveau local, pour un échangeur fonctionnant en régime humide (condensation).

Nabila TARGUI et al [20] ont étudié l'analyse numérique de l'amélioration du transfert de chaleur par utilisation de chicanes poreuses placées dans l'espace annulaire d'un échangeur de chaleur tubulaire. Les effets de plusieurs paramètres tels que la perméabilité, la hauteur et le rapport des conductivités poreux-fluide de ces structures sur le transfert de chaleur et la chute de pression sont analysés.

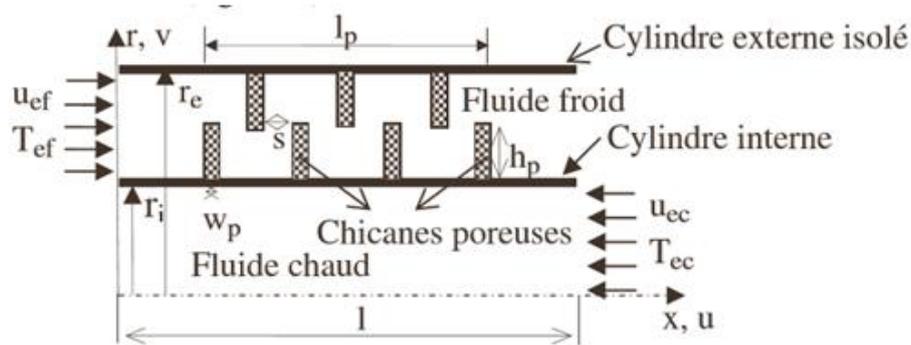


Figure II.12 : Schéma du domaine physique

L'augmentation du rapport des conductivités thermiques conduit à une amélioration du transfert thermique en particulier aux grandes valeurs du nombre de Darcy. L'insertion de chicanes poreuses a pour effet d'augmenter la chute de pression dans l'échangeur de chaleur.

K. Amghar et al [21] ont réalisé une étude *numérique de la convection forcée turbulente dans un canal de déflecteur transversal qui présente la modélisation numérique du comportement dynamique et thermique de la convection forcée turbulente dans un canal horizontal à l'intérieur de chicanes, représentées par les obstacles au refroidissement des parois chaudes.* L'objectif principal de notre travail est d'étudier l'effet de l'espacement entre les chicanes sur l'échangeur de chaleur entre la paroi solide chaude et l'écoulement ; On peut conclure que l'espacement entre les chicanes joue un rôle important dans l'amélioration du transfert de chaleur. L'espacement de d_1 entre les chicanes a des effets différents sur le transfert de chaleur local dans la zone concernée

Alors l'espacement de d_1 n'a pas beaucoup d'influence sur le transfert de chaleur global dans le canal, donc observé la pertinence du cas intermédiaire où l'espacement $d_2 = 0.101m$. Enfin, nous prévoyons d'exploiter nos résultats et ensuite essayer d'appliquer ce code à d'autres situations géométriquement compliquées (chicanes non rectangulaires ou chicanes inclinées).

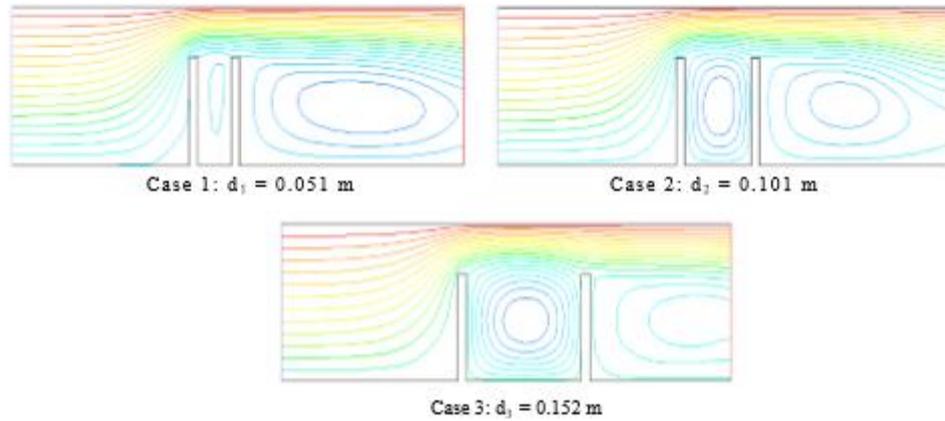


Figure II.13 : Rationaliser les différents espacements pour les deux chicanes

Rachid SAIM et al [22] ont développé un modèle numérique qui peut être analyse de la convection forcée turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales. but de travail on étudie numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent en convection forcée, à bas nombre de Reynolds, dans un canal horizontal en présence de chicanes rectangulaires.

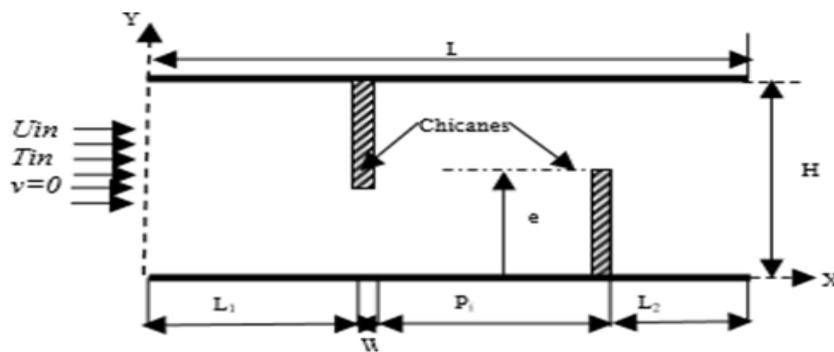


Figure II.14 : Géométrie du problème

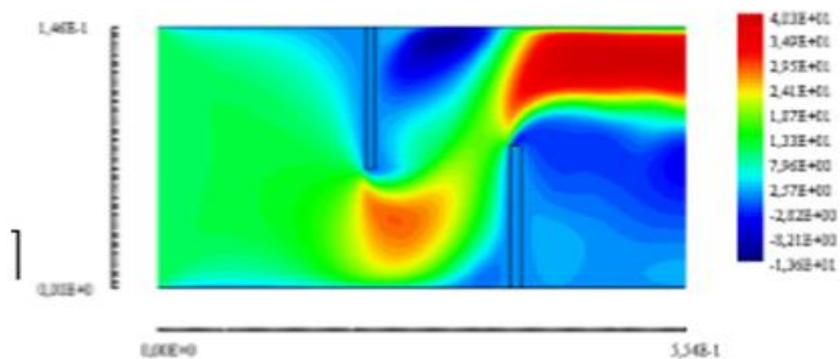


Figure II.15 : Champ de vitesse axiale

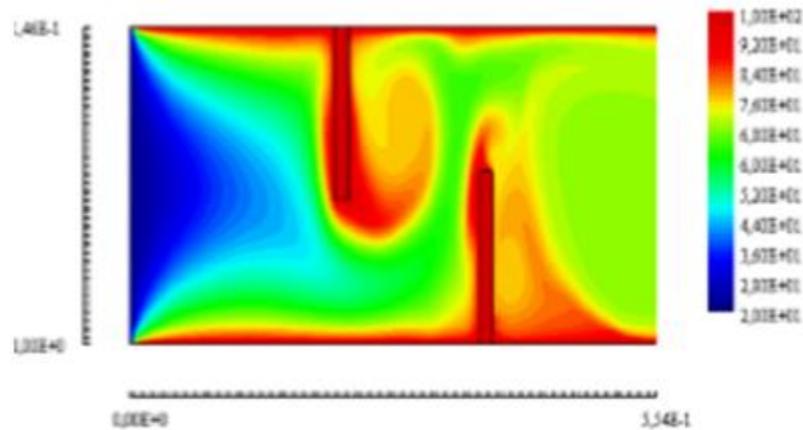


Figure II.16 : Distribution de la température dans la conduite

Les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers avale. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Enfin, ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur.

Mohamed Amine Abdelghani Mokrane et al [23] ont étudié numérique de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur coaxial, Le but de ce travail est de déterminer le champ de la température pour les deux fluides (chaud et froid) qui circulent respectivement dans le conduit cylindrique interne et dans l'espace annulaire d'un échangeur de chaleur coaxial, également que dans les parois solide de l'échangeur fonctionnant en régime permanent. Ce travail a été réalisé par le biais d'un logiciel de simulation numérique nommée Fluent 6.0.12 qui à permet d'avoir des résultats probants et réalistes.

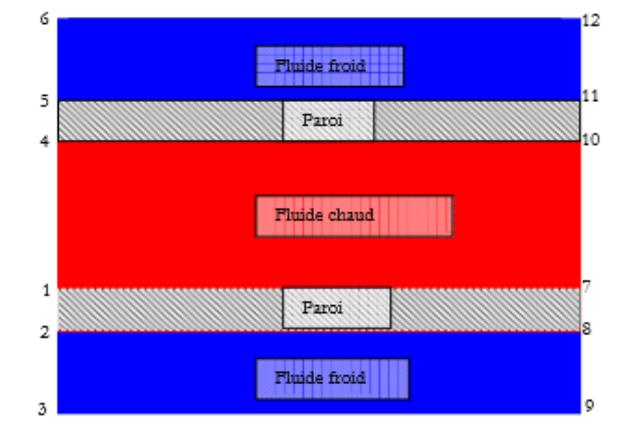


Figure II.17 : Schématisation des conditions aux limites.

Cette étude on trouve que dans la couche limite il n'y a aucun mélange de matière et que la chaleur se transmet par conduction perpendiculairement à la paroi. La conductivité des fluides étant faible par rapport à celle des solides, cette couche constitue donc une zone importante de résistance au transfert de chaleur. Il y a ainsi une forte variation de température dans cette couche. On peut ainsi expliquer qu'une paroi d'échangeur puisse être à une température beaucoup plus basse ou élevée que la température mesurée au sein du fluide.

Mohamed A.El-Magid Mohamed [24] ont développé L'amélioration du transfert de chaleur en utilisant du nano fluide Cu-eau dans un tube rotatif horizontal dans un échangeur de chaleur à contre-courant est étudiée expérimentalement. L'effet de la rotation du tube interne à vitesse variable de 0 à 500 tr / min est introduit.



Figure II.18 : Schéma de configuration expérimentale

Les résultats indiquent que l'augmentation de la vitesse de rotation du tube interne conduit à augmenter le taux de transfert de chaleur et l'efficacité de l'échangeur de chaleur. En outre, le taux de transfert de chaleur et l'unité de nombre de transfert (NTU) augmentent avec l'augmentation de la concentration en nano fluide de Cu-eau.

