

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNIQUES  
DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE  
MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

## Investigation Numérique des Performances d'un Echangeur de Chaleur à Tube à Ailette

**Présenté par :**

CHABAN Ghaniyya

DERBALE Hanane

**Devant le jury composé de :**

Mr. BESNOUSSICI Zakaria	MCB	Ctr Univ Naama	Président
Dr. AMEUR Houari	MCA	Ctr Univ Naama	Encadreur
Mr. BOUNOUA Noureddine	MCB	Ctr Univ Naama	Examineur

**Année universitaire 2017-2018**

## Résumé

*Les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes sont déterminées par voie de simulation numérique. L'effet de la forme, diamètre et espacement entre les tubes sur la structure des écoulements et la distribution de température est exploré. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds est investiguée.*

**Mots-clés :** *Echangeur de chaleur ; Tube à ailette ; Forme du tube ; Diamètre du tube.*

### المخلص :

يتم تحديد الخصائص الحرارية الهيدروليكية لمبادل الحرارة (أنبوب الزعانف) بواسطة المحاكاة الرقمية. و استكشاف تأثير الشكل، القطر و البعد بين الأنابيب على بنية التدفقات و توزيع الحرارة. ايضا، يتم التحقق في تأثير عدد رينولدز الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، أنبوب الزعانف، شكل الانبوب، قطر الانبوب

# Dédicace

*Avant tout je remercie Dieu de m'avoir aidé à terminer mes études.*

*Je dédie ce mémoire*

*A mon cher Père, A ma très cher Mère*

*Qu'il témoigne mon amour et mon affection m'ont encouragé à donner le meilleure moi-même, et qui m'ont fourni Les moyens d'être ce que je suis aujourd'hui.*

*A mes sœurs : Karima, Siham, Nadjet, Bassma et Maysae*

*A mes chers frères : Mohamed, Youcef, Bachir et Mostapha*

*Pour leur grand soutien pour moi, et leur souhaite le bonheur et le succès de tout mon cœur*

*A toute ma famille **Chabane***

*A mon binôme Hanane*

*Une grande dédicace A tous mes amis que j'aime tant : Assia, Khadidja, Zahra, Fatima, Om k̄lthom, Djihan, Akila, Nassira, Fouzia, Asma,*

*Chahrazad, Noura, Ghania et Fatiha ....*

*A tous les étudiants de la promotion 2017/2018*



**Chabane Ghaniyya**

# DEDICACE

*A mon cher PÈRE, qui a toujours cru en moi et a mis à ma disposition  
tous les moyens nécessaires pour que je réussisse dans mes études*

*A la plus belle créature que Dieu a créée sur terre,*

*A cette source de tendresse, de patience et de générosité,*

*ma MÈRE*

*A mes chers frères SLIMANE, ABDELKADER, MOURAD et*

*AHMED*

*A ma sœur : SALIMA, à tout ma famille DERBALE*

*A mon binôme Ghaniyya*

*A mes chers amis SARRA, AHLEM*

*A tous les étudiants de la promotion 2017/2018*

*Option : Génie Mécanique 'ENERGETIQUE'*

*Pour chacun de mes professeurs qui m'ont appris le savoir*

*A tout le personnel du département « SCIENCE ET*

*TECHNOLOGIE »*

*Pour tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à réaliser ce travail*

*A tous ceux qui, par un mot, m'ont donné la force de continuer mon*

*parcours d'études*

*DERBALE HANANE*

## *Remerciement*

*Avant tout nous remercions Allah tout puissant d'avoir nous donner le courage, la volonté et la patience pour terminer ce travail.*

*Nous tiens à exprimer toute nos reconnaissances à notre encadreur **Mr H.Ameur** pour votre compétence, votre encadrement ont toujours suscité mon profond respect,*

*On vous remercie pour votre accueil et vos conseils.*

*Veillez trouver ici, l'expression de nos gratitude et de notre grande estime.*

*Nous remercions très sincèrement, le président et les membres de jury pour nous voir fait l'honneur d'évaluer notre travail,*

*Je tiens aussi à remercier monsieur le Directeur, Le Chef du Département de Génie Mécanique à l'Université de Naama*

*A tous nos enseignants*

*Nous adressons nos sincères remercions pour leurs patiences et pour toutes les Informations et conseils donnees tout le long de notre cycle de formation Tous ceux qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce travail*

*A tous les personnes du département*

*« SCIENCE ET TECHNOLOGIE »*

*Merci*

## ***Abstract***

*The thermo-hydraulic characteristics of a finned tube heat exchanger are determined by numerical simulation. The effect of the shape, diameter and spacing between the tubes on the structure of the flows and the temperature distribution is explored. Also, the influence of the Reynolds number is investigated.*

**Keywords:** *Heat exchanger; Finned tube; Tube shape; Diameter of the tube.*

# *Table des Matières*

	Page
<b>Résumé</b>	I
<b>Abstract</b>	II
<b>Introduction générale</b> .....	1
 <i><b>Chapitre 1: Généralités sur le transfert de chaleur</b></i> 	
<b>1.1. Définitions du transfert thermique</b> .....	2
<b>1.2. Modes de transfert thermique</b> .....	3
<b>1.2.1. Conduction</b>	
<b>1.2.1.1. Définition</b> .....	3
<b>1.2.1.2. Loi de Fourier</b> .....	3
<b>1.2.1.3. La densité flux thermique</b> .....	4
<b>1.2.2. Convection</b>	
<b>1.2.2.1. Définition</b> .....	5
<b>1.2.2.2. Loi de Newton</b> .....	5
<b>1.2.2.3. Convection forcée et naturelle ou libre</b>	
✓ Convection naturelle .....	6
✓ Convection forcée .....	6
<b>1.2.2.4. Nombres adimensionnels pour le calcul du coefficient de transfert</b>	
✓ Nombre de Nusselt .....	6
✓ Nombre de Reynolds .....	7
✓ Nombre de Prandtl .....	7
✓ Nombre de Grashof .....	7
<b>1.2.3. Rayonnement</b>	
<b>1.2.3.1. Définition</b> .....	8
<b>1.2.3.2. Notion de corps noir</b> .....	8
<b>1.2.3.3. Flux de chaleur échangé</b> .....	9
✓ Loi de Stéphan Boltzmann .....	9

## *Chapitre 2 : Types des échangeurs de chaleur*

<b>2.1.</b> Définition d'un échangeur de chaleur .....	10
<b>2.2.</b> Principe de fonctionnement .....	10
Les 3 modes de circulation	
✓ L'échangeur à co-courant .....	10
✓ L'échangeur à contre-courant .....	11
✓ L'échangeur à courants croisés .....	11
<b>2.3.</b> Classification des échangeurs .....	12
<b>2.4.</b> Types d'échangeurs thermiques	
<b>2.4.1.</b> Échangeur tubulaires .....	12
<b>2.4.1.1.</b> Échangeur monotube .....	12
<b>2.4.1.2.</b> Échangeur coaxial .....	13
<b>2.4.1.3.</b> Échangeur multitubulaire .....	13
a) Échangeur à tubes séparés .....	13
b) Échangeur à tube rapprochés .....	14
c) Échangeur à tubes ailettes .....	14
Les différents types d'ailettes	
➤ Les ailettes continues .....	15
➤ Les ailettes indépendantes .....	15
➤ Les ailettes longitudinales .....	16
d) Échangeur à tubes et calandre	
➤ Échangeur de chaleur à tête flottante .....	16
➤ Echangeur a plaque tubulaires fixes .....	17
➤ Echangeur a tubes en U .....	17
<b>2.4.2.</b> Échangeur à plaques .....	18
<b>2.4.2.1.</b> Échangeur à plaque et joint .....	18
<b>2.4.2.2.</b> Échangeur à plaque soudées ou brasées .....	19

➤ Échangeur platulaire .....	19
➤ Échangeur Compabloc .....	19
➤ Échangeur Packinox .....	20
➤ Échangeur lamellaire .....	20
<b>2.4.3. Autre types d'échangeur thermique</b>	
<b>2.4.3.1. Échangeur de chaleur spiralée .....</b>	<b>21</b>
<b>2.4.3.2. Échangeur brasé .....</b>	<b>21</b>
<b>2.4.3.3. Échangeur à surface raclée .....</b>	<b>22</b>
<b>2.5. Encrassement des Échangeur de chaleur .....</b>	<b>22</b>
<b>2.6. Différents types d'encrassement .....</b>	<b>23</b>

### ***Chapitre 3 : Présentation du problème et synthèse bibliographique***

<b>3.1. Résolution numérique .....</b>	<b>24</b>
<b>3.2. présentation du solveur CFX5 .....</b>	<b>25</b>
<b>3.2.1. ICEM CFD .....</b>	<b>26</b>
<b>3.2.2. CFX Pre .....</b>	<b>26</b>
<b>3.2.3. CFX Solver .....</b>	<b>26</b>
<b>3.2.4. CFX Solver Manager .....</b>	<b>27</b>
<b>3.2.5. CFX Post .....</b>	<b>27</b>
<b>3.3. Objectif de ce travail .....</b>	<b>27</b>
<b>3.4. Présentation du problème .....</b>	<b>28</b>
<b>3.5. Considérations du problème .....</b>	<b>28</b>
<b>3.6. Différents paramètres étudiés .....</b>	<b>29</b>
<b>3.7. Etude de maillage .....</b>	<b>30</b>
<b>3.8. Les équations fondamentales de la dynamique des fluides .....</b>	<b>31</b>

<b>3.8.1.</b> équation de Navier Stokes .....	31
<b>3.8.1.1.</b> Conservation de masse (continuité).	
<b>3.8.1.2.</b> Conservation de quantité de mouvement.	
<b>3.8.1.3.</b> Conservation d'énergie.	

## ***Chapitre 4 : Résultats et discussion***

<b>4.1.</b> Validation .....	33
<b>4.2.</b> Influence du diamètre du tube circulaire .....	35
<b>4.3.</b> Influence du nombre de Reynolds .....	40
<b>4.4.</b> Influence de l'indice de comportement (n) .....	45
<b>4.5.</b> Influence de la forme de conduite .....	47
<b>Conclusion</b> .....	49
<b>Liste des figures</b> .....	50
<b>Liste des tableaux</b> .....	53
<b>Nomenclature</b> .....	54
<b>Reference</b> .....	56

## Introduction

Transfert de chaleur est une discipline riche en phénomènes physiques et ces disciplines interviennent dans des 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 de chaleur 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.

L'objectif principal dans le perfectionnement des systèmes thermiques, tel que les échangeurs de chaleur, est de renforcer le transfert de chaleur entre les surfaces chaudes et froides. De tels dispositifs doivent être conçus selon la disponibilité de l'espace. L'une des mesures de l'évolution d'un tel équipement est, donc, la réduction de la taille du volume occupé, accompagné de l'entretien ou de l'amélioration de sa performance. Par conséquent, le problème se compose à identifier une configuration qui fournit le transfert de chaleur maximum avec un espace donné.

Le présent mémoire est une étude de l'effet de la forme du tube sur les performances d'un échangeur de chaleur de tube à ailette. Il est divisé en quatre chapitres:

Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre des généralités sur le transfert de chaleur (les trois modes de translations : conduction, convection et le rayonnement)

Le deuxième chapitre : Types des échangeurs de chaleur et ce Principe de fonctionnement, Classification des échangeurs.

Dans le troisième chapitre : Présentation du code de calcul et problème étudié.

Dans le dernier chapitre : Les résultats de notre simulation numérique avec une discussion détaillée.

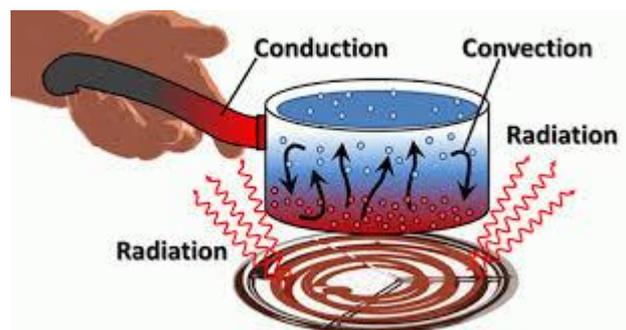
Enfin, le mémoire se termine par une conclusion qui synthétise les résultats obtenus.

## Chapitre 1

### Généralités sur le Transfert Thermique

#### 1.1. Définitions du transfert thermique

Un transfert de chaleur qu'il convient d'appeler transfert thermique est une discipline riche en phénomènes physiques et en applications pratiques relative à notre quotidien. S'il y a deux corps ayant la même température sont dits en équilibre thermique. Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid : il y a un transfert thermique. Il existe trois modes de transfert : la conduction, la convection et le rayonnement (Figure 1.1) [1].



**Figure 1.1** : Présence les 3 modes de transfert de chaleur

## 1. 2. Modes de transfert thermique

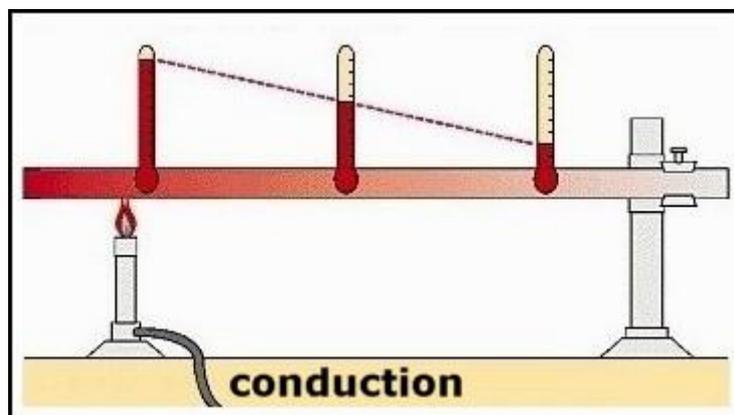
### 1.2.1. Conduction

#### 1.2.1.1. Définition

La conduction est un mode de transfert thermique dans lequel les échanges d'énergie ont lieu dans les solides et les fluides sans déplacement de matière, provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu, et l'énergie se propage au sein d'un même corps ou passe d'un corps à un autre sous l'influence d'un gradient de température (Figure 1.2).

Dans un gaz : l'énergie se propage par contact direct entre molécules.

Dans un solide ou fluide : la vibration des électrons libres autour de leur position d'équilibre dans le solide. Les cristaux disposent d'un mode de transfert thermique supplémentaire particulier associé aux vibrations du réseau appelés phonons [1].



**Figure 1.2** : Transfert de chaleur par conduction

#### 1.2.1.2. Loi de Fourier

La conduction thermique est un transfert thermique spontané d'une région de température élevée vers une région de température plus basse. Jean Baptiste Biot propose un modèle mathématique décrivant le phénomène de conduction. En 1822, Jean Baptiste Fourier reprend l'analyse de ce phénomène et établit de manière expérimentale la loi fondamentale de la conduction qui depuis porte son nom.

On définit le flux thermique  $\Phi$  en [w] comme la puissance thermique transférée à travers le matériau [2].

$$\Phi = - \lambda S \text{grad}(T) \quad (1.1)$$

Avec :

$\lambda$  : La conductivité thermique en [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]

$S$  : Surface d'échange [ $\text{m}^2$ ]

$T$  : La température en [ $^{\circ}\text{K}$ ]

### 1.2.1.3. Densité de flux thermique

La densité de flux thermique ou le flux thermique surfacique à travers une surface  $S$  représente le flux thermique rapporté à l'unité de surface ou la chaleur transférée dans une unité de temps par l'unité de surface [2].

