

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



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE
MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

Amélioration des Performances Thermo-hydrauliques
d'un Echangeur de Chaleur Muni de Chicane Semi-
circulaires

Présenté par :

BELGHAZZALI Assia

KADARI Khadidja

Devant le jury composé de :

Mr. CHAABANE Mustapha	MCB	Ctr Univ Naama	Président
Mr. AMEUR Houari	MCA	Ctr Univ Naama	Encadreur
Mr. KAID Nouredine	MCB	Ctr Univ Naama	Examineur

Année universitaire 2017-2018

Remerciement

En premier lieux nous tenons à remercier notre DIEU qui nous a donné la volonté et patience pour terminer ce travail.

Nous tenons à exprimer toute nos reconnaissances à notre encadreur Mr. Ameer Houari, pour ses conseils et l'aide

Qu'il nous a apportés.

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

Nous adressons nos sincères remerciement Mr. Medjahed, Mr. Bounoua pour leur conseil précieux.

Nous remercions également tous les enseignants.

Enfin, nous adressons nos sincères remerciements tous ceux qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.



Dédicaces

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

Je dédie ce mémoire à mes chers parents qui il témoigne mon amour et mon affection m'ont Encouragé à donner le meilleur moi-même, et qui m'ont fourni Les moyens d'être ce que je suis aujourd'hui.

Ainsi qu'aux, Je dédie aussi ce travail :

A Mes frères et mes sœurs pour leur encouragement

A tous ma famille grande et petite

Une grande dédicace à ma sœur mon binôme khadidja pour m'avoir poussé à continuer. Je l'aime beaucoup

A tous mes amis que j'aime tant :Halima,ghaniya,Zineb, Nassira, Akila,Fouzia et Ahlem.

A tous mes collègues de la promotion 2017_2018

BELGHAZZALI Assia





Dédicaces

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

Je dédie ce mémoire à la femme la plus cher au monde "ma mère" et a l'esprit de mon défunt père bien-aimé, le reste dans mon cœur pour toujours, Puisse Allah avoir pitié de lui et entrer au paradis, qui il témoigne mon amour et mon affection m'ont Encouragé à donner le meilleur moi-même, et qui m'ont fourni Les moyens d'être ce que je suis aujourd'hui :

« اللهم اجعل هذا العمل في ميزان حسناتهما »

Ainsi qu'aux, Je dédie aussi ce travail:

AMon frère et mes sœurs et le mari de ma sœur et leur petit fils...pour leur grand soutien pour moi, et leur souhaite le bonheur et le succès de tout mon cœur

A mes deuxième parents " Ma tante, mon oncle " et leurs enfants.

A mon future marie

A tous les membres de ma famille.

*Une grande dédicace à ma sœur mon binôme Assia pour m'avoir poussé à continuer.
Je l'aime beaucoup*

*A tous mes amis qui m'ont soutenu pendant tout mon cursus universitaire : Ghaniya,
Nassira, Fozia, Akila, souhire, Halima, Latifa.*

A tous mes collègues de la promotion 2017_2018

KADARI Khadidja



Résumé

Les générateurs de vortex sont connus par leur grande efficacité sur l'amélioration des performances thermiques des échangeurs de chaleur. La présence des chicanes a prouvé son rôle sur l'intensification du transfert de chaleur convectif mais avec une chute de pression considérable. Dans ce mémoire, des perforations circulaires sont insérées dans la chicane dans le but de réduire les pertes de charges, tout en explorant l'effet de quelques paramètres géométriques. Il s'agit de l'influence de la présence des perforations, leurs nombre et diamètre, ainsi que le nombre de Reynolds sur les performances thermo-hydraulique de l'échangeur.

Mots-clés : *Echangeur de chaleur ; Convection ; Chicane semi-circulaire ; Tube cylindrique ; Perforation circulaire.*

Abstract

The vortex generators are known by their great efficiency to enhance the performance of heat exchangers. The presence of baffles has proved its role in the intensification of convective heat transfer, but with a great pressure drop. In this paper, circular perforations are inserted in the baffle in order to reduce the pressure drop. Effects of several parameters on the thermo-hydraulic performance of the heat exchanger are explored. It concerns the presence of perforation in the baffle, its number and diameter, and the Reynolds number.

Keywords: Heat exchanger ; Convection ; Semi-circular baffles ; Tube ; Circular perforation.

Liste des Figures

Page

Chapitre 1 : Modes de transfert de chaleur

Figure 1.1 : Présence des 3 modes de transfert de chaleur	02
Figure 1.2 : Transfert de chaleur par conduction	04
Figure 1.3 : tube de flux de chaleur	04
Figure 1.4 : Transfert de chaleur par convection	05
Figure 1.5 : Transfert de chaleur par rayonnement	08

Chapitre 2 : Echangeurs de chaleur

Figure 2.1 : Différents modes de circulation	12
Figure 2.2 : Échangeur monotube en serpentin	13
Figure 2.3 : Échangeur coaxial	13
Figure 2.4 : Échangeur à tube séparé	14
Figure 2.5 : Échangeur à tube rapprochés	14
Figure 2.6 : Échangeur à tube ailette	15
Figure 2.7 : Autre différent type d'ailettes	16
Figure 2.8 : Échangeur à tête flottante	17
Figure 2.9 : Échangeur à plaque tubulaire fixe	18
Figure 2.10: Échangeur à tube en U	18
Figure 2.11: Échangeur à plaque	20
Figure 2.12: Échangeur à plaque et joint	20
Figure 2.13 : Échangeur platulaire	21
Figure 2.14 : Échangeur compabloc	21
Figure 2.15 : Échangeur packinox	22
Figure 2.16: Échangeur à spirale	22
Figure 2.17 : Échangeur lamellaire	23
Figure 2.18 : Échangeur régénératifs rotatifs	23

Chapitre 3 : Présentation du code de calcul

Figure 3.1 : Les modules principaux du CFX 13.0.....	26
Figure 3.2 : Géométrie simulée	28
Figure 3.3. Type de maillage utilisé	30
Figure 3.4 : Convergence de la solution vers une erreur de 10^{-5}	31