Chapitre III :

Résolution numérique et modélisation mathématique

III. Introduction :

Dans ce chapitre on présente les équations aux dérivés partielles (EDP) définissant notre problème, le modèle de turbulence et le schéma numérique choisis ainsi que le code Fluent utilisé dans nos simulations. En raison des avancées et du développement des outils informatiques et des méthodes numériques disponibles, CFD (computational fluid dynamics) devient un outil indispensable dans le développement et l'étude des systèmes industriels dans lesquels les écoulements sont très complexes. Fluent est considéré l'un des logiciels les plus performants utilisés par les chercheurs ou les ingénieurs, non seulement pour calculer et analyser le comportement d'écoulement du fluide mais également pour estimer les processus du transfert de chaleur et de masse.

III.1. Architecture de logiciel [25]

Comme tout logiciel de CFD, il est composé de trois éléments : le préprocesseur, le solveur et le post processeur.

- La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du préprocesseur GAMBIT. Il permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de conditions limites aux frontières du domaine, de spécifier le type de matériau (fluide ou solide). Il fournit aussi la possibilité de discrétiser le domaine.

- 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.

- Le postprocesseur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs du vecteur de vitesse, les champs de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules.

III.2. Préprocesseur GAMBIT :

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (Computational Fluid Dynamics). Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage. Eventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur. Les options de génération de maillage de gambit offrent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés.

III.3. Présentation de "Fluent" :

"Fluent" est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles structurées ou non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes avec une facilité relative. Les types de mailles supportées sont des mailles, en 2D, triangulaires ou quadrilatérales, ou en 3D (tétraédriques, hexaédriques et pyramidales) et les mailles mélangées (hybrides). "Fluent" est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés, pour une exécution plus efficace. "Fluent" s'utilise à travers une interface graphique. L'utilisateur expérimenté peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu afin d'automatiser certaines procédures. Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de modélisation suivantes:

- Ecoulements 2D ou 3D.
- Etats permanents ou transitoires.
- Ecoulements incompressibles ou compressibles en incluant toute la vitesse de régimes (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- Ecoulements Newtonien ou non.
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou radiatif.
- Ecoulements avec changements de phases
- Ecoulements en milieux poreux.

Ce code de calcul emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation. Les équations intégrales qui gouvernent l'écoulement, tels que l'équation de continuité, l'équation de conservation de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, comme la turbulence, sont

résolues par cette méthode statistique. En utilisant cette technique basée sur un volume de contrôle, "Fluent" traite les étapes suivantes:

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, (les inconnues), telles que les vitesses, pression, température ...
- Linéarisation des équations discrétisées et résolution du système d'équations linéaires résultant pour pouvoir mettre à jour les valeurs des variables dépendantes (inconnues).

III.4. Procédure sous "Fluent" :

Au chargement du maillage sous "Fluent", avant tout, nous devons mettre la géométrie à l'échelle (millimètre, centimètre ou mètre). Le logiciel permet aussi de réordonner les nœuds, les surfaces et les cellules en mémoire, de telle façon qu'ils aient la même disposition dans la grille et dans la mémoire pour améliorer les performances du calcul et l'efficacité de l'accès à la mémoire.

III.5. Modèles de turbulence :

Il existe différents niveaux de modèles qui se distinguent par leur degré de complexité ; c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème : on parle ainsi de modèles turbulent à zéro, une ou deux équations. Il existe également des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques (simulation directe, large-eddy-simulation). Les modèles de turbulence les plus utilisés à l'heure actuelle dans les codes CFD sont les modèles à 2 équations, et plus particulièrement Le modèle de turbulent dit k-ε standard qui est de loin le plus répandu.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad \text{III.1}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{III.2}$$

*** Cette simulation numérique a été réalisée à travers un modèle turbulent appelé k-ε Standard.

Trois modèles de turbulence sont disponibles dans Fluent :

- Le modèle k-ε standard
- Le modèle RSM
- Le modèle RNG k-ε

III.5.1. Modèle k-ε :

III.5.1.1. Modèle standard k-ε

Le modèle k-ε standard est basé sur le concept de Bousinesq 1877. Les termes des contraintes de Reynolds sont estimés par Laufer & Spalding 1974 :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\rho K \delta_{ij} - \frac{2}{3}\mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad \text{III.3}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{III.4}$$

S_{ij} Présente le tenseur de déformation

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{III.5}$$

On voit de l'équation (III.3) que les contraintes de Reynolds sont considérées proportionnelles au taux de dissipation réduit par l'énergie cinétique des tourbillons.

Habituellement, la viscosité moléculaire μ et la viscosité turbulente μ_t sont combinées à une viscosité efficace par la relation :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad \text{III.6}$$

L'énergie cinétique turbulente k est définie par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_1^2 + u_2^2} \quad \text{III.7}$$

Son taux de dissipation ε est donné par :

$$\varepsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)} \quad \text{III.8}$$

Les coefficients du modèle sont réunis dans le tableau (III.1)

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Tableau III.1 : Valeurs des constantes du modèle k-ε

Il est indispensable de savoir que le modèle k-ε est applicable aux écoulements à nombre de Reynolds élevé.

III.5.1.2. Modèle RNG k-ε :

Le modèle k-ε RNG (group de renormalisation) est de la même forme que le modèle standard sauf que les coefficients sont différemment spécifiés Choudhury, (1993). Dans le code de calcul Fluent, le modèle k-ε RNG utilise le concept de Boussinesq (équations III.3 et III.5) et adopte les relations suivantes pour la fermeture du problème de turbulence étudié :

$$\rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad \text{III.9}$$

$$\rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad \text{III.10}$$

α_p est l'inverse du nombre de Prandtl pour le transfert turbulent, elle est calculée par l'intermédiaire de l'équation suivante :

$$\left| \frac{\alpha_p - 1.3929}{-0.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha_p - 2.3929}{3.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_t} \quad \text{III.11}$$

Le taux du terme de contrainte R est donné par :

$$R = \frac{C_{\mu} \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \eta^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad \text{III.12}$$

η est donné par $\eta = SK/\varepsilon S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$ est le module du taux de transeur de déformation exprimé par le relation III.3

l'expression (III.9) ajoute terme fonction du taux de tenseur déformation η à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

Les constantes du modèle RNG ont pour valeur, tableau III.2

C_{μ}	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	η_0	β
0.0845	1.42	1.68	4.38	0.012

Tableau III.2 : Valeurs des constantes du modèle k- ε RNG.

Contrairement au modèle RNG, le modèle k-ε standard est valide seulement pour l'écoulement entièrement turbulent.

Dans le modèle RNG, la taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui

dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles sont étudiées précisément.

III.5.1.3. Modèle Réalisable k- ϵ

Le modèle réalisable k- ϵ est la version non linéaire du modèle k- ϵ . Il est proposé par Shih et al. (1995) afin d'améliorer les déficits du modèle standard k- ϵ . Ce modèle maintient les deux équations du modèle k- ϵ , mais élargit également le modèle par l'intégration des effets additionnels pour expliquer l'anisotropie des contraintes de Reynolds

(sans utilisation des sept équations supplémentaires employées dans le modèle RSM) pour modéliser exactement les contraintes de Reynolds. Ce modèle montre que la turbulence ne s'ajuste pas toujours instantanément tout en se déplaçant par le domaine d'écoulement, signifiant que la contrainte de Reynolds dépend partiellement de la vitesse de déformation moyenne elle-même. Ceci signifie que le modèle réalisable k- ϵ non linéaire tient en compte les phénomènes de ralentissement de turbulence influent sur l'équilibre de production et de dissipation de la turbulence [11].

Les coefficients du modèle réunis dans le tableau ci-dessous :

$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	σ_k	σ_ϵ
1.44	1.9	1	1.2

Tableau III.3 : Valeurs des constantes du modèle réalisable k- ϵ .

III.6. Equation gouvernantes [26]

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles.

Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , l'équation différentielle générale s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho V \phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \overrightarrow{\text{grad}} \phi) + S_\phi \quad \text{III.13}$$

Où Γ_ϕ : EST LE COEFFICIENT DIFFUSION.

V : est vecteur vitesse.

S_ϕ : Et le terme source.

Les quatre termes de l'équation (III.13) représente :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: Terme transitoire d'accumulation

$div(\rho V \phi)$: Terme convectif

$div(\Gamma_{\phi} \overrightarrow{grad} \phi)$: Terme diffusif

Type d'équation ϕ	ϕ	Γ	S
Equation d'énergie	T	Λ	0
Equation de la quantité de chaleur suivant X	u	M	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial v}{\partial y})$
Equation de la quantité de chaleur suivant Y	V	M	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial v}{\partial y})$
Equation de continuité	1	0	0

Tableau III.4 : Différentes désignations de ϕ , Γ , S

On peut considérer que les équations suivantes décrivent le phénomène d'écoulement à l'intérieur d'un échangeur de chaleur :

III.7. Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{III.14}$$

Ou u et v étant les composantes du champ de vitesse (u,v) dans les directions axiale (ox) et radiale (oy) respectivement .

III.8. Équation de quantité de mouvement:

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.15}$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.16}$$

III.9. Équation d'énergie :

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.17}$$

L'écoulement de fluide est décrits par le système d'équations aux dérivées partielles qui an l'équation de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ de vitesse. Dans ce chapitre, on va présenter la méthode des volumes finis, car elle fiable, son adaptation au problème, sa garantie pour

la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul.

III.10. Principe de la méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre fini de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées. En plus de ça la méthode des volumes finis consiste à :

- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues), telles que les vitesses, pression, températures et les autres scalaires conservés.

- La linéarisation des équations discrétisées.

- La résolution du système d'équations linéaires résultantes.

III.11. Rappel sur la méthode des volumes finis :

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires appelés volumes de contrôles chacun englobe un nœud dit nœud principal. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites au chapitre précédent sur chaque volume de contrôle.

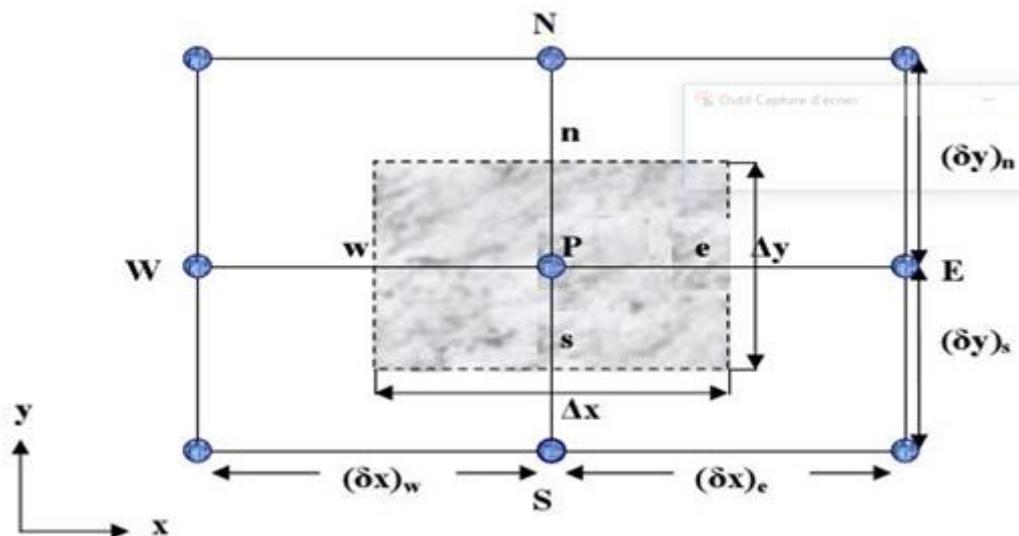


Figure III.1 : Volume de contrôle bidimensionnel.

