

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



## MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

**Domaine :** Sciences et Technologie

**Filière :** Génie Mécanique

**Parcours :** Master

**Spécialité :** Énergétique

**Thème**

Analyse et modélisation d'un écoulement turbulent avec transfert de chaleur dans un échangeur tubulaire

Préparé par :

BENTAYBA Basma Amel

KRIM Noura

Soutenu publiquement le : Jeudi 15/ 07 / 2021, devant le jury composé de :

M.r KARES Abdelkader	Professeur	(Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M.r ABED Belkacem	Maître de Conférences "A"	(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M.r BOUZUOINI Mohamed	Maître Assistance "A"	(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M.r CHAIB Khaled	Maître de Conférences "A"	(Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2020 - 2021

# REMERCIEMENTS

*Nos sincères remerciements vont à notre encadreur de mémoire M.  
CHAB Khaled qui nous a guidé dans la réalisation de ce mémoire.*

*Et pour son soutien et ses encouragements à poursuivre nos études  
post-diplôme.*

*Nous remercions également les membres des jurys d'avoir accepté la  
demande.*

**BENTAYBA Basma Amel**

**KRIM Nora.**

# Dédicace

Nous dédions cette mémoire

A nos parents,

Notre famille,

Nos amis.

**BENTAYBA Basma Amel**

# Dédicace

*Quoi que de plus que de pouvoir partagé les meilleurs moments  
de nos vies avec les êtres Qu'on aime.*

*Arrivé au terme de mes études, j'ai le grand plaisir de dédier ce  
modeste travail :*

*A mes chers parents :*

*Pour leur amour, leur compréhension, leur patience, leur  
tendresse et leur encouragement sont toujours pour moi sans  
limite, ils m'ont soutenu le long de  
mes études et ils ont sacrifié pour ma réussite, que dieu les  
préserve et les  
garde en bonne santé.*

*Mes chers sœurs et frères, que Dieu vous protège et vous offre  
un avenir  
radieux.*

*A tous mes ami(e)s sans exception.*

*A toutes les personnes que j'ai aimées et qui m'ont aimé tout au  
long de ma  
vie.*

*KRIM Noura*



# Sommaire

Dédicaces.....	i
Remerciements.....	ii
Sommaire.....	iii
Liste des figures .....	iv
Liste des tables .....	v
Nomenclature.....	vi
Introduction.....	1
<b>Chapitre I : Etude bibliographique</b>	
I.1.Introduction.....	3
I.2. Définition des échangeurs.....	3
I.3. Modes de transfert.....	4
Principe d'un échangeur a cocourants.....	5
I.4. Types principaux d'échangeurs.....	6
I.4.1. Co-Courant .....	6
I.4.2. Contre-Courant.....	6
I.4.3. Courants Croisés.....	6
I.5. Les Echangeurs à Tubes et Calandre .....	6
I.5.1. Description des échangeurs tubes et calandre .....	6
I.5.2. Les boîtes de distribution .....	7
I.5.3. La disposition des tubes .....	8
I.6. Classification des échangeurs de chaleur .....	9
I.6.1. Échangeurs de chaleur à double tube .....	9
I.6.2. Échangeurs de chaleur à coque et à tube .....	9
I.7. Diffèrent types d'échangeurs .....	9
I.7.1. Echangeur a tubes en U .....	9
I.7.2. Echangeur a faisceau tubulaire horizontal.....	10
I.7.3. Echangeur a faisceau tubulaire vertical.....	12
I.7.4. Echangeur a spirale.....	12
I.7.5 Echangeur a plaques.....	13
I.7.6. Colonne de Bouhy.....	15
I.7.7 Echangeur a bloc .....	15
I.7.8 Echangeur a ailettes .....	16
I.8. Applications des échangeurs .....	17
I.9. État de l'Art.....	18
I.9.1. Etudes Expérimentaux.....	18
I.9.2 : Etudes numéraux.....	21

# Chapitre II : Modélisation mathématique et présentation du code de calcul

II.1 Introduction.....	23
II.1. Notion de turbulence.....	23
II.2. Description du problème .....	24
II.3. Equations gouvernantes.....	25
II.3.1. L'équation de l'énergie .....	25
II.3.2. Les équations de Navier-Stockes.....	25
II.3.3. Équation de continuité.....	25
II.3.4. Équations de la conservation de la quantité de mouvement.....	25
II.4. Hypothèses simplificatrices .....	26
II.5. Couche limite turbulente.....	27
II.5.1. Profile de vitesse.....	27
II.6. Présentation du code ANSYS FLUENT.....	30
II.6.1 Structure du code ANSYS FLUENT.....	30
II.6.2. Etapes de résolution du problème.....	30
II.7. Méthodes de discrétisation.....	30
II.7.1. Méthodes des différences finies (MDF) .....	31
II.7.2. Méthodes des éléments finis (MEF) .....	31
II.7.3. Méthodes des volumes finis (MVF) .....	31
II.7.3.1. Principe de la méthode des volumes finis.....	32
II.8. Modèles de turbulence.....	32
II.8.1. Modèle de Spalart-Allmaras.....	32
II.8.2. Modèle $k-\omega$ .....	32
II.8.2.1. Modèle $k-\omega$ SST .....	33
II.8.3. Modèle $k-\varepsilon$ .....	34
II.8.3.1. Le modèle standard $k-\varepsilon$ .....	34
II.8.3.2. Le modèle réalisable $k-\varepsilon$ .....	35
II.9. Traitement de paroi. ....	37
II.9.1. Loi de paroi standard. ....	38
II.10. Maillage .....	39
II.10.1 Des maillages structurés. ....	39
II.10.1.1. Des maillages rectilignes. ....	39
II.10.1.2. Des maillages body-fitted.....	40
II.10.2. Des maillages non structurés.....	40

## Chapitre III : Résultats et discussions

III.1. Introduction.....	41
III.2. Domaine de calcul et conditions aux limites .....	41
III.2.1. Maillage de la géométrie .....	43
III.3. Procédure de résolution .....	45
III.4. Critère de convergence .....	45
III.5. Validation .....	45
III.5.1. Profils de Vitesse .....	45

III.6. Résultats et Discussions .....	47
III.6.1. Evolution de coefficient de pression $C_p$ .....	47
III.6.2. Évolution du coefficient de perte de charge $C_f$ .....	48
III.6.3. Évolution du nombre de Nusselt .....	49
III.6.5. Pression dynamique .....	50
III.6.6. Vitesse Moyenne.....	53
Conclusions générales.....	55

Références bibliographiques

Résumé

# Liste des figures

---

# Liste des figures

---

## Chapitre I

Figure (I.1)	Condenseur de surface [3]	4
Figure (I.2)	Un échangeur de chaleur méthodique et anti-méthodique [5]	4
Figure (I.3)	Principe d'un échangeur à co-courants [4]	5
Figure (I.4)	Description d'un échangeur tube et calandre [6]	7
Figure (I.5)	Disposition des tubes [6]	9
Figure (I.6)	Schéma d'un échangeur à tubes en U [5]	10
Figure (I.7)	Schéma d'un échangeur tubulaire horizontal [5]	11
Figure (I.8)	Schéma d'un échangeur tubulaire vertical [5]	12
Figure (I.9)	Schéma d'un échangeur à spirale [5]	13
Figure (I.10)	Schéma d'un échangeur à plaques [5]	14
Figure (I.11)	Schéma d'un échangeur à plaques air-air, du plus simple au plus complexe [5]	14
Figure (I.12)	Colonne Bouhy [5]	15
Figure (I.13)	Echangeur à bloc [5]	16
Figure (I.14)	Echangeur eau/air d'automobile [5]	17

## Chapitre II

Figure (II.1)	Géométrie du problème étudiée	24
Figure (II.2)	Profil de vitesse dans la couche limite turbulente [36]	29
Figure (II.3)	(a) Discrétisation en volumes finis du domaine d'étude dans le cas bidimensionnel, (b) Description bidimensionnel d'un volume fini	31
Figure (II.4)	Traitement de la turbulence au voisinage des parois [36]	37

## Chapitre III

Figure (III.1)	Coupe transversale des trois configurations de faisceau de tubes étudiées	42
Figure (III.2)	Etude du domaine (ondulé)	43
Figure (III.3)	Maillage du domaine	44
Figure (III.4)	Maillage du domaine étudié	44
Figure (III.5)	Convergence des résidus	45
Figure (III.6)	Evolution de la composante longitudinale de la vitesse	46
Figure (III.7)	Evolution du coefficient de pression	48
Figure (III.8)	Evolution du coefficient de perte de charge	49
Figure (III.9)	Evolution du nombre de Nusselt	50
Figure (III.10)	Contours de pression dynamique pour la configuration lisse et les cas où l'amplitude $A=0.1$ , $A=0.2$ , $A=0.4$	52
Figure (III.11)	Contours de vitesse moyenne pour la configuration lisse et les cas où l'amplitude $A=0.1$ , $A=0.2$ , $A=0.4$	54

# Liste des tableaux

---

# Liste des tableaux

---

## Chapitre I

Tableau (I.1)	Les boites de distribution	8
Tableau (I.2)	Typologie de l'échangeur de tube en U	10
Tableau (I.3)	Typologie de l'échangeur à faisceau tubulaire horizontal	11
Tableau (I.4)	Typologie de l'échangeur à faisceau tubulaire vertical	12
Tableau (I.5)	Typologie de l'échangeur à spirale	13
Tableau (I.6)	Typologie de l'échangeur à bloc	16
Tableau (I.7)	Typologie de l'échangeur à ailettes	17

## Chapitre II

Tableau (II.1)	Modèles de turbulence et leurs descriptions [39]	35
----------------	--	----

## Chapitre III

Tableau (III.1)	Propriétés thermo-physiques de l'eau à 20°C (293K)	43
Tableau (III.2)	Valeurs de nombre de Nusselt de chaque cylindre dans les cas (lisse, amplitude 0.1, 0.2, 0.4)	47
Tableau (III.5)	Valeurs de coefficient de pression	48
Tableau (III.4)	Valeurs de coefficient de frottement (les pertes de charges)	48



# Nomenclature

# NOMENCLATURE

<b>Symboles</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité</b>
$t$	Temps	$s$
$x$	Coordonnée spatiale	$m$
$y$	Ordonnée spatiale.	$m$
$S_t$	Distance transversale	$m$
$S_l$	Distance longitudinale	$m$
$L/d$	Rapport hauteur/largeur	–
$A$	Amplitude	$m$
$k$	Energie cinétique turbulente.	$m^2 / s^2$
$T$	Champ de température	$K$
$T_\infty$	Température loin de la paroi.	$K$
$P$	Champ de pression	$Pa$
$C_p$	Coefficient de pression	–
$C_f$	Coefficient de frottement	–
$u_\tau$	Vitesse de frottement à la paroi.	$m / s$
$(u, v)$	Champ de vitesse.	$m / s$
$(U, V)$	Champ de vitesse moyenne.	$m / s$
$U_\infty$	Vitesse loin de la paroi.	$m / s$
$U^+$	Vitesse longitudinal adimensionnel.	–

$D_{ij}$	Tenseur de taux de déformation.	$Pa$
$D_{\omega}$	Diffusion croisée	–

## Symboles grecques

<b>Symbole</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité</b>
$\mu$	Viscosité dynamique moléculaire.	$Pa.s$
$\mu_t$	Viscosité dynamique turbulente.	$Pa.s$
$\nu$	Viscosité cinématique.	$m^2 / s$
$\rho$	Masse volumique.	$Kg / m^3$
$\tau_p$	Contrainte pariétale.	$Pa$
$\dot{\gamma}$	Taux de cisaillement.	$s^{-1}$
$\omega$	Facteur de dispersion.	–
$\delta$	Epaisseur de la couche limite dynamique.	$m$
$\varepsilon$	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente.	$m^2 / s^2$
$\lambda$	Conductivité thermique.	$W / m.K$
$K$	Constante de Von Kármán.	$Pa.s$
$\Gamma_k, \Gamma_{\omega}$	Coefficients de diffusion effective k et $\omega$	–
$\sigma_k, \sigma_{\varepsilon}$	Nombre de Prandtl pour k et $\varepsilon$	–

# Nombres adimensionnel

Nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{h.D}{\lambda}$$

Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{U.D}{\nu}$$

## Abréviations

DNS: Direct Numerical Simulation.

LES: Large Eddy Simulation.

RANS: Reynold Averaged Navier Stokes.

CFD: Computationnel Fluid Dynamic.

SST: Shear-Stress Transport.

TEMA: Standards of Tubular Exchanger Manufacturer Association.

# **Introduction générale**

# INTRODUCTION GENERALE

Un échangeur de chaleur est un système thermique très important dans les installations énergétiques. Ils sont utilisés dans plusieurs domaines à savoir (automobile, climatisation et chauffage .....etc.). La diversité des domaines d'application des échangeurs de chaleur entraîne un foisonnement des formes géométriques (tubulaire, ailettes, plaques, régénératifs rotatifs.....). L'échangeur consiste essentiellement à transmettre de la chaleur d'une source chaude à une autre froide.

La transmission de chaleur dans des appareils est réalisée par :

L'échange de chaleur entre le fluide chaud et la paroi séparée par la convection thermique, l'échange de chaleur par la conduction thermique à travers la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparée et le fluide froid par convection de chaleur.

La mécanique des fluides est une science qui s'intéresse à l'étudier du comportement des fluides à l'état statique ou dynamique. C'est une science qui trouve des applications dans plusieurs domaines par exemple l'aérodynamique, l'hydraulique et turbomachines ..... etc.

Dans la pratique, le phénomène d'écoulement de fluide autour des tubes très commun. Il est d'une importance primordiale dans de nombreux domaines tels que la conception mécaniques et thermique de plusieurs systèmes en industrie comme : avions, automobiles les aubes de turbines et les formes géométriques à section circulaires.

L'écoulement autour d'un cylindre est un problème classique de la dynamique des fluides et sert du cadre à la validation de nouvelles méthodes numériques. Il est à noter que cette problématique académique a causé un regain d'intérêt au cours de la dernière décennie, qu'elle soit expérimentale ou numérique, du fait de l'émergence de nouvelles méthodes de résolution des équations de la dynamique et thermique.

## **Objectif de travail :**

L'objectif de ce travail est l'étude numérique d'un écoulement à travers un faisceau de tubes en quinconces, et le but de cette étude c'est l'influence de nombre de Nusselt et les pertes de charges sur la modification de la géométrie des tubes.

Ce travail comprend une introduction générale et une étude bibliographique avec trois chapitres séparés comme suit :

Le premier chapitre comporte des généralités sur les échangeurs de chaleur concernant les différents types d'échangeurs et leurs domaines d'applications et les recherches sur le phénomène de l'écoulement autour d'un tube.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons la description du problème en exposant les équations mathématiques qui représentent le phénomène de l'étude. Nous présentons aussi le maillage et le principe de fonctionnement qui travaille avec logiciel Gambit et le ANSYS Fluent.

Le troisième chapitre, c'est la partie la plus importante de ce mémoire, elle comporte la validation et les résultats de discussions obtenus lors de notre simulation sous la forme de graphes et de contours.

Enfin, ce mémoire est terminé par une conclusion générale.

**Chapitre I :**

**Etude**

**Bibliographique**



# CHAPITRE I :

## ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

### **I.1. Introduction :**

Pour commencer, les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui transfèrent la chaleur entre deux fluides à des températures différentes, dans ce chapitre, nous définirons tous les éléments essentiels de l'échangeur de chaleur, qu'il s'agisse de leurs différents types ou types principaux, de leur large application, de leur classification, etc.

Également une partie importante est mentionnée dans ce chapitre qui est une étude bibliographique qui concerne les travaux et les recherches des scientifiques qu'ils ont fait dans les années précédentes du transfert de chaleur et le faisceau de tubes.

Et il s'est divisé en deux parties différentes, la première expérimentale et la seconde numérique.

### **I.2. Définition des échangeurs :**

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs utilisés pour transférer de l'énergie thermique d'un fluide à un autre sans mélanger les deux fluides.

Les fluides sont généralement séparés par une paroi solide (avec une conductivité thermique élevée ) afin d'empêcher tout mélange ou ils peuvent être en contact direct. [1].

Encore : Un échangeur de chaleur un system dans lequel se réalise un transfert thermique entre deux milieux dû à une différence de température entre les milieux. [2]

### **Exemple :**

1. Moteur à combustion interne dans lequel un liquide de refroidissement moteur traverse des serpentins de radiateur et de l'air passe par les serpentins, ce qui refroidit le liquide de refroidissement et réchauffe l'air entrant.
2. Un générateur de vapeur est utilisé pour convertir l'eau d'alimentation en vapeur d'eau issue de la chaleur produite dans le cœur d' un réacteur nucléaire. [1]

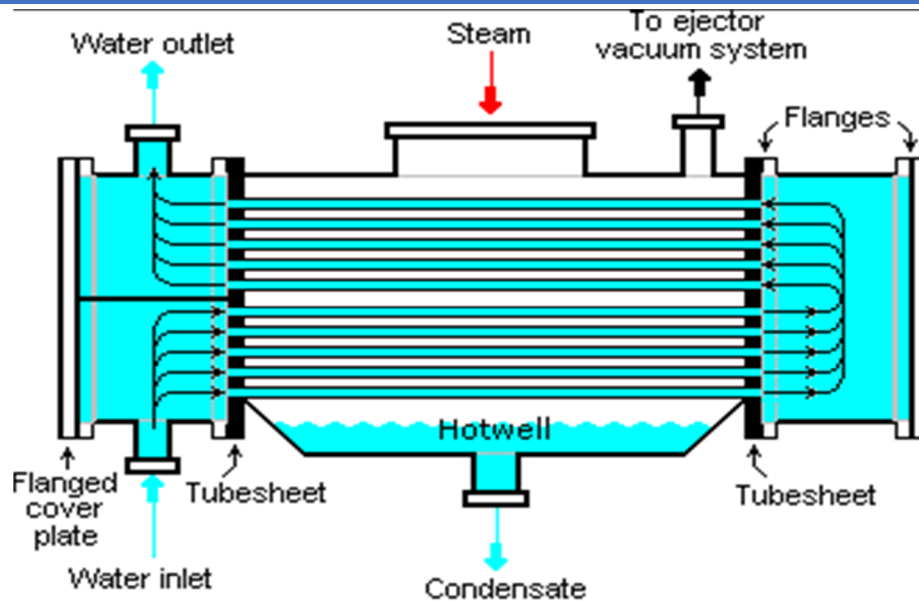


Figure I.1. Condenseur de surface. [1]

### I.3. Modes de transfert :

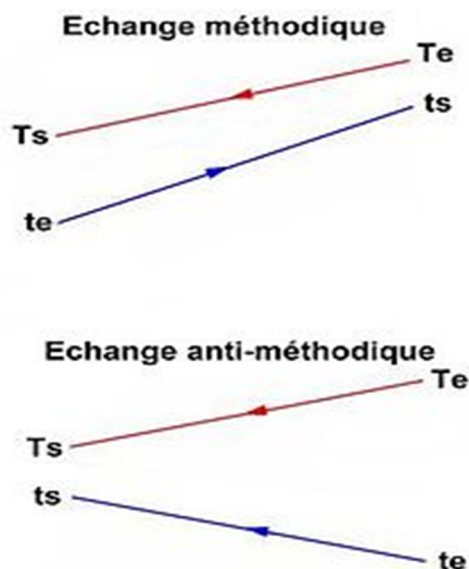


Figure I.2. Un échangeur de chaleur méthodique et anti-méthodique. [5]

Dans l'échange méthodique, la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que celle du fluide chaud. Dans l'échange anti-méthodique, ce n'est pas possible.