Chapitre 4 : Résultats et discussion

Figure 4.1 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plane, $Re = 200$	34
Figure 4.2 : Influence de la présence des perforations sur la distribution de vitesse en [m/s] ($Re = 30$)	35
Figure 4.3 : Influence de la présence des perforations sur la distribution des lignes de courant en [m/s] ($Re = 30$)	36
Figure 4.4 : Variation de vitesse pour une position très proche de la paroi, sur une distance entre 2 chicanes, $Re = 30$	36
Figure 4.5 : Variation de vitesse pour une position juste après la chicane, $Re = 30$...	37
Figure 4.6 : Influence de la présence des perforations sur la distribution de température en [K] ($Re = 05$)	38
Figure 4.7 : Influence de la présence des perforations sur la chute de pression	38
Figure 4.8 : Influence du diamètre des perforations sur la distribution de vitesse en [m/s] ($Re = 30, n_b=1$)	39
Figure 4.9 : Influence du diamètre des perforations sur la distribution de ligne de courant [m/s] ($Re = 30, n_b = 1$)	40
Figure 4.10 : Influence du diamètre des perforations sur la distribution de température [K] ($Re = 5, n_b = 1$)	41
Figure 4.11 : Chute de pression pour $n_b=1$	42
Figure 4.12 : Influence du nombre de Reynolds sur les contours de vitesse [m/s], pour $n_b = 4, d/D = 0.1$	43
Figure 4.13 : Influence du nombre de Reynolds sur les lignes de courant [m/s] , pour $n_b = 4, d/D = 0.1$	44
Figure 4.14 : Vitesse u sur une position juste après la chicane, pour $n_b = 4, d/D = 0.1$	45

Figure 4.15 : Vitesse u à une position très proche de la paroi, sur une distance entre 2 chicanes, pour $n_b = 4$, $d/D = 0.1$	45
Figure 4.16 : Influence du nombre de Reynolds sur la distribution de température [°K], pour $n_b = 4$, $d/D = 0.1$	46
Figure 4.17 : Chute de pression pour $n_b = 4$, $d/D = 0.1$	47
Figure 4.18 : Influence du nombre des perforations sur la distribution de température [K], ($Re=40$, $d=3mm$)	48
Figure 4.19 : Chute de pression pour $Re=40$, $d=3[mm]$	48

Nomenclature

Symboles	Significations	unités
Q	: Quantité de chaleur	J
t	: Temps	S
S	: Surface	m^2
T	: Température	$^{\circ}K$
h	: Coefficient de transmis de chaleur par convection	$W. m^{-2}.^{\circ}K^{-1}$
T_{∞}	: Température de fluide loin de la surface solide	$^{\circ}K$
T_s	: Température de surface du solide	$^{\circ}K$
D	: diamètre de l'écoulement D : Diamètre de la conduite	M
V	: Vitesse du fluide	m/s
C_p	: Capacité calorifique du fluide	J/Kg $^{\circ}K$
g	: Accélération de la pesanteur	9.81 m /s ² à 1 atm
β	: Coefficient de dilatation.	
ΔT	: Différence de température.	
L	: Grandeur caractéristique.	
M°	: Emittance énergétique totale	$W. m^{-2}$

Symboles grecs :

Φ	: Flux de chaleur	W
φ	: Densité de flux de chaleur	w / m^2
λ	: Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
μ	: Viscosité dynamique	$Kg.m^{-1}.s^{-1}$
ρ	: Masse volumique du fluide	kg/m^3
λ_{max}	: la longueur d'onde maximale correspondant au maximum de rayonnement d'un corps noir en fonction de sa température	$\mu m.K$
σ	: Constante de Stefan = $5,67.10^{-8}$	$W.m^{-2}.K^{-4}$ L

Les Nombres adimensionnels :

R_e : Nombre de Reynolds

Nu : Nombre de Nusselt

Pr : Nombre de Prandtl

Gr : Nombre de Grachof

Table des Matières

Résumé	
Abstract	
Liste des figures	
Nomenclature	
Table des Matières	
Introduction générale	01

Chapitre 1 : Modes de transfert de chaleur

1.1. Définitions du transfert thermique	02
1.2. Flux de chaleur	03
1.3. Densité de flux	03
1.4. Modes de transfert thermique	03
1.4.1. La conduction	03
1.4.1.1. Loi de Fourier	04
1.4.1.2. La conductivité thermique	05
1.4.2. Convection	05
1.4.2.1. Loi de Newton	05
1.4.2.2. Convection naturelle ou forcée	06
1.4.2.3. Nombres adimensionnels pour le calcul du coefficient de transfert... ..	06
1.4.3. Rayonnement	08
1.4.3.1. Corps noir	08
1.4.3.2. Les lois du corps noir	09

Chapitre 2 : Echangeurs de chaleur

2.1. Définition	10
2.2. Principe de fonctionnement	10
2.3. Critères de classement des échangeurs	10
2.3.1. Type de contact	11

2.3.2. classement suivant les types d'échange	11
2.3.3. Classement suivant la disposition des écoulements	11
2.3.4. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	12
2.3.5. Classement technologique	12
2.3.6. Classement suivant le mode de transfert de chaleur	12
2.4. Types d'échangeurs thermiques	13
2.4.1. Echangeurs tubulaires	13
2.4.1.1. Echangeur monotube	13
2.4.1.2. Echangeur coaxial	13
2.4.1.3. Echangeur multitubulaire	14
2.4.1.3.1. Échangeur à tubes séparés	14
2.4.1.3.2. Échangeur à tubes rapprochés	14
2.4.1.3.3. Échangeur à tubes ailettes	15
2.4.2. Echangeur à tubes et calandre	17
2.4.2.1. Principales technologies	17
2.4.2.2. Organes	19
2.4.3. Echangeurs à plaques	19
2.4.3.1. Echangeur à plaque et joint	20
2.4.3.2. Echangeur à plaque soudées ou brasées	21
2.4.4. Autre type d'échangeur thermique	22

Chapitre 3 : Présentation du code de calcul

3.1. Introduction	24
3.2. Résolution numérique	24
3.3. Présentation du solveur CFX5	25
3.3.1. ICEM CFD	26
3.3.2. CFX Pre	26
3.3.3. CFX Solver	27
3.3.4. CFX Solver Manager	27
3.3.5. CFX Post	27
3.4. Géométrie simulée	28
3.5. Considérations du problème	29
3.6. Différents paramètres étudiés	29

3.7. Etude de maillage	29
3.8. Equations gouvernantes	32
3.8.1. Continuité	32
3.8.2. Quantité de mouvement	32
3.8.3. Conservation d'énergie	32

Chapitre 4 : Résultats et discussion

4.1. Validation	33
4.2. Influence de la présence des perforations	35
4.3. Influence du diamètre des perforations	39
4.4. Influence du nombre de Reynolds	42
4.5. Influence du nombre des perforations	47
Conclusion	49
Référence bibliographiques	50

Introduction

Dans l'industrie, on doit très souvent réaliser un transfert de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid. Cette opération est généralement effectuée dans des appareils appelés échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans plusieurs applications industrielles. Il permet de transférer l'énergie thermique entre un ou plusieurs fluides ayant une température différente.

Le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur implique l'effet de la convection dans chaque fluide et la conduction à travers la paroi séparant les deux fluides.