Pour un nœud principal P les points E et W (E =Est, W = Ouest) sont des voisins dans la direction x , tandis que N et S (N =Nord, S =Sud) sont des voisins dans la direction y .

III.12. Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u et v de la vectrice vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points.

Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du maillage, tandis que grandeurs vectorielles u et v sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds.

L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires est les équations de quantités de mouvement sont intégrée sur le volume de contrôle associé aux composants de vitesses. Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction de y .

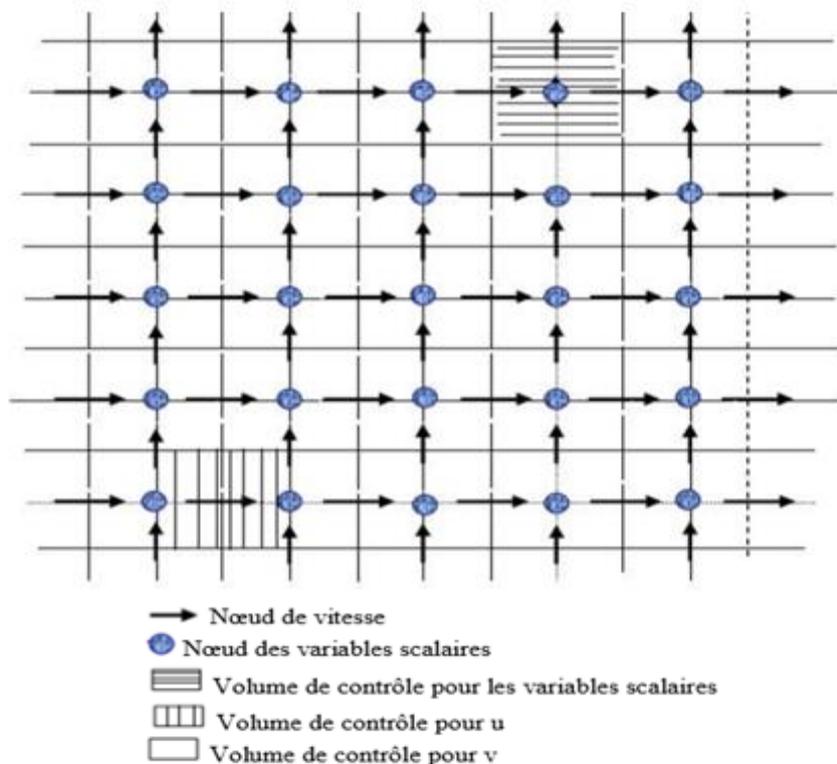


Figure III.2 : Schéma du maillage.

III.13. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent).

III.13.1. Ecoulement laminaire

Donc lorsque le nombre de Reynolds est petit, les forces d'inertie sont faibles par rapport aux forces de viscosité. Il se peut même qu'elles deviennent négligeables pour des valeurs très faibles de ce nombre. Alors l'écoulement est dit "LAMINAIRE", et si le nombre de Reynolds est inférieur à 2000, cet écoulement est même réversible ; les forces d'inertie ne pouvant pas modifier la structure du fluide due aux forces de viscosité.

Pour un nombre de Reynolds compris entre 2000 et 3000 l'écoulement reste laminaire mais n'est plus réversible - si l'on inverse le sens du courant, les particules de fluide ne retrouvent pas leur position initiale. Les fluides très visqueux et à faible vitesse occasionnent des écoulements laminaires- fioul, huile, sang dans les artères.

III.13.2. Ecoulement transitoire

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

III.13.3. Ecoulement turbulent

Pour des valeurs supérieures à 3000 l'écoulement du fluide est dit "TURBULENT".

Les turbulences résultent des forces d'inerties qui deviennent plus importantes que les forces de viscosité et la structure du fluide tend à se transformer de manière irréversible et importante.

Les fluides peu visqueux et à vitesse élevée, occasionnent des écoulements turbulents - air dans les tunnels ventilés, eau dans les réseaux de chauffage ou d'eau froide, etc...

- **Dans un conduit:**

Les régimes d'écoulements varient suivant:

les vitesses, viscosité, section de conduit, rugosité, masse volumique.

Ils sont déterminés par le nombre de Reynolds.

- Si $Re < 2000$ le régime est laminaire.
- si $2000 < Re < 3000$ le régime est transitoire.
- si $Re > 3000$ l'écoulement est turbulent.

III.14. Géométries du problème

La géométrie du problème est présentée sur la figure [III.4]. Le système consiste du flux d'eau se déplaçant à travers deux canaux cylindriques munis d'ailettes. Le flux est supposé être stable et turbulent. Dans cette étude numérique, les hypothèses suivantes sont adoptées:

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- L'écoulement de fluide est supposé turbulent et stationnaire.
- Les fluides sont newtoniens et incompressibles.
- Les propriétés physiques du fluide (C_p, μ, ρ, λ) et du solide (λ_s) sont constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du canal.
- Les profils de vitesse et de température sont uniformes à l'entrée du canal.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

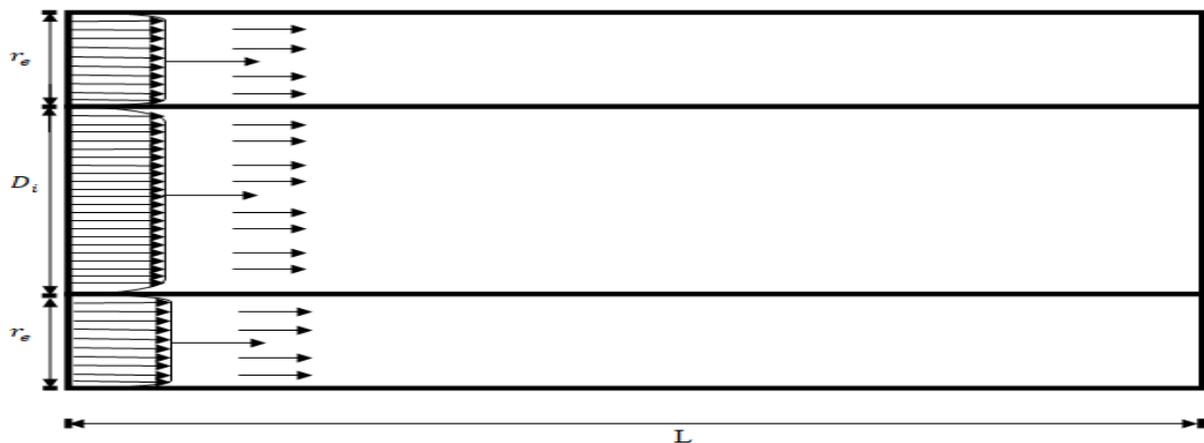


Figure III.3 : Configuration géométrique du problème étude pour un échangeur de chaleur à tube simple

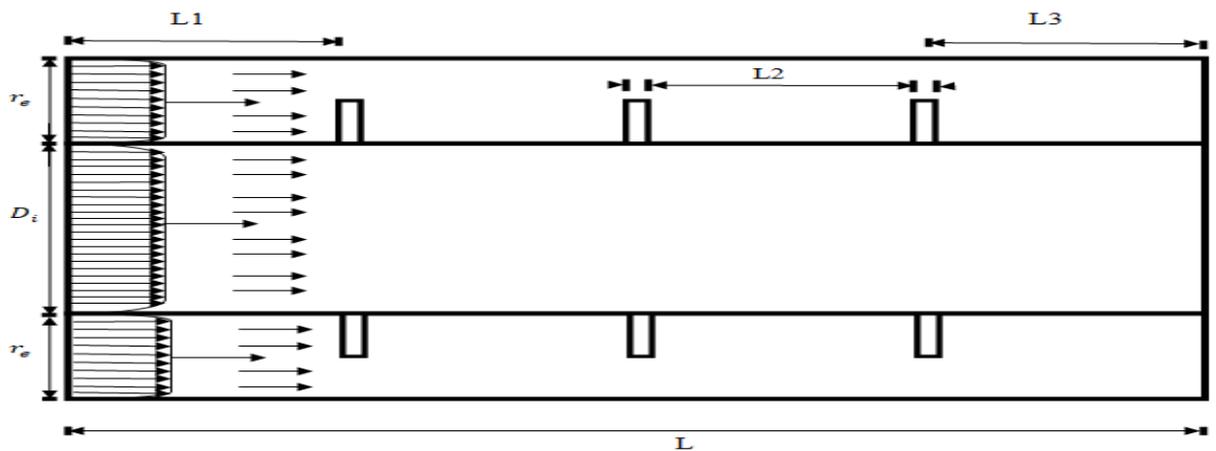


Figure III.4 : Configuration géométrique du problème étude pour un échangeur de chaleur à tube avec ailettes.

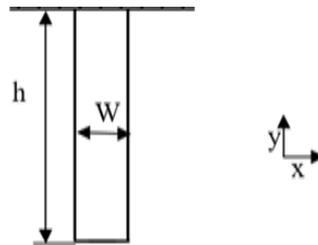


Figure III.5 : Ailette verticale

Les dimensions du canal présentées dans cette étude, sont basées sur les données numériques publiées par Mehran Hashemiana et al [27], où l'écoulement des fluides est effectué sous les conditions suivantes:

- La longueur du canal, $L = 500$ mm
- Le diamètre intérieur, $D_i = 30$ mm
- Le diamètre extérieur, $D_e = 62$ mm
- La température d'entrée (tube intérieur), $T_{ce} = 353$ k
- La température d'entrée (tube extérieur), $T_{fe} = 298$ k
- Débit massique d'entrée (tube intérieur), $Q = 0.01666$ kg/s
- Débit massique d'entrée (tube extérieur), $Q = 0.01666$ kg/s $\rightarrow 0.6666$ kg/s
- La hauteur des ailettes: $w = 5$ mm
- L'épaisseur des ailettes: $h = 8$ mm

- La distance entre l'entrée du canal et la première ailette : $L1 = 121.25$ mm
- La distance entre la sortie du canal et la deuxième ailette: $L2 = 121.25$ mm
- La distance entre les ailettes : $L3 = 121.25$ mm

III.15. Conditions aux limites

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. Il existe quatre types de conditions aux limites dans notre étude :

- Entré : toutes les propriétés du fluide sont connues.
- Sortie : le régime est établi donc on n'a pas une évolution par rapport à x .
- Paroi : pour la paroi le champ de vitesse est nul.
- L'interface : la température de fluide et de solide est la même.

Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci-dessous:

<i>Quantités</i>	Conditions Aux Limites	
<i>Fluide de travail</i>	Eau	Eau
<i>Tuyau interne (fluide chaud)</i>	Fluide chaud (eau)	
	Débit massique	Température
	0.01666 kg/s	353 k
<i>Tuyau externe (fluide froid)</i>	Fluide froid (eau)	
	Débit massique	Température
	0.01666 → 0.6666 kg/s	298 k

Tableau III.5 : Conditions Aux Limites

Chapitre IV : résultats et interprétations

Introduction :

Les échangeurs à courants parallèles sont des appareils géométriquement simples où le champ de température peut être considéré comme unidimensionnel, nous exposerons leurs propriétés en détail car, à la prise de calculs importants, ils fournissent des renseignements physiques intéressants et constituent en quelque sorte des modèles de référence pour les autres échangeurs.

Dans ce chapitre nous présentons les résultats sous forme graphiques ainsi que les commentaires et les analyses nécessaires. Nous allons exposer et discuter les résultats obtenus par notre étude numérique en prenant le cas des échangeurs bitubes (constitués de deux tubes concentriques).

Les résultats obtenus sont partagés en trois parties :

- La première concerne une étude de l'indépendance de maillage pour choisir la meilleure densité de grille pour cette simulation.

- La deuxième concerne l'analyse d'un écoulement, tout d'abord, dans un échangeur de chaleur bi tubulaire comportant deux tubes lisses. Déterminer par la suite, les profils de température et les pertes de charge pour les deux fluides, et cela, en testant les deux configurations « Co-courant et contre-courant »

- La troisième partie concerne une étude comparative entre deux modèles d'échangeur de chaleur bi tubulaire, en présence et en absence des ailettes. L'influence du débit d'entrée sur leurs comportements dynamiques et thermiques a été aussi traitée.

Les résultats obtenus dans cette partie, sont effectués à l'aide d'un préprocesseur GAMBIT (version 2.3) et un code de calcul FLUENT (version 6.3).

IV.1. Etude de l'indépendance de maillage :

Afin de nous assurer que la solution numérique est indépendante du nombre de mailles qui forme la grille de calcul, D'après les conditions limites de (Tableau III.5 et Figure III.3), nous avons choisi différents maillages pour les deux fluides. Un maillage structuré, d'élément quadratique et raffiné près des frontières du domaine de calcul est utilisé (figure IV.1). Nous avons utilisé pour cette étude sept maillages différents indiqués sur le Tableau ci-dessous :

Cellules	Nœuds	H (w/m ² k)	T _{cs} (k)	T _{fs} (k)
1680	70-12	155.3674	341.717	308.4968
2400	80-15	156.6663	341.2988	309.016
3600	90-20	157.9171	341.3263	309.0717
5000	100-25	158.6222	341.8962	308.5533
7200	120-30	159.057	342.6796	307.8095
9800	140-35	159.3412	343.4864	307.0309
12800	160-40	159.5328	344.2204	306.3094

Tableau IV.1 : Variation du coefficient de convection, des deux températures de sorties cotés chaud et froid pour différents maillages testés

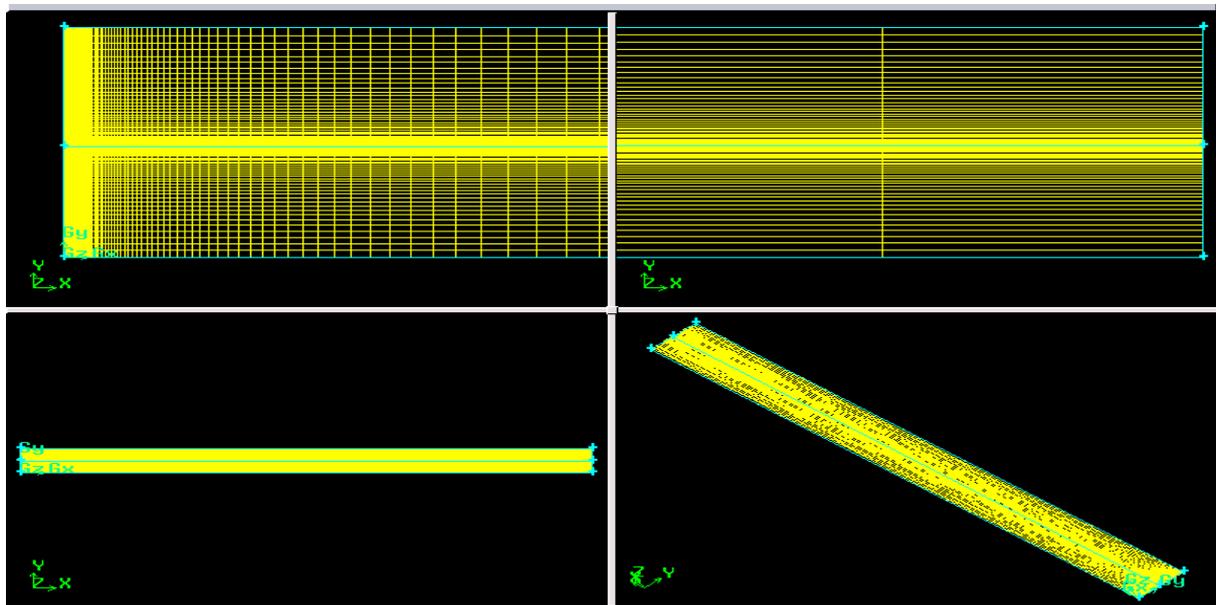


Figure IV.1 : Génération de maillage sur un échangeur de chaleur concentrique à tube lisse

Après les simulations faites par le code pour les sept maillages, On remarque que les deux températures de sorties des deux fluides et surtout le coefficient de transfert de chaleur commence à se stabiliser en augmentant la densité de la grille, l'erreur se minimise à partir de « 120-30 ». Le maillage de densité 160-40 sera retenu par la suite car il permet d'obtenir des résultats avec une erreur raisonnable.

IV.2. Validation du modèle

Avant de procéder à l'exploitation du code sur la géométrie étudiée, une comparaison des résultats numériques de la présente étude avec une étude théorique basée sur la procédure analytique de NUT a été effectuée et cela en adoptant les mêmes paramètres d'entrés (fluide , température , débit massique ..) pour les deux coté (chaud et froid) dans un même échangeur de chaleur à tube lisse (configuration contre-courant).

Un exemple de calcul est montré ci-dessous :

🚦 Régime d'écoulement pour le plus faible débit coté chaud et froid

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu}$$

$$D_h = \frac{4A}{P}$$

Où **A** est l'aire de la section de passage du tube et **P** est le périmètre mouillé de cette section.

Par exemple, pour un tube de section circulaire de diamètre **D**, on retrouve :

*** Tube interne

$$D_h = \frac{4 \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D l} = \frac{D}{l} = \frac{0.03}{0.5} = 0.06 \text{ m}$$

A.N:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu} = \frac{4 * 0.1666}{\pi * 0.06 * 0.001003} = 3524,79 > 2300$$

Donc ce régime est turbulent.

*** Tube externe

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{\pi D_o^2}{4} \right)}{\pi D_i l + \pi D_o l} = \frac{D_i - D_o}{l} = \frac{0.062 - 0.03}{0.5} = 0.064 \text{ m}$$

A.N:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu} = \frac{4 * 0.1666}{\pi * 0.064 * 0.001003} = 3304,49 > 2300$$

Donc ce régime est turbulent.

Exemple de la méthode de NUT pour un débit égal à 0.2 Kg/s :

$$C_1 = 0.01666 * 4182 = 69.67 \text{ W.K}^{-1}$$

$$C_2 = 0.2 * 4182 = 836.4 \text{ W.K}^{-1}$$

Donc : $C_{min} = 69.67$ et $C_{max} = 836.4$

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \implies C_R = \frac{69.67}{836.4} = 0.083$$

$$Nut = \frac{U.S}{C_{min}} \quad \text{Avec} \quad S = \pi dl$$

$$Nut = \frac{1000 * (3.14 * 0.03 * 0.5)}{69.67} = 0.676$$

$$\phi_{max} = C_{min}(T_{1E} - T_{2E}) = 69.67 * (353 - 298) = 3831.85 \text{ w}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-Nut(1 - C_R))}{1 - C_R \exp(-Nut(1 - C_R))} \implies \varepsilon = \frac{1 - \exp(-0.676(1 - 0.083))}{1 - 0.083 \exp(-0.676(1 - 0.083))} = 0.48$$

$$\phi = \varepsilon \cdot \phi_{max} \implies 0.48 * 3831.85 = 1839.28 \text{ w}$$

$$T_{1S} = T_{1E} - \frac{\phi}{C_1} \implies 353 - \frac{1839.28}{69.67} = 326.60 \text{ k}$$

$$T_{2S} = T_{2E} - \frac{\phi}{C_2} \implies 298 - \frac{1839.28}{836.4} = 297.99 \text{ k}$$

Le résultat pour le reste des calculs pour les différents débits est récapitulé dans le tableau ci-dessous :

Débit	T_{cs} (numérique)	T_{cs} (théorique)	T_{fs} (numérique)	T_{fs} (théorique)
0.2	331.5973	326.60	299.86572	297.99
0.3	330.62061	326.25	299.3375	295.76
0.4	330.0903	326.21	299.0492	295.76
0.5	329.75577	326.16	298.8673	295.76
0.6	329.5246	326.11	298.7419	295.76
0.6666	329.40601	326.10	298.67801	295.75