L'échange de chaleur se produit toujours par convection : plus la surface d'échange est grande, plus l'échange est performant. [5]

- Principe d'un échangeur à co-courants.

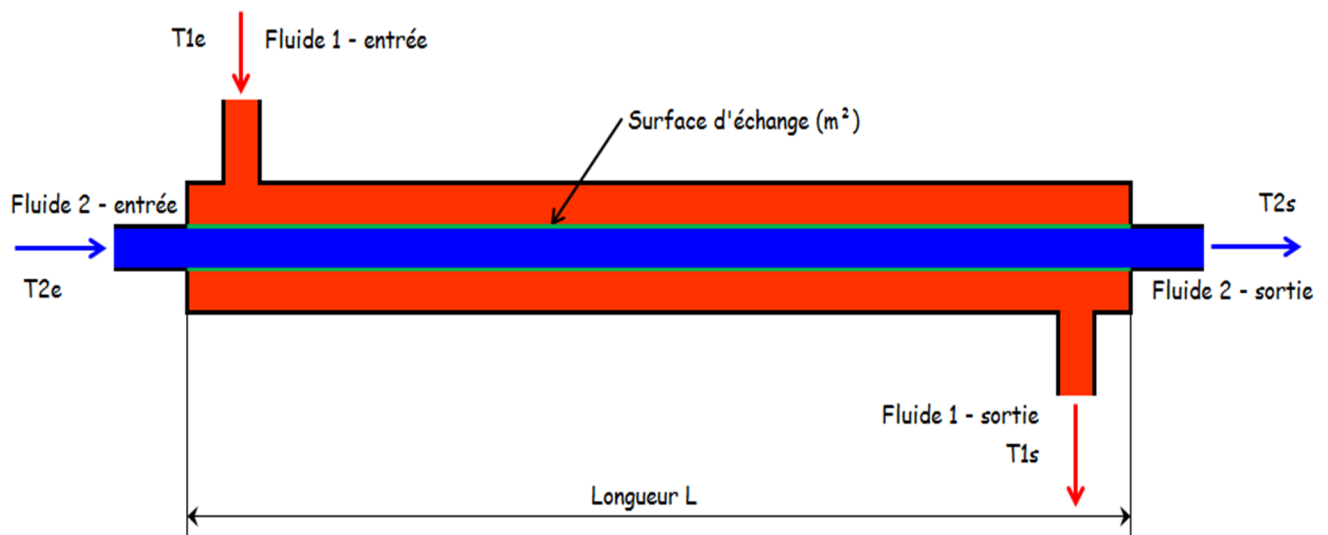
## Chapitre I : Etude Bibliographique

Le transfert de chaleur est organisé au travers d'une paroi de séparation que l'on appelle la "surface d'échange".

La principale caractéristique d'un échangeur est donc la surface de la paroi qui sépare les deux fluides et au travers de laquelle la chaleur est transférée.

Une manière très simple de concevoir un échangeur est d'enfiler une tuyauterie dans une autre.

On a alors un système de tubes concentriques, comme ceci :



**Figure I.3.** Principe d'un échangeur à co-courants. [4]

Dans ce cas, la surface d'échange est la surface du tube de petit diamètre limitée à la longueur qui est en contact avec les deux fluides.

La chaleur est transférée du fluide chaud vers le fluide froid en trois étapes :

1. Le fluide chaud "*lèche*" la surface externe du tube, il le chauffe par "*convection*".
2. Le matériau constitutif du tube conduit la chaleur de la surface externe à la surface interne du tube : on parle de "*conduction*".
3. Le fluide froid "*lèche*" la surface interne du tube, on dit qu'il le refroidit par "*convection*".

On voit qu'en réalité il n'y a pas ici une seule surface d'échange à considérer mais bien deux : La surface extérieure du tube, du côté fluide chaud et la surface intérieure du côté du fluide froid. [4]

### I.4. Types principaux d'échangeurs :

On peut distinguer trois types d'échangeurs de chaleur principaux :

**I.4.1. Co-Courant :** Les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. La température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud.

**I.4.2. Contre-Courant :** Les deux fluides circulent parallèlement mais dans les sens opposés. La température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud.

**I.4.3. Courants Croisés :** Les deux fluides circulent dans des directions plus ou moins perpendiculaires. [5]

### **I.5. Les Echangeurs à tubes et calandre :**

Les échangeurs à tubes et calandre sont parmi les plus utilisés dans les industries de procédé et particulièrement dans la chimie et le raffinage. La plupart des échangeurs tubulaires de ce type sont conçus en respectant les normes "Standards of Tubulaire Echanger Manufacturer Association" (TEMA).

TEMA est une association professionnelle de constructeurs d'échangeurs de ce type, qui se sont réunis pour définir des normes de conception et de construction. [6]

#### **I.5.1. Description des échangeurs tubes et calandre :**

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire.

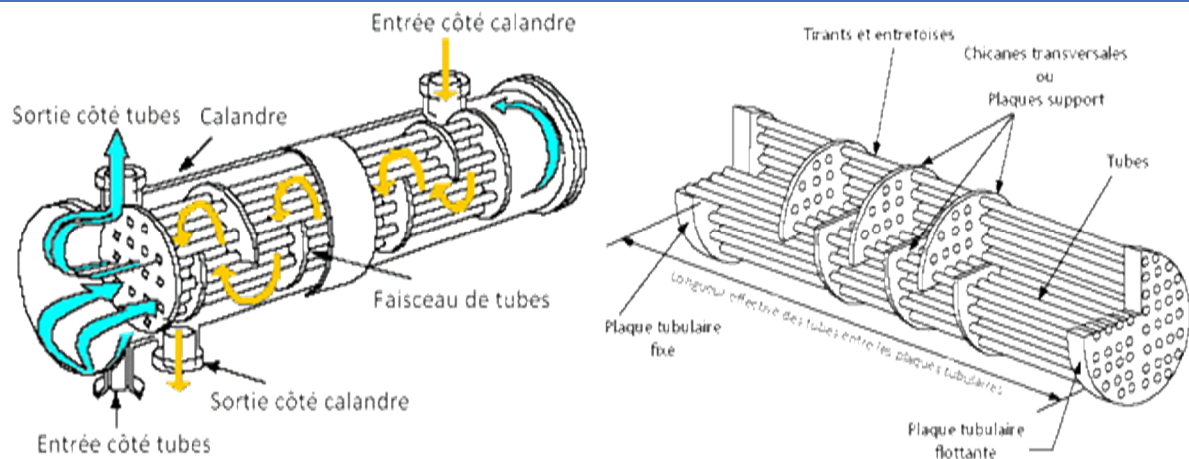
Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre.

L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes.

Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.

Les tubes sont pris à leur extrémités dans les plaques perforées appelées plaques tubulaires, destinées à maintenir les tubes assemblés et à séparer les fluides côté tubes et côté calandre.

L'assemblage des tubes sur les plaques tubulaires doit être soigné pour être parfaitement étanche et éviter le passage d'un fluide vers l'autre. [6]



*Figure I.4. Description d'un échangeur tube et calandre.[6]*

### **I.5.2. Les boîtes de distribution :**

Les boîtes de distribution du fluide côté tubes sont munies de parois étanches pour orienter le fluide vers les tubes appropriés.

Les boîtes de tête et de fond ne sont pas identiques.

Le tableau ci-dessous représente quelques configurations possibles.

**Tableau I.1.** Les boîtes de distribution. [6]

Nombre de passe cote tubes	Partition des boites de distribution de tête et de fond
2 passes	
3 passes	
4 passes	
4 passes	
6 passes	

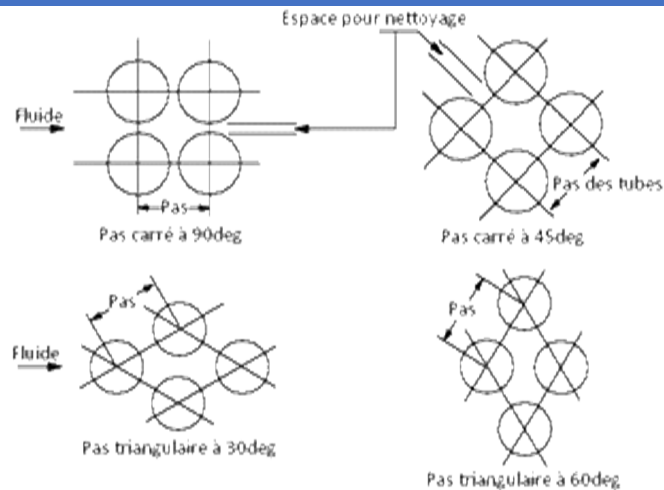
**I.5.3. La disposition des tubes :**

Les tubes peuvent être disposés selon :

- Un pas carré :
  - À 90 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.
  - À 45 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.
- Un pas triangulaire :
  - À 30 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.
  - À 60 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.

La disposition en pas carré, laisse un espace libre rectiligne permettant le passage d'un jet ou d'une brosse pour le nettoyage de l'échangeur entre les tubes.

La disposition en pas triangulaire est plus dense et conduit donc à des échangeurs plus compacts. De plus il offre au fluide moins de cheminement hors de la surface des tubes que le pas carré, et est donc plus efficace pour le transfert thermique. [6]



*Figure I.5. Disposition des tubes.[6]*

## **I.6. Classification des échangeurs de chaleur :**

Les échangeurs de chaleur sont également classés comme :

### **I.6.1. Échangeurs de chaleur à double tube :**

Dans ces échangeurs, un fluide s'écoule à l'intérieur du tube et l'autre fluide s'écoule à l'extérieur.

### **I.6.2. Échangeurs de chaleur à coque et à tube :**

Les échangeurs de chaleur à coque et à tube sont en outre classés en fonction du nombre de passages de coque et de tube impliqués. Sont utilisés pour des applications à haute pression. En effet, les échangeurs de chaleur à coque et à tube peuvent résister à des pressions élevées en raison de leur forme. [6]

## **I.7. Différent types d'échangeurs :**

**I.7.1. Echangeur à tubes en U :** Il s'agit de l'échangeur le plus commun.

**U-tube heat exchanger**

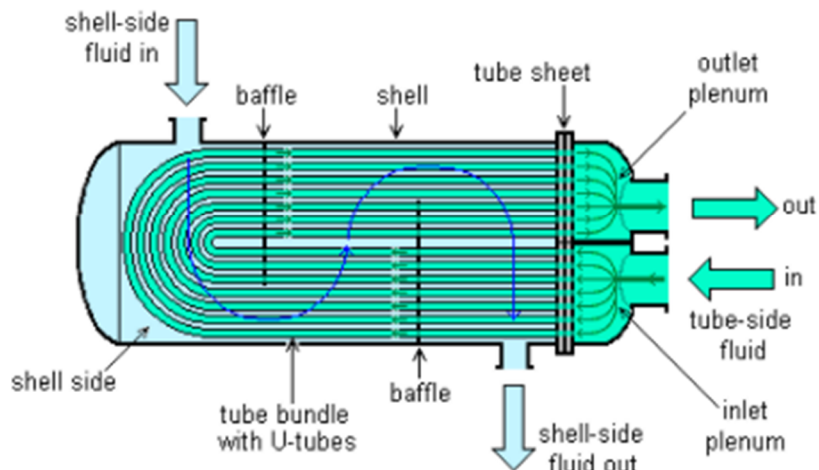


Figure I.6. Schéma d'un échangeur à tubes en U.[5]

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Résiste aux fortes pressions</li> <li>• Libre dilatation des tubes et du corps</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Encombrement</li> <li>• Prix de revient élevé</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vapeur/eau</li> <li>• Eau surchauffée/eau</li> <li>• Huile/eau</li> </ul>

Tableau I.2. Typologie de l'échangeur de tube en U. [5]

**I.7.2. Echangeur à faisceau tubulaire horizontal :**

Un échangeur tubes est constitué d'un faisceau de tubes disposé 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. [7]



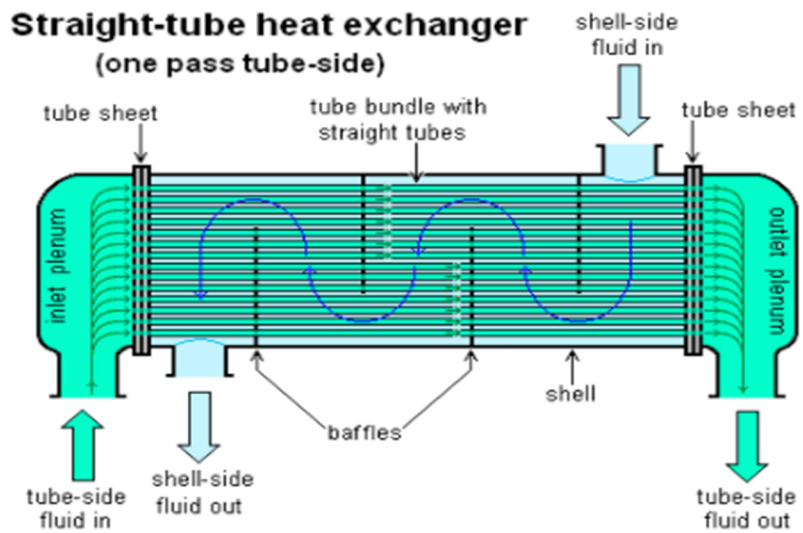
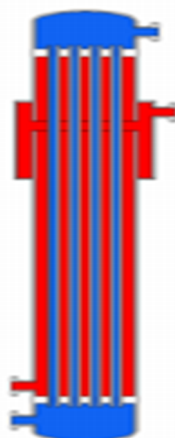


Figure I.7. Schéma d'un échangeur tubulaire horizontal. [5]

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Résiste aux fortes pressions</li> <li>• Pour toutes les puissances</li> <li>• Economique</li> <li>• Accepte des grands écarts de température</li> <li>• Peut être utilisé en condensation partielle</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Contraintes sur les tubes</li> <li>• Difficulté de nettoyage (multitubes)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Eau/eau</li> <li>• Vapeur/eau</li> <li>• Huile/eau</li> <li>• Eau surchauffée/eau.</li> </ul>

Tableau I.3. Typologie de l'échangeur à faisceau tubulaire horizontal.



*Figure I.8. Schéma d'un échangeur tubulaire vertical.[5]*

**I.7.3. Echangeur à faisceau tubulaire vertical :**

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Faible encombrement</li> <li>• L'échangeur peut être plein de condensat</li> <li>• Parfaitement adapté à l'échange vapeur haute pression/eau</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formation de poche d'air</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vapeur HP/eau</li> <li>• Eau surchauffée/eau</li> <li>• Fluide thermique/eau</li> <li>• Fumées/eau process</li> </ul>

**Tableau I.4.** Typologie de l'échangeur à faisceau tubulaire vertical.

**I.7.4. Echangeur à spirale :**

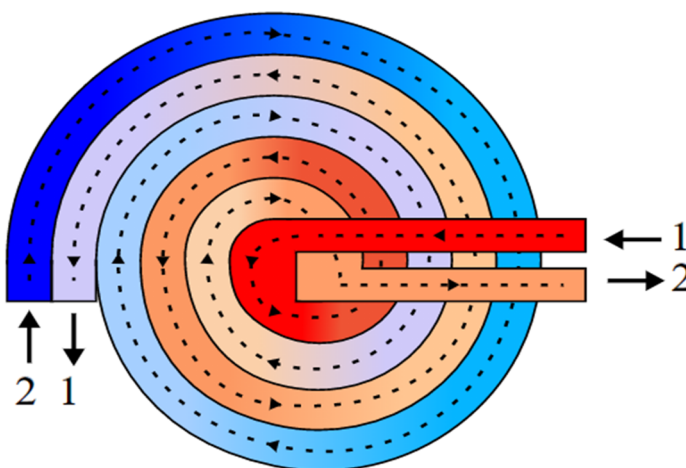
Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale.

Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m<sup>2</sup> pour un diamètre de 3 m<sup>3</sup>, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts.

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide, il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Grande surface de contact</li> <li>• Large passage</li> <li>• Encombrement réduit</li> <li>• Excellent condenseur</li> <li>• Autonettoyant</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Non démontable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Eau/eau</li> <li>• Vapeur/eau</li> <li>• Eau surchauffée/eau</li> </ul>

**Tableau I.5.** Typologie de l'échangeur a spirale.



*Figure I.9.* Schéma d'un échangeur à spirale.[5]

### I.7.5 Echangeur à plaques :

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie et dans le génie climatique.

Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuille et séparées les unes des autres d'un espace de quelques millimètres où circulent les fluides.

Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de l'ensemble d'éviter les fuites, tant entre les deux fluides que vers l'extérieur.

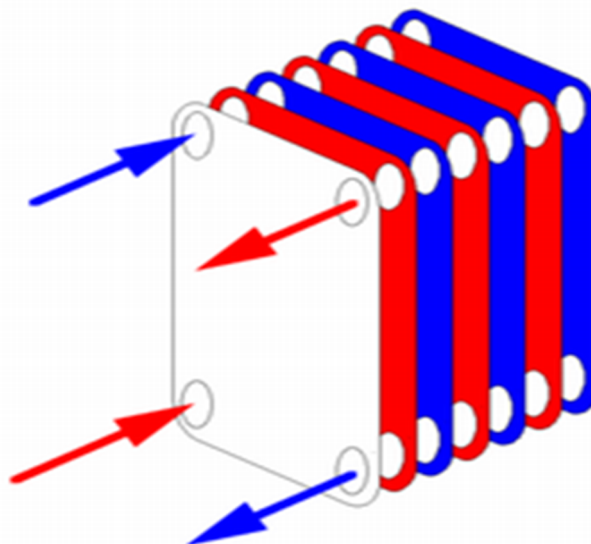


Figure I.10. Schéma d'un échangeur à plaques.[5]

Dans les illustrations ci-contre, le fluide bleu se déplace du coin supérieur gauche vers le coin inférieur droit des plaques ; sa circulation dans les canaux réservés au fluide rouge est bloquée par la position du joint tel que représenté.

Le fluide rouge parcourt l'autre diagonale ; le joint doit être retourné pour obturer les canaux réservés au fluide bleu.

L'avantage est sa simplicité qui en fait un échangeur, peu coûteux, peu encombrant, facilement adaptable par ajout/retrait de plaques afin d'augmenter/réduire la surface d'échange. [8]

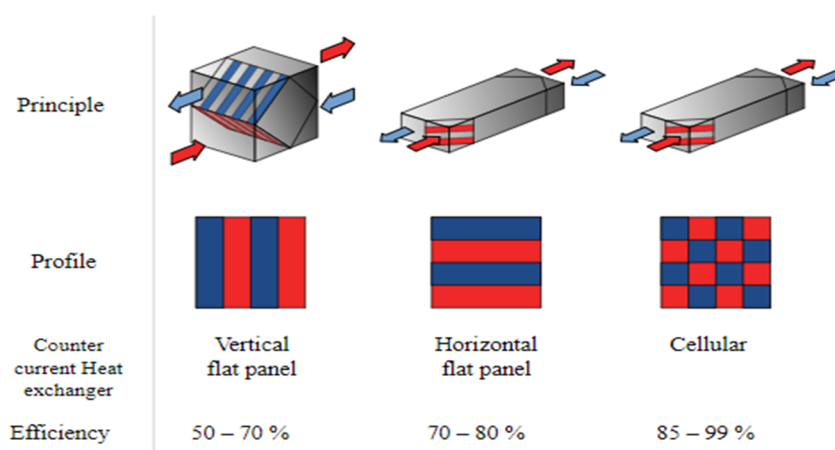


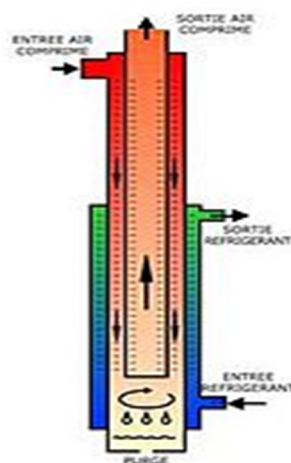
Figure I.11. Echangeurs à plaques air-air, du plus simple au plus complexe.[5]

### **I.7.6. Colonne de Bouhy :**

La colonne de Bouhy est en fait un échangeur à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure.

Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux, le premier servant à amener l'air en dessous de son point de rosée, le second servant à la fois à ramener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement.

Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte de charge.



*Figure I.12. Colonne de Bouhy.[5]*

### **I.7.7 Echangeur à bloc :**

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides.

Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur.

Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.



(a) Complexe.

(b) Simple.

*Figure I.13. Echangeur à bloc.[5]*

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bonne résistance chimique</li> <li>• Inertie</li> <li>• Peu de pertes thermiques</li> <li>• Modulable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sensible aux chocs</li> <li>• Coefficients de transfert moyen</li> <li>• Prix</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vapeur/eau</li> <li>• Eau/eau</li> <li>• Eau surchauffée/eau</li> <li>• Liquides corrosifs</li> </ul>

**Tableau I.6.** Typologie de l'échangeur à bloc.

### **I.7.8 Echangeur à ailettes :**

Un échangeur à ailettes consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes.

Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.

Il est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments, installation pour refroidir les moteurs de voiture.



*Figure I.14. Echangeur eau/air d'automobile.[5]*

<b>Avantages</b>	<b>Inconvénients</b>	<b>Utilisation</b>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Bon rendement</li><li>• Peut prendre des formes précises</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Craint les chocs</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Eau/air</li><li>• Huile/air</li><li>• Solide/air</li></ul>

**Tableau I.7.** Typologie de l'échangeur à ailettes.

### **I.8. Applications des échangeurs :**

Les chaudières dont les échangeurs permettent de produire de l'eau de chauffe en récupérant l'énergie des produits de combustion.

- Les radiateurs d'appartements permettent à l'aide d'eau de chauffer l'air des locaux où ils sont installés pour notre confort.
- L'eau chaude sanitaire peut être produite en réchauffant de l'eau du robinet à l'aide d'un circuit fermé de chauffage, a priori impropre à la consommation humaine, sans dénaturer l'eau traitée.
- Les machines frigorifiques qu'il s'agisse d'un réfrigérateur, d'un climatiseur ou d'une pompe à chaleur, où ils sont indispensables.
- Le refroidissement de fluides chauds pour éviter des dommages dus à une température trop élevée, c'est le cas typique du radiateur automobile.
- Comme interface entre un circuit primaire et un circuit secondaire, pour assurer le confinement d'une zone sensible, typiquement dans une centrale nucléaire.

- Recycler la chaleur avant son rejet dans le milieu extérieur, comme le fait un récupérateur sur air vicié dans une installation de ventilation à double flux. [9]

## **I.9. État de l'Art :**

### **I.9.1. Etudes Expérimentales :**

[10] **Wiesels-berger (1921)** : A effectué un travail expérimental approfondi et a montré que presque tous les points expérimentaux pour le coefficient de traînée de cylindres circulaires de diamètres très différents tombent sur une seule courbe.

Cette courbe est reconnue comme une courbe standard pour déterminer le coefficient de traînée d'un cylindre circulaire.

[11] **Tanaka et Takahara** : Ont mesuré des forces du fluide instationnaires sur un cylindre dans un faisceau aligné de ratio  $P/D = 1,33$  soumis à un écoulement d'eau.

A partir des résultats expérimentaux, ils ont calculé les coefficients des forces et la vitesse critique d'instabilité. Les mesures expérimentales ont été faites dans un faisceau de 28 tubes répartis sur 4 rangées de 7 tubes.

Le calcul numérique a été fait pour un faisceau de 12 tubes disposés en 3 rangées de 4 tubes, en raison de la limite de puissance de calcul de l'ordinateur.

[12] **Chen** : A effectué une série d'expériences sur des faisceaux denses et des faisceaux de tubes espacés. Il a détecté plusieurs fréquences de tourbillons au sein des faisceaux, des accrochages et des résonances acoustiques avec la structure.

Pour les faisceaux espacés, il a observé une résonance remarquable (pic) due aux tourbillons alternés ainsi qu'une résonance acoustique, et pour les faisceaux denses, il a observé une augmentation de l'amplitude autour de la fréquence naturelle (pas de pic).

Chen conclut que pour une absence de résonance et donc à une simple réponse aux forces de turbulences.

[13] **Igarashi (1981)** : A étudié expérimentalement les caractéristiques de l'écoulement autour de deux et trois cylindres circulaires disposés en tandem.

[14] **Modi et al. (1992)** : Ont étudié expérimentalement l'aérodynamique d'un ensemble de cylindres elliptiques stationnaires bidimensionnels avec différents rapports d'axes dans la plage de nombres de Reynolds sous-critiques de  $3 \times 10^3 - 10^5$ .



Ils ont présenté des résultats détaillés sur la distribution de la pression statique, le nombre de Strouhal et la géométrie proche du sillage en fonction de l'angle d'attaque et du nombre de Reynolds.

Ils ont également déterminé les points de séparation à l'aide de la série analytique de Gortler approche de solution.

**[15] D. B. Murray :** Il a comparé les caractéristiques de transfert de chaleur des faisceaux de tubes d'arrangements quinconce et en ligne soumis à un écoulement croisé de particules de gaz. Pour les deux configurations de tube, les nombres de Nusselt moyens et locaux peuvent être augmentés ou réduits par la présence des particules dans l'écoulement, le résultat dépendant de l'emplacement du tube dans chaque réseau et du nombre de Reynolds et de la taille des particules.

**[16] BALABANI :** Elle a réalisé des expériences dans un tunnel spécialement conçu avec de l'eau à  $20^{\circ}C$  . Elle a testé trois configurations différentes de faisceaux de tubes (Un  $3,6 \times 1,6$  en quinconce, un  $3,6 \times 2,1$  en quinconce et un  $3,6 \times 2,1$  en ligne).

Les deux réseaux quinconce ont été utilisés pour étudier l'effet de l'espacement des tubes.

Le rapport de pas transversal dans ceux-ci était de 3,6 et ceux longitudinaux étaient respectivement de 1,6 et 2,1 ; le faisceau se composait de 6 rangées transversales de tiges. Le réseau en ligne se composait de 5 rangées transversales avec des rapports de pas transversaux et longitudinaux de 3,6 et 2,1 respectivement, et a été étudié afin d'étudier l'effet de la disposition des tubes.

**[17] Ertan BUYRUK :** Il a réalisé une étude expérimentale pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement d'un tube dans un faisceau de tubes quinconce et dans une rangée de tubes similaires.

Il a montré la variation du nombre de Nusselt local et du coefficient de pression local avec différents blocages et nombres de Reynolds.

**[18] Lam et Lin :** Ont également capté les structures tridimensionnelles détaillées de tourbillon de trois cylindres ondulés en employant la simulation des grandes échelles (LES).

En outre, l'amplitude du cylindre ondulé joue également un rôle important dans le contrôle de la structure de tourbillon des cylindres ondulés.

D'ailleurs, des structures tridimensionnelles de tourbillon ne peuvent pas être illustrées clairement avec des méthodes expérimentales particulièrement aux nombres de Reynolds sous-critiques.

**[19] A.Nouri-Borujerdi A.M.Lavasani :** Ils ont fait une étude expérimentale pour illustrer les caractéristiques du transfert de chaleur par convection forcée et le comportement d'écoulement d'un tube isotherme en forme de came en écoulement transversal.

Ils ont discuté l'effet du diamètre du tube de came sur les performances thermo-hydrauliques.

**[20] Seong-Yeon Yooa, Hwa-Kil Kwonb, Jin-Hyuk Kim :** Ils ont étudié le transfert de chaleur et ses caractéristiques local et moyenne pour les bancs de tubes quinconce.

Et ils ont effectué des expériences pour divers espacements de tubes, emplacements de tubes et nombres de Reynolds. Ils ont constaté que la variation des coefficients de transfert de chaleur locaux est assez différente du premier tube au troisième tube.

**[21] Igbinosa Ikpotokin, Christian Okechukwu Osueke V :** Ils ont étudié le coefficient de transfert de chaleur en fonction de la position du tube et de la perte de charge, pour un banc de tubes en ligne à écoulement transversal.

Ils ont essentiellement utilisé une expérimentation pour générer une température log-moyenne courbes et têtes de pression en amont et en aval de la section de test. Les paramètres de transfert de chaleur et de débit comme le nombre de Nusselt, le nombre de Reynolds et la chute de pression à travers la banque ont été calculés.

**[22] Tayeb Yahiaoui, Omar Ladjedel :** Ils ont étudié expérimentalement l'écoulement transversal turbulent dans un faisceau de tubes quinconce avec des rapports de pas / diamètre transversaux et longitudinaux de 3,8 et 2,1, respectivement, sont effectuées.

Le faisceau se compose de 16 tubes PVC de 40 mm diamètre extérieur disposé en quinconce. Chaque cylindre a deux rainures sur la surface externe à 90 ° et 270 °. Les expériences sont réalisées à l'aide d'un subsonique soufflerie.

**[23] ZhenjingWu, ShijunYou :** Ils ont créé un système expérimental capable de simuler une vague uniforme pour simuler l'écoulement de l'eau de mer pour vérifier le rapport de résistance thermique, le coefficient de transfert de chaleur total, l'efficacité thermique.

Ils ont conclu que la disposition asymétrique de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire peut grandement améliorer le coefficient de transfert de chaleur global et l'efficacité thermique, et en même temps réduire la chute de pression, améliorant ainsi les performances globales.

**[24] HuanZhang, WandongZheng :** Ils ont étudié expérimentalement les propriétés de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire imbriqué immergé dans un flux oscillant.

Ils ont conclu que les vitesses instantanées horizontale et verticale de l'écoulement oscillant ont montré une tendance à la fluctuation cyclique.

**[25] Sebastian Unger, Eckhard Krepper :** Ils ont étudié l'effet de la configuration du faisceau de tubes, de la forme du tube, de l'inclinaison longitudinale du tube, de l'inclinaison transversale du tube et du nombre de rangées de tubes sur le transfert de chaleur convectif normal.

Ces paramètres sont modifiés pour améliorer les performances de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur. Ils ont constaté que la configuration à gradient fonctionne mieux que la configuration en ligne, car le débit de mélange est plus élevé.

### **I.9.2 : Etudes numériques :**

**[26] Jackson (1987), D'Allesio et Dennis (1994, 1995), D'Allesio (1996) :** Ont étudié numériquement l'écoulement d'un fluide visqueux incompressible devant un cylindre elliptique incliné. Ils ont obtenu des solutions pour des nombres de Reynolds jusqu'à 100 et pour diverses inclinaisons. On trouve une bonne concordance des résultats à l'état d'équilibre avec les résultats existants.

**[27] Noghrehkar et al :** Ont étudié l'influence de la configuration du faisceau sur les régimes d'écoulement. Ils ont présenté un faisceau de tubes alignés de 24 rangées et un autre faisceau non aligné de 26 rangées. Chaque rangée était constituée de 5 tubes et 2 demis tubes. Le ratio P/D était de 1,47 dans les deux cas.

**[28] Andrej Horvat, Matjaz Leskovar, Borut Mavko :** Ils ont effectué des simulations numériques transitoires détaillées de flux de fluide et de chaleur pour un certain nombre de passages d'échangeurs de chaleur avec des tubes de forage cylindriques et elliptiques et une forme d'aile dans un arrangement en quinconce.

Le but était de mieux comprendre les conditions locales de transfert de chaleur et le débit de fluide dans un échangeur de chaleur.

**[29] K. Lam, Y.F. Lin :** Ont effectué une étude sur des cylindres ondulés tridimensionnels en utilisant la LES. Le but c'était de : chercher la longueur d'onde optimale, étudier les structures tridimensionnelles de tourbillon, les coefficients des forces.

**[30] Necciari Romain :** Il a effectué une simulation numérique par code FLUENT, pour un écoulement à travers un faisceau de tubes et pour un écoulement forcé autour d'un cylindre chauffé. Il a conclu que le modèle de turbulence  $\kappa$ - $\varepsilon$  Standard a été recommandé.

Le modèle  $\kappa$ - $\omega$  améliore les prédictions pour la première rangée du faisceau de tubes. Cependant le modèle  $\kappa$ - $\omega$  rend les simulations plus longues et présente plus de difficultés à converger que le  $\kappa$ - $\varepsilon$  standard en plus d'être très dépendant du maillage.

**[31] R Deeb and D V Sidenkov :** Ils ont réalisé une étude numérique pour illustrer le transfert de chaleur et l'hydrodynamique d'un échangeur de chaleur réticulé avec des tubes en forme de goutte décalés à différents angles d'attaque d'écoulement ( $\theta$ ).

Les résultats de la simulation numérique de la distribution de la pression, de la vitesse et de la température dans le faisceau de tubes ont permis de développer une équation pour déterminer le nombre moyen de Nusselt (Nu) en termes de nombre de Reynolds (Re), de nombre de Prantel (Pr) et d'angle d'attaque.

**[32] M. Sakhaei, I. Ashtiani Abdi, F. Sabri & K. Hooman :** Ils ont exécuté une simulation transitoire pour analyser les propriétés d'écoulement et de transfert de chaleur. Les champs de vitesse obtenus à partir de simulations numériques ont été validés par rapport à ceux obtenus en utilisant la mesure de vitesse d'image de particules dans ce travail. Ils ont constaté que le transfert de chaleur et la chute de pression de la poutre plate sont en bon accord avec les données disponibles.

**[33] Sampath Emani, Ramasamy Marappa :** Ils ont étudié le transfert de chaleur par convection à l'aide de (CFD) dans un tube à faisceau d'un mètre avec trois tubes intérieurs. Ils ont étudié l'analyse du transfert de chaleur par convection à travers des expériences avec l'eau comme fluides de production et de chauffage. En outre, ils ont effectué des simulations en utilisant du pétrole brut aqueux et de l'eau d'éthylène glycol aqueux comme moyen de chauffage et fluides de production, respectivement.

## **Chapitre II :**

**Modélisation mathématique et  
présentation du code de  
calcul.**

# **CHAPITRE II :**

## **MODELISATION MATHEMATIQUE ET PRESENTATION DU CODE DE CALCUL.**

### **II.1. Introduction**

Dans ce chapitre, nous présentons le modèle physique et les hypothèses simplificatrices. Nous formulons le problème physique régissant le phénomène de convection forcée dans un cylindre à paroi ondulée. Nous exprimons les équations gouvernantes et les conditions aux limites appropriées à notre configuration. Finalement nous exprimons la présentation du code ANSYS-Fluent.