Le présent travail est une étude des performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur muni de chicanes semi-circulaires. La présence des chicanes a prouvé son rôle sur l'intensification du transfert de chaleur convectif mais avec une chute de pression considérable, des perforations circulaires sont insérées dans la chicane dans le but de réduire les pertes de charges. L'étude est réalisée à l'aide d'un code de calcul CFX.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres :

- Dans le premier chapitre : « modes de transfert de chaleur » nous exposerons une étude théorique des différents modes de transferts thermiques.
- Dans le deuxième chapitre : « échangeurs de chaleur » concernant les différents types des échangeurs de chaleur et leurs classifications.
- Dans le troisième chapitre : « Présentation du code de calcul » nous présenterons le logiciel qui réalise la géométrie et le maillage.
- Dans le quatrième chapitre : « Résultats et discussion » nous évaluerons et discuterons les résultats de simulation.

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

Chapitre 1

Modes de transfert de chaleur

1.1. Définition du transfert thermique

Le transfert de chaleur est un échange d'énergie thermique qui résulte d'une différence de température entre les 2 corps, le corps le plus chaud cède d'énergie au corps le plus froid. Pour atteindre l'équilibre thermique On distingue habituellement 3 modes de transfert de chaleur (Figure 1.1) :

- La conduction ou diffusion thermique.
- La convection.
- Le rayonnement thermique.

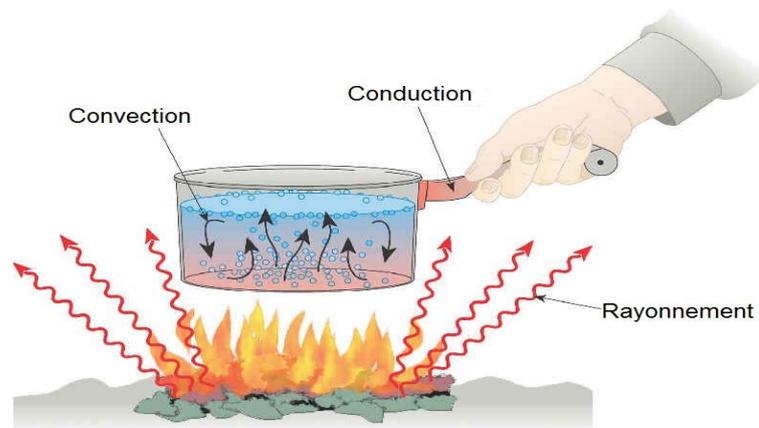


Figure 1.1 : Présence des 3 modes de transfert de chaleur [1]

1.2. Flux de chaleur

Le flux thermique la quantité de chaleur transmis sur la surface S par unité du temps [2] :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} \quad (1.1)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur (w).

Q : Quantité de chaleur (J).

t : Temps (s).

1.3. Densité de flux

La quantité de chaleur transmise par unité de temps et de surface est appelée densité de flux de chaleur [2] :

$$\varphi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad (1.2)$$

Avec :

φ : Densité de flux de chaleur (w / m²).

S : Surface (m²).

Q : Quantité de chaleur (J).

t : temps (s).

1. 4. Modes de transfert thermique

1.4.1. La conduction

La conduction est le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température dans lequel le transfert d'énergie se fait d'une région à haute température vers une autre à basse température dans un milieu solide, liquide ou gazeux. Ce transfert de chaleur se fait sans déplacement de matière [3].

Exemple : propagation de la chaleur dans une paroi entre un intérieur de bâtiment chauffé et l'extérieur (Figure 1.2).

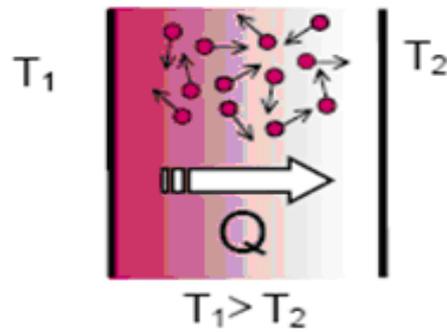


Figure 1.2 : Transfert de chaleur par conduction [3]

1.4.1.1. Loi de Fourier

La transmission de la chaleur par conduction a été proposée par J. Fourier. La densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de température. Fourier a donné une relation phénoménologique qui s'exprime comme suit (Figure 1.3) [4] :

$$\Phi = -\lambda S \nabla T \quad (1.3)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur (W)

λ : Conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$).

S : Surface (m^2).

T : Température ($^{\circ}\text{K}$).

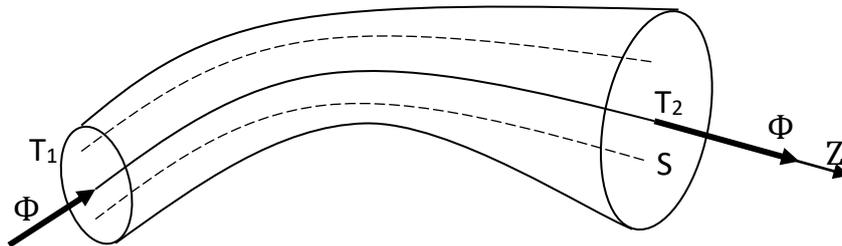


Figure 1.3 : Tube de flux de chaleur

1.4.1.2. La conductivité thermique

La conductivité thermique est une grandeur physique. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température. Cette constante apparaît par exemple dans la loi de Fourier [5].

La conductivité thermique est exprimée en watts par mètre ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). Avec :

W : est l'unité de puissance

m : est l'unité de longueur

K : est l'unité de température

1.4.2. Convection

La convection est un mode de transfert thermique. Ce mode de transfert a lieu au sein des fluides ou entre un solide et un fluide. Les échanges par convection nécessitent un déplacement de matière [6].

Exemple : refroidissement d'un bâtiment sous l'effet du vent :

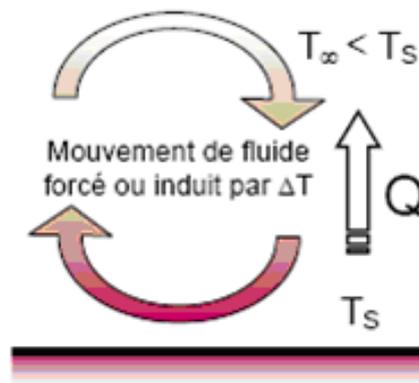


Figure 1.4 : Transfert de chaleur par convection

1.4.2.1. Loi de Newton

L'échange de chaleur par convection entre un fluide et un solide est régi par la loi de Newton [6] :

$$\Phi = hS(T_s - T_\infty) \quad (1.4)$$

Avec :

Φ : Flux échangé par convection (W).

h : Coefficient de transmis de chaleur par convection ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{K}^{-1}$).

T_∞ : Température de fluide loin de la surface solide ($^\circ\text{K}$).

T_s : Température de surface du solide ($^\circ\text{K}$).

S : Surface (m^2).

1.4.2.2. Convection naturelle ou forcée

- **La convection naturelle** : le fluide est mis en mouvement sous l'effet des différences de masse volumique résultant des différences de température [6].

- **La convection forcée** : les mouvements du fluide sont imposés par une source externe de mouvement par exemple : ventilateur [6].