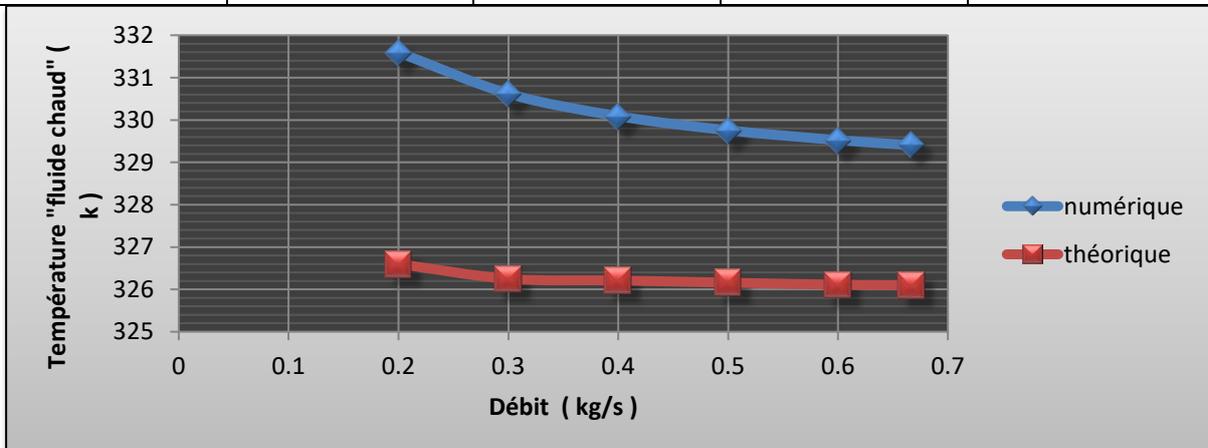


Figure IV.2 : Température de fluide chaud à la sortie en fonction débit

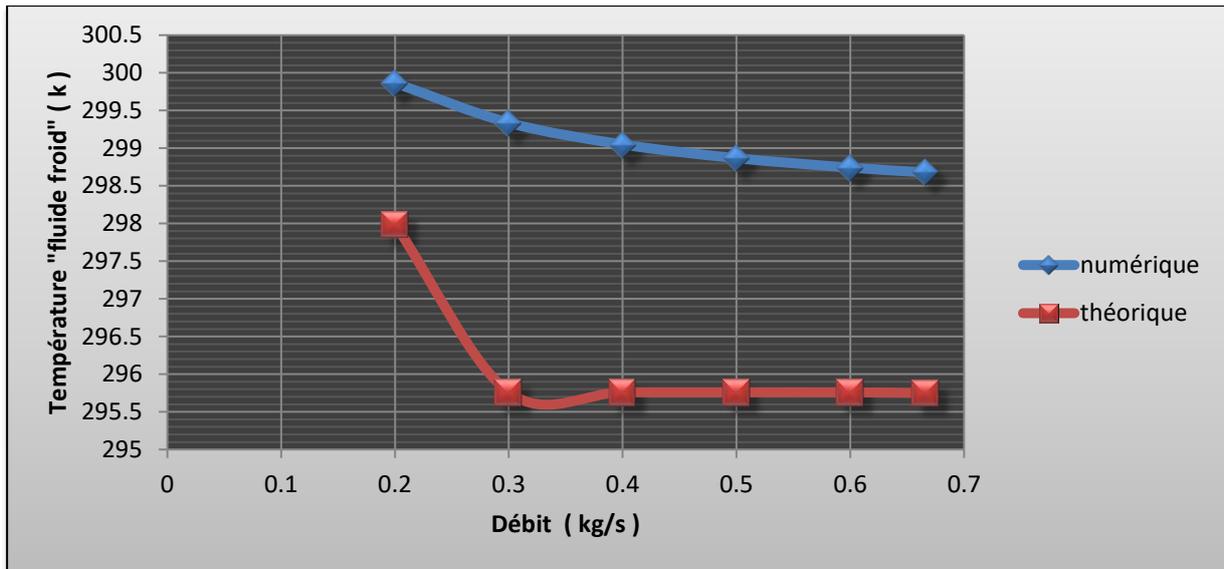


Figure IV.3 : Température de fluide froid à la sortie en fonction débit

Hormis quelques petits écarts, un bon accord a été constaté entre nos résultats obtenus numériquement par le code de calcul Fluent et théoriquement par la méthode analytique de NUT.

IV.3. Comparaison des deux modes de circulation de fluide (Co-courant et contre-courant) :

Il s'agit d'une comparaison d'un échangeur de chaleur concentrique à tube lisse dans les deux dispositions des écoulements Co-courants et contre-courant. Les figures ci-dessous donnent l'allure de la distribution de température pour les cas traités.

Ainsi nous avons retenus comme graphes les allures des températures de sortie des deux fluides cotés chaud et froid, en fonction de la position x.

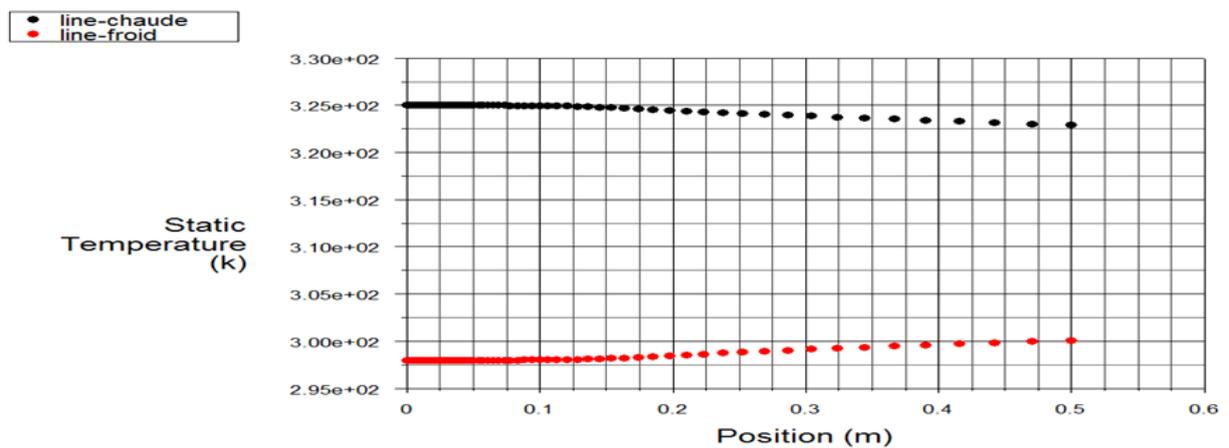


Figure IV.4 : Profil de température le long d'un échangeur de chaleur à tube lisse pour la configuration « Co-courant ».

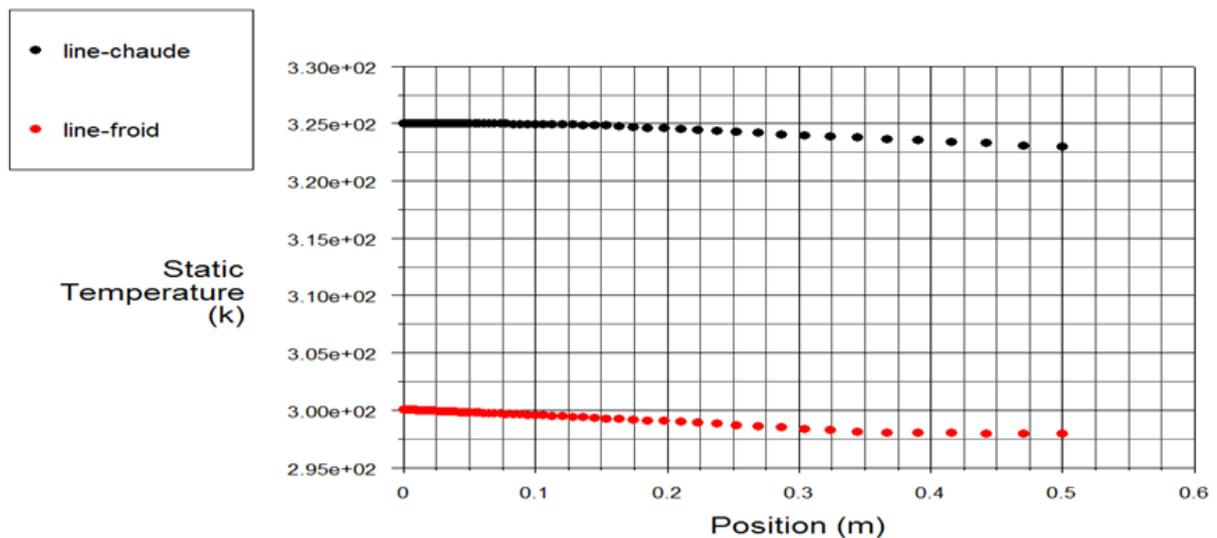


Figure IV.5 : Profil de température le long d'un échangeur de chaleur à tube lisse pour la configuration « contre-courant ».

De même pour ce cas, nous remarquons sur cette figure que :

Température	T_{cs} (k)	T_{fs} (k)
Contre-courant	342.8939	307.0878
Co-courant	344.2204	306.3094

Nous pouvons aisément constater que, pour les mêmes paramètres d'entrées (température, débit pour les deux coté du fluide), et pour les mêmes surfaces d'échanges, la température à la sortie du fluide coté chaud est plus importante dans le cas du contre-courant que celui du co-courant. et moins importante dans la direction sortie coté froid, ce qui prouve l'impact d'utilisation de la configuration contre courant sur le perfectionnement de l'échangethermique.

La configuration contre courant est retenue et sera utilisée dans la suite de la présentethèse.

Pour le cas d'un contre-courant :

$T_{ce} = 353$ k Diminue et tend vers T_{cs} (k)=342.8939k

$T_{fe} = 298$ k Augmente et tend vers T_{fs} (k)= 307.0878k

IV.4. Impact de débit sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à tube lisse :

Dans cette simulation nous fixons les températures d'entrées et nous varions le débit du fluide coté froid mais l'autre côté reste fixe.