### **II.2. Turbulence :**

Le phénomène de turbulence c'est un phénomène aléatoire ou chaotique ou phénomène de désordre. On ne peut pas facilement exprimer la turbulence et définir un concept exact car ce phénomène est très complexe.

En mécanique des fluides, l'analyse de la turbulence constitue un problème d'envergure et de mystère, mais il est possible d'identifier certaines propriétés qui les caractérisent tous les écoulements turbulents.

La turbulence se manifeste dans la nature : comme les rivières, les océans et l'atmosphère. Et dans l'industrie : comme l'hydraulique, l'aéronautique et l'énergie. Ces exemples illustrent admirablement l'omniprésence de l'écoulement turbulent.

Les propriétés de la turbulence ont été étudiées par de nombreux travaux, et les simulations numériques qui sont apparues ont été très efficaces. Plusieurs modèles numériques ont été créés pour tenir compte de la nature fluctuante de la turbulence et de son effet sur l'écoulement.

La simulation numérique permet d'étudier une large gamme de paramètres dans un laps de temps relativement court.

Un écoulement turbulent se produit à un nombre de Reynolds plus élevé, car les forces d'inertie sont suffisamment grandes pour déclencher les tourbillons turbulents dans un écoulement.[39]

- L'écoulement turbulent est caractérisé par :

- Forte volatilité dans l'espace et le temps : la vitesse et la pression varient de manière aléatoire.
- Le mouvement turbulent affiche des fluctuations de la vitesse de rotation.
- Au-dessus de la valeur limite du nombre de Reynolds, l'écoulement est toujours turbulent.
- La présence de tourbillons : mouvement turbulent qui montre des fluctuations de la vitesse de

rotation.

- Effet diffusif : l'écoulement turbulent diffuse fortement la quantité de mouvement.
- Les principales approches pour étudier numériquement la turbulence sont :

La D.N.S : Simulation Numérique Directe ( Direct Numerical Simulation ).

La L.E.S : Simulation des grandes échelles (ou structures) (Large Eddy Simulation).

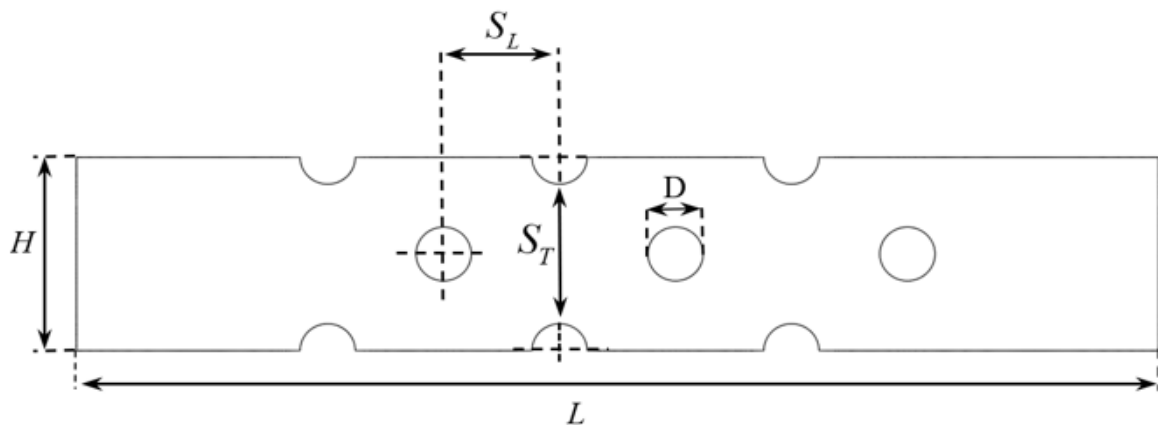
La R.A.N.S : Équations de Navier Stokes Moyennées (Reynold Averaged Navier Stokes). [39]

### II.3. Description du problème :

Le code "FLUENT" a été utilisé pour simuler l'écoulement autour d'un faisceau de tubes. Les configurations géométriques considérées dans le présent travail sont illustrées dans la figure (II.1).

Un modèle de faisceau de tubes quinconce qui comprendrait 6 rangées et 5 colonnes de tubes avec des rapports de pas égaux à ceux du faisceau de tubes en ligne,  $S_L / d = 3,6$ ,  $S_T / d = 2,1$

On a : rapport hauteur/largeur :  $L / d = 7,2$ , la hauteur :  $H = 45.5$  mm, la longueur :  $L = 150.5$  mm et le diamètre :  $D = 10$  mm.



**Figure II.1.** Géométrie du problème étudié.

## II.4. Equations gouvernantes :

- **II.4.1. L'équation de l'énergie :**

Pour un fluide incompressible on a :

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.1})$$

Où :  $c_p$  : Chaleur spécifique à pression constante.

$\lambda$  : La conductivité thermique du fluide.

- **II.4.2. Les équations de Navier-Stokes :**

Dans le cas général, nous avons :

$$\frac{DV}{Dt} \rho = -\nabla P + \rho g + \mu \nabla^2 V \quad (\text{II.2})$$

$P$  : Pression,  $\rho$  : Densité du fluide,  $\mu$  : Viscosité dynamique du fluide.

- **II.4.3. Équation de continuité :**

L'équation de continuité traduisant le principe de conservation de masse est donné par la relation suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.3})$$

- **II.4.4. Équations de la conservation de la quantité de mouvement :**

Les équations de la conservation de la quantité de mouvement sont comme suite :

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \left( \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \right) \\ \rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \left( \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (\text{II.4.5})$$

Le tenseur des contraintes est donné par la relation suivante :

$$\tau_{ij} = 2\eta(\dot{\gamma}) D_{ij} \quad (\text{II.6})$$

Où :  $D_{ij}$  : Tenseur de taux de déformation et il est calculé par la relation suivante :



$$D_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.7})$$

Où :  $\dot{\gamma}$  : Taux de cisaillement et il est calculé par la relation suivante :

$$\dot{\gamma} = \sqrt{2D:D} = \sqrt{2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2} \quad (\text{II.8})$$

## II.5. Hypothèses simplificatrices :

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes

- L'écoulement est plan (2D).
- L'écoulement turbulent et dans un régime stationnaire (permanent).
- Fluide newtonien et l'air est considéré comme un fluide incompressible.
- Modèle de turbulence k- $\epsilon$ .
- Transfert de chaleur par convection forcer.

Après la simplification on trouve :

- Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.9})$$

Avec :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p} = \frac{\nu}{\text{Pr}} \quad (\text{II.10})$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (\text{II.11})$$

Où : Pr : Nombre de Prandtl laminaire.

## II.6. Couche limite turbulente :

En définit la couche limite lorsqu'en présence d'un obstacle, l'écoulement d'un fluide visqueux produit une région où l'épaisseur est faible. Une couche limite est qualifiée turbulente, quand la valeur du nombre de Reynolds (Re) est supérieure à la valeur critique.

Dans une couche limite turbulente on distingue 2 zones différentes : la zone intérieure et la zone extérieure. (figure II.2 (a)).

### II.6.1. Profile de vitesse :

Le profil de vitesse moyenne dans la couche limite turbulente permet de distinguer trois régions (figure II.2 (b)) :

- La première région c'est la sous-couche visqueuse ou la contrainte turbulente est inférieure à la contrainte visqueuse, et elle est valable pour :  $0 \leq y^+ \leq 5$ . Le profil de vitesse est linéaire, et on a :  $U^+ = y^+$

La vitesse de frottement et la vitesse à la paroi adimensionnée et la longueur adimensionnée sont respectivement donnée par les relations suivantes :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_P}{\rho}} \quad (\text{II.12})$$

$$U^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (\text{II.13})$$

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (\text{II.14})$$

- La deuxième région : une région intermédiaire ou la viscosité turbulente et la viscosité du fluide sont équivalentes, elle situe entre la sous couche visqueuse et région la logarithmique. Elle se compose d'une zone appelée zone tampon "*buffer layer*" et elle est valable pour  $5 \leq y^+ \leq 30$ .

Dans cette région la dissipation et la production de l'énergie cinétique turbulente sont dominant.

- Une zone logarithmique: une region entièrement turbulente, elle est valable pour  $50 \leq y^+ \leq 500$ , et elle est definie par :

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + 5.45 \quad (\text{II.15})$$

Ainsi, la loi pariétale thermique s'exprime par :

$$T^+ = \frac{1}{\kappa'} \ln y^{++} + 5.45 \quad (\text{II.16})$$

Ou:  $\kappa$  : Constante de Van Karman.

$\kappa'$  : Son équivalent dans la thermique.

- La troisième région : Une région externe où la structure d'écoulement est entièrement contrôlée par la turbulence.

Dans cette région les zones extérieure et intérieure sont liées à l'écoulement principal et la viscosité turbulente est prépondérante.

La vitesse et la température sont représentées par les relations suivantes :

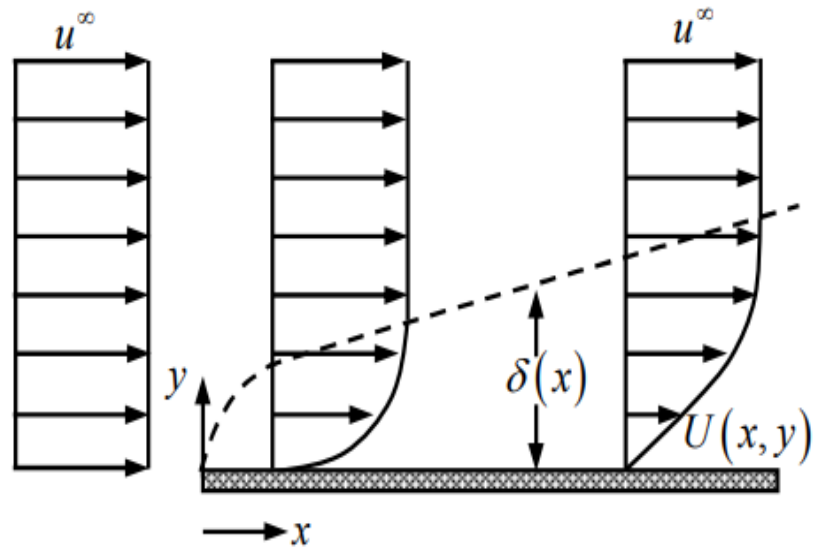
$$\frac{U - U_\infty}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{y}{\delta} \quad (\text{II.17})$$

$$\frac{T - T_\infty}{T_\tau} = \frac{1}{\kappa'} \ln \frac{y}{\delta} \quad (\text{II.18})$$

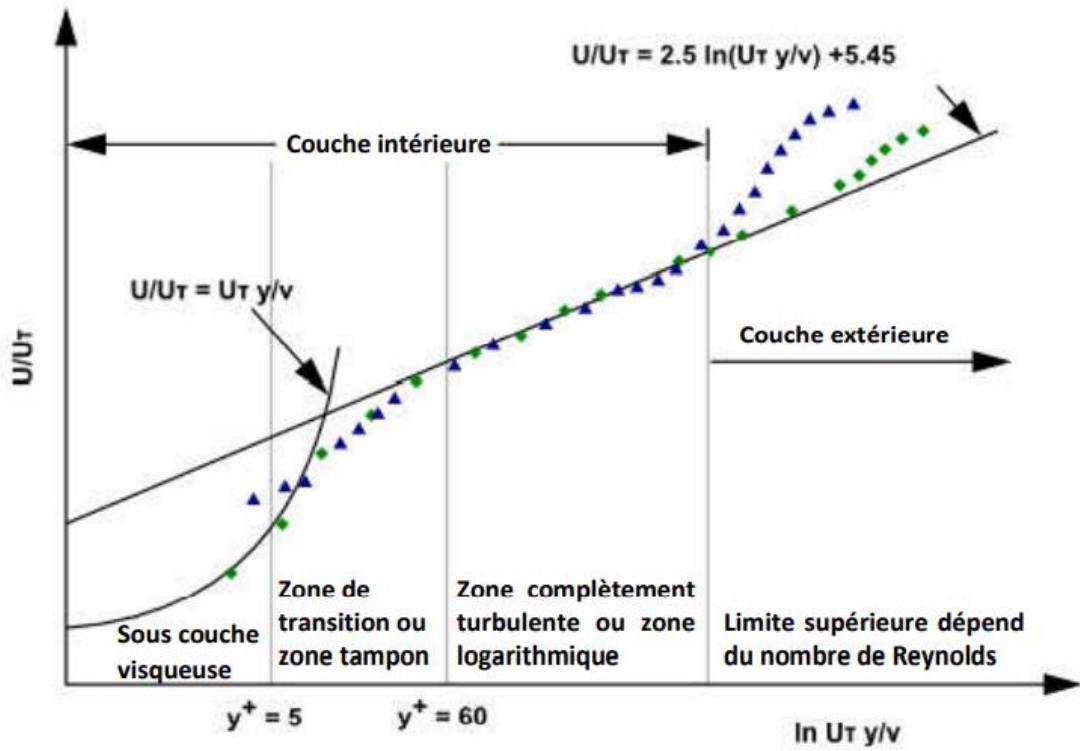
$U_\infty$  : Vitesse loin de la paroi.

$T_\infty$  : Température loin de la paroi.

$\delta$  : Epaisseur de couche limite.



(a) Profil de vitesse  $U(x, y)$ .



(b) Profil de vitesse  $U/U_\tau$ .

Figure II.2. Profils de vitesse dans la couche limite turbulente. [36]

## **II.7. Présentation du code ANSYS FLUENT.**

- **II.7.1 Structure du code ANSYS FLUENT :**

Pour faire la simulation numérique du problème étudié on a choisi le logiciel Fluent modéliser par la méthode de volume finis qui est composé de 3 modules essentiels qui sont:

- **Pres-Processeur GAMBIT:**

Il permet de construire la géométrie du domaine de calcul et le subdiviser en cellules de calcul, qui résulte un maillage, il permet de créer plusieurs types de maillage et spécifie le type de matériau utilisé.

- **Solveur FLUENT:**

Il définit les conditions opératoires numériquement dans lesquelles la simulation est effectuée et il spécifie les conditions aux limites, il propose plusieurs schémas pour la discrétisation en espace et en temps et pour le couplage de vitesse et pression.

- **Post-Processeur:**

Il affiche les résultats obtenus, il visualise le maillage, et la géométrie et les champs, il peut être aussi utilisé pour tracer des lignes de courant.

### **II.7.2. Etapes de résolution du problème :**

La mise en œuvre de la simulation numérique nécessite de suivre un certain nombre d'étapes, qui sont les suivantes :

1. La construction de la géométrie et du maillage et prescription des conditions aux limites qui se fait par Gambit.
2. Lancement du solveur pour la modélisation, l'importation du maillage choisi, la sélection des modèles appropriés, la définition des propriétés des matériaux et des conditions de calcul, réglage des paramètres et des moniteurs de convergence, créer et calcul de solution. Et ça se fait par Fluent.
3. Finalement le Post-Processeur qui interagit avec le solveur et analyse et exploite les résultats obtenus.

## **II.8. Méthodes de discrétisation:**

Les méthodes de discrétisation sont données comme suite, mais dans notre cas, nous nous intéressons à la méthode des volumes finis (MVF).

**II.8.1. Méthodes des différences finies (MDF) :**

Elle discrétise les équations différentielles décrivant une variable d'écoulement. Cette variable il peut être exprime par des fonctions des distances qui sont liées à des nœuds choisis dans une grille.

**II.8.2. Méthodes des éléments finis (MEF) :**

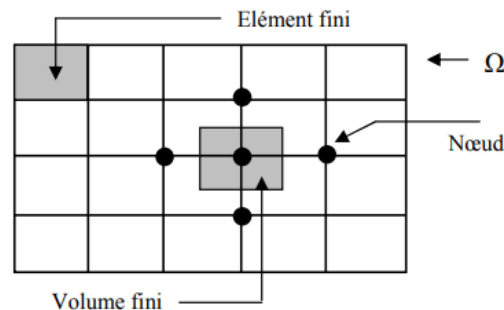
La technique des éléments finis détermine la surface à l'aide d'éléments géométriques facile. Cette méthode repose sur des fondements mathématiques stricts.

Cette méthode est importante car elle est utilisée dans le cas où les géométries sont complexes. Et elle est plus difficile que la méthode des volumes finis à mettre en œuvre.

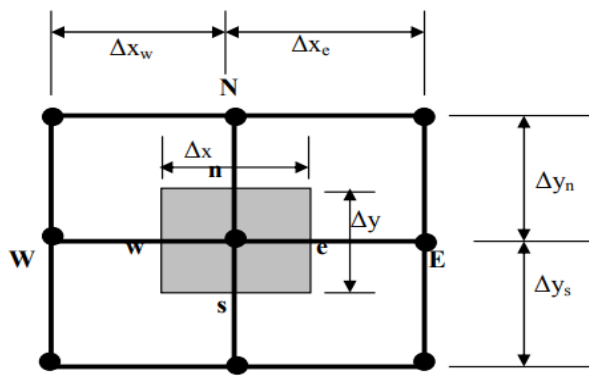
**II.8.3. Méthodes des volumes finis (MVF) :**

C'est la méthode la plus utilisable, une méthode ou le domaine de calcul est subdivise en volumes de contrôles finis, d'une façon que chaque volume entoure un nœud.

La figure (II.3.a) représente la discrétisation en volumes finis ou chaque nœud principal entoure par quatre nœuds voisins.



*Figure II.3. (a) Discrétisation en volumes finis du domaine d'étude dans le cas bidimensionnel.*



*Figure II.3. (b) Description bidimensionnel d'un volume fini.*

▪ **II.8.3.1. Principe de la méthode des volumes finis :**

La méthode consiste à partager le domaine de calcul en plusieurs volumes, ou chaque volume entoure un nœud.

En utilisant différents schémas d'approximations on peut intégrer les termes des équations différentielles modélisantes sur chaque volume de contrôle, ou les valeurs et les quantités sont stockées aux nœuds du volume de contrôle.