On définit le Densité de flux de chaleur  $\varphi$  en [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ]

$$\varphi = \frac{d\Phi}{dS} \quad (1.2)$$

Si la densité de flux uniforme sur la surface de transfert thermique, on peut écrire

$$\varphi = \frac{\Phi}{S} \quad (1.3)$$

Donc :

$$\varphi = -\lambda \text{grad}(T) \quad (1.4)$$

Avec :

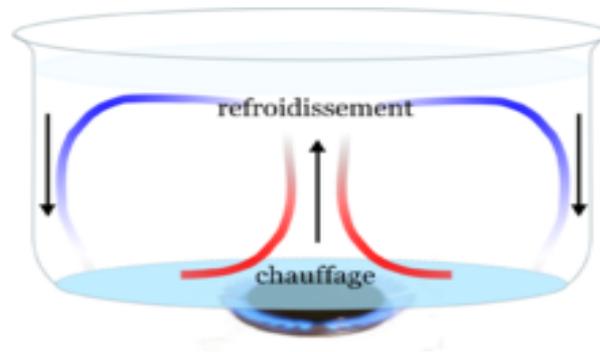
$\lambda$  : La conductivité thermique en [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]

$T$  : La température en [ $^{\circ}\text{K}$ ]

## 1.2.2. Convection

### 1.2.2.1. Définition

La convection est un mode de transfert qui implique un déplacement de matière dans le milieu, qui est la propagation de la chaleur principalement dans les milieux fluides. Elle est également complétée par le mouvement des fluides qui peut être naturel ou forcé (Figure 1.3) [2].



**Figure 1.3** : Transfert de chaleur par convection

### 1.2.2.2. Loi de Newton

La loi de Newton donne l'expression de la quantité  $dQ$  échangée entre la surface d'un solide à la température  $T_p$  et le fluide à la température  $T_f$  [2].

On définit le flux thermique  $\Phi$  en [w].

$$\Phi = h \cdot S (T_p - T_f) \quad (1.5)$$

Dans tous les cas, la résolution d'un problème de convection consiste à déterminer le coefficient de transfert par convection. D'une manière analogue à la loi de Fourier pour la conduction de la chaleur, Newton a proposé une relation linéaire entre la densité du flux de chaleur ( $\varphi$ ) et la différence entre de température  $\Delta T$  (le corps solide et le fluide) [2].

$$\Delta T = (T_s - T_f) \quad (1.6)$$

$$\varphi = h \cdot \Delta T \quad (1.7)$$

$$\varphi = h \cdot (T_s - T_f) \quad (1.8)$$

Avec :

$h$ : Coefficient de transfert thermique par convection en [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ]

$S$ : Surface d'échange [ $\text{m}^2$ ]

$T_p$ : Température de la plaque [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$T_f$ : Température du fluide [ $^{\circ}\text{K}$ ]

### 1.2.2.3. Convection forcée et naturelle ou libre

#### ✓ Convection naturelle :

Les transferts par convection naturelle résultent simplement du mouvement du fluide provoqué par:

- les différences de masses volumiques résultant des différences de températures sur les frontières.

- d'un champ de forces extérieures (la pesanteur) [2].

#### ✓ Convection forcée :

La convection forcée est rencontrée très souvent en pratique dans les échangeurs de chaleur de tous genres, le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...) [2].

### 1.2.2.4. Nombres adimensionnels pour le calcul du coefficient de transfert

#### ✓ Nombre de Nusselt :

Il représente la quantité de chaleur échangée par la convection à la quantité de chaleur par conduction [3].

$$Nu = \frac{h \cdot d}{\lambda} \quad (1.9)$$

Avec :

$d$ : Diamètre de la conduite [m]

$h$ : Coefficient d'échange convectif [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$ ]

$\lambda$ : Conductivité thermique du fluide [ $\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{K}$ ]

✓ **Nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité donné par la formule [3]:

$$Re = \frac{\rho dV}{\mu} \quad (1.10)$$

$\rho$ : Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>]

$V$ : Vitesse du fluide [m/ s]

$D$ : Diamètre de l'écoulement [m]

$\mu$ : La viscosité dynamique [Kg/m.s]

*Si*  $Re < 2400$  on est en régime laminaire.

$2400 < Re < 5000$  le régime est transitoire.

$Re > 5000$  le régime est turbulent.

✓ **Nombre de Prandtl**

Ce nombre est défini pour comparer la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Il est donné par [3]:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (1.11)$$

$C_p$ : Capacité calorifique du fluide [J/kg. °k]

$\lambda$ : Conductivité thermique [w/m. °k]

✓ **Nombre de Grashof**

Il caractérise le mouvement du fluide provoqué par les variations de température pour la convection naturelle. On le définit de la manière suivante [3]:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} \quad (1.12)$$

$g$ : Accélération de la pesanteur [9.81 m /s<sup>2</sup>, à 1 atm]

$\beta$ : Coefficient de dilatation

$\Delta T$ : Différence de température

$\rho$ : Masse volumique du fluide [Kg/m<sup>3</sup>]

$\mu$  : viscosité dynamique [kg/m.s]

$L_c$  : Grandeur caractéristique associée à la configuration géométrique du problème étudié

Lorsque :

$Gr < 10^9$  le régime d'écoulement est qualifié de laminaire.

$Gr \geq 10^9$  est cependant turbulent.

### 1.2.3. Rayonnement

#### 1.2.3.1. Définition

Le rayonnement est un mode de transfert thermique qui décrit le transport d'énergie via la propagation d'onde électromagnétique, qu'il peut se propager dans le vide (Figure 1.4). Ce mode de transfert ne nécessite pas de support matériel solide ou fluide [3].

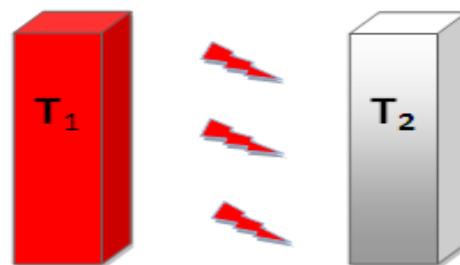


Figure 1.4 : Transfert de chaleur par Rayonnement

#### 1.2.3.2. Notion de corps noir

Le corps noir est défini comme étant une surface idéale qui absorbe tout le rayonnement qu'elle reçoit. Le soleil peut être considéré comme un corps noir dont la température de surface est proche de 5800 °K. Si le corps noir est à une température d'équilibre  $T$ , la puissance qu'il absorbe est égale à la puissance qu'il émet. Expérimentalement, on observe que les corps noirs réémettent toute la puissance qu'ils reçoivent. L'influence du matériau sur l'énergie rayonnée est définie par le coefficient d'émission  $\varepsilon$  (égal à 1 pour le corps noir) [3].

### 1.2.3.3. Flux de chaleur échangé

#### *Loi de Stéphan Boltzmann*

Un mur de surface  $S$  dont les deux faces sont respectivement maintenues aux températures  $T_1$  et  $T_s$ . Ce mur est donc soumis à un phénomène de conduction. On suppose que seule la surface située à droite échange de la chaleur par rayonnement avec le milieu ambiant à la température  $T_a$ .

Le flux de chaleur échangé entre la surface  $S$  et le milieu ambiant peut s'écrire [3]:

$$\Phi = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_s^4 - T_a^4) \quad (1.13)$$

$\varepsilon$  : Coefficient d'émission de la surface ou facteur d'émissivité ( $\varepsilon = 1$  pour un corps noir, et  $\varepsilon \ll 1$  pour les corps brillants)

$\sigma$  : Constante de Stéphan Boltzmann  $5,67 \cdot 10^{-8}$  [W. m<sup>-2</sup>. K<sup>-4</sup>]

$S$  : Surface d'échange [m<sup>2</sup>]

$T_s$  : Température de surface du corps [°K]

$T_a$  : Température ambiante [°K]

## **Chapitre 2**

### **Types d'Échangeur Thermiques**

#### **2.1. Définition**

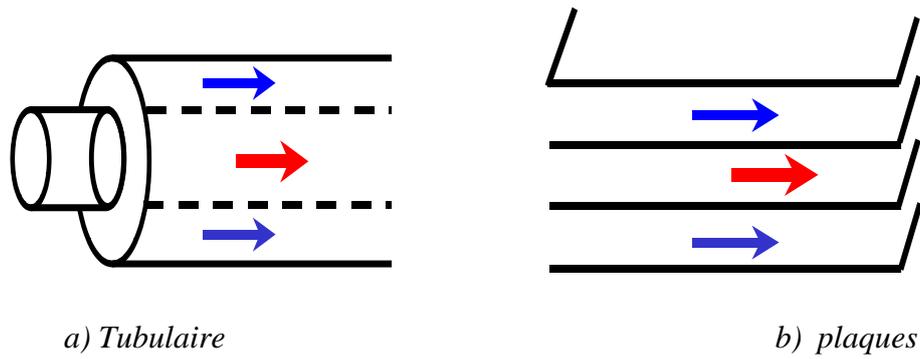
Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettent de transférer de la chaleur entre deux fluides avec des températures différentes. Permettent l'échange de chaleur sans mélange des fluides. Ils sont appliqués dans plusieurs secteurs d'activités industrielles tels que la production d'énergie dans les grandes usines, les industries chimiques, la climatisation, etc. [3].

#### **2.2. Principe de fonctionnement**

Le principe général dans un échangeur consiste à faire circuler deux fluides, le premier fluide circule dans le tube intérieur et le deuxième fluide dans le tube extérieur, sans changement d'état physique [3].

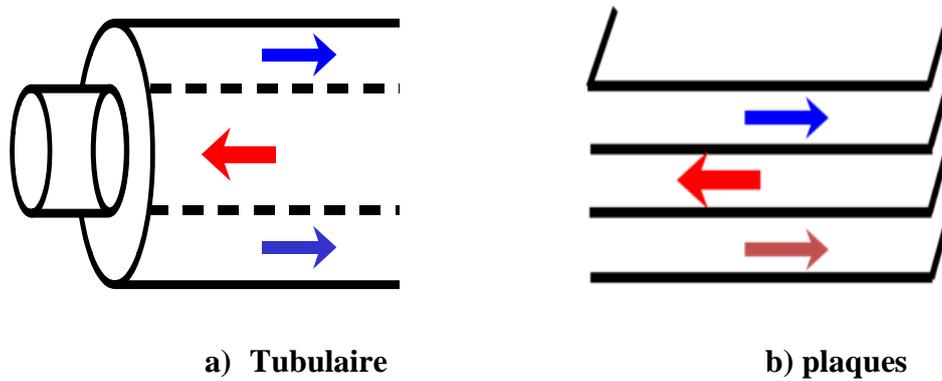
On peut distinguer 3 modes de circulation [4] :

- **L'échangeur à co-courant** : écoulement des deux fluides dans le même sens de circulation à courants parallèles (Figure 2.1).



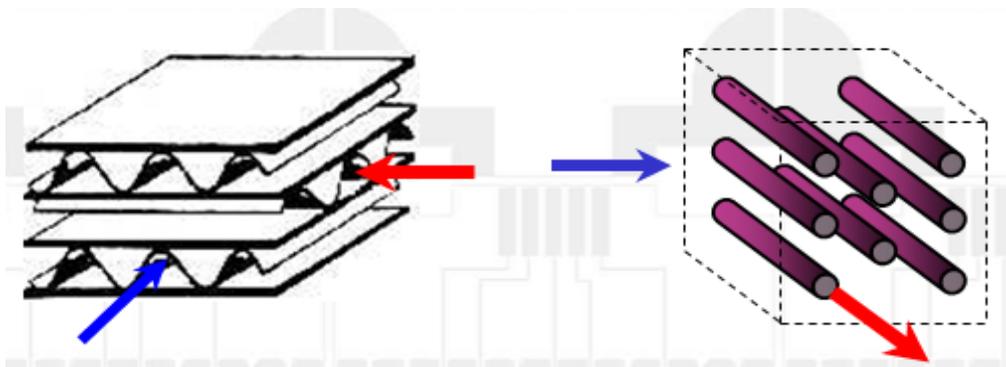
**Figure 2.1 :** Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens

- **L'échangeur à contre-courant :** écoulement des deux fluides parallèles mais dans deux sens contraires (Figure 2.2).



**Figure 2.2 :** Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires

- **L'échangeur à courants croisés :** écoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage (Figure 2.3).



**Figure 2.3 :** Ecoulement des deux fluides croisés

### 2.3. Classification des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants :

- Classement technologique : à tubes, à plaques et autres types.
- Classement selon le mode de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement)
- Classement fonctionnel (liquides, gaz, condensation, évaporation)
- Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange : les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux ; les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre [5].

### 2.4. Types d'échangeurs thermiques

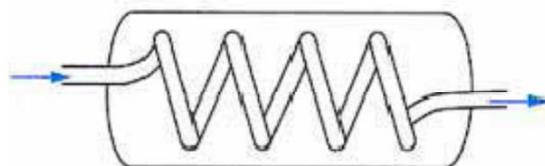
On peut distinguer deux grandes familles : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques.

#### 2.4.1. Échangeur tubulaires

Les échangeurs tubulaire comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus, constitué d'un faisceau des tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre autour des tubes. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement [6] :

##### 2.4.1.1. Échangeur monotube

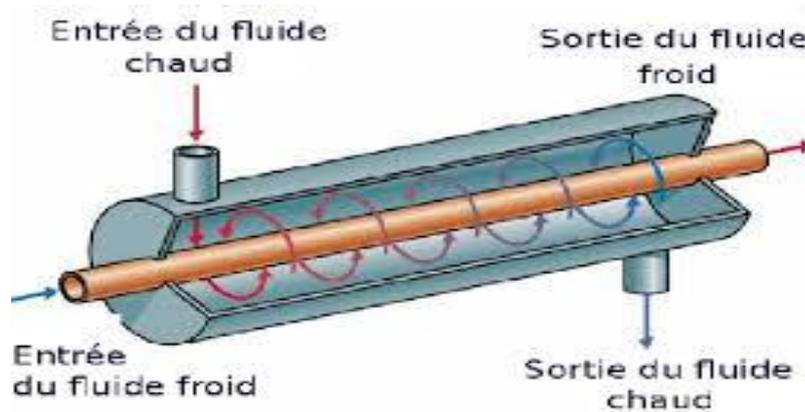
Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent (Figure 2.4) [6].



**Figure 2.4 :** Échangeur monotube en serpent

### 2.4.1.2. Échangeur coaxial

Dans cet échangeur, les doubles tubes sont le plus souvent cintrés, en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur (Figure 2.5) [6].



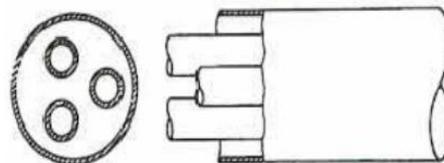
**Figure 2.5:** Échangeur coaxial

### 2.4.1.3. Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes

a) Échangeur à tubes séparés :

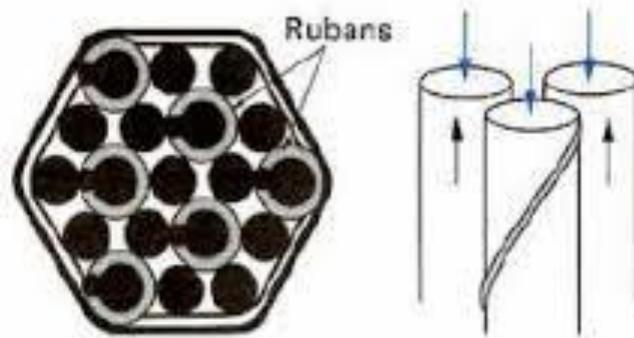
A l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (Figure 2.6) [5].