1.4.2.3. Nombres adimensionnels pour le calcul du coefficient de transfert

- **Nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité donné par la formule [7]:

$$R_e = \frac{\rho DV}{\mu} \quad (1.5)$$

Avec :

ρ : Masse volumique (Kg/m^3).

D : diamètre de l'écoulement (m).

V : Vitesse du fluide (m/s).

μ : Viscosité dynamique ($\text{Kg}/\text{m s}$).

Si $Re \leq 2000$ on est en régime laminaire. Pour des vitesses plus élevées, $Re \geq 3000$, le régime turbulent apparait.

- **Nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt représente le rapport du flux de chaleur échangée par la convection au flux de chaleur transféré par conduction [7].

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad (1.6)$$

Avec :

h : Le coefficient d'échange convectif en (W/m² °K).

D : Diamètre de la conduite (m).

λ : Conductivité thermique du fluide (W/m °K).

Une fois la valeur de Nu connue, on peut facilement calculer le coefficient d'échange de chaleur par convection.

- **Nombre de Prandtl**

C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement et celle de la chaleur (diffusivité thermique) [7]:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (1.7)$$

Avec :

μ : Viscosité dynamique (exprimée en kg m⁻¹ s⁻¹).

C_p : Capacité calorifique du fluide (J/Kg °K).

λ : Conductivité thermique du fluide (W/m °K).

- **Nombre de Grashof**

Le nombre de Grashof caractérise la convection libre dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de gravité aux forces visqueuses [7].

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} \quad (1.8)$$

Avec :

g : Accélération de la pesanteur (9.81 m/s^2 à 1 atm).

β : Coefficient de dilatation.

ΔT : Différence de température.

L : Grandeur caractéristique.

ρ : Masse volumique du fluide (kg/m^3).

μ : viscosité dynamique (kg/m.s).

1.4.3. Rayonnement

C'est l'échange de chaleur entre deux corps séparés par un milieu transparent par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques (Figure 1.5). Ce mode de transfert ne nécessite pas de support matériel solide ou fluide [6].

Exemple : réchauffement d'un mur par le rayonnement solaire le jour, et chaleur émise par le mur la nuit.

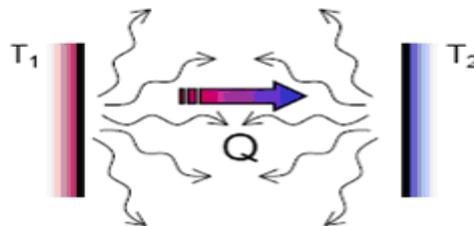


Figure 1.5 : Transfert de chaleur par rayonnement.

1.4.3.1. Corps noir

Le corps noir est défini comme un corps idéal qui absorbe tout le rayonnement qu'il reçoit, quelque soit la longueur d'onde et le flux incident [1].

1.4.3.2. Les lois du corps noir

- **Loi de Planck**

Cette loi fixe la contribution respective de chaque longueur d'onde dans l'émission du corps noir. Elle s'écrit [1] :

$$M_{\lambda}^{\circ} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\left(e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1 \right)} \quad (1.9)$$

Avec :

$$C_1 = 3,741.10^{-16} \text{ (W. m}^2\text{)}.$$

$$C_2 = 0,0143 \text{ (m.K)}.$$

- **Loi de Wien**

Appelée aussi la loi de déplacement, elle est donnée comme suit :

$$\lambda_{\max} T = 2898 \text{ }\mu\text{m.K} \quad (1.10)$$

λ_{\max} est la longueur d'onde maximale correspondant au maximum de rayonnement d'un corps noir en fonction de sa température [1].

- **Loi de Stéphan-Boltzmann**

Cette loi exprime l'émittance du corps noir, qui est la puissance totale émise par une unité de surface, en intégrant sur toutes les longueurs d'onde [1].

$$M^{\circ} = \sigma T^4 \quad (1.11)$$

Avec :

M° : Emittance énergétique totale (W. m⁻²).

σ : Constante de Stefan = 5,67.10⁻⁸ (W.m⁻². K⁻⁴).

T : Température absolue du corps noir (°K).

Chapitre 2

Échangeurs de chaleur

2.1. Définition

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides ayant une température différente. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, le transfert de chaleur se fait par l'intermédiaire d'une paroi solide sans que les fluides ne se mélangent [7].

2.2. Principe de fonctionnement

Dans un échangeur de chaleur, la circulation des deux fluides est à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. Les deux fluides sont séparés par une paroi, le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur. D'une manière générale, La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid [7].

2.3. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants [8] :

2.3.1. Type de contact

- **Échangeurs à contact direct**

Dans ce type, on fait directement mélanger les deux fluides dans un récipient ou canalisation, en atteignant la même température finale, c'est le type le plus simple.

- **Échangeurs à contact indirect**

Deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et elle est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face [8].

2.3.2. Classement suivant les types d'échange

- **Échangeur sans changement de phase**

Dans les échangeurs de chaleur sans changement de phase l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide et garder sa phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur [9].

- **Échangeur avec changement de phase**

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents [9]:

1- On trouve ces échangeurs dans les machines frigorifiques installées en cascade. L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise.

2- Le fluide primaire cède la chaleur au fluide secondaire qui se vaporise, lequel ne subit pas de changement d'état.

3- Le premier fluide se condense en cédant sa chaleur latente au deuxième fluide plus froid. Le même fluide peut conserver son état physique.

2.3.3. Classement suivant la disposition des écoulements

Les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories dans les échangeurs à fluide séparés [10]

Ou bien les vecteurs des vitesses des écoulements sont approximativement parallèles :

- Même sens « *co-courant* »
- Sens contraire « *à contre-courant* ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés » (Figure 2.1).

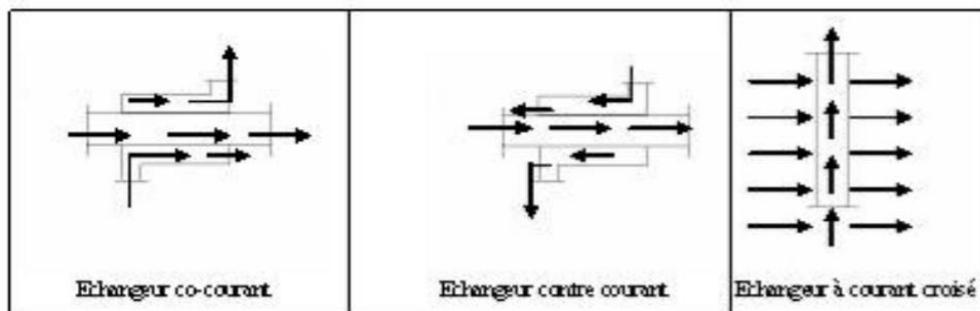


Figure 2.1 : Différents modes de circulation

2.3.4. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi [11]:

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

2.3.5. Classement technologique

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

2.3.6. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les

fumées,... etc.). Il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [11].