Ces équations algébriques produites expriment la conservation des quantités pour le volume de contrôle et pour tout le domaine de calcul. [37]

**II.9. Modèles de turbulence:**

Le fluent propose différents modèles que nous allons citer mais en ce qui nous concerne nous nous intéressons au modèle k-epsilon.

• **II.9.1. Modèle de Spalart-Allmaras :**

Un modèle plus efficace à une équation, qui résout une équation de transport liée à la viscosité turbulente.

On a l'équation de transport suivante :

$$\frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = \frac{1}{\sigma\tilde{\nu}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2}\rho \left( \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right) \right] + G_\nu - Y_\nu + S_{\tilde{\nu}} \quad (\text{II.19})$$

Avec :

$G_\nu$  : Production de la viscosité turbulente.

$Y_\nu$  : Destruction de la viscosité turbulente qui se produit dans la région proche de la paroi.

$S_{\tilde{\nu}}$  : Limite définie pour l'utilisateur de source.

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \rho\tilde{\nu}f_{v1} \quad f_{v1} \equiv \frac{(\tilde{\nu} / \nu)}{(\nu / \nu^3) + C_{v1}^\beta} \quad (\text{II.20})$$

**II.9.2. Modèle k- $\omega$  :**

Ce modèle est très utilisé et très important, le modèle k- $\omega$  basée sur deux équations de transport, il modélise les effets de transfert et dispersion de l'énergie de turbulence et il permet de déterminer le taux de turbulence.

On a :

$$\mu^t = \alpha^* \rho \frac{k}{\omega} \quad (\text{II.21})$$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\sigma k}{\sigma x_j} \right] \quad (\text{II.22})$$

$$\rho \frac{D\omega}{Dt} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \beta f_{\beta} k \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \right) \frac{\sigma \omega}{\sigma x_j} \right] \quad (\text{II.23})$$

Où :  $k$  : L'énergie cinétique turbulente.

$\omega$  : Le facteur de dispersion, il est donné par :

$$\omega \approx \frac{\varepsilon}{k} \propto \frac{1}{\tau} \quad (\text{II.24})$$

• **II.9.2.1. Modèle k - $\omega$  SST :**

Appelé aussi comme modèle de transport de contraintes de cisaillement turbulente, les équations de ce modèle sont représentées comme suite :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k^2 \quad (\text{II.25})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \omega U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_{\omega} - Y_{\omega} + D_{\omega} + S_{\omega}^2 \quad (\text{II.26})$$

Où :

$G_k G_{\omega}$  : Génération de  $k$  et  $\omega$  respectivement.

$\Gamma_k \Gamma_{\omega}$  : Coefficients de diffusion effective de  $k$  et  $\omega$  respectivement.

$Y_k Y_{\omega}$  : Dissipations de  $k$  et  $\omega$  respectivement.

$S_k S_{\omega}$  : Termes sources.

$D_{\omega}$  : Diffusion croisée.



• **II.9.3. Modèle k-ε :**

Il représente le modèle le plus simple, il est composé de deux équations.

Il suppose que la viscosité moléculaire est négligeable par rapport à la viscosité turbulente.

On peut distinguer :

• **II.9.3.1. Le modèle standard k-ε :**

Le modèle de turbulence le plus utilisé avec deux équations dans les modèles (RANS), il utilise des équations de transport qui modélisent l'énergie cinétique de turbulence ( $k$ ) et le taux de dissipation de l'énergie cinétique ( $\varepsilon$ ).

On a le système d'équations suivant :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (\text{II.27})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (\text{II.28})$$

Où :  $G_k$  : Génération de l'énergie cinétique.

$G_b$  : Génération de  $k$  due aux des forces de volume.

$Y_M$  : Contribution de la dilatation fluctuante.

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$  : Constantes.

$S_k, S_\varepsilon$  : Terme de source.

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  : Nombre de Prandtl pour  $k$  et  $\varepsilon$  respectivement.

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.29})$$

Les constantes de modèle standard sont :

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad C_\mu = 0.09$$

### II.9.3.2. Le modèle réalisable k-ε :

Les équations de transport sont données par la relation suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot U_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (\text{II.30})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \cdot \varepsilon \cdot U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (\text{II.31})$$

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.32})$$

Et on a :

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (\text{II.33})$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (\text{II.34})$$

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{\nu}{u} \right| \quad (\text{II.35})$$

• **Avantages et inconvénients des différents modèles de turbulence :**

<b>Modèle de turbulence</b>	<b>Description, avantages et inconvénients</b>
Spalart Allmaras	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Un modèle économique, utilisé pour les écoulements libres.</li> <li>• Ce modèle nécessite une grande résolution du maillage aux frontières.</li> </ul>
(k-ε) standard	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Un modèle très utilisé.</li> <li>• Robuste et pas cher.</li> <li>• Utile dans la communauté d'ingénierie pendant de nombreuses années.</li> <li>• Donne un calcul stable et convient en particulier pour les nombres de Reynolds élevés.</li> <li>• Ses limites sont connues pour les écoulements tourbillonnants.</li> </ul>
(k-ε) réalisable	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Une autre version ajustée du modèle k-ε.</li> <li>• Prédit correctement les écoulements dans les jets ronds.</li> <li>• Bien adapté pour les écoulements tourbillonnants et les flux impliquant la séparation.</li> <li>• Pas aussi stable que le modèle (k-ε) standard.</li> </ul>
(k- ω) standard	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Un modèle à deux équations.</li> <li>• Son comportement numérique est similaire à celui des modèles k-ε.</li> <li>• Nécessite un maillage très fin près de la paroi.</li> </ul>
(k- ω) SST	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Plus précis et fiable pour un plus large type d'écoulement.</li> <li>• Un modèle recommandé dans les turbomachines, rotation, recirculation.</li> </ul>

**Tableau II.1** : Modèles de turbulence et leurs descriptions. [39]

## II.10. Traitement de la région proche de la paroi :

Les effets visqueux ne peuvent plus être négligés et la modélisation basée sur un nombre de Reynolds turbulent n'est plus valable, alors on utilise des « lois de paroi » (Standard Wall Fonction), qui sont modélisées d'intégration connectant les conditions à la paroi et près de la paroi

Ces lois sont fondées sur l'approche proposée par Lander et Spalding (1974) :

“ Nous ne nous intéressons pas au détail de la couche limite, mais à l'effet global de la présence d'une paroi sur l'écoulement.”

La modélisation de l'écoulement en proche paroi s'appuie sur celle des écoulements turbulents pariétaux cisailés simples. [37]

On a les paramètres adimensionnels suivants :

$$y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu} \quad (\text{II.36})$$

$$u^+ = \frac{\bar{U}}{u_\tau} \quad (\text{II.37})$$

Avec :

$$u_\tau = \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (\text{II.38})$$

Où :  $\tau_w$  : Tension de cisaillement à la paroi.

Dans le code de calcul "FLUENT", il existe deux approches pour modéliser l'écoulement près des parois

- La première proche :

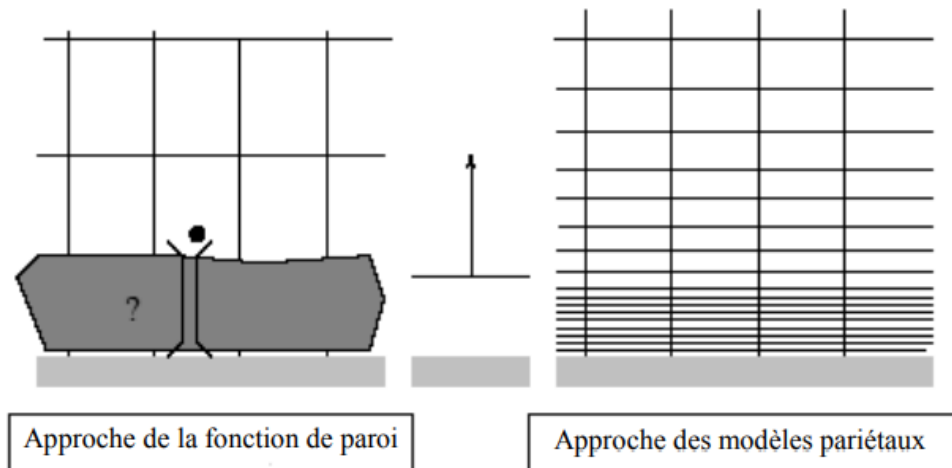
Où la région visqueuse n'est pas résolue donc la zone est raccordée avec la région logarithmique en utilisant les fonctions de parois.

- La deuxième proche :

Les modèles pariétaux sont utilisés dans les zones d'écoulement à faible nombre de Reynolds.

Afin de permettre la résolution de la région visqueuse avec un maillage approprié jusqu'à la sous-couche visqueuse, des modèles de turbulence ont été modifiés.

Ces deux approches sont illustrées par la figure (II.4)



**Figure II.4.** Traitement de la turbulence au voisinage des parois.[36]

• **II.10.1. Loi de paroi standard :**

Si on suppose qu'un profil de vitesse existe entre la paroi et la première cellule près de la paroi (Point P), les contraintes de Reynolds à la paroi peuvent être calculées à l'aide du modèle k-epsilon standard où l'option (Standard Wall Function) est disponible.

Ce profil de vitesse modélisé par des lois, s'écrit comme suite :

$$u^* = y^* \text{ Pour } y^* < 11.225 \tag{II.39}$$

$$u^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \text{ Pour } y^* > 11.225 \tag{II.40}$$

$y^*$  et  $u^*$  sont données comme suite :

$$y^* = \frac{y_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} \rho}{\mu} \tag{II.41}$$

$$u^* = \frac{\overline{U_P} C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} \rho}{\tau_\omega} \quad (\text{II.42})$$

Où :  $\kappa$  : Constante de Von Kármán ( $\kappa = 0.42$ ).

$E$  : Constante empirique définissant la rugosité de la paroi, pour une paroi lisse ( $E = 9.8$ ).

$\overline{U_P}$  : Vitesse moyenne de fluide au point  $P$ .

$C_\mu$  : Constante de proportionnalité.

$y_P$  : Distance à la paroi de la première cellule fluide  $P$ .

$k_P$  : Energie cinétique turbulente au point  $P$ .

$\varepsilon_P$  : Taux de dissipation au point  $P$ . Il est donné par :

$$\varepsilon_P = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{3/2}}{K y_P} \quad (\text{II.43})$$

## II.11. Maillage :

Le maillage est une discrétisation de l'espace. Il est composé des cellules élémentaires dans laquelle les équations du problème étudiées seront résolues.

La taille caractéristique d'une maille représente un pas d'espace. Le maillage doit être réalisé d'une façon que la diffusion de l'erreur numérique soit minimiser.

Il existe différents types de maillage, on peut distinguer :

### ▪ II.11.1 Des maillages structurés.

Composés d'éléments hexagonaux qui forment des lignes continues à travers le domaine. Parmi ceux-ci, on trouve : [38]

#### ▪ II.11.1.1. Des maillages rectilignes.

Pour lesquels les formes curvilignes de la géométrie sont représentées approximativement par des escaliers. [38]

- **II.11.1.2. Des maillages ‘body-fitted’ :**

Qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie. [38]

- **II.11.2. Des maillages non structurés :**

Cela comprend des éléments de formes différentes qui peuvent être complexes. Les maillages non structurés sont plus flexibles à utiliser. Ils peuvent suivre les courbes des surfaces qui définissent la géométrie.

# **Chapitre III:**

## **Résultats et**

### **discussion**



# CHAPITRE III :

## RESULTATS ET DISCUSSIONS

### **III.1. Introduction :**

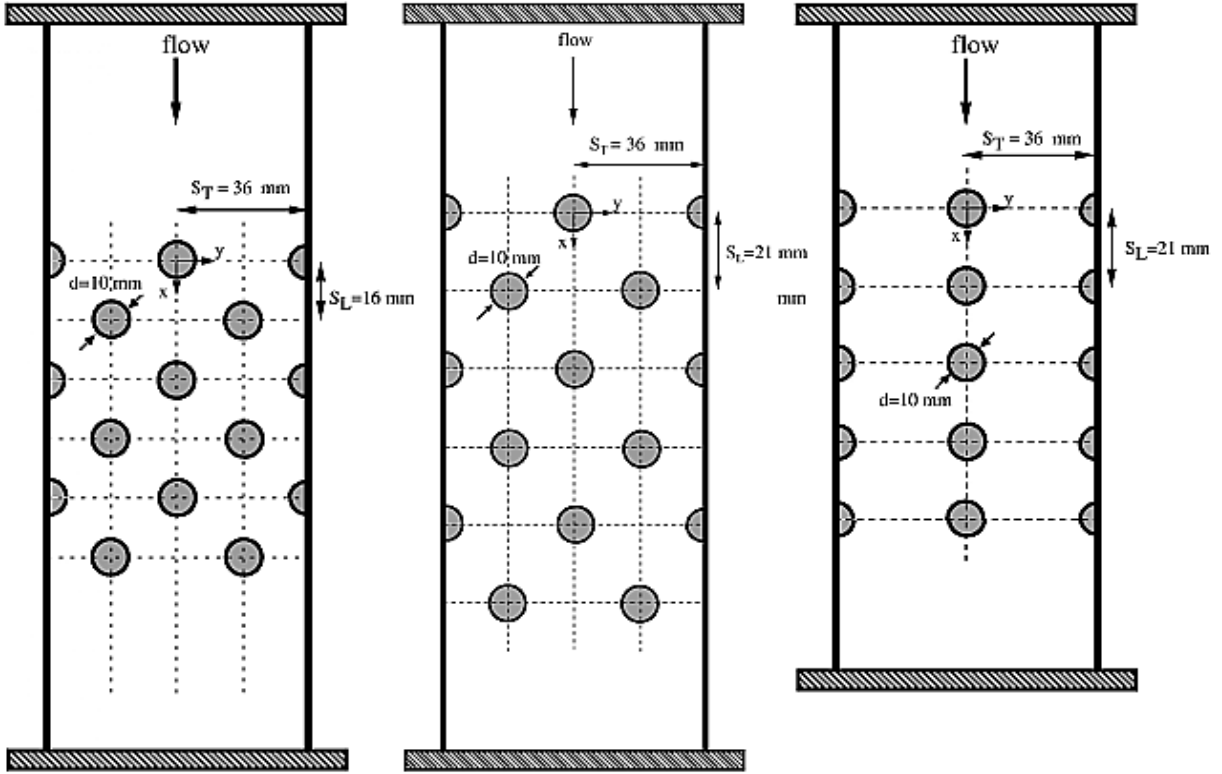
Dans ce chapitre nous allons représenter les résultats obtenus par les simulations numériques en utilisant le code "ANSYS Fluent", ce dernier est utilisé pour modéliser un écoulement turbulent autour d'un faisceau de tubes.

Les résultats représentés sont ceux de la vitesse moyenne, la vitesse axiale, la variation du nombre de Nusselt, le coefficient de pression et le coefficient de perte de charge.

### **III.2. Domaine de calcul et conditions aux limites :**

Les résultats de l'étude expérimentale menée par Balabani [16] sont utilisés pour la validation de la partie hydrodynamique de notre travail. Une coupe transversale des trois configurations de cette étude est représentée dans la figure (III.1).

Pour notre travail on a choisi la deuxième configuration à savoir des tubes en quinconce avec un pas (3.6 x 2.1).



(a) 3.6 x 1.6 Quinconce. (b) 3.6 x 2.1 Quinconce. (c) 3.6 x 2.1 En ligne.

Figure III.1. Coupe transversale des trois configurations de faisceau de tubes étudiées.

Avec :

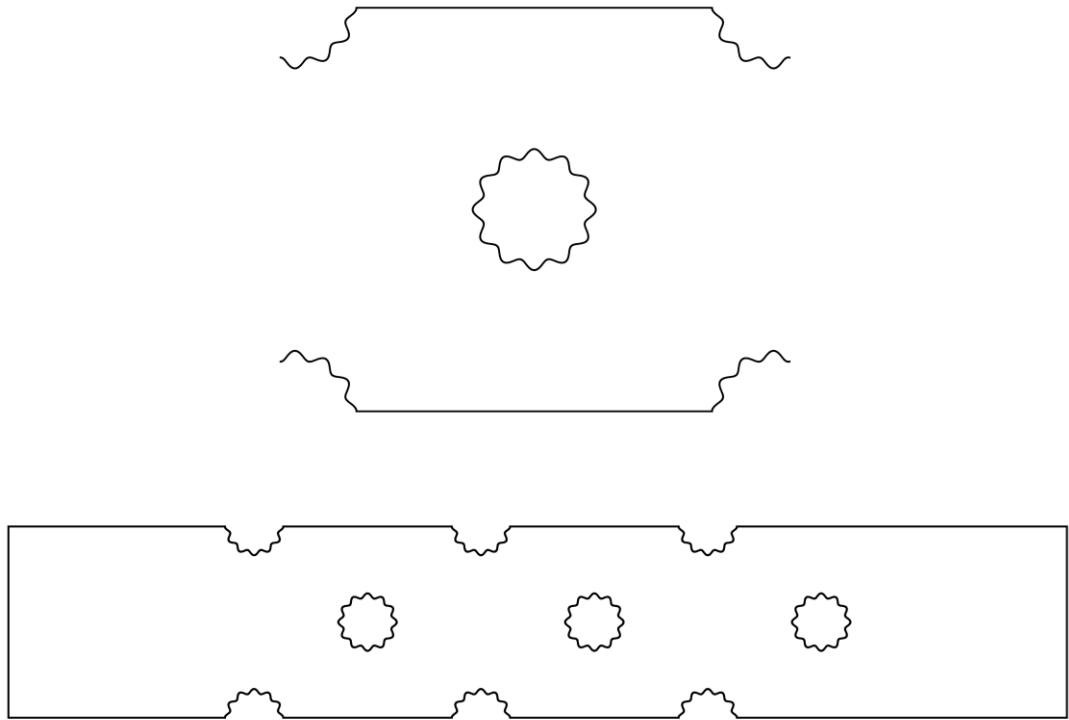
- Distance transversale :  $S_t = 36$  mm,
- Diamètre de tube :  $d = 10$  mm,
- Distance longitudinale :  $S_l = 21$  mm,

Les conditions aux limites utilisées pour les simulations sont les suivantes :

- A l'entrée du domaine : Vitesse,
- A la sortie du domaine : Pression,
- La condition symétrie est appliquée à la partie inférieure du domaine,
- La paroi supérieure est soumise à une température constante égale à 50 °C (323 K).
- Le nombre de Reynolds est le même que celui de Balabani [16] à savoir :

$$Re = \frac{U_0 \cdot \rho \cdot D}{\mu} = 12858. \quad \text{III.1}$$

Ceci, dans les conditions de notre simulation, correspond à une vitesse  $U_0 = 1,2919 \text{ m/s}$ .