**Figure 2.6 :** Échangeur à tube séparé

## b) Échangeur à tube rapprochés

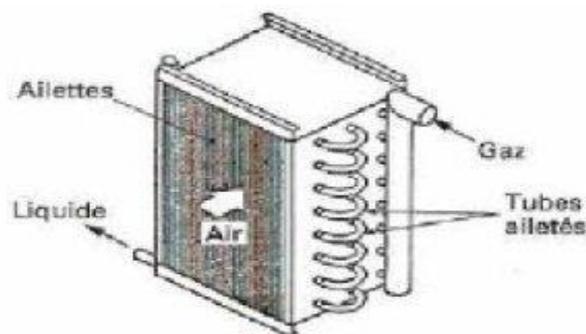
Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans (Figure 2.7) [5].



**Figure 2.7 :** Échangeur à tube rapproché

## c) Échangeur à tubes ailettes :

Ce type d'échangeur sont souvent appelés batteries à ailettes, et permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique (Figure 2.8) [5].



**Figure 2.8 :** Échangeur à tube ailette

Les différents types d'ailettes [5] :

➤ Les ailettes continues :

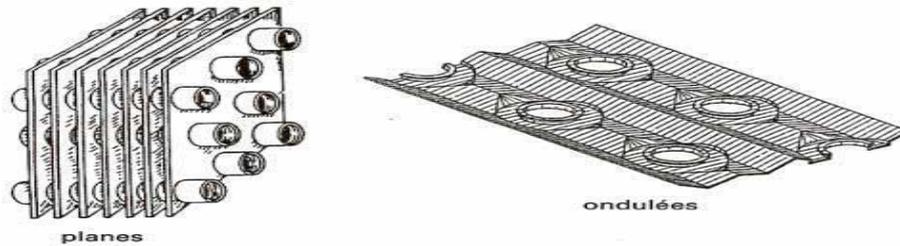


Figure 2.9.a : Ailettes continues.

➤ Les ailettes indépendantes :

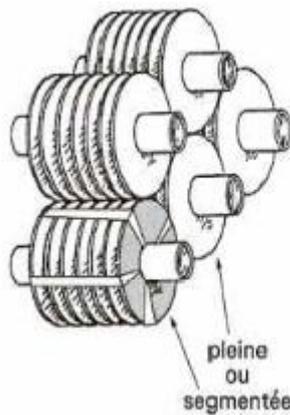


Figure 2.9.b : Ailettes indépendantes



Figure 2.9.c :  
Annulaires segmentées

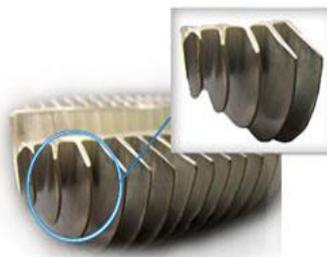


Figure 2.9.d:  
Annulaires pleines



Figure 2.9.e :  
Ailettes spirales

➤ Les ailettes longitudinales



Figure 2.9.f : Longitudinales intérieur.



Figure 2.9.g: Longitudinales extérieur.

d) Échangeur à tubes et calandre :

C'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

➤ Échangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre (Figure 2.10) [5].

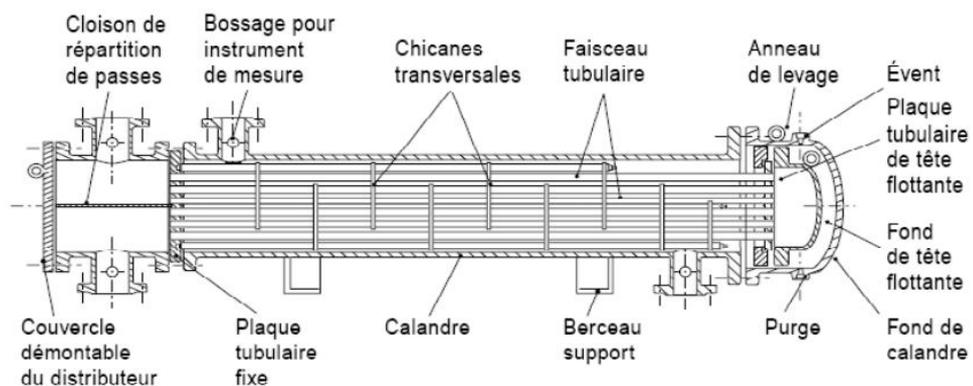
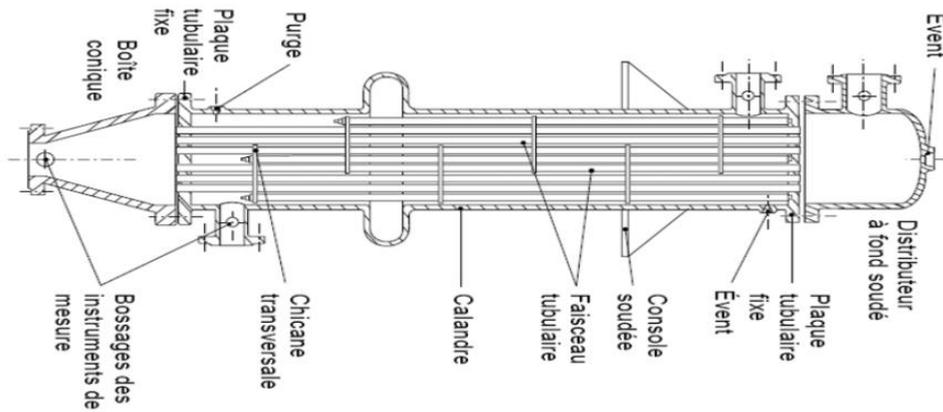


Figure 2.10 : Échangeur à tête flottante

➤ Échangeur à plaque tubulaires fixes

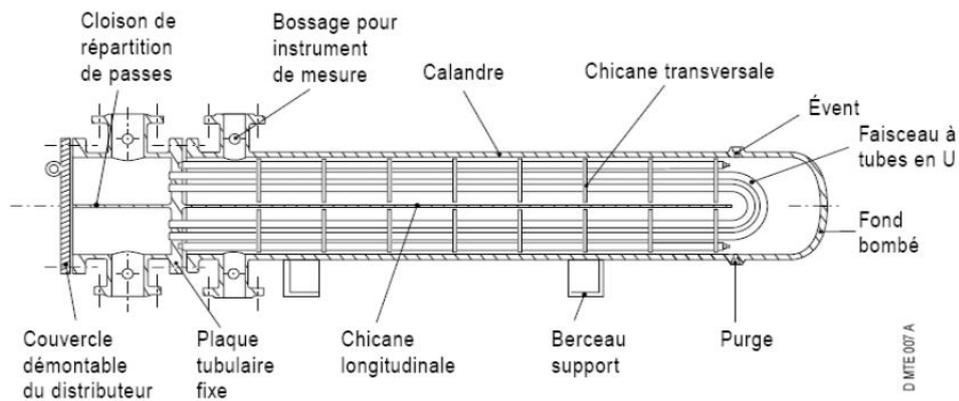
Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre (Figure 2.11) [5].



**Figure 2.11 :** Échangeur à plaque tubulaire fixe

➤ Échangeur à tubes en U

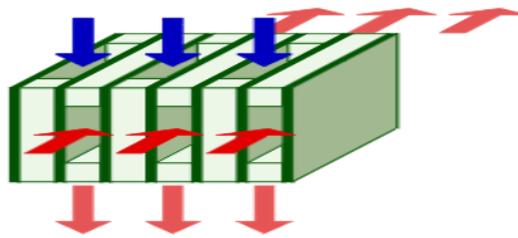
Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique (Figure 2.12) [5].



**Figure 2.12 :** Échangeur à tube en U

### 2.4.2. Échangeur à plaques

Les échangeurs à plaques sont formés par l'empilement d'un ensemble de plaques métalliques embouties. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs (Figure 2.13) [3].

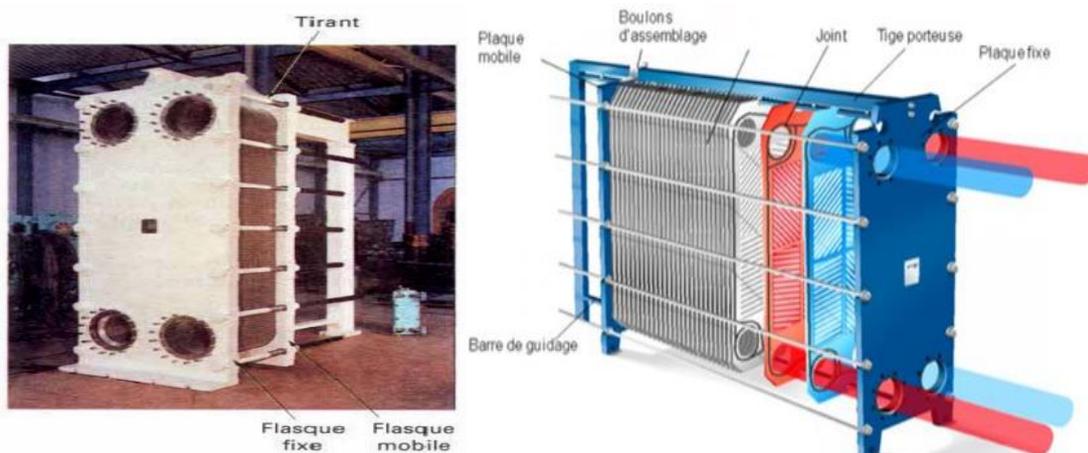


**Figure 2.13 :** Échangeur à plaque

En peut distinguer principalement deux types d'échangeurs a plaques : Ceux a plaques et joints et ceux a plaques brasées (ou cassettes).

#### 2.4.2.1. Échangeur à plaque et joint

Ils sont composés d'un ensemble de plaques métalliques minces. La forme particulière de nos plaques leur confère un haut niveau de turbulence des fluides et un échange thermique optimal. Ces plaques de métal minces sont séparées et étanchées par un jeu des joints en caoutchouc qui fournit la distribution désirable des liquides sur le paquet de plaques (Figure 2.14) [3].



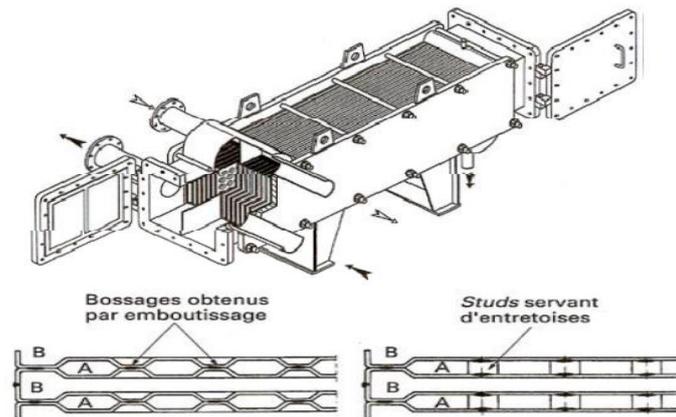
**Figure 2.14 :** Échangeur à plaque et joint

### 2.4.2.2. Échangeur à plaque soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leurs différents types (Figure 2.15) [5] :

#### ➤ Échangeur platulaire

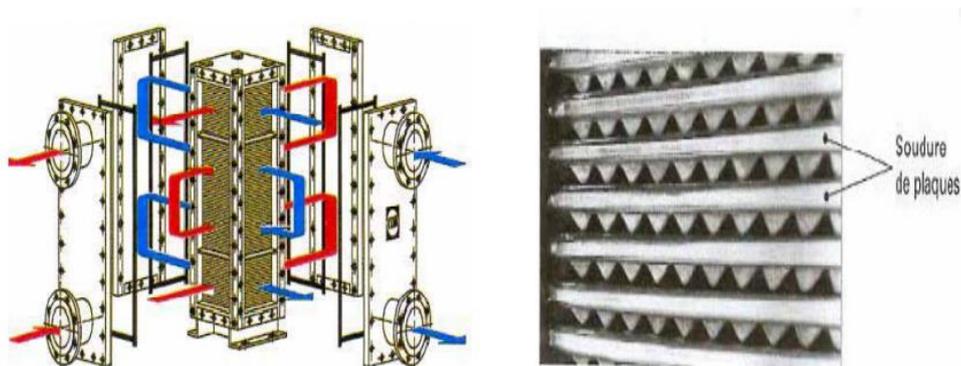
Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties.



**Figure 2.15 :** Échangeur platulaire et schéma canaux

#### ➤ Échangeur Compabloc

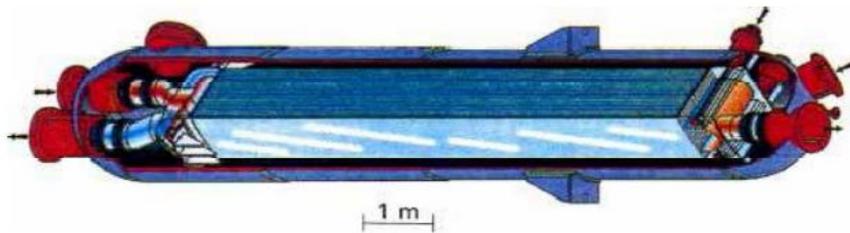
Il est constitué d'un assemblage de plaques corrigées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés (Figure 2.16) [5].



**Figure 2.16 :** Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques

➤ *Échangeur Packinox*

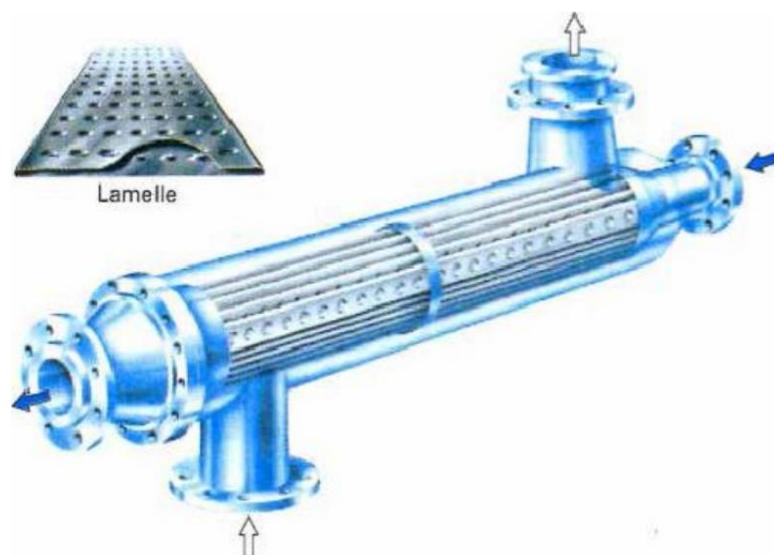
Le Packinox est un échangeur à plaques soudées. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar (Figure 2.17) [5].



**Figure 2.17 :** Échangeur Packinox

➤ *Échangeur lamellaire*

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de lamelles. Ces lamelles sont généralement des tubes aplatis. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique (Figure 2.18) [5].

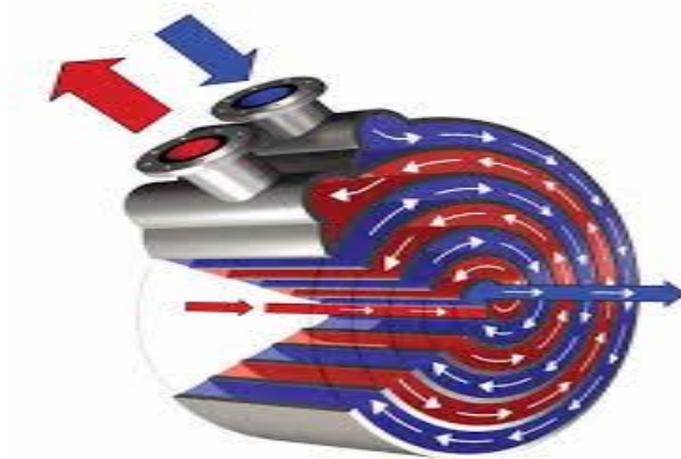


**Figure 2.18 :** Échangeur lamellaire

### 2.4.3. Autre types d'échangeur thermique

#### 2.4.3.1. Échangeur de chaleur spiralée

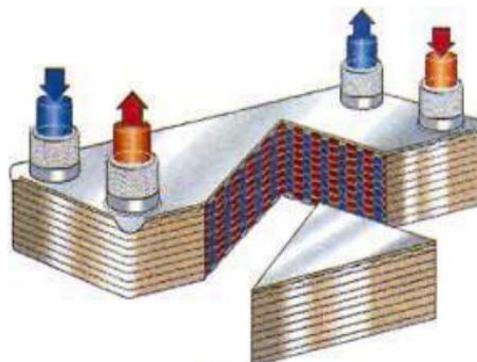
Ces échangeurs de chaleur sont adaptés aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides susceptibles de causer un encrassement ou une corrosion importants sur d'autres types d'échangeurs de chaleur (Figure 2.19) [3].