Les résultats de cette simulation sont donnés par les suivants :

Débit (kg/s)	T_{cs} (k)	T_{fs} (k)
0.01666	342.8939	307.0859
0.2	331.5973	299.8672
0.3	330.62061	299.3375
0.4	330.0903	299.0492
0.5	329.75577	298..8673
0.6	329.5246	298.7419
0.6666	329.40601	298.67801

Tableau IV.2 : Variation de température à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid

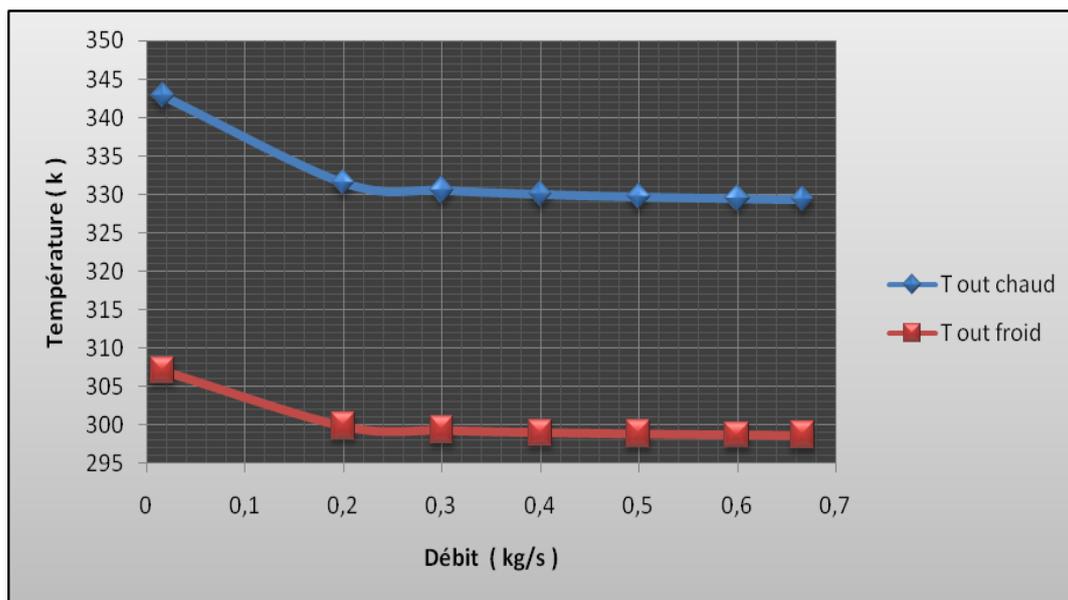


Figure IV.6 : Variation de température coté chaud et froid en fonction débit (Q_{mf} varie ; Q_{mc} constant)

D'après la figure (IV.6), nous constatons que la température diminue en fonction de la vitesse d'écoulement car si la vitesse d'écoulement d'entrée du fluide froid augmente donc l'échange de la chaleur entre les deux fluides diminue en termes de puissance thermique. C'est pour cette raison, nous pensons que la température diminue en fonction de vitesse d'écoulement.

Débit (kg/s)	ΔP_1 (Pa)	ΔP_2 (Pa)
0.01666	1.0231711	0.24267299
0.2	1.0231665	6.7203498
0.3	1.0231594	11.734975
0.4	1.0231445	17.428047
0.5	1.0231131	23.687141
0.6	1.0230414	30.440771
0.6666	1.0229659	35.207706

Tableau IV.3 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid

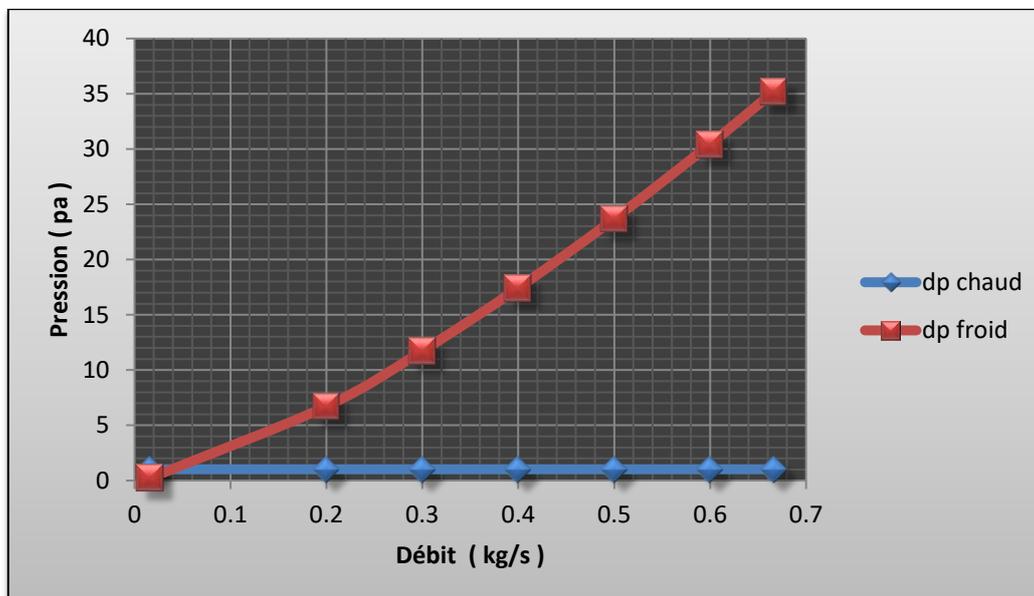


Figure IV.7 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid

Les résultats indiquent que l'augmentation de débit massique du tube externe conduit à augmenter la perte de charge entre le fluide et les parois. Aussi la figure précédente décrit les pertes de charges d'un échangeur qui à son tour affecte sur l'écoulement des fluides.

Normalement les pertes de charge dans la section annulaire est plus importante que celle dans le tube interne et cela s'explique par les pertes de charge dépend du frottement avec la paroi en fonction du gradient de vitesse, la nature du fluide (la viscosité) et la rugosité de la paroi.

Le fluide interne reçoit un frottement qu'avec le tube interne alors que l'externe reçoit un frottement avec la face externe du tube interne et avec la face interne de l'enveloppe.

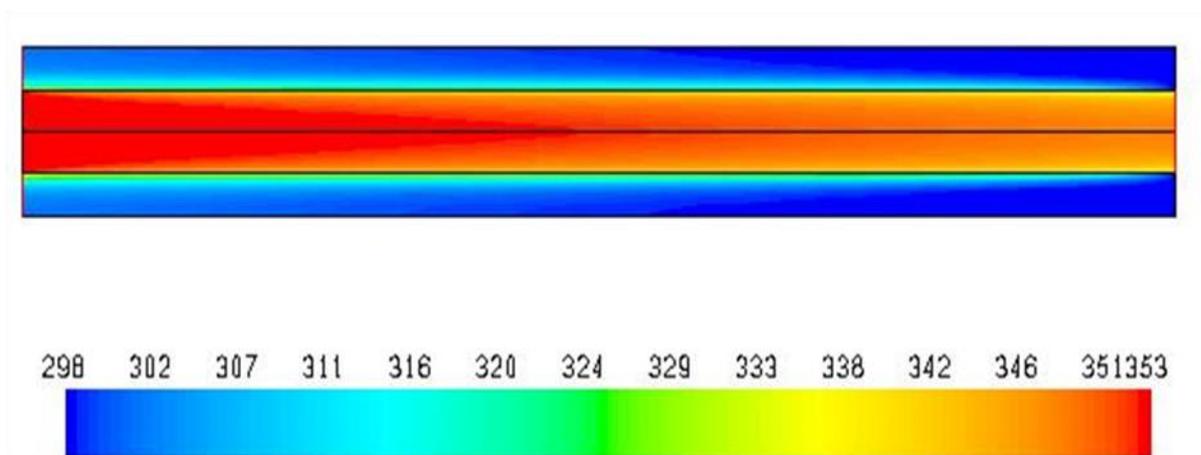


Figure IV.8 : Contour de température d'un échangeur à tube lisse ($Q_{mc} = Q_{mf} = 0,01666$ kg/s)

Le comportement thermique du fluide dans un échangeur de chaleur concentrique à tube lisse est montré sur la figure ci-dessus, on voit clairement que l'échange thermique s'effectue tout d'abord entre le fluide chaud et la paroi interne par convection, ensuite par la conduction en traversant l'épaisseur de tube. Finalement par convection entre la paroi externe du tube interne et le fluide. On remarque aussi que l'échange est plus important plus près de la paroi et surtout à la sortie de la conduite.

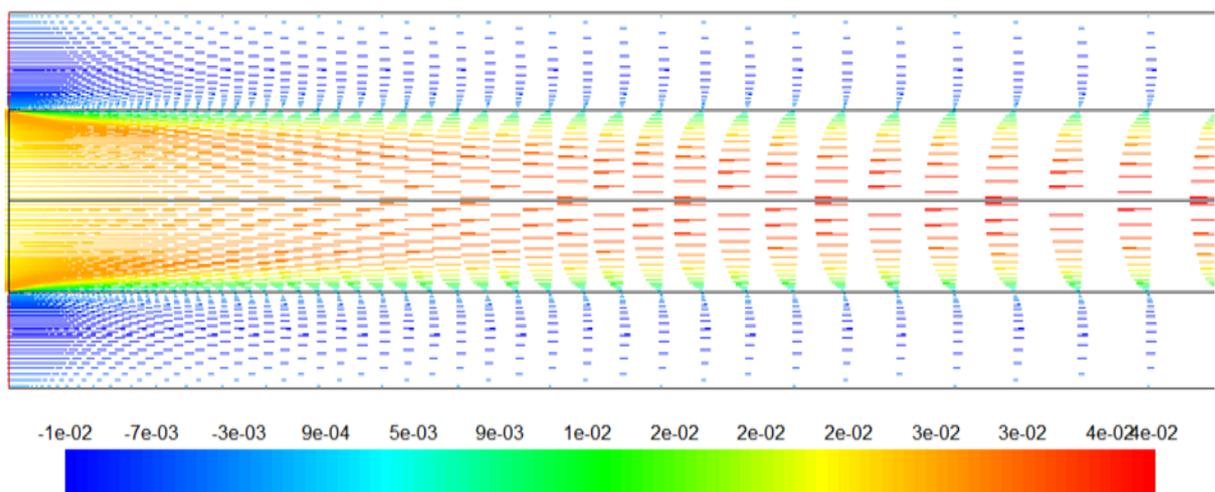


Figure IV.9 : Contour de vecteur vitesse axiale d'un échangeur à tube lisse ($Q_{mc} = Q_{mf} = 0,01666$ kg/s)

On remarque que les vecteurs de vitesse en provenance de l'entrée et se dirigeant vers la sortie sur les deux côtés du fluide confirment le sens de l'écoulement et par la suite la configuration contre courant.

IV.5. Impact de débit sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à tube avec ailettes :

Dans cette simulation nous fixons les températures d'entrée et nous varions le débit du fluide coté froid alors que l'autre côté reste fixe.