**Figure III.2.** domaine du étude (ondulé).

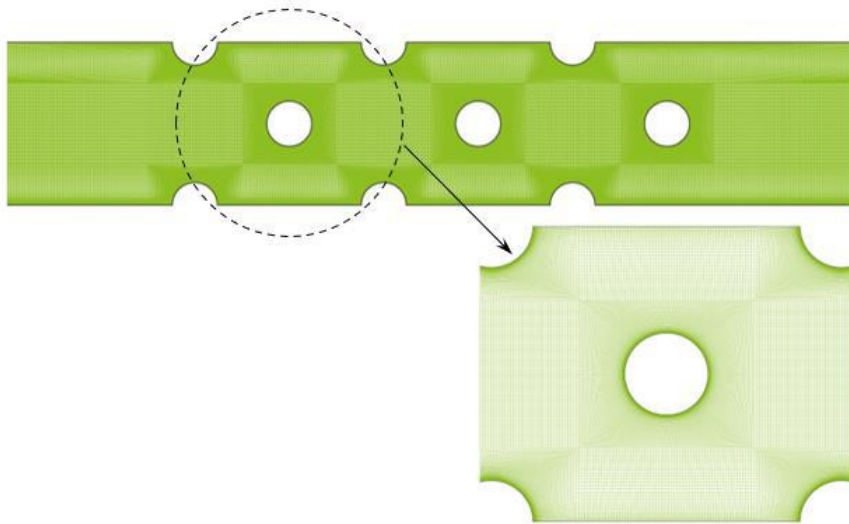
Les propriétés thermo physiques de l'eau à la température de 20 °C (293 K) sont données dans le tableau suivant :

Masse volumique $\rho$ (kg / m <sup>3</sup> )	Chaleur spécifique $C_p$ (J / kg · K)	Viscosité dynamique $\mu$ (kg / m · s)	Conductivité thermique $\lambda$ (W / m · K)
998,21	4,181	0,001003	598,4

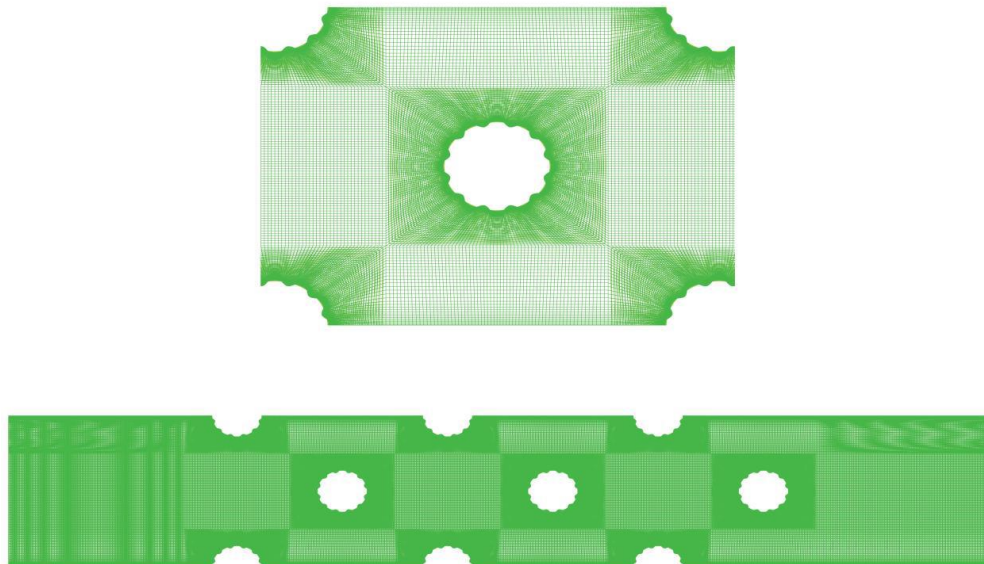
**Tableau III.1.** : Propriétés thermo physiques de l'eau à 20 °C (293 K).

### III.2.1. Maillage de la géométrie :

La création de maillage à deux dimensions est une étape très importante dans le domaine de la dynamique des fluides numérique (CFD) car elle a une incidence sur des calculs spécifiques. Cependant, un maillage 2D très haute définition est importante car plus le maillage est raffiné, plus les calculs sont précis. La géométrie et la simulation du code affectent les caractéristiques du maillage. Dans notre cas nous avons utilisé un maillage de type quadrilatère.



*Figure III.3: Maillage du domaine de validation.*



*Figure III.4: Maillage du domaine étudié.*

### **III.3. Procédure de résolution :**

Les équations de la conservation de masse et de quantité de mouvement pour un fluide incompressible à propriétés constantes sont résolues sous ANSYS Fluent en régime permanent. La résolution simultanée de l'équation de l'énergie permet de prédire le transfert thermique.

On utilise le solveur "Pressure Based" qui considère une approche itérative en résolvant d'une manière séquentielle les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie.

Comme il est conseillé dans la documentation du code Fluent nous utilisons le schéma de discrétisation "QUICK". Le couplage de la pression et de la vitesse est calculé par l'algorithme "COUPLED". Pour plus de détails, le lecteur peut se référer au chapitre *Using the Solver* de la documentation.

### III.4. Critère de convergence :

Le code "ANSYS Fluent" cessera les itérations une fois tous les résidus calculés soient sous la valeur du critère de convergence entrée par l'utilisateur.

Cette valeur est à fixer selon le degré de précision désiré de la solution approchée par le code de calcul. La convergence des résidus vers la valeur fixée est montrée dans la figure (III.3). Dans notre cas, la valeur de  $10^{-10}$  a été prise.

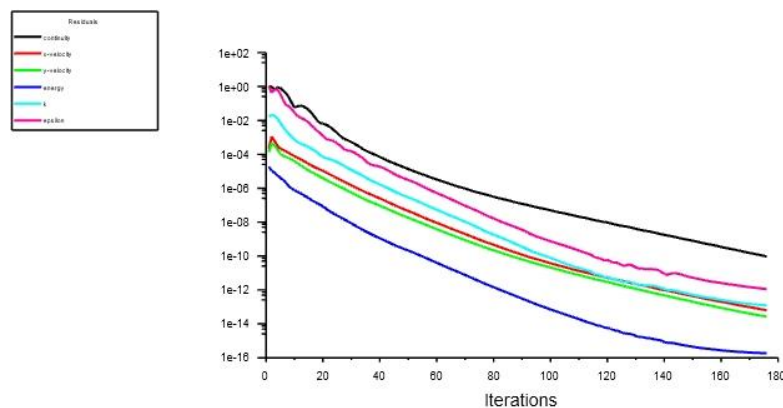


Figure III.5. Convergence des résidus.

### III.5. Validation :

#### IV.5.1 Evolution de la composante longitudinale de la vitesse :

La figure (IV.5) montre le profil de la composante longitudinale du la vecteur vitesse suivant une section droite pour les positions choisies par [16].

Les profils de vitesse ont la même allure et presque confondus. Le léger éloignement remarqué est dû au fait que les simulations ont été effectuées en deux dimensions.

On remarque aussi une zone de recirculation après chaque cylindre, ceci est dû à la zone de sillage créée en partie avale des cylindres où l'augmentation de la pression entraine un flux de retour.



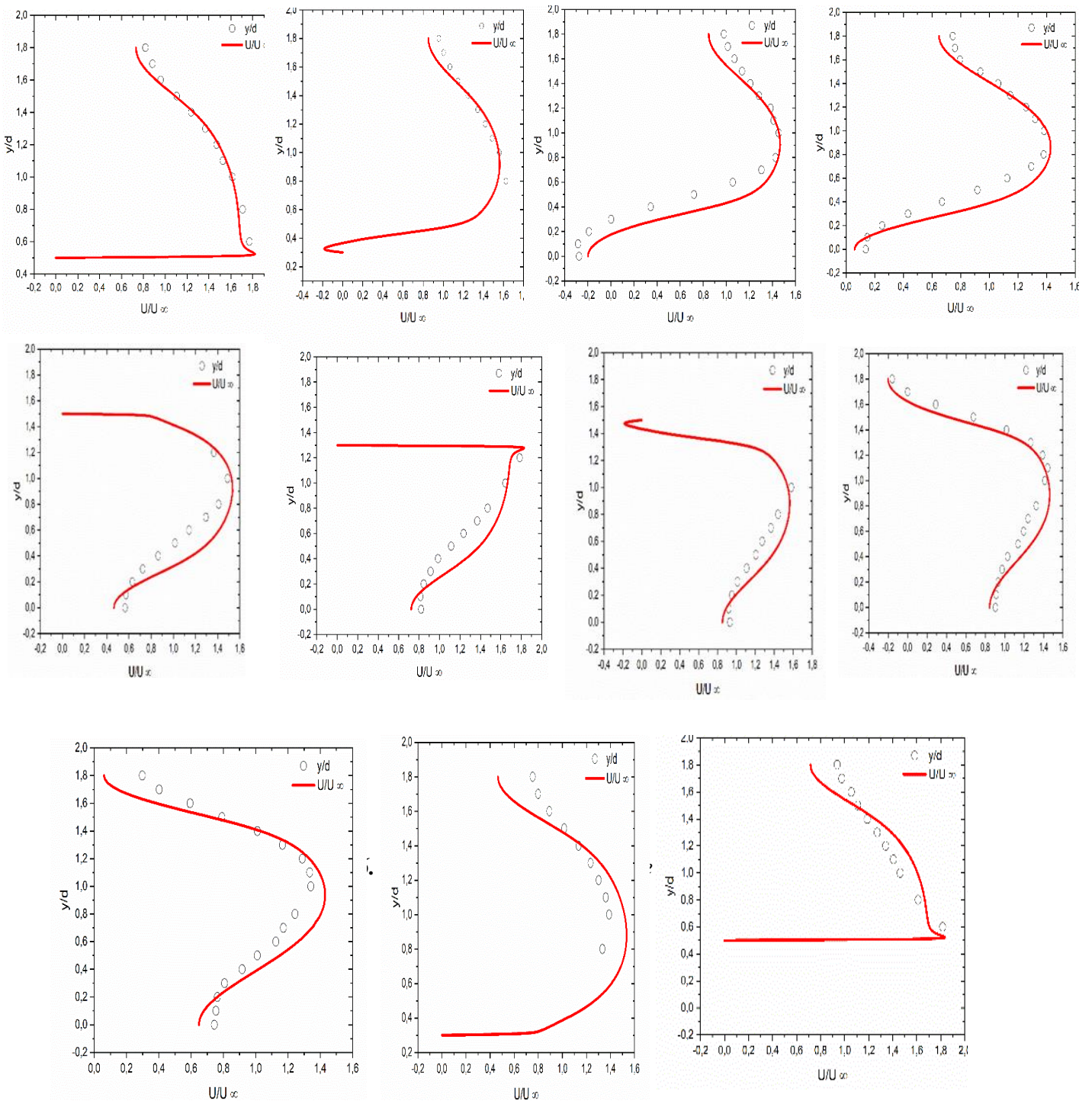


Figure III.5. Evolution de la composante longitudinale de la vitesse.

**III.6. Résultats et Discussion :**

Les valeurs de Nusselt ont été obtenus en utilisant la corrélation de Zukauskas donnée par la relation suivante :

$$Nu_D = C Re_{max}^m Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad \text{III.2}$$

Le tableau (III.2) représente les valeurs de nombre de Nusselt de chaque cylindre dans les différentes configurations géométriques : lisse et 0.1, 0.2, 0.4.

**Tableau III.2 :** Valeurs de nombre de Nusselt de chaque cylindre dans les cas (lisse, amplitude 0.1, 0.2, 0.4).

Nu / les cas	Lisse	D/100	D/50	D/25
<b>Cylindre 1</b>	213.658	239.6843	267.8347	267.2633
<b>Cylindre 2</b>	201.237	212.7537	247.7752	265.1455
<b>Cylindre 3</b>	192.035	205.6080	238.5039	258.6192
<b>Nusselt total</b>	200.32	222.7156	249.5367	260.1714

**Tableau III.3.** Valeurs de coefficient de pression.

Cp / les cas	Lisse	D/100	D/50	D/25
<b>Cylindre 1</b>	-0.1487	0.1235	0.8886	1.4853
<b>Cylindre 2</b>	-0.0764	-0.5699	-0.2915	-0.02509
<b>Cylindre 3</b>	-0.9621	-0.9315	-0.8857	-0.8468
<b>Cp total</b>	-0.4293	-0.2703	0.1726	0.5416

**Tableau III.4.** Valeurs de coefficient de frottement (les pertes de charges).

Cf / les cas	Lisse	D/100	D/50	D/25
<b>Cylindre 1</b>	0.03034	0.3073	0.03065	0.02555
<b>Cylindre 2</b>	0.0255	0.02530	0.02567	0.02330
<b>Cylindre 3</b>	0.0221	0.02177	0.02201	0.02103
<b>Cf total</b>	0.02473	0.02475	0.02508	0.02233

**III.6.1. Evolution de coefficient de pression  $C_p$  :**

L'effet des amplitudes sur le coefficient de pression est illustré dans la figure (III.6).

Le coefficient de pression local pour les cylindres 1, 2 et 3 est représenté dans les figures a, b et c respectivement.

La distribution du coefficient de pression local le long de la surface du cylindre avec trois amplitudes différentes est comparée à celle du cylindre lisse.

On peut voir que la première moitié du cylindre présente une diminution marquée du coefficient de pression local, tandis que la seconde moitié présente une légère amélioration pour les cylindres lisses et ondulés.

Les coefficients de pression locaux de ces derniers sont caractérisés par une forme ondulée le long de la surface du cylindre.

La figure (III.7.d) montre la distribution moyenne du coefficient de pression local pour les différentes configurations étudiées.

En remarque une diminution du coefficient de pression du 1<sup>er</sup> cylindre vers le 3<sup>ème</sup> cylindre à cause de l'augmentation des zones de recirculation après chaque cylindre.

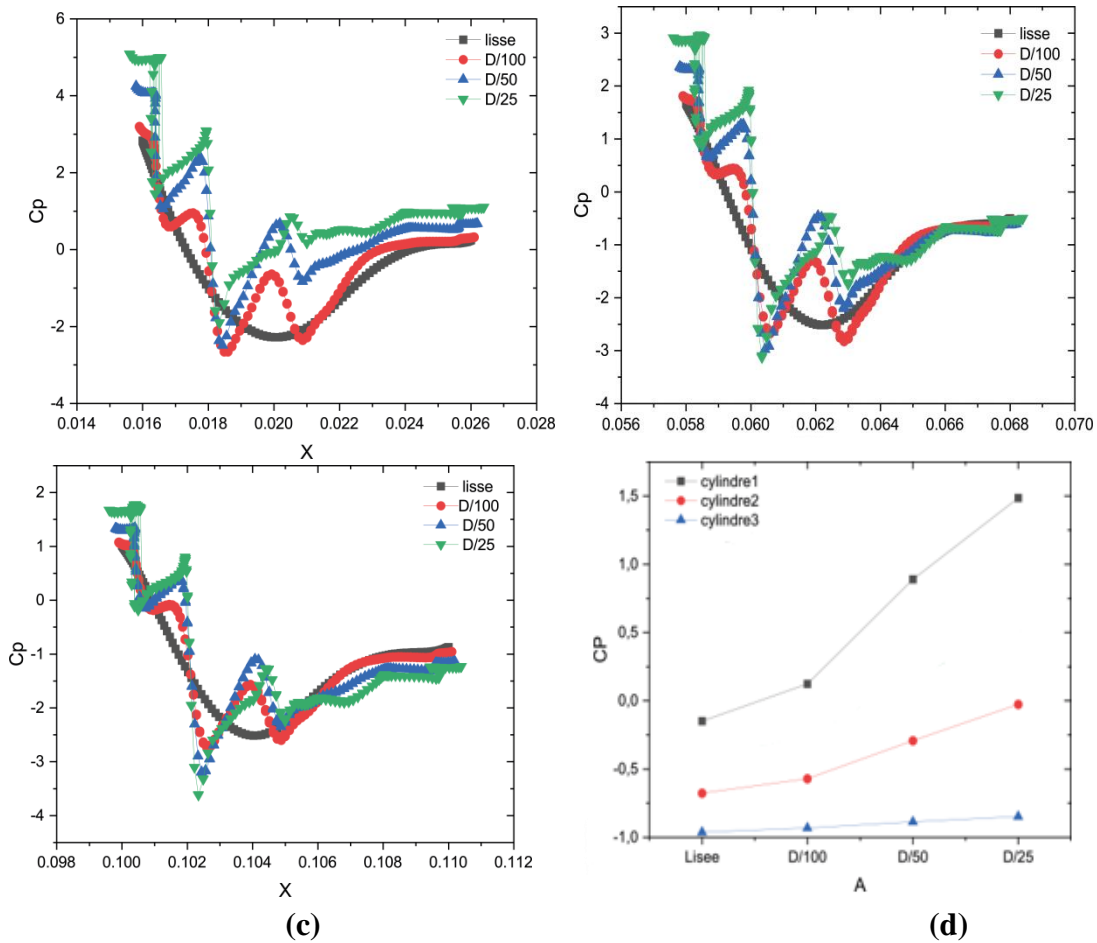


Figure III.7. Évolution du coefficient de pression.

### III.6.2. Évolution du coefficient de frottement $C_f$ :

La figure (III.8) illustre la distribution de coefficient de frottement des cylindres 1, 2 et 3, respectivement.