**Figure 2.19 :** Échangeur à spirale

#### 2.4.3.2. Échangeur *brasé*

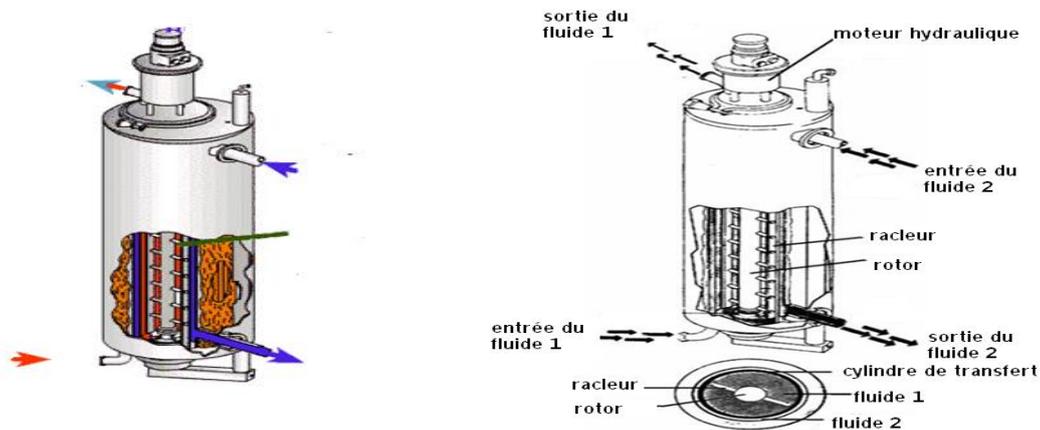
C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées (Figure 2.20) [5].



**Figure 2.20 :** Échangeur brasé

### 2.4.3.3. Échangeur à surface raclée

Cet appareil permet d'appliquer un traitement thermique continu à un ensemble de produits liquides alimentaires, Ils sont adaptés au chauffage et au refroidissement des produits alimentaires thermosensibles ou visqueux (Figure 2.21) [3].



**Figure 2.21 :** Échangeur à surface raclée

### 2.5. Encrassement des Échangeur de chaleur

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface.

Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés, par exemple lors de l'utilisation de membrane ou de filtre (Figure 2.22) [3].



**Figure 2.22 :** Echangeur tubulaire encrassé

### **2.6. Différents types d'encrassement**

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt. Cinq types différents peuvent alors être définis :

- Encrassement particulaire.
- Encrassement par corrosion.
- Entartrage.
- Encrassement biologique.
- Encrassement par solidification.
- Encrassement par réaction chimique [3].

## ***Chapitre 3***

### ***Présentation du problème***

#### ***3.1. Résolution numérique***

Les résultats de la simulation numérique sont obtenus à l'aide d'un code de calcul dont la réalisation résulte d'études et de recherches portant successivement sur les thèmes suivants :

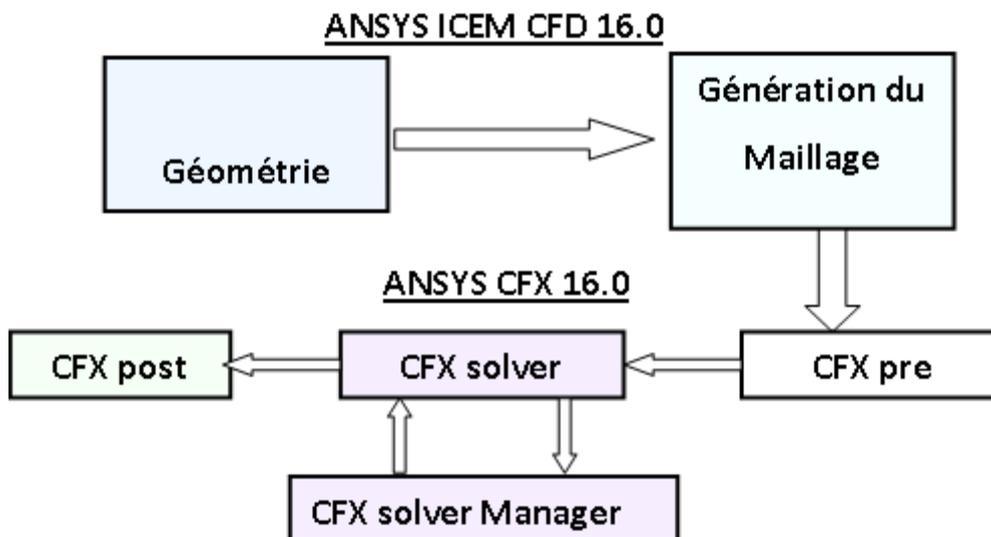
- La modélisation du problème physique : elle consiste à traduire la physique en un problème mathématique bien pose, complète par des conditions initiales et des conditions aux limites.
- Une étape de discrétisation, c'est d'approcher ces opérateurs classiques de l'analyse fonctionnelle par des expressions ne faisant intervenir que des opérations arithmétiques. On notera que cette opération de discrétisation se porte non seulement sur les EDP mais également sur le domaine de calcul discrétisé en un maillage constitué d'un ensemble discret d'éléments géométriques (volumes de contrôle élémentaires). Le résultat de cette discrétisation conduit à un système d'équations algébriques de très grande dimension.
- La troisième étape consiste à résoudre le système à l'aide d'un algorithme approprié.

Ces trois étapes fondamentales sont suivies d'une étape de mise en œuvre des discrétisations et des algorithmes associés dans un code de calcul dont la validation permet, d'une part, de vérifier la pertinence des choix techniques effectués et, d'autre part, de préciser

le domaine d'application du logiciel et, par conséquent, des modélisations physiques et numériques sous-jacentes.

Le solveur CFX 16.0 : est utilisé pour la résolution de notre problème. Il est pratiqué dans le domaine de la dynamique des fluides CFD (Computational Fluid Dynamics). Il utilise entre autre la méthode des volumes finis (MVF), c'est une méthode semi intégrale qui procède par intégration des équations locales sur un ensemble discret de volumes de contrôle englobant les points de calculs. Cela conduit à des équations discrètes exprimant la conservation exacte de toutes les quantités transportables.

### 3.2. Présentation du solveur CFX5



**Figure 3.1** : Les modules principaux du CFX 16.0

Le but de cette section est de présenter une marche à suivre pour effectuer une simulation numérique sur le solveur CFX5 (version 16.0). Ce solveur est conçu pour les simulations dans le domaine de la dynamique des fluides. On propose ainsi une rapide description des problèmes liés à la définition de la géométrie, à la génération du maillage et à l'initialisation de la solution. Cette section a uniquement pour but de faciliter la mise en œuvre d'une simulation en mettant en évidence quelques aspects pratiques au niveau de l'utilisation des différents logiciels. Le processus pour effectuer une simulation de CFD (Computational Fluid Dynamics) est composé comme suivant :

### 3.2.1. ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Quand il s'agit de géométries complexes, ICEM CFD peut être couplé avec d'autres logiciels meilleurs pour la réalisation de la géométrie ainsi que le maillage. L'un des avantages de ce logiciel est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. Pour le maillage, ICEM CFD 16.0 utilise des structures mono ou multi blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, le maillage en tétraèdre et en hexaèdre.

Pour la création de la géométrie, et le maillage du domaine de calcul nous avons utilisé un software de haute qualité « ICEM CFD 16.0 » et qui permet d'exporter le maillage généré au CFX-Pre .

### 3.2.2. CFX Pre

C'est une interface puissante pour la définition du problème (modèle choisit, condition initiale, condition aux limite, propriété du fluide ...etc.) c'est le pré-processing « CFX-pre ».

Il permet d'importer le maillage de la géométrie étudiée, construit par le module CFX-BUILD ou l'importer à partir d'un autre logiciel (DAO), générateur de maillages tels que ICEM CFD, GAMBIT. Le CFX-Pre est conçu pour spécifier la nature de l'écoulement (permanent ou transitoire), laminaire ou turbulent, et pour introduire les conditions initiales et aux limites du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur)

### 3.2.3. CFX Solver

Il permet de résoudre les équations de l'hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX Solver pour un nombre d'itération bien défini et une erreur tolérée.

Un solver de solution (solver manager ) qui permet le retour d'information sur la progression de convergence à travers la définition d'exécution et le contrôle, avec des graphes

configurés pour l'utilisateur aussi bien que l'affichage du multiple exécution simultanément sur écran .

#### **3.2.4. CFX Solver Manager**

C'est un module qui permet de gérer la tâche CFD. Ses fonctions principales sont les suivantes :

- Indiquer les dossiers d'entrée au solver CFX 16.0;
- Lancer ou arrêter la simulation avec le solver CFX 16.0 ;
- Surveiller la progression de la solution avec le solver CFX 16.0 ;
- Lancer une autre simulation en parallèle.
- Le calcul doit être effectué avec un taux résiduel choisi, un temps moyenne de calcul déterminé, et un nombre d'itération maximum donné.

#### **3.2.5. CFX Post**

C'est une interface très puissante pour la représentation des résultats, graphiquement et quantitativement (courbe, ligne de courant, contours ....etc), c'est le post-processing « CFX – post ». Il permet d'exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels que « Origine ou Tecplot ».

### **3.3. Objectif**

Le présent travail est une modélisation numérique de l'écoulement d'un fluide Newtonien à travers un échangeur de chaleur. Ce fluide visqueux (huile industrielle) sera refroidi par l'effet de circulation de fluide froide (à température très basse) dans un courant perpendiculaire.

### 3.4. Présentation du problème

La géométrie simulée est montrée sur la Figure 3.2. Il s'agit d'un modèle numérique adapté pour un échangeur de chaleur à ailettes et tubes. La configuration de la géométrie (les différentes formes de tubes) nous permet d'utiliser l'option de la symétrie pour diminuer le temps de calcul. Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes sont :

$L$  : longueur du domaine de calcul 110 mm

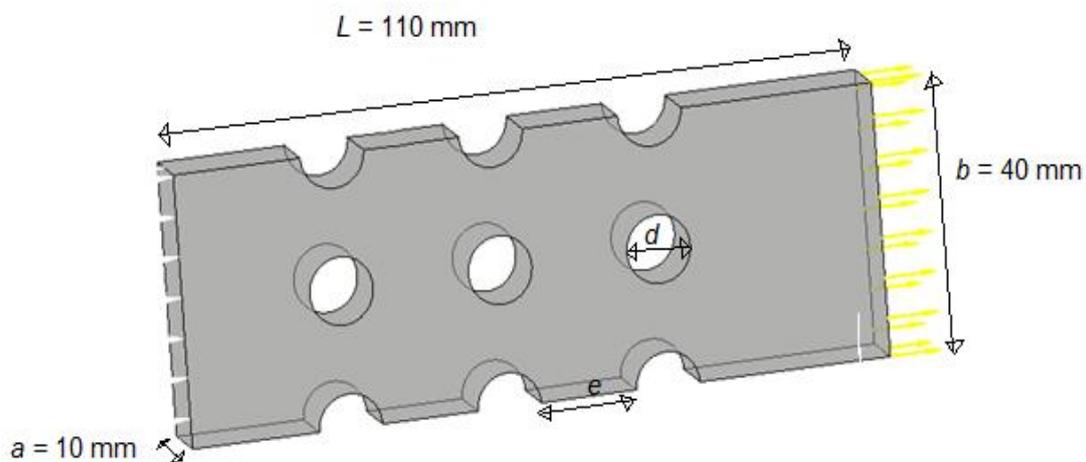
$a$  : largeur du domaine de calcul 10 mm

$b$  : hauteur du domaine de calcul 40 mm

$d$  : diamètre de la conduite

$e$  : l'espacement entre les tubes

Position du premier tube : 20 mm à partir de l'entrée



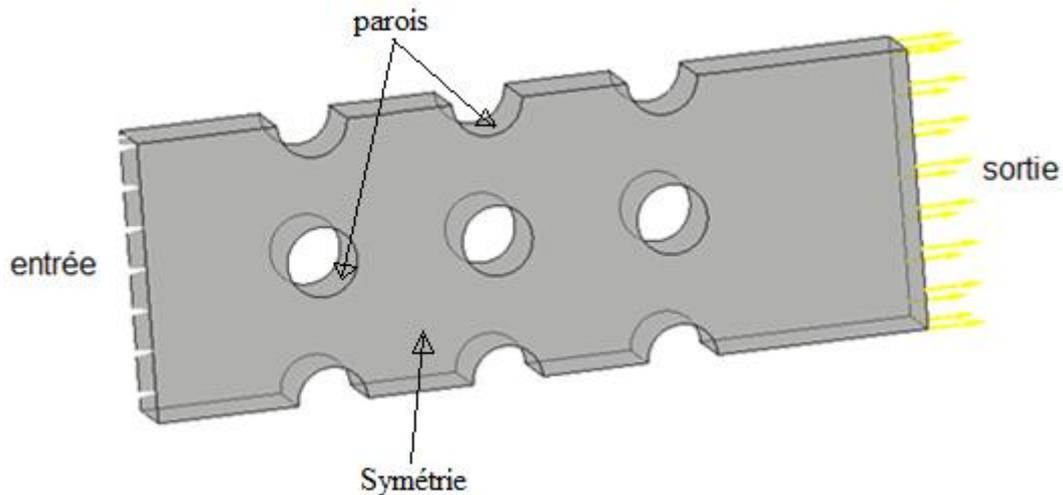
**Figure 3.2** : Géométrie simulée

### 3.5. Considérations du problème

La Figure 3.3 montre les conditions aux limites du problème (entrée et sortie du fluide).

- La température du fluide chaud est 70 °C.
- La température des parois du canal est prise égale à -4 °C.
- Le processus est stationnaire.

- Les fluides circulants dans l'échangeur sont : Newtoniens et non-Newtoniens (pour le fluide chaud) et non-Newtonien (pour le fluide froid).
- Le régime d'écoulement du fluide est laminaire (nombre de Reynolds varie de 0.1 à 80).
- Le problème est bidimensionnel (les deux côtés de la géométrie sont définis comme étant symétrique).