2.4. Types d'échangeurs thermiques

2.4.1. Échangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant [11].

2.4.1.1. Échangeur monotube

Un tube ayant généralement la forme d'un serpentín est placé à l'intérieur d'un réservoir comme montré à la figure au dessous (Figure 2.2) [11].

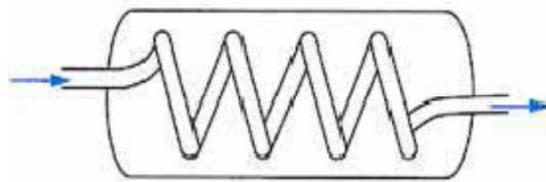


Figure 2.2 : Échangeur monotube en serpentín

2.4.1.2. Échangeur coaxial

Les Echangeurs coaxial comprennent des tubes cintrés, dans le tube intérieur s'écoule le fluide chaud ou le fluide à haut pression (Figure 2.3) [11].

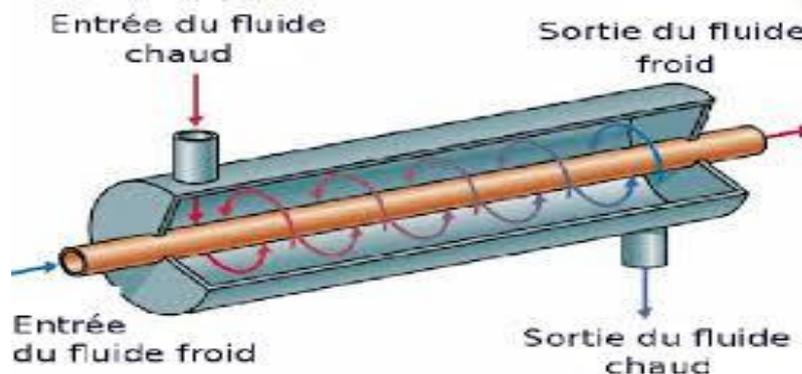


Figure 2.3 : Échangeur coaxial

2.4.1.3. Échangeur multitubulaire

Il existe sous trois formes :

2.4.1.3.1. Échangeur à tubes séparés

Dans cet échangeur, il y a plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (Figure 2.4) [11].

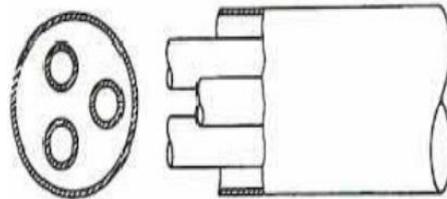


Figure 2.4 : Échangeur à tubes séparés

2.4.1.3.2. Échangeur à tubes rapprochés

On place un ruban enroulé en spirale autour de certains tubes pour les maintenir et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube [11].

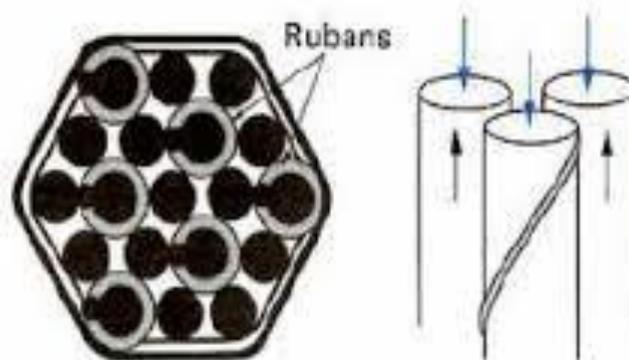


Figure 2.5 : Échangeur à tube rapprochés.

2.4.1.3.3. Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique, différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

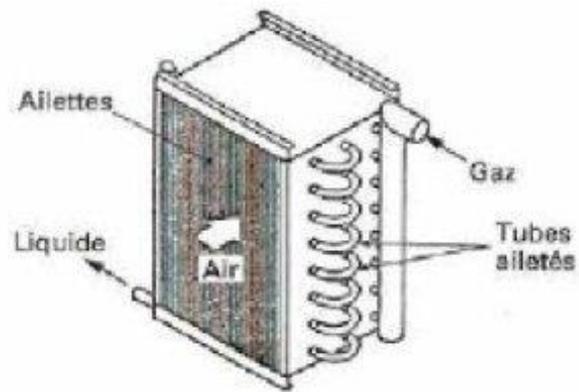
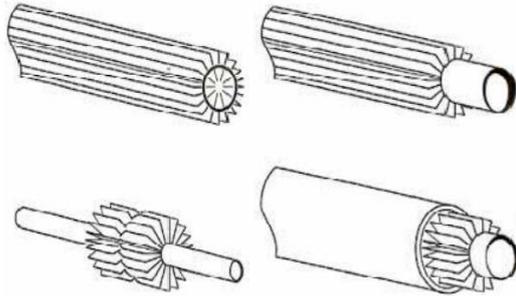
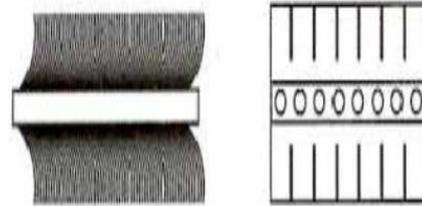


Figure 2.6 : Échangeur à tube ailette [11]

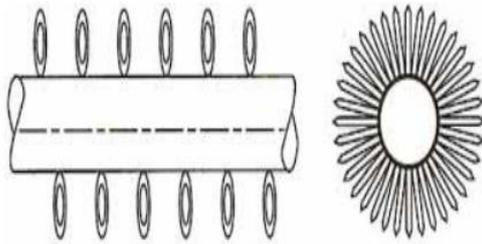
Autres types d'ailettes :



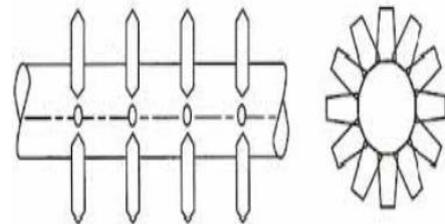
Ailettes longitudinal



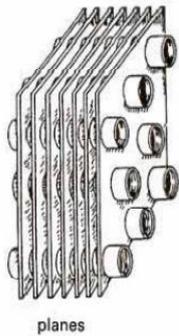
Ailettes en brosse



Ailettes poinçonnées



Ailettes à fils préformés

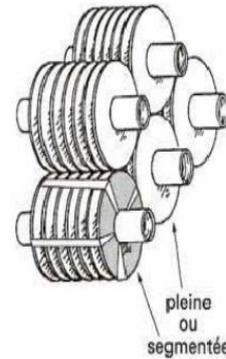


planes



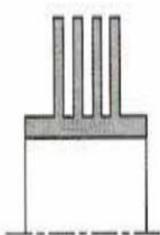
ondulées

Ailettes continue

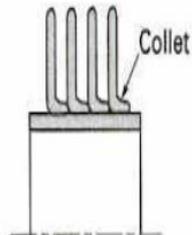


pleine ou segmentée

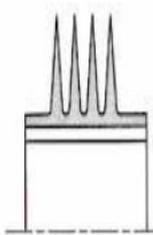
Ailettes indépendantes



Ailettes intégrées par extrusion ou moletage



Ailettes rapportées par sertissage



Ailettes bimétalliques

Ailettes annulaire



Ailettes spirale

Figure 2.7 : Autre différent type d'ailettes

2.4.2. Échangeur à tubes et calandre

La calandre est une enveloppe entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est-à-dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Ils peuvent être à boîte fixe à chaque extrémité de l'échangeur. Les tubes peuvent être supportés par des chicanes afin d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre dans le but d'améliorer le transfert à l'extérieur des tubes [12].