En remarque que les valeurs de  $C_f$  diminuent en fonction de l'amplitude, et que le  $C_f$  atteint sa valeur maximale dans la configuration lisse du 1<sup>ier</sup> cylindre, et que les valeurs de  $C_f$  atteint son minimum dans la configuration rugueuse du 3<sup>ime</sup> cylindre.

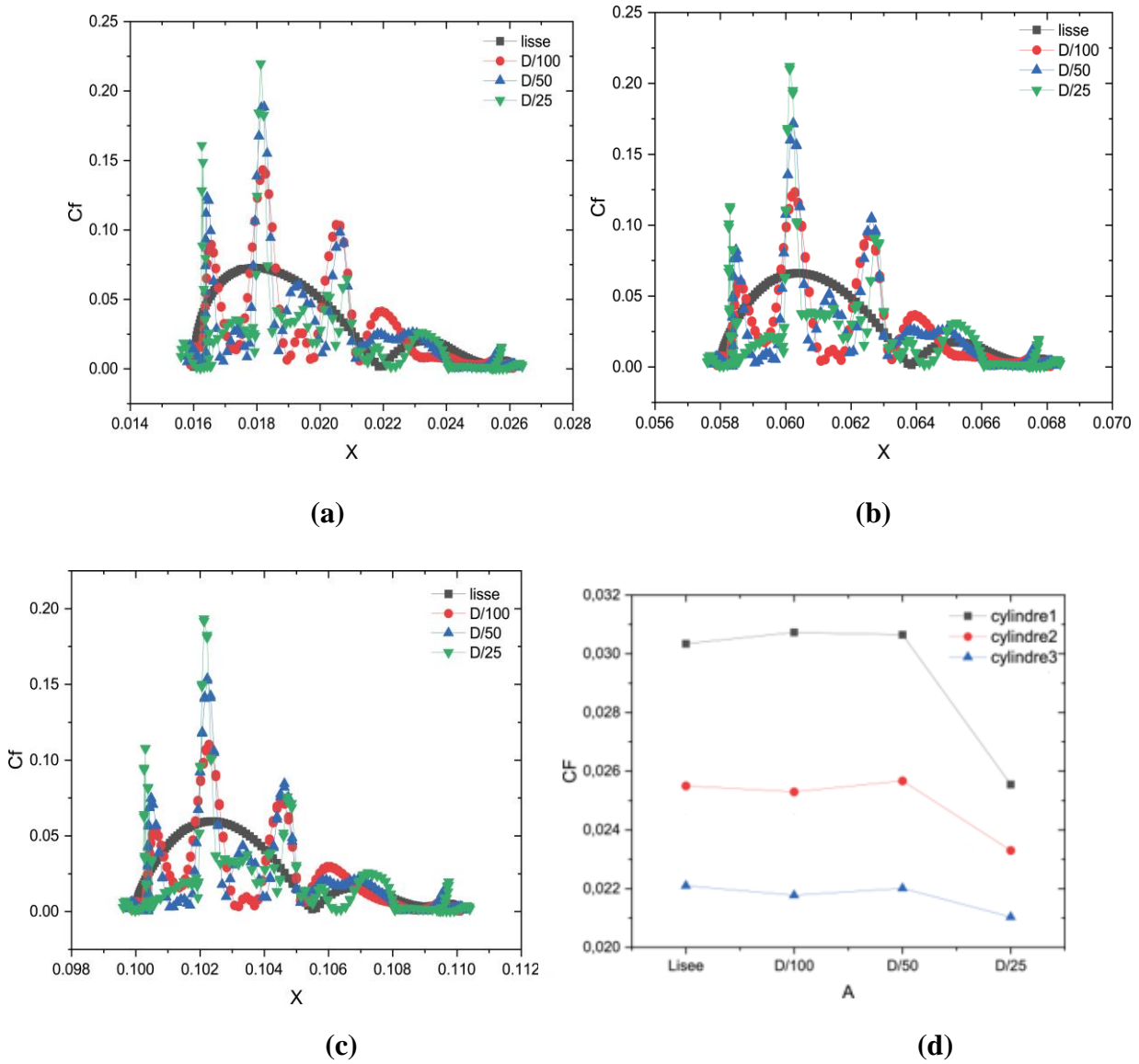


Figure III.8. Évolution du coefficient de frottement.

### III.6.3. Évolution du nombre de Nusselt :

La figure (III.9) illustre la variation du nombre de Nusselt dans les cylindres 1, 2 et 3, respectivement.

On observe que le nombre de Nusselt est minimale dans la configuration lisse par rapport à les autres configurations, et que les valeurs de Nusselt local des 3 cylindres en augmentation en fonction de l'amplitude.

Et le nombre de Nusselt atteint sa valeur maximale dans le 1<sup>ier</sup> cylindre.

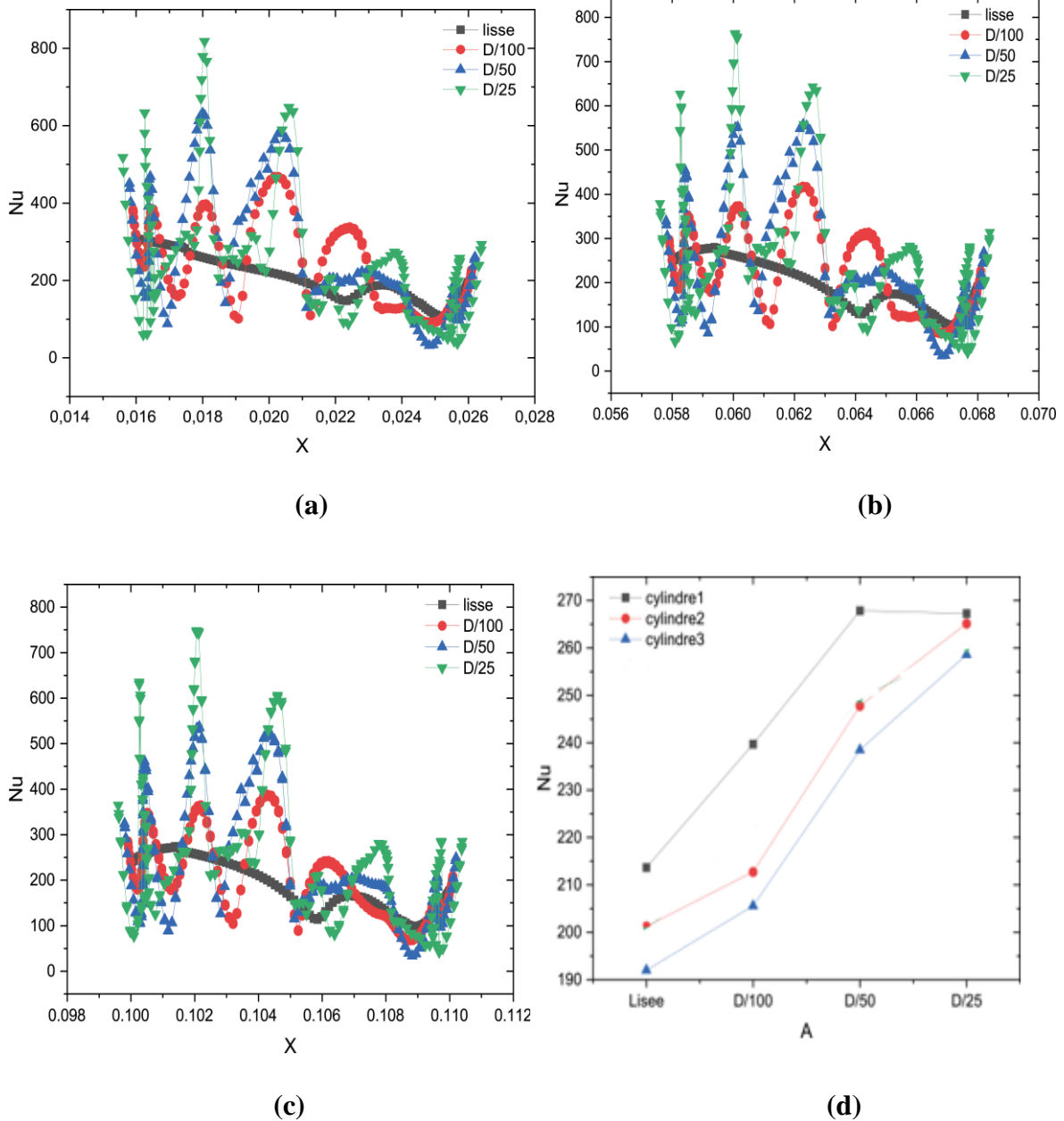


Figure III.9. Évolution du nombre de Nusselt.

### III.6.4. Pression dynamique :

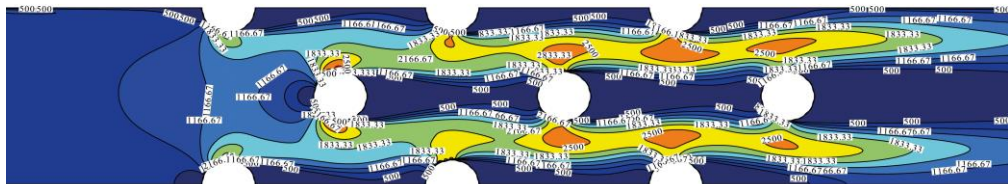
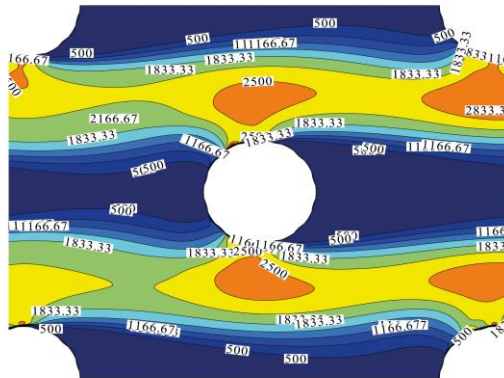
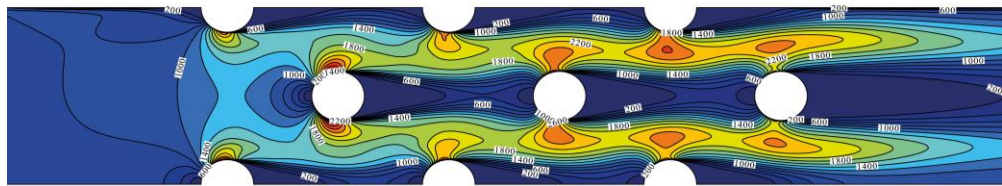
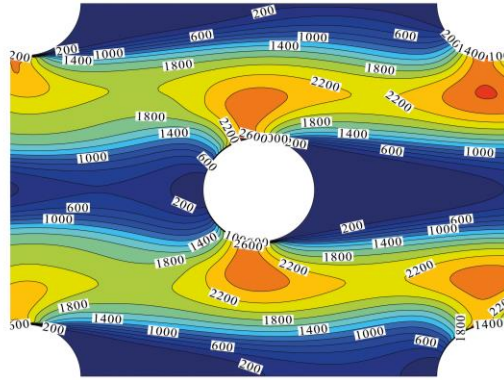
La figure (III.10) présente les contours des pressions dynamique pour un faisceau de tubes en quinconces.

On observe que la pression dynamique est maximale dans les côtés supérieur et inférieur près de la paroi, alors qu'elle est faible dans le reste de côtes et dans les différents cas représentés sur la figure (III.10).

On note également que la zone de recirculation près de la paroi est très courte dans le premier cylindre de la configuration lisse, on voit aussi que plus l'amplitude est élevée, plus la

### Chapitre III : Résultats et discussions

pression dynamique est élevée, et c'est dans les cas Fig. (III.10.b, III.10.c, III.10.d). Dans le (III.10.d) où la configuration rugueuse, la pression dynamique a atteint son maximum.



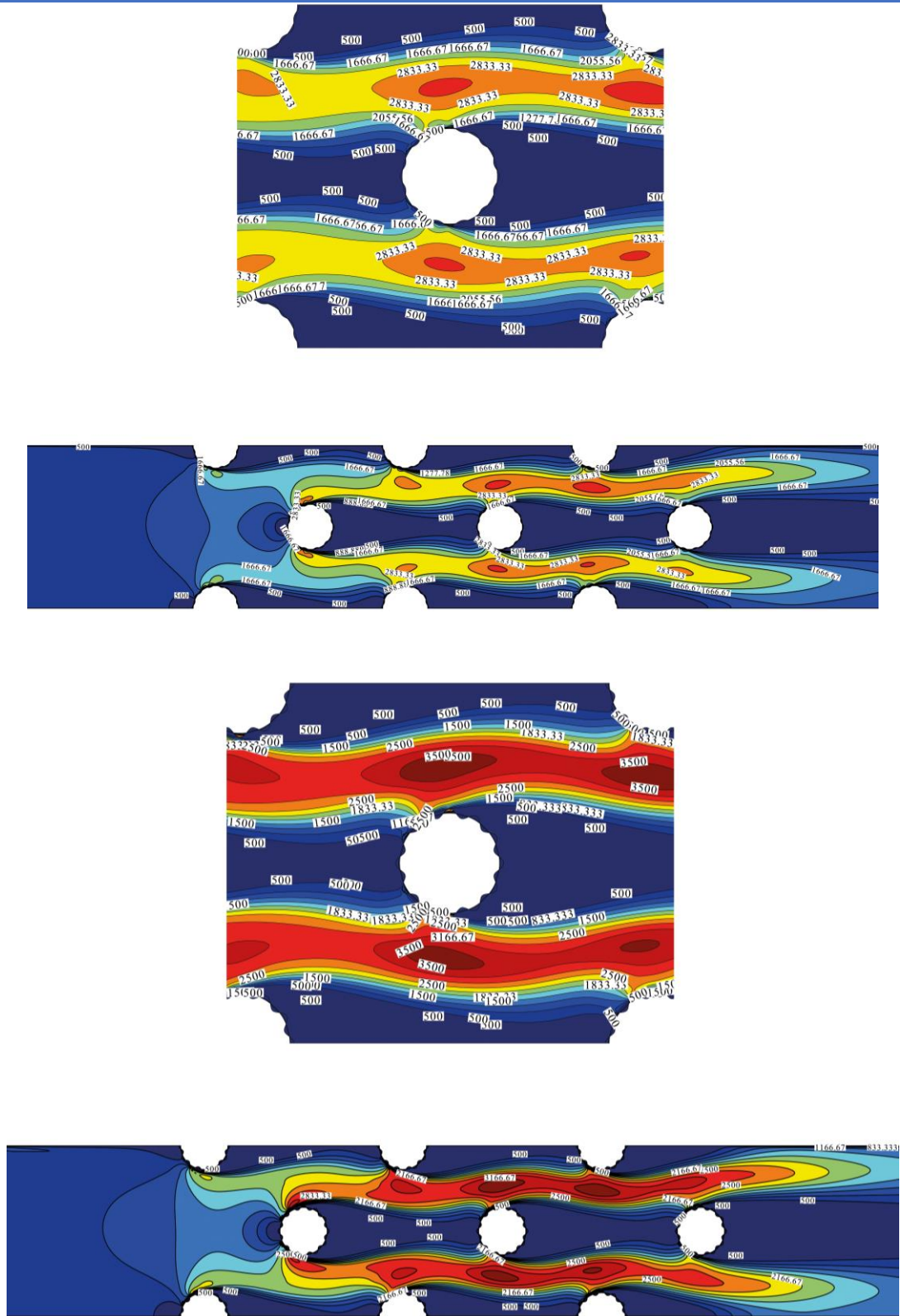


Figure III.10. Contours de pression dynamique pour la configuration lisse et les cas où l'amplitude :  $A=0,1$ ,  $A=0,2$ ,  $A=0,4$

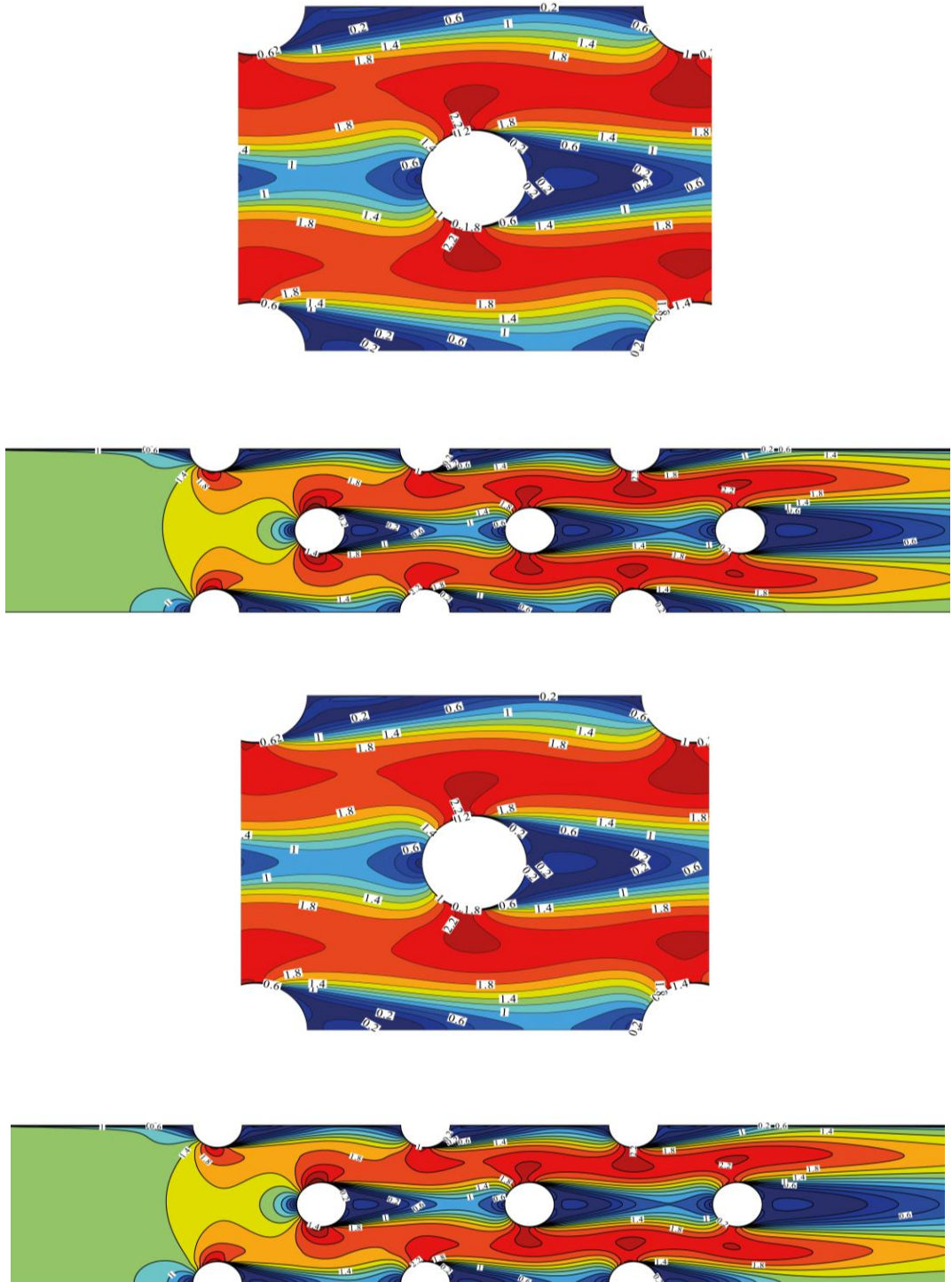


### III.6.5. Vitesse Moyenne :

La figure (III.11) montre la vitesse moyenne de différentes configurations géométriques.