Les résultats de cette simulation sont donnés par les suivants :

Débit (kg/s)	T_{cs} (k)	T_{fs} (k)
0.01666	339.9577	309,46829
0.2	331.71014	301,43314
0.3	331.18649	300,99112
0.4	330.90677	300,76035
0.5	330.73032	300,61844
0.6	330.60641	300,52231
0.6666	330.54257	300,47375

Tableau IV.4 : Variation de température à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid

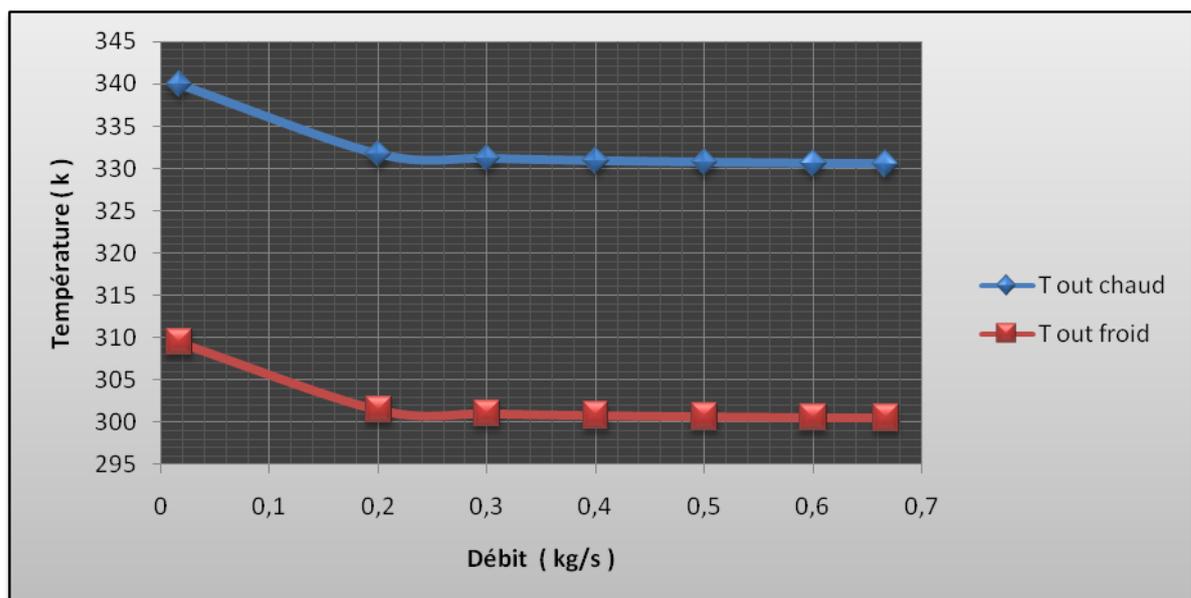


Figure IV.10 : Variation de température coté chaud et froid en fonction débit (Q_{mf} varie ; Q_{mc} constant)

D'après la figure (IV.10), nous constatons que la température diminue en fonction de débit de l'écoulement car si le débit d'entrée du fluide froid augmente donc l'échange de la chaleur entre les deux fluides diminue en terme de puissance thermique. Il est à noter que l'augmentation la vitesse d'écoulement a une proportionnalité inverse avec l'augmentation de la température.

Débit (kg/s)	ΔP_1 (Pa)	ΔP_2 (Pa)
0.01666	1.0120556	0.24276534
0.2	1.0120555	31.6551161
0.3	1.0120555	63.7855975
0.4	1.0120555	105.63041
0.5	1.0120555	156.957621
0.6	1.0120555	218.00196
0.6666	1.0120555	263.174836

Tableau IV.5 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid

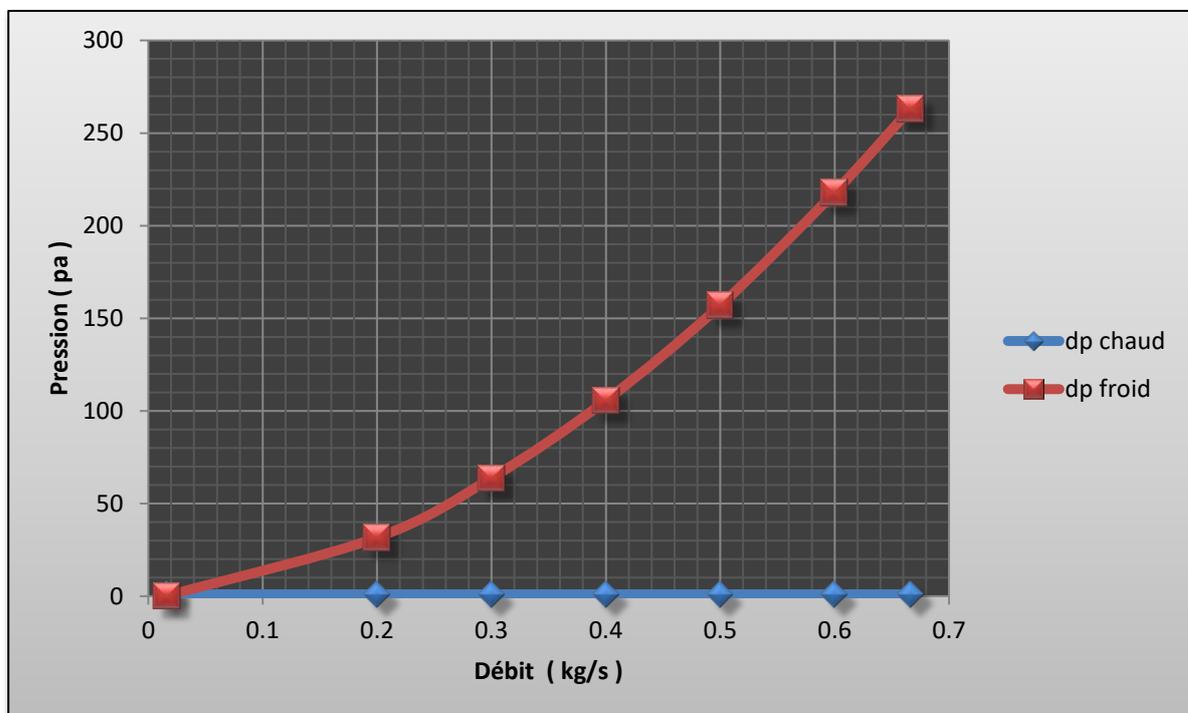


Figure IV.11 : Variation perte de charge à la sortie des deux côtés pour différents débit coté froid

Dans un échangeur de chaleur bi tubulaire a tube ailette, on remarque que les pertes de charges dans est plus importantes que celle dans le cas sans ailette, cela s'explique par le fait d'insérer des ailettes dans la conduite, cela provoque plus d'accident avec la paroi de l'ailette et avec celle de tube, ce qui génère par la suite plus de frottement et de trainé.

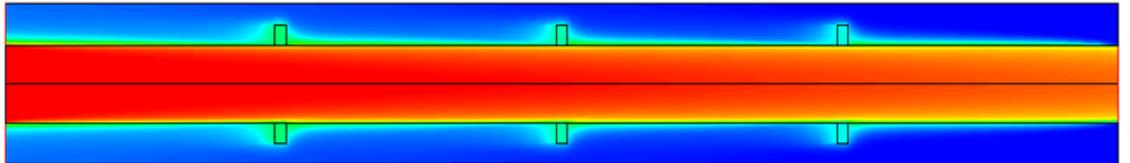


Figure IV.12 : Contour de température d'un échangeur chaleur à tube avec ailettes ($Q_{mc} = Q_{mf} = 0,01666 \text{ kg/s}$)

La configuration (figure IV.12) représente le cas avec des ailettes où on observe que le fluide froid subit un échange de chaleur plus au moins important au voisinage de la surface de séparation et plus important autour de l'ailette attachée à la surface de séparation.

On constate que les valeurs de la température totale sont sensiblement élevées ou elles diminuent au voisinage des deux ailettes attachées à la surface de séparation.

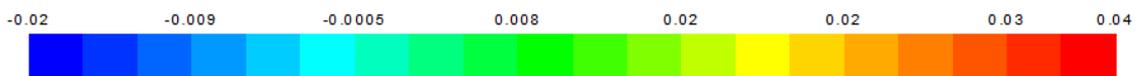
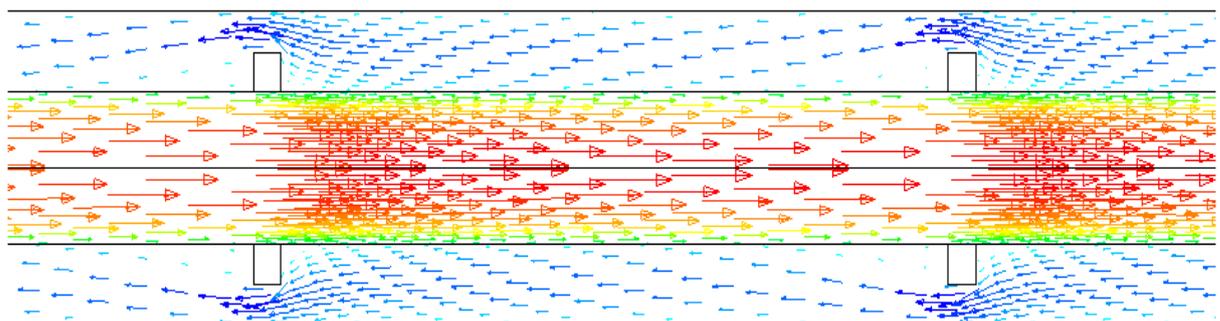


Figure IV.13 : Contour de vecteur vitesse axial d'un échangeur chaleur à tube avec ailettes ($Q_{mc} = Q_{mf} = 0,01666 \text{ kg/s}$)

La figure (IV.13) montre de vitesse axiale pour le cas traité (déflecteurs rectangulaires). Cela indique clairement que les valeurs de vitesse sont très faibles au voisinage des trois chicane notamment dans les zones situées en aval. Ceci est dû à la présence des zones de recirculation.

On remarque également l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque chicane et les parois du canal. Cette augmentation est d'abord générée par la singularité représentée par les obstacles, également par la présence d'un recyclage qui entraîne alors un brusque changement de direction de l'écoulement. On remarque également que les vitesses les plus importantes apparaissent près du sommet du canal avec un processus d'accélération qui commence juste après la première chicane.