**Figure 3.3 :** Condition aux limites

### 3.6. Différents paramètres étudiés

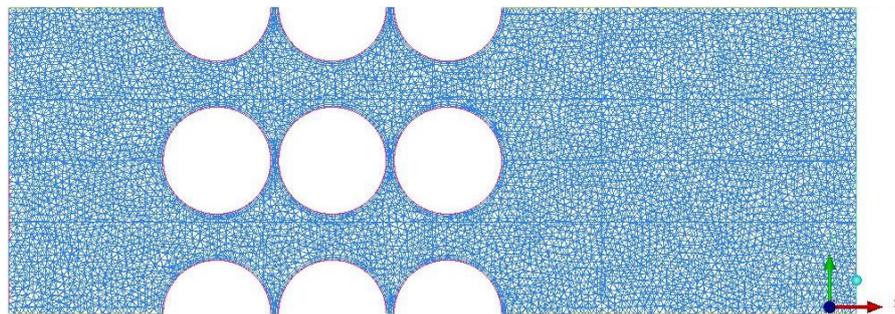
- Influence du diamètre du tube circulaire :  $d/h = 0.125, 0.25$  et  $0.35$  (pour  $Re = 20, n = 0.8$ ).
- Influence du nombre de Reynolds : varié de 0.1 à 80, (pour  $n = 0.8, d/h = 0.25$ ).
- Influence de l'indice de comportement ( $n$ ) :  $n = 0.4$  et  $1$ , (pour  $d/h = 0.25$ ).
- Influence de la forme de conduite : Trois cas sont considérés ici : forme circulaire, rectangulaire et losange, (pour  $d/h = 0.25, Re = 30$ ).

### 3.7. Etude de maillage

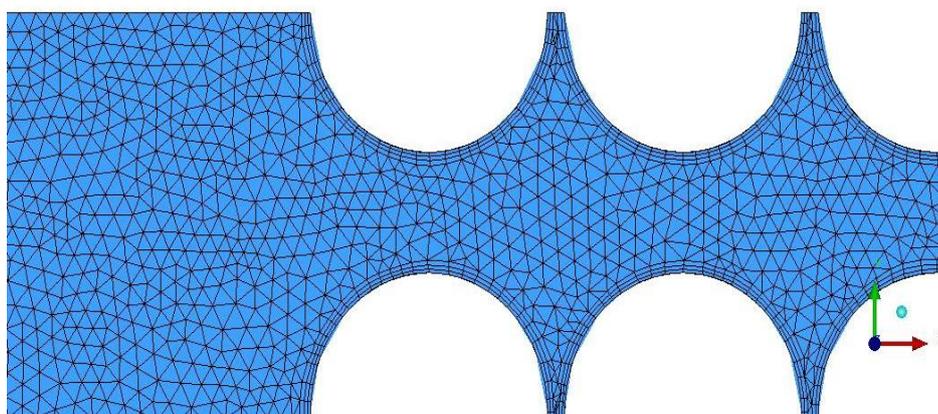
Avec le logiciel ICEM CFD on crée la géométrie et le maillage. Pour le maillage, on peut choisir soit le type tétrahédral (la maille est sous forme de pyramide) ou hexadral (la maille est sous forme de cube).

Pour notre problème, on a opté pour un maillage tetrahedral (Figure 3.4). C'est un maillage semi-automatique qui nécessite moins d'étapes par rapport au maillage exahedral. Près des parois de l'échangeur, des mailles de tailles réduites sont créés afin de détecter les détails de la couche limite (Figure 3.5).

Après le test du maillage, la combinaison entre des résultats précis et un temps de calcul réduit nous a permis de choisir un maillage d'environ 0.3 million éléments (Tableau 3.1). Pour une machine calculatrice i3 de 4 Ghz de RAM, et pour une précision de  $10^{-5}$  (Figure 3.6), la convergence est obtenue après (30-180 min). A noter que, le temps de calcul dépend aussi des conditions géométriques et opératoires (nombre de Reynolds, etc.).



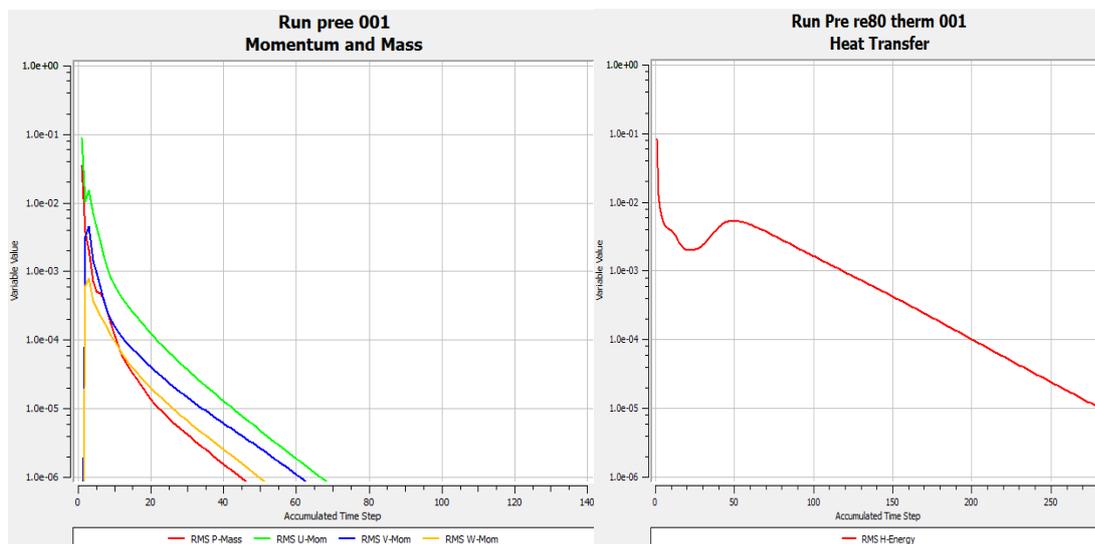
**Figure 3.4 :** Type de maillage utilisé



**Figure 3.5 :** Maillage tétrahedral

**Tableau 3.1** : Détails sur le maillage et temps de calcul

Total nombre des éléments	297282
Nombre total des tétraédriques	280734
Nombre total des prismes	16548
Nombre total des faces	33860
Temps du calcul	7160 seconds

**Figure 3.6** : Convergence de la solution vers une erreur de  $10^{-5}$ 

### 3.8. Equations fondamentales de la dynamique des fluides

#### 3.8.1. Equation de Navier-Stokes

##### 3.8.1.1. Conservation de masse (continuité) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \operatorname{div} v = 0 \quad (3.1)$$

**3.8.1.2.** Conservation de quantité de mouvement :Suivant  $x$  :

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

Suivant  $y$  :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

**3.8.1.3.** Conservation d'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

## **Chapitre 4**

### **Résultats et discussion**

#### **4.1. Validation**

Les faisceaux tubulaires sont des équipements importants pour concevoir les échangeurs de chaleur de tubes à ailettes, où le design du tube joue un rôle nécessaire pour améliorer le phénomène du transfert de chaleur dans ces systèmes. Habituellement, le tube à forme circulaire est largement utilisé dans la conception des échangeurs de chaleur de tubes à ailettes [7-13].

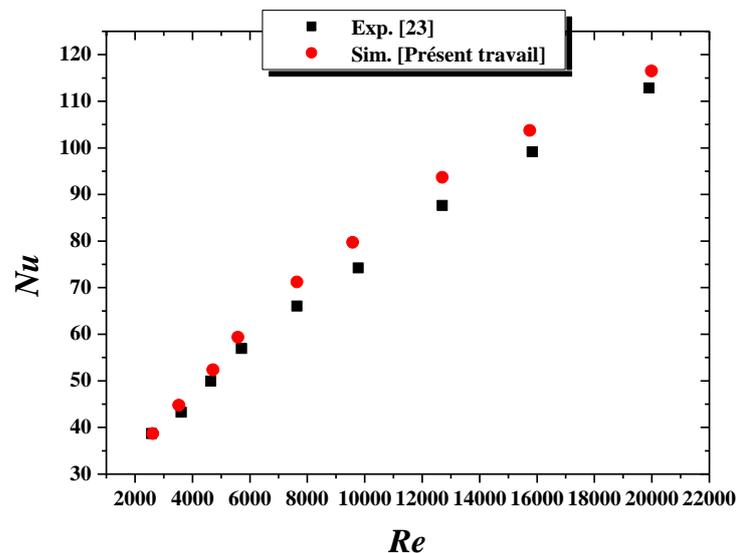
Les performances thermiques des échangeurs de chaleur sont très faibles en utilisant les fluides gazeux comparativement aux fluides liquides, pendant la résistance à la convection du fluide gazeux est généralement dominante en raison des propriétés thermo-physiques du fluide gazeux [14, 15]. En outre, l'orientation des tubes a des effets considérables sur les performances thermiques [16].

Dans une recherche approfondie, Tahseen et al. [17] a rapporté que les tubes plats sont des équipements très importants dans des diverses applications industrielles tels que les échangeurs de chaleur modernes, les radiateurs des automobiles, la climatisation et des autres applications. En comparaison avec les échangeurs de chaleur à tube circulaire, ils ont constaté que les échangeurs de chaleur à tube plat ont un facteur de frottement plus réduit et des taux de transfert de chaleur considérables.

Dans le même contexte, Benarji et al. [18] ont confirmé que le son et les vibrations sont faibles pour un tube plat par rapport au tube circulaire. Ils ont également proposé des corrélations pour prédire le nombre de Nusselt et le facteur de frottement, en tenant compte de l'effet des rapports longitudinaux et transversaux du tube sur le transfert de chaleur et la chute de pression. Bien que le tube plat soit recommandé dans la conception des échangeurs de chaleur, il existe plusieurs travaux dans la littérature sur cet axe de recherche qu'ont confirmé que la forme de tube reste un paramètre géométrique nécessaire [19-22].

Dans le présent mémoire, et vu l'importance de la forme du tube sur le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide, une investigation numérique a été effectuée sur l'influence des différentes formes sur les comportements thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes.

Avant de commencer notre investigation, il est nécessaire de faire une vérification de la fiabilité du code de calcul et de la méthode numérique utilisée. Pour cela, on s'est référé au travail expérimental réalisé par Zukauskas [23]. Avec le même fluide utilisé par ces auteurs (c.à.d. un fluide Newtonien (air)), les résultats de nombre de Nusselt obtenus à partir de la simulation par CFD ont été comparés avec les données expérimentales de Zukauskas (Figure 4.1). La comparaison entre les deux résultats montre un bon accord.



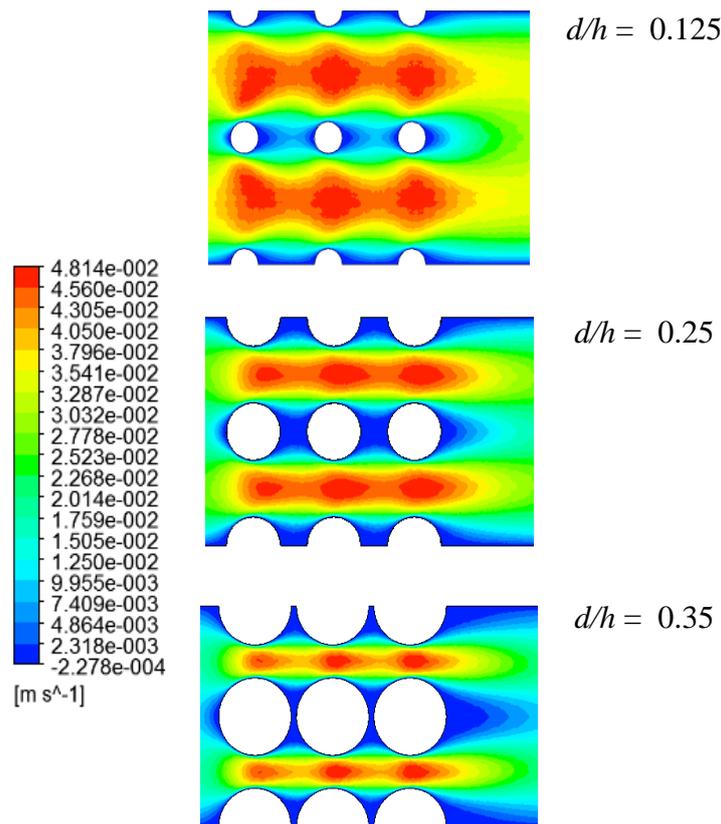
**Figure 4.1** : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

#### 4.2. Influence du diamètre du tube circulaire

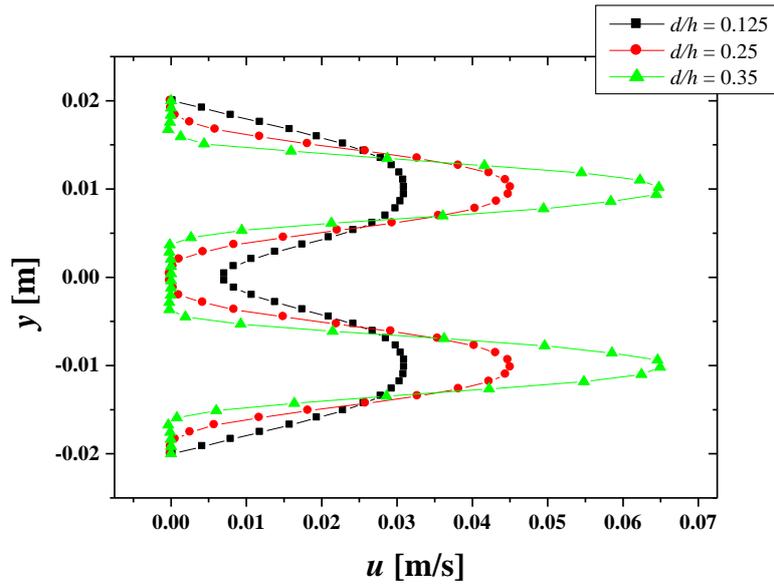
Dans la première partie de notre investigation, on cherche l'influence du diamètre du tube cylindrique. Trois configurations géométriques ont été réalisées pour effectuer le test et qui sont :  $d/h = 0.125$ ,  $0.25$  et  $0.35$ .

On rappelle ici que le fluide chaud est Newtonien, tandis que le fluide froid possède un comportement pseudoplastique modélisé par la loi d'Ostwald.

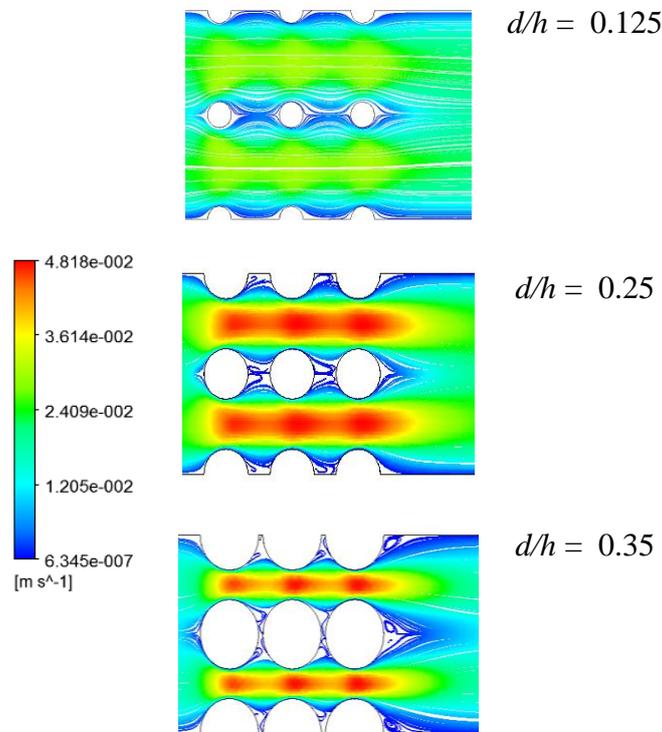
La distribution spatiale de vitesse est présentée sur la Figure 4.2, sur laquelle on observe une intensité de l'écoulement axial dans l'espace inter-tubes, et des zones d'écoulement faible ou stagné derrière les tubes. La zone d'écoulement stagné devient plus large avec l'augmentation du diamètre des tubes. Aussi, la zone l'écoulement intense devient plus limitée et rétrécie avec l'augmentation de ce paramètre géométrique (Figure 4.3).