La vitesse maximale a été observée à la section transversale minimale et maximale, et moins à chaque distance transversale entre le tube et l'autre.

De plus, la zone de recirculation augmente avec l'augmentation de l'amplitude.



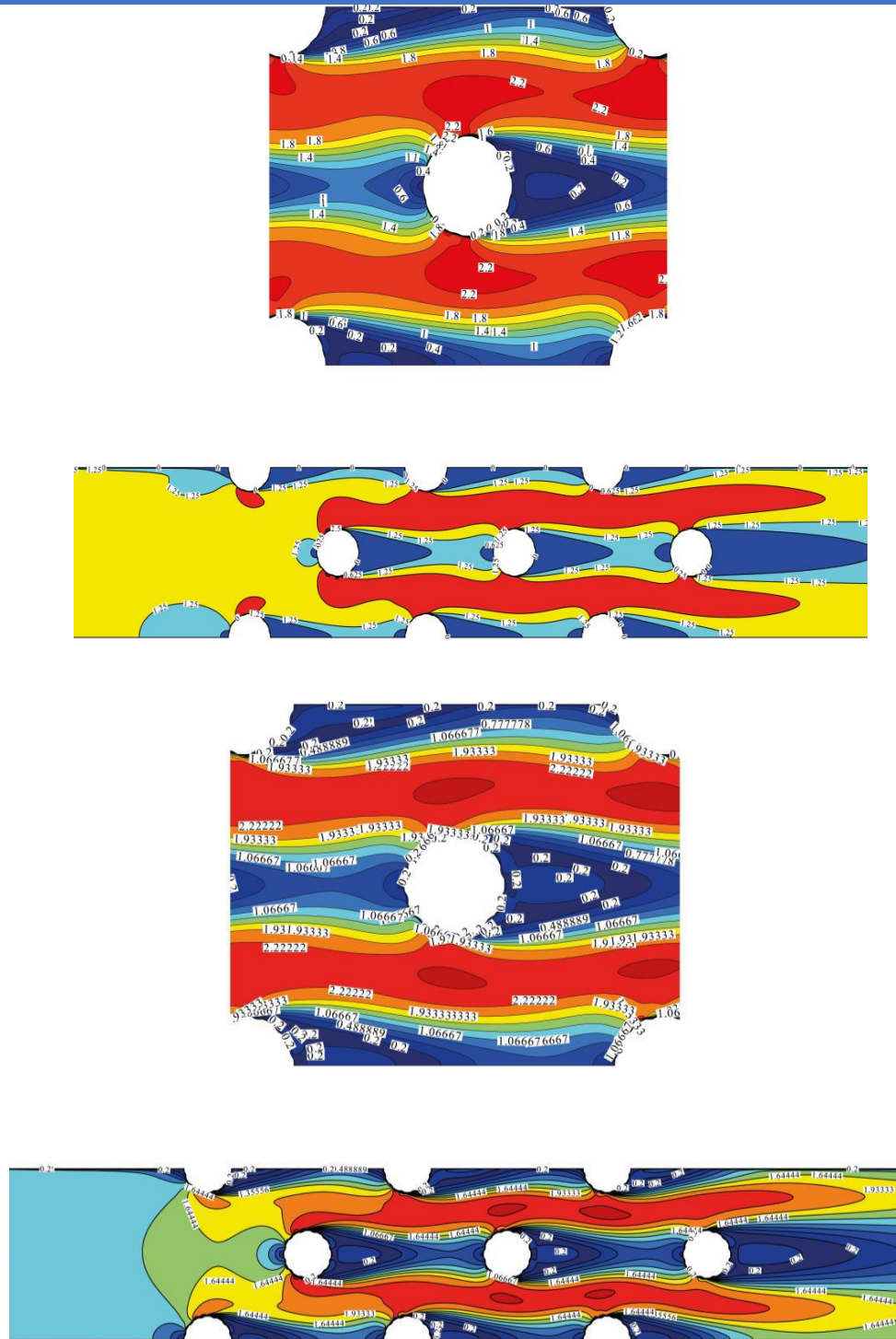


Figure III.11. Contours de vitesse moyenne pour la configuration lisse et les cas où l'amplitude :  $A=0,1$ ,  $A=0,2$ ,  $A=0,4$

# **Conclusion générale**

# CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail une investigation numérique a été conduite dans le but d'étudier l'écoulement turbulent autour d'un faisceau de tubes en quinconce avec transfert de chaleur sur une paroi ondulée.

On a utilisé l'ANSYS Fluent comme un code de calcul qui résout les équations de Navier Stocks en mode stationnaire pour ce type d'étude d'écoulement.

Le contrôle d'écoulement étudié est un contrôle passif où il consiste à changer la configuration du cylindre en ajoutant des rainures sur l'amplitude externe des tubes.

Un écoulement autour d'un faisceau de tubes en quinconce pour le modèle de turbulence k-epsilon a été affecté numériquement pour étudier l'influence du niveau de turbulences.

Les principaux résultats de ce travail se résument comme suit :

- Le nombre d'ondulations a un effet significatif sur les lignes de courant. Alors qu'il a une forte influence sur le nombre moyen de Nusselt.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente lorsque l'amplitude augmente.
- La géométrie optimale dans cette étude c'est la géométrie que nous avons formée car le nombre de Nusselt a augmentée et les pertes de charge a diminuée.



# Références bibliographiques

# REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] <https://www.thermal-engineering.org/fr/quest-ce-quun-echangeur-de-chaleur-definition/>
- [2] [http://www.corbelet.com/echangeur\\_de\\_chaleur.php](http://www.corbelet.com/echangeur_de_chaleur.php)
- [3] <https://thermal-engineering.org/wp-content/uploads/2019/05/Surface-Condenser-Main-Condenser-schema.png>
- [4] <https://energie.wallonie.be/fr/differents-types-d-echangeurs-de-chaleurs.html?IDC=8049&IDD=97759>
- [5] [https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur\\_de\\_chaleur#Transfert\\_de\\_chaleur](https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur_de_chaleur#Transfert_de_chaleur)
- [6] <http://processs.free.fr/Pages/VersionWeb.php?page=4526>
- [7] « Echangeurs tubulaires standards (huile, eau, air, carburant...) MOTA » [archive], sur [www.motaindustrialcooling.com](http://www.motaindustrialcooling.com) (consulté le 17 septembre 2020), voir « Fiabilité ».
- [8] **Ramesh K. Shah, Alfred C. Mueller**, "Heat Exchange" in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, DOI: 10.1002/14356007.b03\_02, Wiley-VCH, 15 juin 2000, 114 p.
- [9] [https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur\\_de\\_chaleur#Transfert\\_de\\_chaleur](https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur_de_chaleur#Transfert_de_chaleur)
- [10] **Wiesels-berger (1921)** "New Data on The Laws of Fluid Resistance," NACA TN No. 84, 1921. Waqar Ahmed Khan These of Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks Waterloo, Ontario, Canada, 2004.
- [11] **Tanaka, H et Takahara S. (1980)**. Unsteady fluid dynamic force on tube bundle and its dynamic effect on vibration. American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP, 77–92. BELHARET Nadir thèse Etude Numérique de l'influence du niveau de turbulence sur les écoulements à travers les faisceaux de tubes.
- [12] **Chen, Y. N. (1980)**. Turbulence as excitation source in staggered tube bundle heat exchangers. American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP, 41, 45–63. BELHARET Nadir thèse Etude Numérique de l'Influence du niveau de turbulence sur les écoulements à travers les faisceaux de tubes.
- [13] **Igarashi (1981)** Waqar Ahmed Khan These of Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks Waterloo, Ontario, Canada, 2004.

- [14] **Modi et coll. (1992)** Waqar Ahmed Khan These of Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks Waterloo, Ontario, Canada, 2004.
- [15] **D. B. Murray** Trinity College, Dublin, Ireland. A Comparison of Heat Transfer in Staggered and Inline Tube Banks with a Gas-Particle Crossflow. Experimental Thermal and Fluid Science 1993 by Elsevier Science Publishing Co., Inc., 655 Avenue of the Americas, New York.
- [16] **BALABANI** Steady Flow Past Tube Bundles Experiments by S. Balabani <http://cfd.mace.manchester.ac.uk/ercoftac/doku.php?id=cases:case080>.
- [17] **Ertan BUYRUK Tr. J.** Engineering and Environmental Science 23 (1999), 299 – 315. Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in Cross-Flow Cumhuriyet University, Sivas-TURKEY Received 13.02.1997.
- [18] **Lam K, Lin Y.F.** 2006. Numerical simulation on the control of drag force and vortex formation by different wavy (varicose) cylinders. In: Proceedings of the IUTAM Symposium on Flow Control and MEMS, vol. 1, 107 London, UK, 19–22 September LADJEDEL Omar these Etude de la réduction de traîné dans un faisceau de tubes
- [19] **A.Nouri-Borujerdi et A.M. Lavasani** Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows. Received 31 August 2006, Revised 31 October 2006, Available online 2 February 2007.
- [20] **Seong-Yeon Yooa, Hwa-Kil Kwonb, Jin-Hyuk Kim** Journal of Mechanical Science and Technology 21 (2007) 505~512 (Manuscript Received August 2, 2006; Revised December 9, 2006; Accepted January 10, 2007) A Study on Heat Transfer Characteristics for Staggered Tube Banks in Cross-flow.
- [21] **Igbinoso Ikpotokin, Christian Okechukwu Osueke V:** International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS Vol:14 No:03-page 93 Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics Study for In-Line Tube Bank in Cross-Flow Igbinoso Ikpotokin, Christian Okechukwu Osueke, Landmark University, Omu-Aran, Kwara State Nigeria.
- [22] **Tayeb Yahiaoui, Omar Ladjedel** Experimental and CFD investigations of turbulent cross-flow in staggered tube bundle equipped with grooved cylinders the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 2015.

[23] **ZhenjingWu, ShijunYou** International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 154, June 2020, A comparative experimental study on the performance of staggered tube-bundle heat exchanger with unequally-pitch and equally-pitch arrangement in oscillating flow.

[24] **Huan Zhang, Wandong Zheng** International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 148, February 2020, Experimental investigation on heat transfer characteristics of staggered tube bundle heat exchanger immersed in oscillating flow.

[25] **SebastianUnger, Eckhard Krepper** Nuclear Engineering and Design Volume 361, May 2020, Numerical optimization of a finned tube bundle heat exchanger arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air.

[26] **Jackson (1987), D'Allessio et Dennis (1994, 1995), D'Allessio (1996)** Jackson, C. P., "A Finite-Element Study of the Onset of Vortex Shedding in Flow Past Various Shaped Bodies," Journal of Fluid Mechanics, Vol. 182, pp. 23-45, 1987. Waqar Ahmed Khan these Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks Waterloo, Ontario, Canada, 2004.

[27] **Noghrehkar et al. Noghrehkar, G.Kawaji, M. et Chan, A. (1999)**. Investigation of two-phase flow regimes in tube bundles under cross-flow conditions. International Journal of Multi phase Flow, 25, 857– 874. BELHARET Nadir thèse Etude Numérique de l'influence du niveau de turbulence sur les écoulements à travers les faisceaux de tubes.

[28] **Andrej Horvat, Matjaz Leskovar, Borut Mavko** International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 1027–1038 Joz'ef Stefan Institute, Reactor Engineering Division, Jamova 39, SI 1001, Ljubljana, Slovenia Comparison of heat Transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes.

[29] **K. Lam, Y.F. Lin K. 2008**. Large eddy simulation of flow around wavy cylinders at a subcritical Reynolds number. International Journal of Heat and Fluid Flow 29 1071–1088 LADJEDEL Omar thèse Etude de la réduction de traîné dans un faisceau de tubes.

[30] **Necciari Romain** Simulations de l'écoulement et du transfert de chaleur du modérateur du réacteur CANDU. Mémoire en vue de l'obtention du diplôme de maîtrise ès sciences appliquées 2011 de l'école polytechnique de Montréal. BELHARET Nadir thèse Etude Numérique de l'influence du niveau de turbulence sur les écoulements à travers les faisceaux de tubes.

[31] **R Deeb and D V Sidenkov** Journal of Physics: Conference Series, Volume 1359, 4th All-Russian Scientific Conference Thermophysics and Physical Hydrodynamics with the School for Young Scientists 15–22 September 2019.

[32] **M. Sakhaei, I. Ashtiani Abdi, F. Sabri & K. Hooman** Experimental and numerical analysis of transient heat transfer from inclined tube bundles. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* volume 140, pages1413–1426 (2020).

[33] **Sampath Emani, Ramasamy Marappa** Experimental and numerical investigation on convective heat transfer in actively heated bundle-pipe. Pages 848-864 | Received 20 Jul 2020, Accepted 13 Apr 2021, Published online: 14 May 2021.

[34] **Ali Hatami, Mojtaba Hosseini** Numerical analysis of thermal stresses and strains of annular finned tube bundle in turbulent flow regime. Department of Mechanical Engineering, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran.

[35] **Wen-lei Lian, Jing-zhou Zhang** A feasibility analysis on numerical simulation of u-shaped tube bundle heat exchanger using dual-mesh method coupled with porous medium model. *Book of Heat Transfer Research* pages 75-95.

[36] **Fluent User's guide**. Version 6.3.26. Fluent. Incorporated, 2006. Monsieur CHAIB Khaled Thèse Simulation numérique des écoulements turbulents décollés.

[37] **MATENE ELHACENE** PFE 2009, simulation numérique des écoulements turbulents à travers les conditionneurs d'écoulement, présentation du code Fluent et de la méthode numérique de prévision.

[38] **TOUAHRIA ABD EL DJOUAD** Mémoire contribution à l'étude des mouvements d'air (simulation de température) dans un local a l'aide d'un code de champ.

[39] **Attou Youcef** Thèse Etude numérique et thermique d'un écoulement turbulent dans un espace annulaire d'un rotor stator.

## ملخص

تم إجراء الدراسة الرقمية حول حزمة من الأنابيب المتداخلة التي تضمنت 6 صفوف و 5 أعمدة ، مع درجة )، (  $3.6 \times 2.1$  لسائل نيوتوني . حيث قمنا بإجراء تغيير هندسي على مستوى اسطوانة للسعات : 0.1؛ 0.2؛ 0.4 أظهرت النتائج أن :التكوين التقريبي للأسطوانة يزيد من قيم رقم نسلت ومعامل الضغط ، بينما تكون قيم معامل فقدان الضغط منخفض .كاستنتاج، الهندسة التي قمنا بتشكيلها هي الهندسة المثلى لأنها ادت الى رفع قيم النيسلت وخفض قيم معامل فقدان الضغط .الكلمات الرئيسية :سائل؛ رقم رينولدز؛ رقم نسلت؛ تكوين تقريبي؛ إعادة التدوير

## Résumé

L'étude numérique de l'écoulement a été réalisée autour d'un faisceau de tubes quinconce qui comprenait 6 rangées et 5 colonnes de tubes, au pas ( $3,6 \times 2,1$ ), pour un fluide newtonien. Dans lequel nous avons effectué un changement géométrique d'amplitude au niveau du cylindre : 0,1 ; 0,2 ; 0,4. L'étude de l'influence du changement de la géométrie du cylindre pour les différents paramètres a permis d'extraire les valeurs de Nusselt et les valeurs du coefficient de frottement et de pression. Les résultats ont montré que : la configuration rugueuse du cylindre augmente les valeurs du nombre de Nusselt et du coefficient de pression, tandis que les valeurs du coefficient de perte de charge sont faibles.

En conclusion, la géométrie que nous avons formée est la géométrie optimale car elle a conduit à une augmentation des valeurs de Nusselt et une diminution des valeurs du coefficient de perte de charge. Mots-clés : fluide ; Nombre de Reynolds ; Nombre de Nusselt ; configuration rugueuse ; zone de recirculation.

## Abstract

A numerical study of the flow was carried out around a bundle of staggered tubes which included 6 rows and 5 columns of tubes, at pitch ( $3.6 \times 2.1$ ), for a Newtonian fluid in which we have effected a geometric change of amplitude at the cylinder: 0.1; 0.2; 0.4. The study of the influence of the change of the geometry of the cylinder for the various parameters made it possible to extract the values of Nusselt and the values of the coefficient of friction and pressure. The results showed that: The rough configuration of the cylinder increases the values of the Nusselt number and the pressure coefficient, while the values of the pressure loss coefficient are low. As a conclusion, the geometry that we have formed is the optimal geometry because it led to an increase in the values of Nusselt and a decrease in the values of the pressure loss coefficient.

Keywords: fluid; Reynolds number; Nusselt number; rough configuration; recirculation zone.