2.4.2.1. Principales technologies

Les principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre sont :

- *Échangeur de chaleur à tête flottante*

C'est un échangeur à tube et calandre. Il est constitué de plaques, l'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre la boîte de distribution et les brides de la calandre, et la seconde plaque peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre (Figure 2.8) [12].

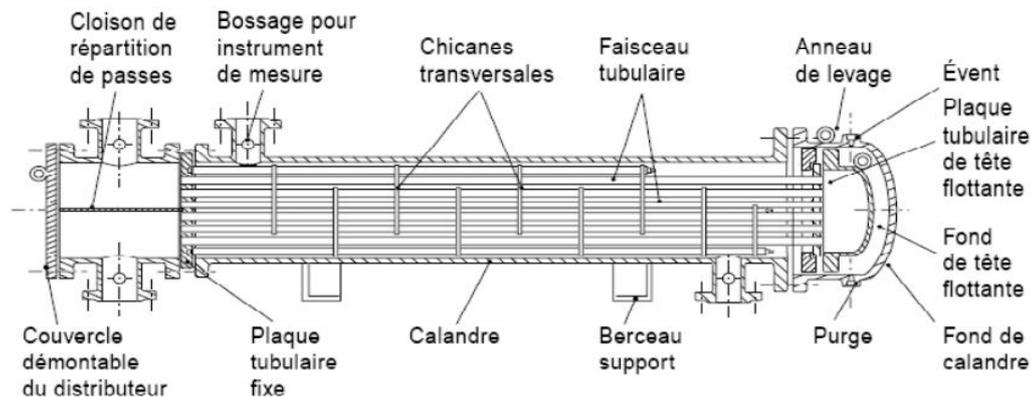


Figure 2.8 : Échangeur à tête flottante

- *Echangeur à plaque tubulaires fixes*

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre (Figure 2.9) [12].

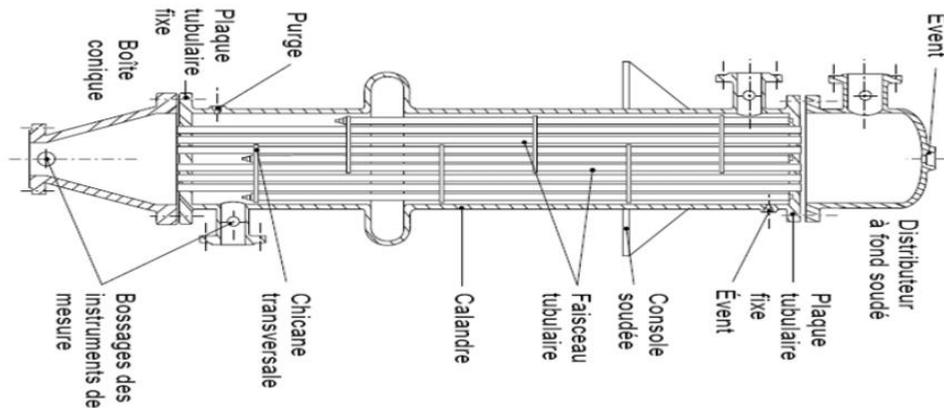


Figure 2.9 : Échangeur à plaque tubulaire fixe

- *Echangeur à tubes en U*

Dans ces échangeurs, il ya une seule plaque tubulaire qui porte le faisceau qui est composé de tubes en forme d'épingle (Figure 2.10). Cet organisme permet la libre dilatation du faisceau [12].

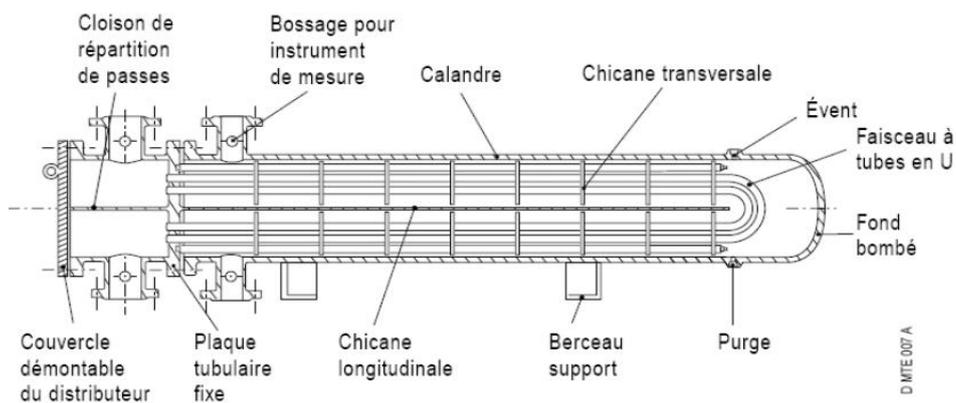


Figure 2.10 : Échangeur à tube en U

2.4.2.2. Organes

Un échangeur à tubes et calandre comporte des dispositifs citant :

- **Boîtes d'échangeurs**

C'est un composant qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Il y a deux boîtes aux deux extrémités de l'échangeur (sauf pour les tubes en U). Leur disposition dépend non seulement du type choisi mais aussi du nombre de passes [13].

- **Calandre**

C'est l'enveloppe couvrant le faisceau tubulaire. La limite technologique pour des calandres atteint de 2 m (à peu près) [13].

- **Les tubes**

Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre annoncé correspond exactement au diamètre extérieur (à la différence des tubes utilisés en tuyauterie) [13].

- **Chicanes**

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre et la rigidité du faisceau pour éviter des phénomènes de vibration [13].

- **Plaques tubulaires**

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire ou en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage ou par soudure. Leur épaisseur (5 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes [13].