**Figure 4.2** : Distribution de vitesse pour  $Re = 20$ , tube circulaire,  $n = 0.8$

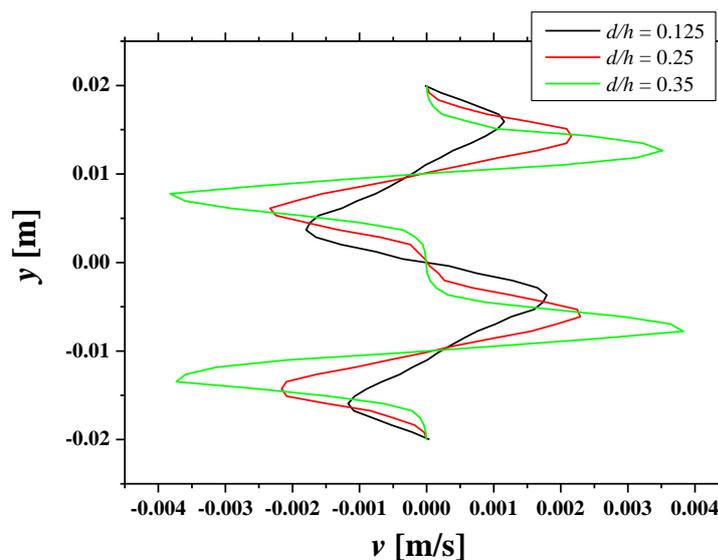


**Figure 4.3 :** Vitesse axiale sur la position centrale entre 2 tubes, pour  $Re = 20$ , tube circulaire,  $n = 0.8$



**Figure 4.4 :** Lignes de courant pour  $Re = 20$ , tube circulaire,  $n = 0.8$

Les champs d'écoulement sont présentés sur la Figure 4.4 pour les trois cas étudiés. En fait, une recirculation du fluide apparaît dans la zone derrière le tube. Cet écoulement opposé devient plus intense avec l'augmentation du rapport  $d/h$ . ce phénomène est clairement illustré sur la Figure 4.5 où la vitesse axiale est suivie le long de la hauteur de l'échangeur. Les valeurs négatives indiquent l'existence du courant opposé.



**Figure 4.5 :** Vitesse  $v$  sur la position centrale entre 2 tubes, pour  $Re = 20$ , tube circulaire,  $n = 0.8$

Sur le plan transfert thermique l'augmentation du diamètre des tubes fait augmenter la surface de contact entre la paroi froide et le fluide chaud, par conséquent l'efficacité thermique de l'échangeur va augmenter (Figure 4.6 et 4.7)

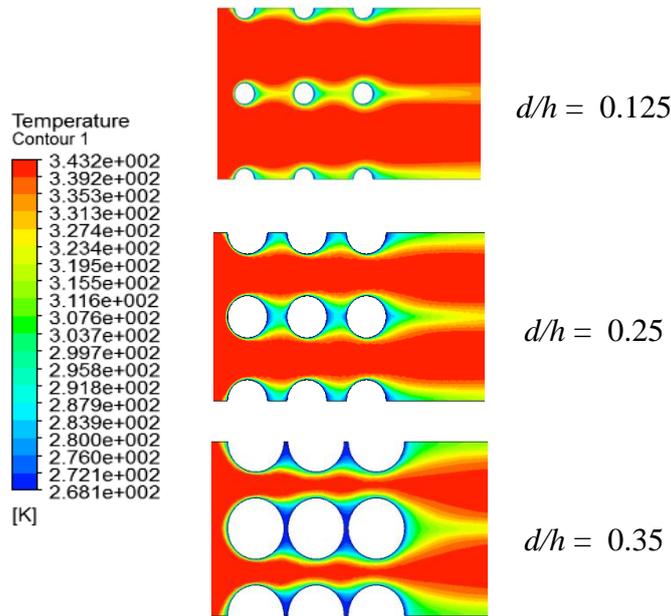


Figure 4.6 : Distribution de température pour  $Re = 20$ ,  $n = 0.8$ , tube circulaire

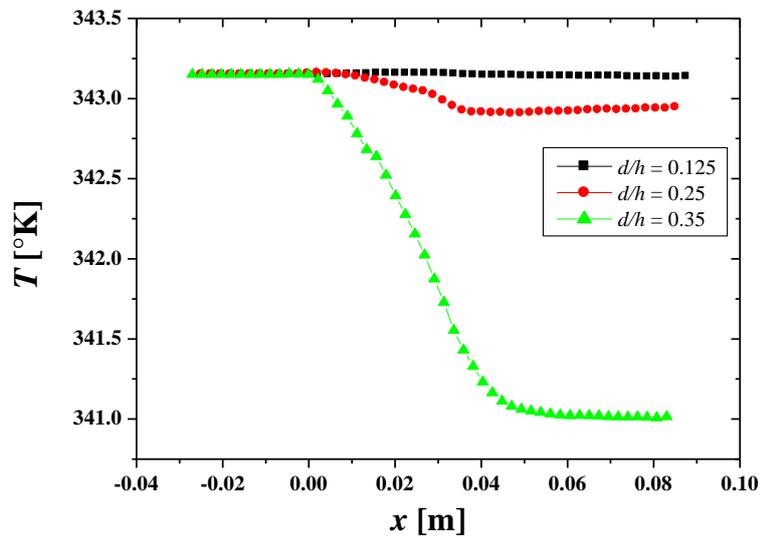
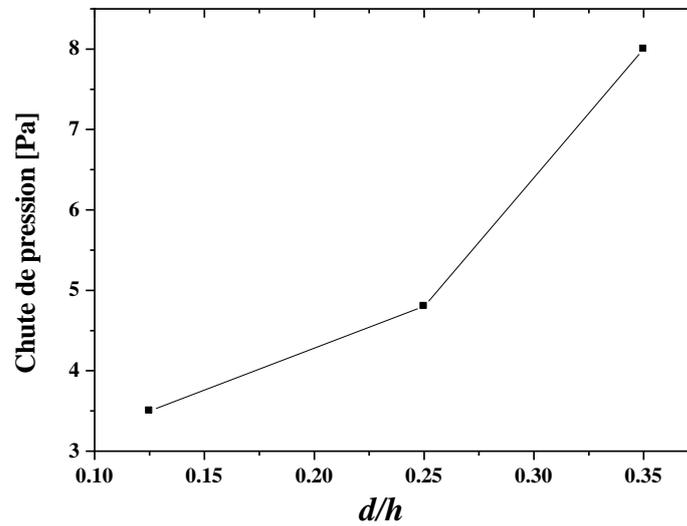


Figure 4.7 : Température sur la ligne centrale entre 2 tubes, pour  $Re = 20$ ,  $n = 0.8$ , tube circulaire

Si le diamètre des tubes augmente, cela va causer une chute de pression (Figure 4.8). La cause principale de cette chute c'est l'augmentation du frottement visqueux issu de la croissance de surface de contact avec le fluide.

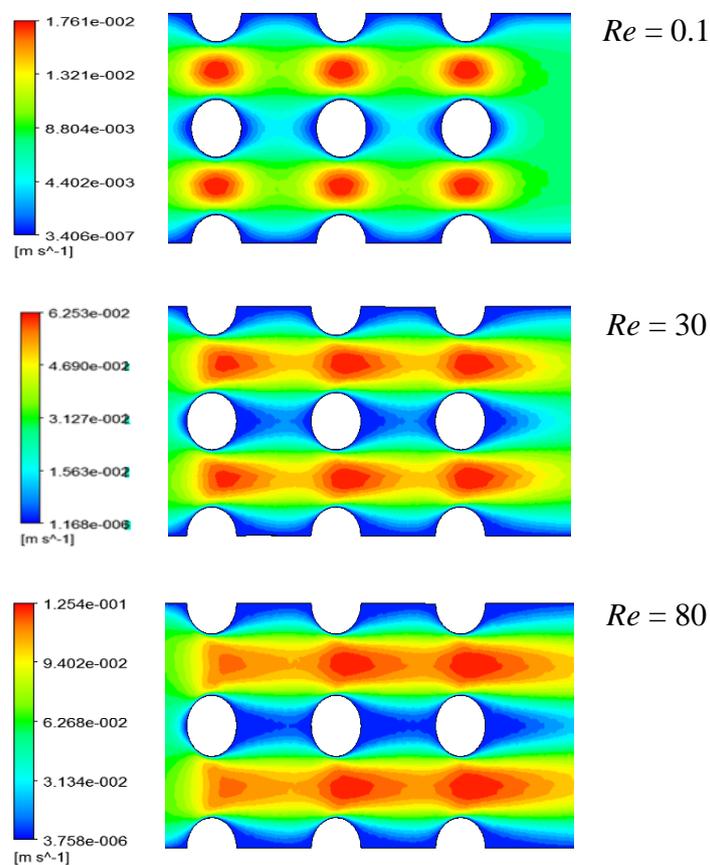


**Figure 4.8 :** Chute de pression pour  $Re = 10$ ,  $n = 0.8$ , tube circulaire

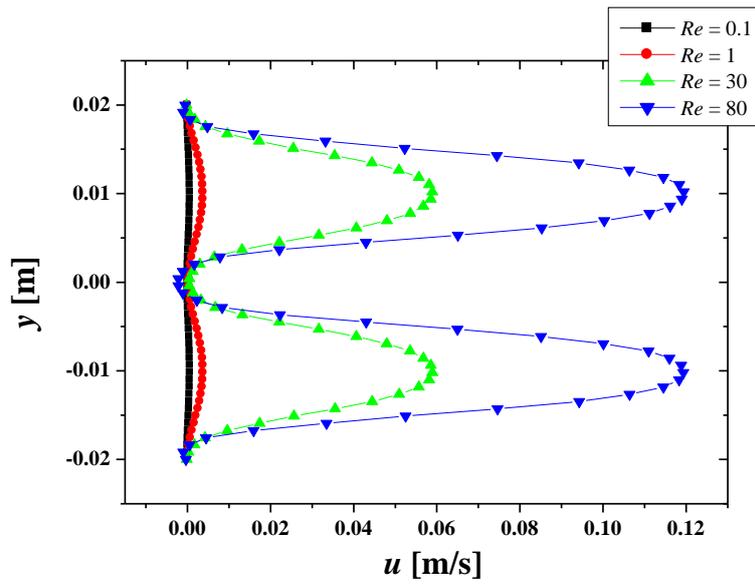
### 4.3. Influence du nombre de Reynolds

Dans cette partie de mémoire, l'influence du débit volumétrique est examinée. Le nombre de Reynolds a été varié de 0.1 à 80.

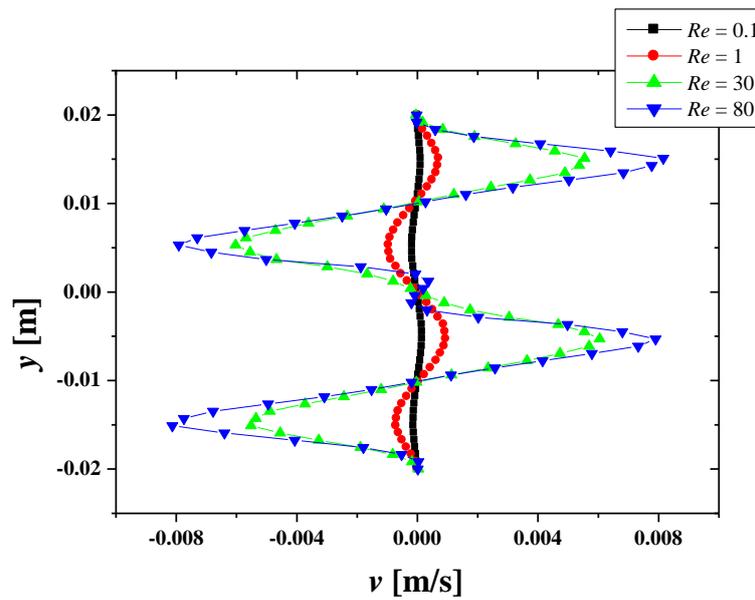
La distribution spatiale de vitesse est présentée dans la Figure 4.9 sur un plan horizontal  $xy$ . Pour un nombre de Reynolds très faible, le fluide peut suivre le design du tube. L'augmentation du  $Re$  fait intensifier l'écoulement axial (Figure 4.10) et élargir la zone de recirculation d'écoulement derrière le tube (Figure 4.11 et 4.12), ceci est engendré par la forte interaction entre les molécules du fluide.



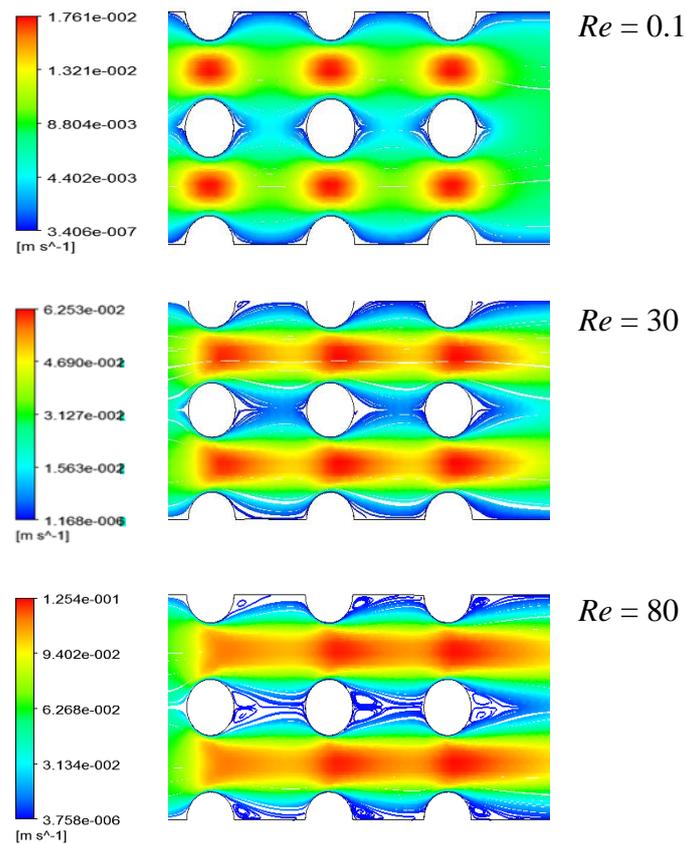
**Figure 4.9 :** Distribution de vitesse pour  $n = 0.8$ ,  $d/h = 0.25$ , tube circulaire



**Figure 4.10 :** Vitesse  $u$  sur la ligne centrale entre 2 tubes, pour  $n = 0.8$ ,  $d/h = 0.25$ , tube circulaire



**Figure 4.11 :** Vitesse  $v$  sur la ligne centrale entre 2 tubes, pour  $n = 0.8$ ,  $d/h = 0.25$ , tube circulaire



**Figure 4.12 :** Lignes de courant pour  $n = 0.8$ ,  $d/h = 0.25$ , tube circulaire

L'influence du débit du fluide sur la distribution de température est présentée sur les Figures 4.13 et 4.14. L'accélération du fluide semble défavorable si l'on souhaite réduire la distance nécessaire pour atteindre le refroidissement souhaité. Ainsi, les pertes des charges seront plus élevées avec l'augmentation du  $Re$  (Figure 4.15).