IV.6. Comparaison des aspects dynamique et thermique dans un échangeur de chaleur en présence et en absence d'ailette

D'après les résultats obtenus, une étude comparative est faite entre les deux modèles d'échangeur de chaleur bi tubulaire, en présence et en absence des ailettes :

IV.6.1. Aspect dynamique :

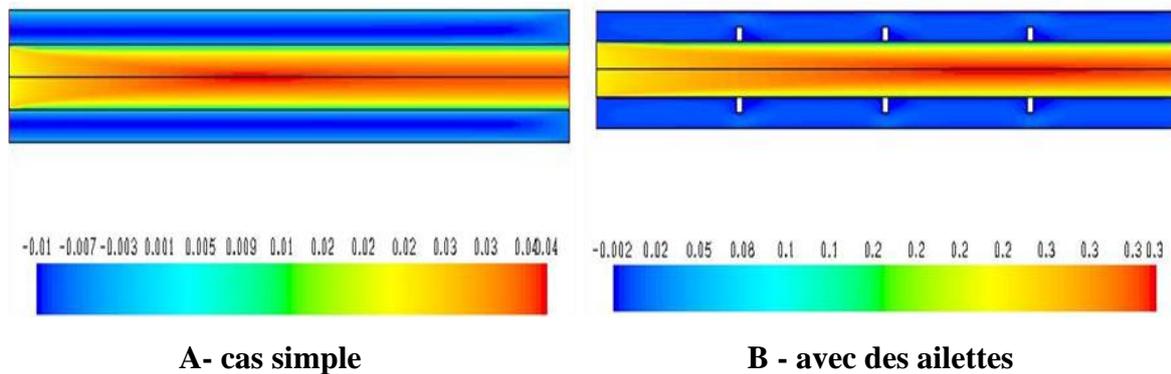
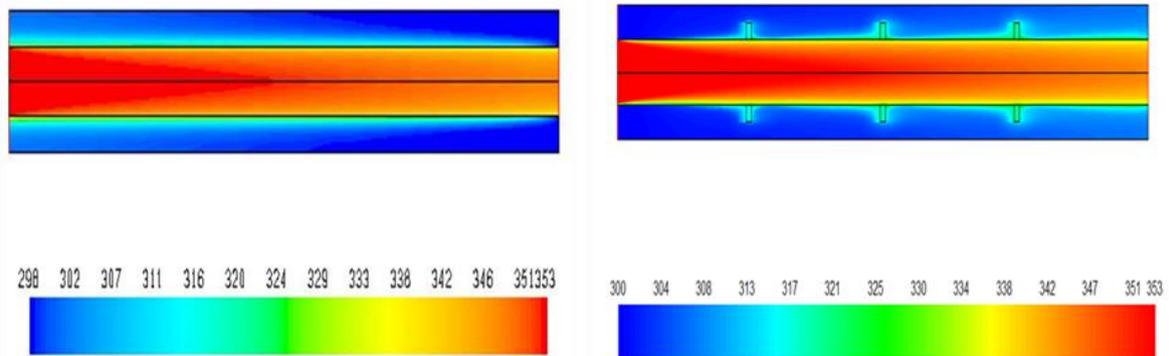


Figure IV.14 : Distribution de champ de vitesse axiale dans la longueur de canal.

D'après les résultats numériques au-dessus, on remarque clairement que les valeurs de vitesse dans le cas simple(A) sont faibles par rapport au cas avec des ailettes(B) et les valeurs de fluide froid sont trop importantes que le fluide chaud dans les deux cas. On remarque aussi l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque ailette, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage ce qui n'est pas le cas pour le cas simple.

IV.6.2. Aspect thermique :



A- cas simple

B - avec des ailettes

Figure IV.15 : Distribution de champ de température dans la longueur de canal.

- La figure (IV.15) montre deux structures d'écoulement le premier est simple et l'autre complexe. La configuration (A) représente le cas simple, on voit les deux couches minces entrer et commencent à se dilater jusqu'à la sortie du canal à cause de l'échange thermique. Le fluide froid gagne et l'autre perd de la chaleur.

- La configuration (B) représente le cas avec des ailettes où on observe que le fluide froid subit une augmentation de la température faible à la surface de séparation et une augmentation importante autour de l'ailette attachée à la surface de séparation par contre pour le fluide chaud, on remarque une diminution de la température faible à la surface de séparation et une diminution importante autour d'ailette attaché a la surface de séparation.

- On constate que les valeurs de la température statique sont sensiblement élevées ou elles diminuent au voisinage des deux ailettes attachées à la surface de séparation.

Conclusion générale

Conclusion générale :

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas simple et avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides.

Une étude comparative entre deux modèles d'échangeur de chaleur bi tubulaire, en présence et en absence des ailettes a été menée. L'influence du débit d'entrée sur leurs comportements dynamiques et thermiques a été aussi traitée et analysé.

Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis.

De nos résultats obtenus, on a remarqué que :

- l'échange thermique s'effectue tout d'abord entre le fluide chaud et la paroi interne par convection, ensuite par la conduction en traversant l'épaisseur de tube. Finalement par convection entre la paroi externe du tube interne et le fluide .on remarque aussi que l'échange est plus important plus près de la paroi et surtout a la sortie de la conduite.

- les vitesses les plus importantes apparaissent près du sommet la chicane avec un processus d'accélération qui commence juste après la première.

- l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque ailette, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement

- les pertes de charge dans la section annulaire est plus importante que celle dans le tube interne et cela parce que , pour le cas d'un tube lisse , l'écoulement subit des frottement avec les deux parois qui l'entourent alors que dans le deuxième cas , la présence des ailettes provoque plus de changement dans la direction de l'écoulement et plus d'accident avec la parois de l'ailette et de tube .

-Suivant ce présent travail, on conclut : Les ailettes thermiques jouent un rôle très important dans le domaine de transfert de chaleur et les écoulements des fluides. Amélioration des performances thermique est faisable en insérant des ailettes dans la veine d'écoulement mais en revanche, cette solution provoque des pertes de charge supplémentaire, il faut donc penser à un compromis entre l'augmentation de la température et la pression.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : A.mezmiz. Mini projet 1^{er}é post graduation " différent type d'échangeur" de l'université Mentouri Constantine 2006.
- [2] : J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4^{ème} tirage 1993.
- [3] : G.F. Hewitt. Heat exchanger design: rating sizing an optimization simple, Hemisphere publishing New York .edition 1990.
- [4] : <http://www.greth.org> Site en français du groupe de recherche sur les échangeurs thermiques fournit de la documentation et des outils de calcul numérique.
- [5] : <http://www.howden.com/fr/Library/HowThingsWork/RotaryHeaters/default.htm>
- [6] : Brahim et Achour, mémoire : Etude des ailettes usuelles, 1995, université Batna,Algerie.
- [7] : JEANNOT Y, cours transfert thermique cours 2^{ème} année, Ecole des mines, Nancy, France 2009.
- [8] : André Bontemps, Alain Garrigue, Charles Goubier, Jacques Huetz, Christophe Marvillet, Pierre Mercier, Roland Vidil,"Échangeurs de chaleur", technique de l'ingénieur .
- [9] : https://www.cder.dz/download/Art12-4_8.pdf
- [10] : https://www.cder.dz/download/cer07_43.pdf
- [11] :https://www.researchgate.net/profile/Ahmed_Kouidri/publication/283346588_Etude_experim_entale_et_numerique_de_l%27ecoulement_et_de_transfert_de_chaleur_durant_l%27ebullition_convective_dans_un_echangeur_plat/links/56353f1208ae7588
- [12] : http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/Congres_2016/resumes_toulouse/93.pdf
- [13] : https://www.cder.dz/download/Art14-2_12.pdf
- [14] : https://www.cder.dz/download/Art20-1_7.pdf
- [15] : https://www.cder.dz/download/Art19-3_8.pdf
- [16] : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00365710/document>
- [17] : http://gsite.univ-provence.fr/gsite/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/Congres_2007/communications/242.pdf
- [18] : https://www.cder.dz/vlib/revue/pdf/v009_n3_texte_4.pdf
- [19] : http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/Congres_2007/communications/164.pdf

- [20] : http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/congres_2008/354.pdf
- [21] : <http://www.jmaterenvironsci.com> ; Numerical simulation of forced convection turbulent in a channel with transverse baffles JMES, 2017 Volume 8, Issue 4, Page 1417-1427
- [22] : <https://www.researchgate.net/publication/29649959> Analyse numérique de la convection forcée turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales
- [23] : <https://www.researchgate.net/publication/264860774> ;Simulation de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur coaxial.
- [24] : <http://www.rpublication.com/ijst/index.html> ISSN 2249-9954 ; HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN ROTATING TUBE IN TUBE HEAT EXCHANGER BY USING CU-WATER NANOFLUID, Issue 5 volume 4, July-August 2015
- [25] : L.C.DEMARTNI, H.A.VIELMO and S.V.MOLLER, « Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates », J. of the Braz. Soc. Of Mech. Sci. Eng., Vol. XXVI, No. 2, p (153-159), 2004.
- [26] : Azil Ftima Zohra, (2004), “Etude des paramètres climatiques, sous serres chauffées en présence de la plante”, Thèse de Magistère, université de Batna.
- [27]: M. Hashemian, S. Jafarmadar, H. Sadighi Dizaji, A comprehensive numerical study on multicriteria design analyses in a novel form (conical) of double pipe heat exchanger, Appl. Therm. Eng. 102 (2016) 1228–1237.

Résumé :

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail on va étudier numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur bi tubulaire coaxial. Etude de l'effet de l'orientation des deux fluides dans l'échangeur de chaleur à simple tube a été effectuée pour confirmer que le cas contre courant présente de bons résultats par rapport au cas Co-courant. Pour l'amélioration de ses performances thermique, un échangeur de chaleur à tube ailette a été également étudié et comparé avec le cas simple. Après, les pertes de charges sont un élément fondamental de l'écoulement des liquides car elles apparaissent pour tous les liquides, il faut donc penser à un compromis entre l'augmentation de la température et la pression. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel "FLUENT" qui se base sur la méthode des volumes finis.

Monts clés : Echangeur de chaleur, ailette, volume fini, maillage.

ملخص

في الشركات الصناعية، يعتبر المبادل الحراري عنصرًا أساسيًا للتحكم في الطاقة، والمشاكل المتعلقة بالقلق الحراري الهيدروليكي فوق كل الأبعاد الحرارية للأجهزة. لهذا في هذا العمل سوف ندرس عددًا من السلوك الديناميكي والحراري للتدفق المضطرب في مبادل حراري ثنائي الأنبوب متحد المحور. أجريت دراسة تأثير اتجاه السائلين في المبادل الحراري الأنبوبي الأحادي للتأكد على أن الحالة ضد التيار لها نتائج جيدة بالمقارنة مع حالة نفس اتجاه التيار. لتحسين أدائها الحراري، تم أيضًا دراسة مبادل حراري للأنبوب الزهري ومقارنته بالحالة البسيطة. بعد ذلك تعد خسائر الشحن عنصرًا أساسيًا في تدفق السوائل لأنها تظهر لكل السوائل، لذا يجب على المرء التفكير في حل وسط بين زيادة درجة الحرارة والضغط. أجريت هذه الدراسة باستخدام برنامج "FLUENT" والذي يعتمد على طريقة الكميات النهائية. **كلمات الرئيسية:** مبادل حراري، زعنفة، حجم محدود، شبكة.

Abstract :

In industrial companies the heat exchanger is an essential element for the control of the energy, the problems relating to the thermo hydraulic concern above all the thermal dimensioning of the apparatuses. For this, in this work we will study numerically the dynamic and thermal behavior of a turbulent flow in a coaxial bi-tubular heat exchanger. Study of the effect of the orientation of the two fluids in the single-tube heat exchanger was performed to confirm that the case against current has good results compared to the case Co-current. To improve its thermal performance, a fin tube heat exchanger has also been studied and compared with the simple case. After, the losses of charges are a fundamental element of the flow of the liquids because they appear for all the liquids, one must therefore think of a compromise between the increase of the temperature and the pressure. This study was carried out using the software "FLUENT" which is based on the method of the finished volumes.

Key mountains: Heat exchanger, fin, finite volume, mesh.