2.4.3. Échangeurs à plaques

Les échangeurs de la deuxième famille sont composés par un empilement de plaques écartées les unes des autres par des entretoises. Un fluide s'écoule dans les conduits pairs, l'autre dans les conduits impairs selon le schéma entre ci-dessous (Figure 2.11) [7] :

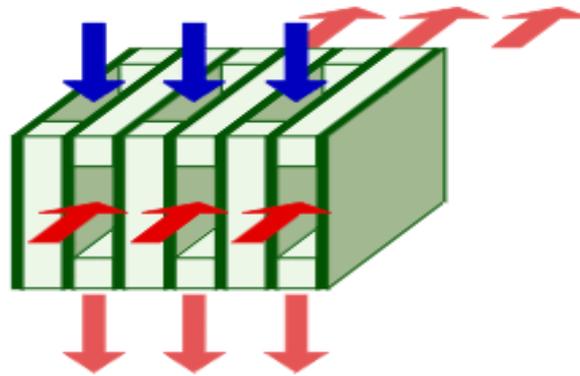


Figure 2.11: Échangeur à plaque

On peut distinguer principalement deux types d'échangeurs à plaques : ceux à plaques et joints et ceux à plaques brasées (ou cassettes).

2.4.3.1. Échangeur à plaque et joint

Les échangeurs à plaques et joints sont des plaques de métal minces. Ces plaques de métal sont séparées et étanchées par un jeu de joints en caoutchouc qui fournit la distribution désirable des liquides sur le paquet de plaques (Figure 2.12) [7].

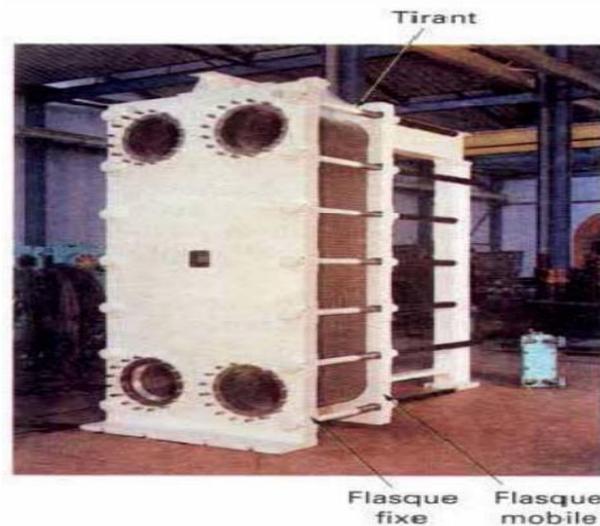


Figure 2.12 : Échangeur à plaque et joint

2.4.3.2. Échangeur à plaque soudées ou brasées

L'échangeur à plaque soudées étant assemblées entre elles par des brasures en inox. Ces appareils ne possèdent ni bâti, ni tirant. Les fluides circulent à contre-courant et le transfert thermique se fait par conduction au travers des plaques. Parmi leurs différents types [7] :

- *Échangeur platulaires*

Un empilage de couples à « bosses » obtenues par emboutissage constitue le faisceau. Dans chaque couple comporte deux plaques associées symétriquement donc sont créés deux types de canaux : des canaux dits « corrugués » et des canaux dits « lisses » (Figure 2.13) [14].

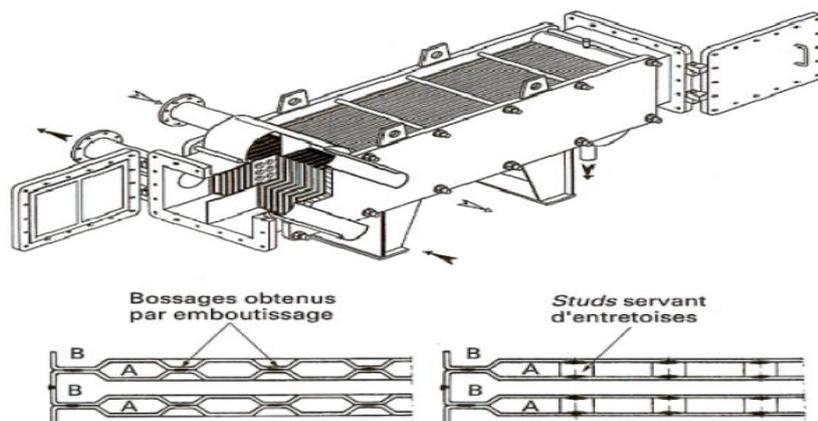


Figure 2.13 : Echangeur platulaire

- *Échangeur compabloc*

Il est formé d'un assemblage de plaques carrées embouties avec des ondulations et soudées. L'ensemble est inséré dans un coffrage, dont les panneaux latéraux sont des couvercles démontables. La circulation des fluides est à courant croisés (Figure 2.14) [14].

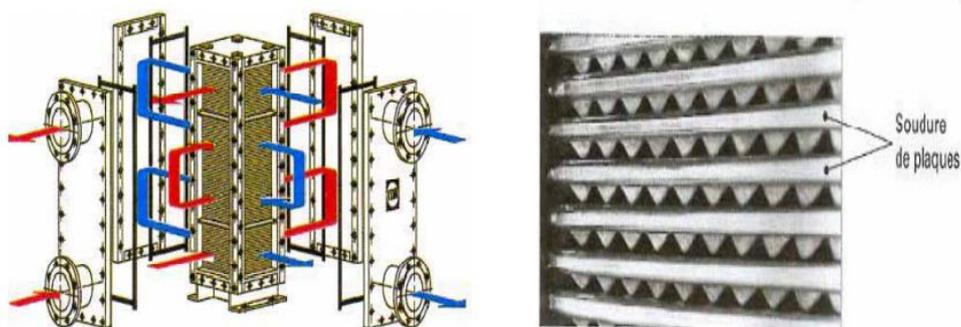


Figure 2.14 : Echangeur compabloc

- **Échangeur Packinox**

C'est un échangeur à plaques soudées, il est composé de plaques de grande dimension construites par explo-fromage (explosion en piscine) puis assemblées et soudées sous forme de faisceau (Figure 2.15) [15].

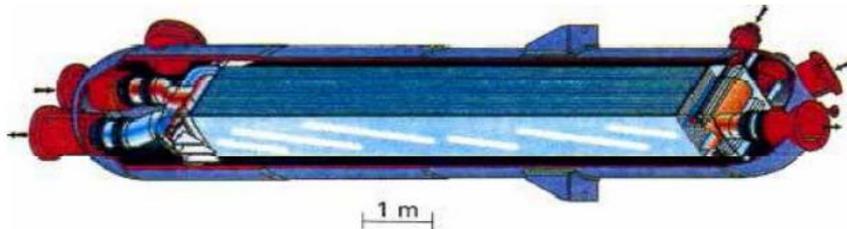


Figure 2.15 : Echangeur Packinox

2.4.4. Autre type d'échangeur thermique

- **Échangeur à spirales**

L'échangeur à spirales échangeur est constitué de deux bandes enroulées. Il présente des caractéristiques d'échange thermique et de gestion des fluides idéales pour un large éventail d'applications industrielles (Figure 2.16) [7].