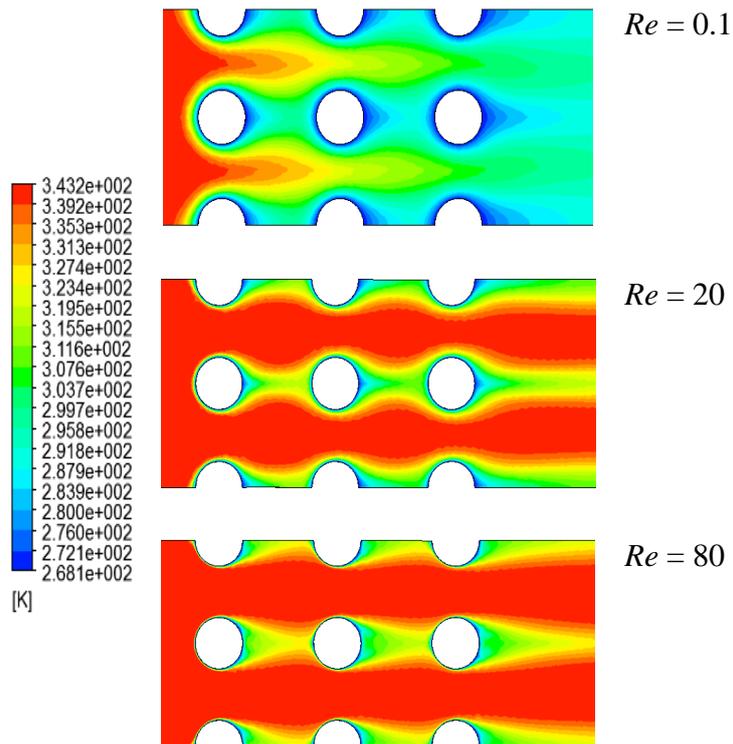


Figure 4.13 : Distribution de température pour  $n = 0.8$ ,  $d/h = 0.25$ , tube circulaire

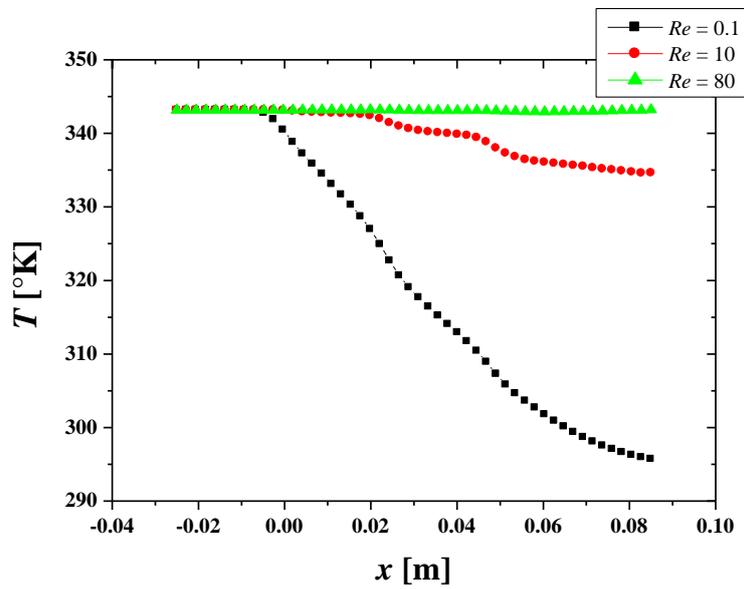
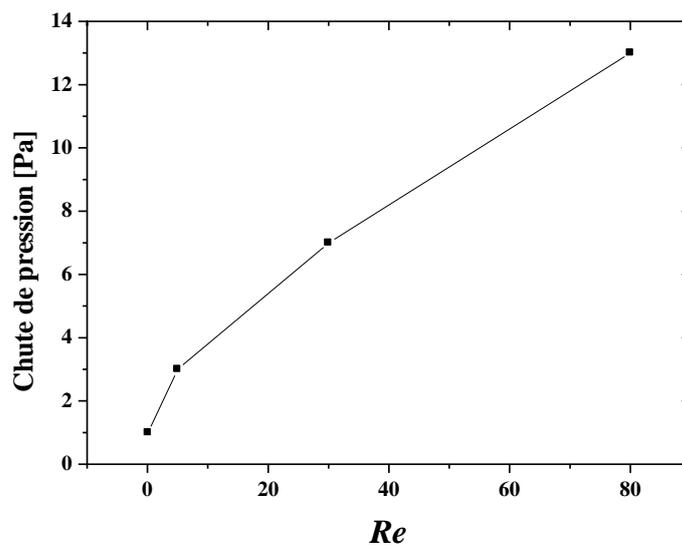


Figure 4.14 : Température axiale pour  $n = 0.8$ ,  $d/h = 0.25$ , tube circulaire

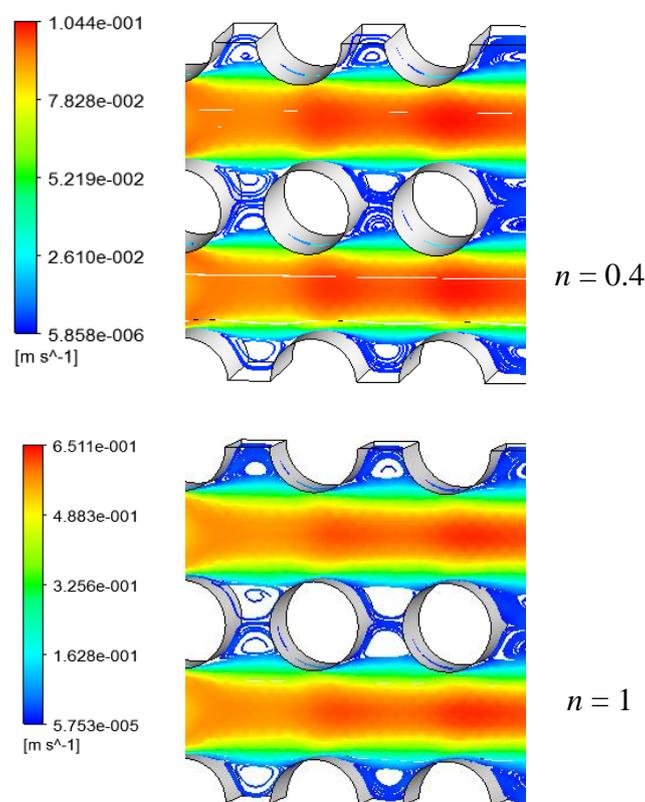


**Figure 4.15 :** Chute de pression pour  $n = 0.8$ ,  $d/h = 0.25$ , tube circulaire

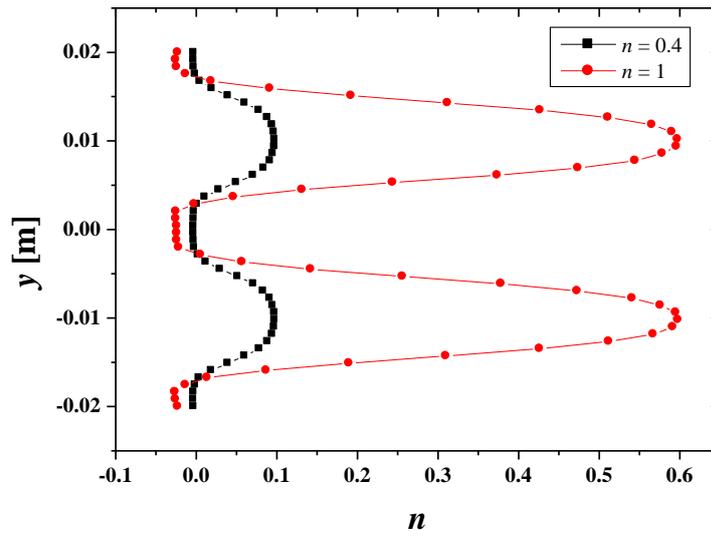
#### 4.4. Influence de l'indice de comportement ( $n$ )

Les propriétés rhéologiques du fluide peuvent avoir des effets considérables sur la structure thermo-hydraulique. Ici, on explore l'influence de l'indice de comportement  $n$ . deux cas sont mis en évidence :  $n = 0.4$  et 1.

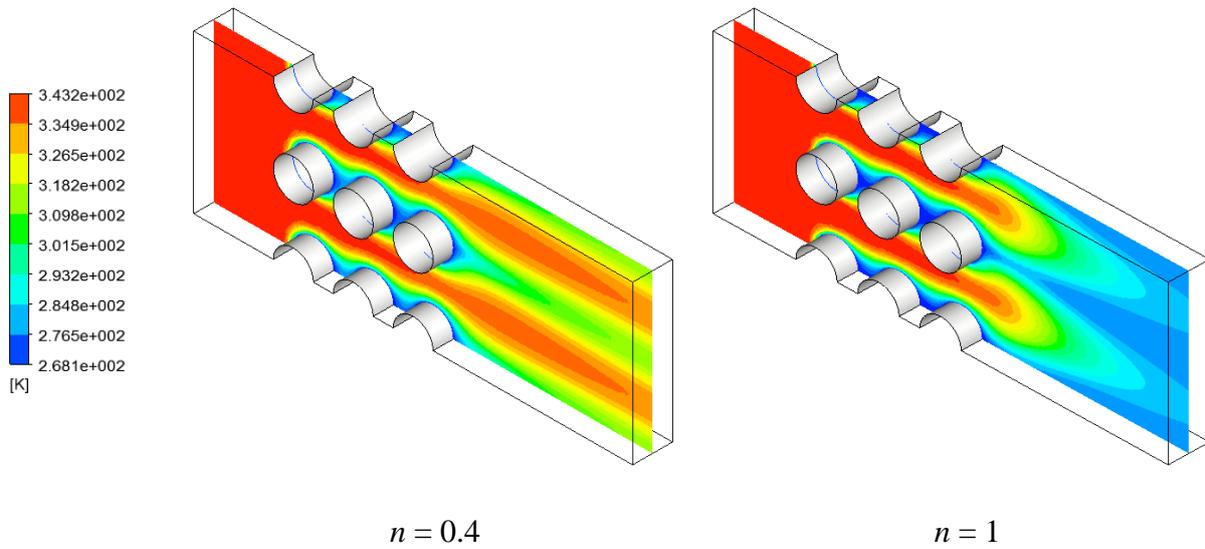
L'augmentation de ce paramètre participe à l'intensification de l'écoulement (Figure 4.16, 4.17), par la suite, des zones de recirculation plus larges sont ainsi formées derrière le tube. Sur le plan thermique, un fluide ayant un indice structurel faible nécessite moins de distance pour atteindre le refroidissement visé (Figure 4.18).



**Figure 4.16 :** Lignes de courant pour un échangeur à tube circulaire, sur la position centrale entre 2 tubes,  $d/h = 0.25$



**Figure 4.17 :** Vitesse axiale pour un échangeur à tube circulaire, sur la position centrale entre 2 tubes,  $d/h = 0.25$



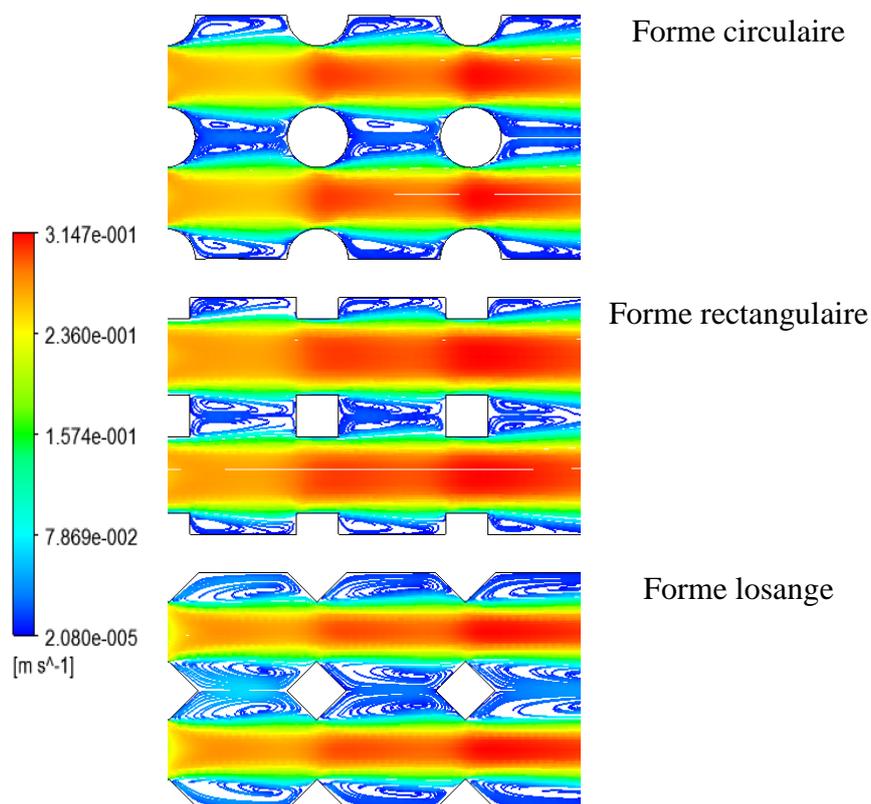
**Figure 4.18 :** Distribution de température pour un échangeur à tube circulaire, sur la position centrale entre 2 tubes,  $d/h = 0.25$

#### 4.5. Influence de la forme de conduite

Un autre paramètre géométrique est étudié dans la dernière partie de ce travail. Il s'agit de la forme de conduite. Trois cas sont considérés ici : forme circulaire, rectangulaire et losange.

Pour  $Re = 200$ , la structure hydrodynamique générée pour chaque design est illustrée sur la Figure 4.19. Deux vortex se forment derrière la conduite quelque soit sa forme. Mais pour la forme losange, le centre du vortex est jeté plus loin derrière la conduite.

Sur le plan échange thermique amélioré, les trois formes peuvent être classées comme suite : circulaire > rectangulaire > losange (Figure 4.20). Et sur le plan pertes de charges réduites, les trois cas étudiés sont classés comme suivant : circulaire < losange < rectangulaire (Figure 4.21).



**Figure 4.19** : Lignes de courant pour  $d/h = 0.25$ ,  $Re = 200$

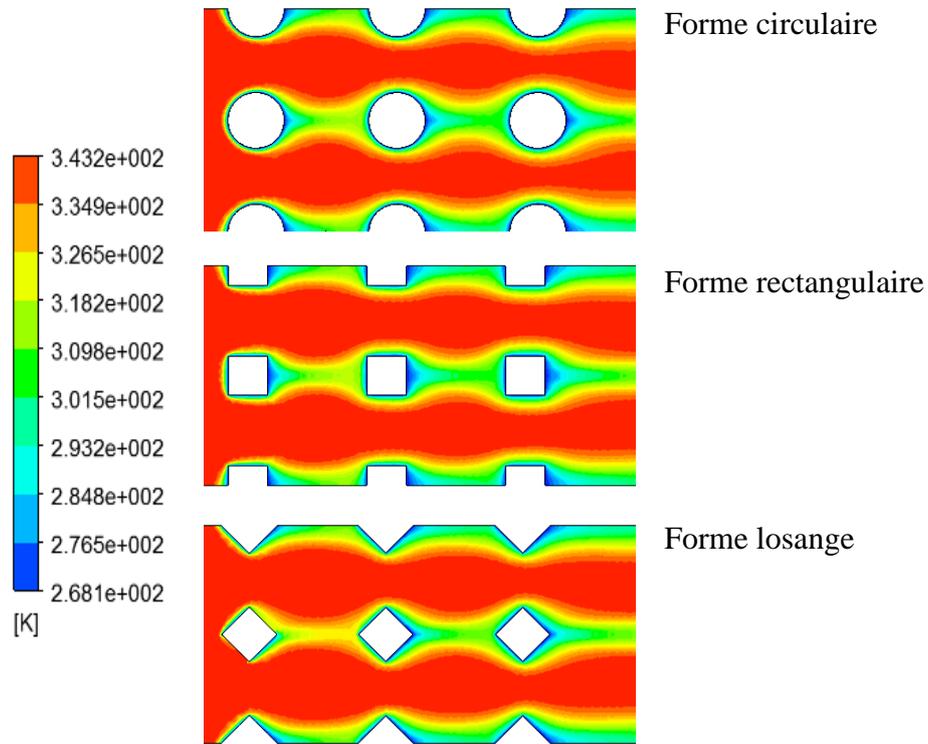


Figure 4.20 : Distribution de température pour  $d/h = 0.25$ ,  $Re = 30$

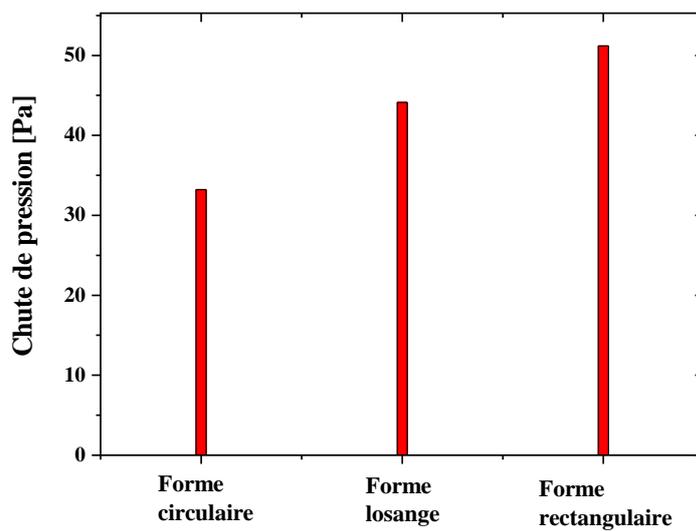


Figure 4.21 : Chute de pression pour  $d/h = 0.25$ ,  $Re = 200$

## **Conclusion**

Les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de tubes à ailettes sont déterminées par simulation numérique. L'effet de la forme des conduites (circulaire, rectangulaire et losange) sur les champs hydrodynamiques et thermiques ainsi que les pertes des charges est mis en évidence. L'effet d'autres paramètres a été aussi l'objet de cette étude : diamètre du tube, propriétés rhéologiques du fluide ainsi que le nombre de Reynolds.

Les résultats de prédiction numérique ont montré l'intérêt majeur de la forme de conduite. Sur le plan échange thermique amélioré, les trois formes peuvent être classées comme suite : circulaire > rectangulaire > losange. Et sur le plan pertes de charges réduites, les trois cas étudiés sont classés comme suivant : circulaire < losange < rectangulaire.

Concernant le nombre de Reynolds, même si l'augmentation de ce paramètre fait intensifier la turbulence et interaction moléculaire, cela va créer un écoulement rapide plus que le nécessaire et ne permet pas d'avoir le temps suffisant au fluide chaud pour être refroidi. D'un autre côté, les pertes de charges seront plus considérables avec la croissance du  $Re$ . Cela est dû à l'augmentation du frottement visqueux.

La croissance du diamètre du tube cylindrique peut améliorer l'échange de chaleur, mais avec une chute de pression supplémentaire.

L'augmentation de l'indice de comportement participe à l'intensification de l'écoulement, par la suite, des zones de recirculation plus larges sont ainsi formées derrière le tube. Sur le plan thermique, un fluide ayant un indice structurel faible nécessite moins de distance pour atteindre le refroidissement visé.

## *Liste des figures*

	Page
<b><i>Chapitre 1: Généralités sur le transfert de chaleur</i></b>	
<b>Figure 1.1</b> : Présence des 3 modes de transfert de chaleur .....	2
<b>Figure 1.2</b> : Transfert de chaleur par conduction .....	3
<b>Figure 1.3</b> : Transfert de chaleur par convection .....	5
<b>Figure 1.4</b> : Transfert de chaleur par Rayonnement .....	8
<b><i>Chapitre 2 : Types des échangeurs de chaleur</i></b>	
<b>Figure 2.1</b> : Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens .....	11
<b>Figure 2.2</b> : Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires ...	11
<b>Figure 2.3</b> : Ecoulement des deux fluides croisés .....	11
<b>Figure 2.4</b> : Échangeur monotube en serpentín .....	12
<b>Figure 2.5</b> : Échangeur coaxial .....	13
<b>Figure 2.6</b> : Échangeur à tube séparé .....	13
<b>Figure 2.7</b> : Échangeur à tube rapproché .....	14
<b>Figure 2.8</b> : Échangeur à tube ailette .....	14
<b>Figure 2.9.a</b> : Ailettes continues .....	15
<b>Figure 2.9.b</b> : Ailettes indépendantes .....	15
<b>Figure 2.9.c</b> : Annulaires segmentées .....	15
<b>Figure 2.9.d</b> : Annulaires pleines .....	15
<b>Figure 2.9.e</b> : Ailettes spirales .....	15
<b>Figure 2.9.f</b> : Longitudinales intérieur .....	16
<b>Figure 2.9.g</b> : Longitudinales extérieur .....	16
<b>Figure 2.10</b> : Échangeur à tête flottante .....	16
<b>Figure 2.11</b> : Échangeur à plaque tubulaire fixe .....	17
<b>Figure 2.12</b> : Échangeur à tube en U .....	17
<b>Figure 2.13</b> : Échangeur à plaque .....	18
<b>Figure 2.14</b> : Échangeur à plaque et joint .....	18

<b>Figure 2.15</b> : Échangeur platulaire et schéma canaux .....	19
<b>Figure 2.16</b> : Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques .....	19
<b>Figure 2.17</b> : Échangeur Packinox .....	20
<b>Figure 2.18</b> : Échangeur lamellaire .....	20
<b>Figure 2.19</b> : Échangeur à spirale .....	21
<b>Figure 2.20</b> : Échangeur brasé .....	21
<b>Figure 2.21</b> : Échangeur à surface raclée .....	22
<b>Figure 2.22</b> : Echangeur tubulaire encrassé .....	22

### *Chapitre 3 : Présentation du problème et synthèse bibliographique*

<b>Figure 3.1</b> : Les modules principaux du CFX 16.0 .....	25
<b>Figure 3.2</b> : Géométrie simulée .....	28
<b>Figure 3.3</b> : Condition aux limites .....	29
<b>Figure 3.4</b> : Type de maillage utilisé .....	30
<b>Figure 3.5</b> : Maillage tétraedral .....	30
<b>Figure 3.6</b> : Convergence de la solution vers une erreur de $10^{-5}$ .....	31

### *Chapitre 4 : Résultats et discussion*

<b>Figure 4.1</b> : Validation .....	34
<b>Figure 4.2</b> : Distribution de vitesse pour $Re = 20$ , tube circulaire, $n = 0.8$ .....	35
<b>Figure 4.3</b> : Vitesse axiale sur la position centrale entre 2 tubes, pour $Re = 20$ , tube circulaire, $n = 0.8$ .....	36
<b>Figure 4.4</b> : Lignes de courant pour $Re = 20$ , tube circulaire, $n = 0.8$ .....	36
<b>Figure 4.5</b> : Vitesse $v$ sur la position centrale entre 2 tubes, pour $Re = 20$ , tube circulaire, $n = 0.8$ .....	37
<b>Figure 4.6</b> : Distribution de température pour $Re = 20$ , $n = 0.8$ , tube circulaire	38
<b>Figure 4.7</b> : Température sur la ligne centrale entre 2 tubes, pour $Re = 20$ , $n =$ $0.8$ , tube circulaire .....	38
<b>Figure 4.8</b> : Chute de pression pour $Re = 10$ , $n = 0.8$ , tube circulaire .....	39
<b>Figure 4.9</b> : Distribution de vitesse pour $n = 0.8$ , $d/h = 0.25$ , tube circulaire ...	40
<b>Figure 4.10</b> : Vitesse $u$ sur la ligne centrale entre 2 tubes, pour $n = 0.8$ , $d/h =$ $0.25$ , tube circulaire .....	41

<b>Figure 4.11</b> : Vitesse $u$ sur la ligne centrale entre 2 tubes, pour $n = 0.8$ , $d/h = 0.25$ , tube circulaire .....	41
<b>Figure 4.12</b> : Lignes de courant pour $n = 0.8$ , $d/h = 0.25$ , tube circulaire .....	42
<b>Figure 4.13</b> : Distribution de température pour $n = 0.8$ , $d/h = 0.25$ , tube circulaire .....	43
<b>Figure 4.14</b> : Température axiale pour $n = 0.8$ , $d/h = 0.25$ , tube circulaire .....	43
<b>Figure 4.15</b> : Chute de pression pour $n = 0.8$ , $d/h = 0.25$ , tube circulaire .....	44
<b>Figure 4.16</b> : Lignes de courant pour un échangeur à tube circulaire, sur la position centrale entre 2 tubes, $d/h = 0.25$ .....	45
<b>Figure 4.17</b> : Vitesse axiale pour un échangeur à tube circulaire, sur la position centrale entre 2 tubes, $d/h = 0.25$ .....	46
<b>Figure 4.18</b> : Distribution de température pour un échangeur à tube circulaire, sur la position centrale entre 2 tubes, $d/h = 0.25$ .....	46
<b>Figure 4.19</b> : Lignes de courant pour $d/h = 0.25$ , $Re = 20$ .....	47
<b>Figure 4.20</b> : Distribution de température pour $d/h = 0.25$ , $Re = 30$ .....	48
<b>Figure 4.21</b> : Chute de pression pour $d/h = 0.25$ , $Re = 200$ .....	48

***Liste des tableaux***

	page
<b>Tableau 3.1</b> : Détails sur le maillage et temps de calcul .....	31

## Nomenclature

Paramètres	Significations	Unité
$\Phi$	flux thermique	[W]
$\lambda$	La conductivité thermique en	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$S$	Surface d'échange	[m <sup>2</sup> ]
$T$	La température	[°K]
$\varphi$	Densité de flux de chaleur	[W.m <sup>-2</sup> ]
$h$	Coefficient de transfert thermique par convection	[W.m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\Delta T$	La différence entre de température	
$T_p$	Température de la plaque	[°K]
$T_f$	Température du fluide	[°K]
$T_a$	Température ambiante	[°K]
$D$	Diamètre de l'écoulement	[m]
$\rho$	Masse volumique	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$V$	Vitesse du fluide	[m/ s]
$\mu$	La viscosité dynamique	[Kg/m.s]
$C_p$	Capacité calorifique du fluide	[J/kg. °k]
$g$	Accélération de la pesanteur	[m /s <sup>2</sup> ]
$B$	Coefficient de dilatation	
$\Delta T$	Différence de température	[°K]
$P$	Masse volumique du fluide	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$L_c$	Grandeur caractéristique associée à la configuration géométrique du problème étudié	
$\varepsilon$	Coefficient d'émission de la surface ou facteur d'émissivité	
$\sigma$	Constante de Stéphan Boltzmann 5,67 .10 <sup>-8</sup>	[W. m <sup>-2</sup> . K <sup>-4</sup> ]
$P$	Pression	[Pa]
$t$	Le temps	[s]
$x, y$	Les coordonnées axiale, transversal	[m]

$a$	Largeur du domaine de calcul	[mm]
$L$	longueur du domaine de calcul	[mm]
$b$	hauteur du domaine de calcul	[mm]
$d$	diamètre de la conduite	[mm]
$e$	l'espacement entre les tubes	[mm]
$u$	Vitesse axiale	[m/s]
$v$	Vitesse transversale	[m/s]
$\alpha$	La diffusivité thermique	
$n$	L'indice de comportement	

***Les nombres adimensionnels***

$Ne$	Nombre de Nusselt
$Re$	Nombre de Reynolds
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Gr$	Nombre de Grashof

## **Références Bibliographiques**

- [1] Giovaninni, B. Bédad. Transfert de chaleur. Cépadés, France, 2012, 3-14.
- [2] M. Bianchi, Y. Fautrelle, J. Etay. Transferts thermiques. Google Livre fichier, pages 4-134. Lien : [https://books.google.dz/books?id=9RFFe6654QIC&printsec=frontcover&hl=fr&source=gbs\\_ViewAPI&redir\\_esc=y#v=onepage&q&f=false](https://books.google.dz/books?id=9RFFe6654QIC&printsec=frontcover&hl=fr&source=gbs_ViewAPI&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false)
- [3] M. Bennajah, N. Chaouni. Echangeurs de chaleur. TECHNIP, France, 2014, 9-54.
- [4] J. Michotte, «Différents types d'échangeurs de chaleur», Articles de fond en vue d'une publication dans "Le Reactif", septembre 2012, 2-25.
- [5] A. Nehari, «Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques», publication de l'université de ABOU-BAKR BELKAID DE TLEMCEEN, 2011, 6-24.
- [6] K. BAADACHE, «Etude des Performances des Echangeurs de Chaleur à Doubles Tubes Concentriques et Calandre». Publication de l'université de Batna, 2015, 12-13.
- [7] B.E. Launder, T.H. Massey. The numerical prediction of viscous flow and heat transfer in tube banks. ASME J Heat Transf 100 (1978) 565–571.
- [8] A. Zukauskas. Heat transfer from tubes in cross flow. Adv Heat Transf 8(1972) 93–160.
- [9] M. Fujii, T. Fujii. A numerical analysis of laminar flow and heat transfer of air in an in-line tube bank. Numer Heat Transf 7 (1984) 89–102.
- [10] E.M. Sparrow, S.S. Kang. Longitudinally-finned cross-flow tube banks and their heat transfer and pressure drop characteristics. Int J Heat Mass Transf 28 (1985) 339–350.
- [11] J.W. Baughn, M.J. Elderkin, A.A. McKillop. Heat transfer from a single cylinder, cylinders in tandem, and cylinders in the entrance region of a tube bank with a uniform heat flux. Trans ASME J Heat Transf 108 (1986) 386–391.
- [12] M. Faghri, N. Rao. Numerical computation of flow and heat transfer in finned and unfinned tube banks. Int J Heat Mass Transf 30(2) (1987) 363–372.

- [13] G. Stanescu, A.J. Fowler, A. Bejan. The optimal spacing of cylinders in free stream cross-flow forced convection. *Int J Heat Mass Transf* 39(2) (1996) 311–317.
- [14] Z.Y. Guo, D.Y. Li, B.X. Wang. A novel concept for convective heat transfer enhancement, *Int. J. Heat Mass Transfer* 41 (2) (1998) 2221–2225.
- [15] Anoop, C. Balaji, K. Velusamy, A characteristic correlation for heat transfer over serrated finned tubes. *Annals of Nuclear Energy* 85 (2015) 1052–1065.
- [16] S.B. Beale, D.B. Spalding. A numerical study of unsteady fluid flow in in-line and staggered tube banks. *Journal of Fluids Structure* 1999 (13) 723–754.
- [17] T.A.Tahseen, M. Ishak, M.M. Rahman. An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 43 (2015) 363–380.
- [18] N. Benarji, C. Balaji , S. P. Venkateshan. Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes. *Heat Mass Transfer* 44 (2008) 445–461.
- [19] T.L. Fullerton, N.K. Anand. Periodically fully-developed flow and heat transfer over flat and oval tubes using a control volume finite-element method. *Numer Heat Transf A* 57 (2010) 642–65.
- [20] M. Ishak, T.A. Tahseen , M.M. Rahman . Experimental investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of air flow over a staggered flat tube bank in cross flow. *Int J Automot Mech Eng* 7 (2013) 900–911.
- [21] T.A. Tahseen, M.M. Rahman, M. Ishak. An experimental study air flow and heat transfer over in-line flat tube bank. *Int J Automot Mech Eng* 9(2014)1487–500.
- [22] T.A. Tahseen, M. Ishak, M.M. Rahman. An experimental study of heat transfer and friction factor characteristics of finned flat tube banks with in-line tubes configurations. *Appl Mech Mater* 564 (2014)197–203.
- [23] A. Zukauskas. Heat transfer from tubes in cross flow. *Advances in Heat and Mass Transfer* 8 (1992) 93–160.