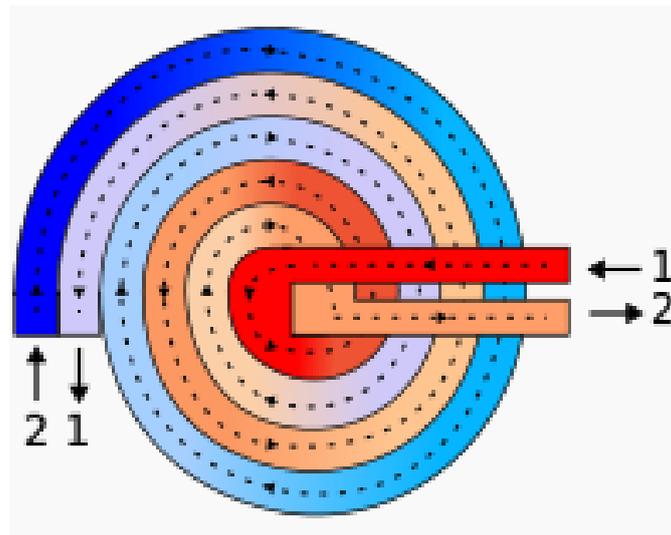


Figure 2.16 : Échangeur à spirale

- **Échangeur lamelle**

Il est constitué d'un grand nombre d'éléments, appelés lamelles. Ces lamelles sont généralement des tubes aplatis selon différents ratios. Les lamelles sont insérées dans le tube et refermées avec un joint. L'écoulement des fluides est généralement à contre-courant (Figure 2.17) [15].

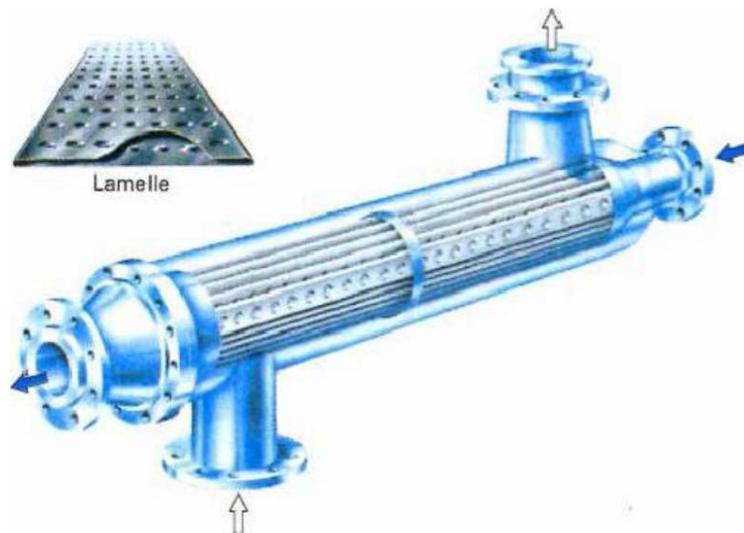


Figure 2.17 : Echangeur lamellaire

- **Échangeur de chaleur régénératifs rotatifs**

Cet échangeur se trouve sous forme de cylindre rotatif de feuilles de métal (lamelles). Dans cet échangeur thermique, la chaleur est transférée d'un gaz chaud à un gaz froid (Figure 2.18) [15].

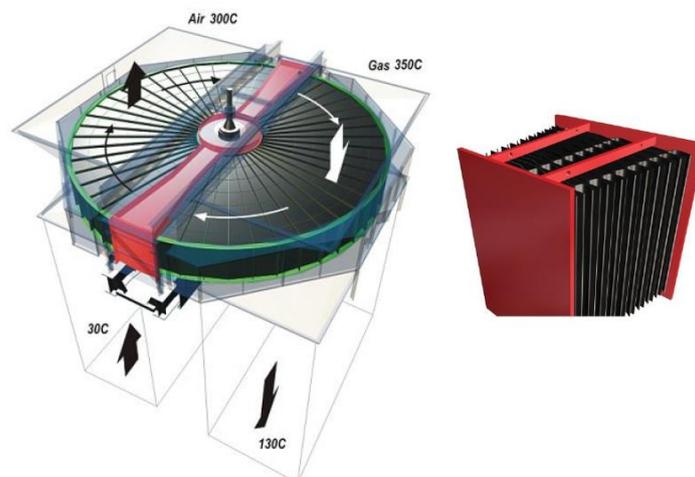


Figure 2.18 : Echangeur régénératif rotatif

Chapitre 3

Présentation du code de calcul

3.1. Introduction

Les huiles sont des produits chimiques complexes travaillant dans des conditions excessivement variées sur lesquels on est amené à rechercher, à mesurer, de nombreuses caractéristiques : caractéristiques physico-chimiques de laboratoire, d'identification, caractéristiques d'utilisation, de performance.

Les études expérimentales s'appuient en premier lieu sur la caractérisation rhéologique des fluides, qui sont aussi bien des fluides modèles de laboratoire que des fluides industriels.

Le transfert thermique lors de l'écoulement laminaire d'un fluide complexe à travers des conduites a suscité l'intérêt de nombreux chercheurs, vu son importance dans l'industrie et précisément dans le dimensionnement des installations thermiques.

L'objectif de notre mémoire est de simuler numériquement le refroidissement d'une huile industrielle chaude à travers un échangeur thermique muni de chicanes.

3.2. Résolution numérique

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

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

Ces trois étapes fondamentales sont suivies d'une étape de mise en œuvre des discrétisations et des algorithmes associés dans un code de calcul dont la validation permet, d'une part, de vérifier la pertinence des choix techniques effectués et, d'autre part, de préciser le domaine d'application du logiciel et, par conséquent, des modélisations physiques et numériques sous-jacentes.

Le solveur CFX 13.0 est utilisé pour la résolution de notre problème. Il est pratiqué dans le domaine de la dynamique des fluides CFD (Computational Fluid Dynamics). Il utilise entre autre la méthode des volumes finis (MVF), c'est une méthode semi intégrale qui procède par intégration des équations locales sur un ensemble discret de volumes de contrôle englobant les points de calculs. Cela conduit à des équations discrètes exprimant la conservation exacte de toutes les quantités transportables.

3.3. Présentation du solveur CFX5

Le but de cette section est de présenter une marche à suivre pour effectuer une simulation numérique sur le solveur CFX5 (version 13.0). Ce solveur est conçu pour les simulations dans le domaine de la dynamique des fluides. On propose ainsi une rapide description des problèmes liés à la définition de la géométrie, à la génération du maillage et à l'initialisation de la solution. Cette section a uniquement pour but de faciliter la mise en œuvre d'une simulation en mettant en évidence quelques aspects pratiques au niveau de l'utilisation des

différents logiciels. Le processus pour effectuer une simulation de CFD (Computational Fluid Dynamics) est composé comme suivant :

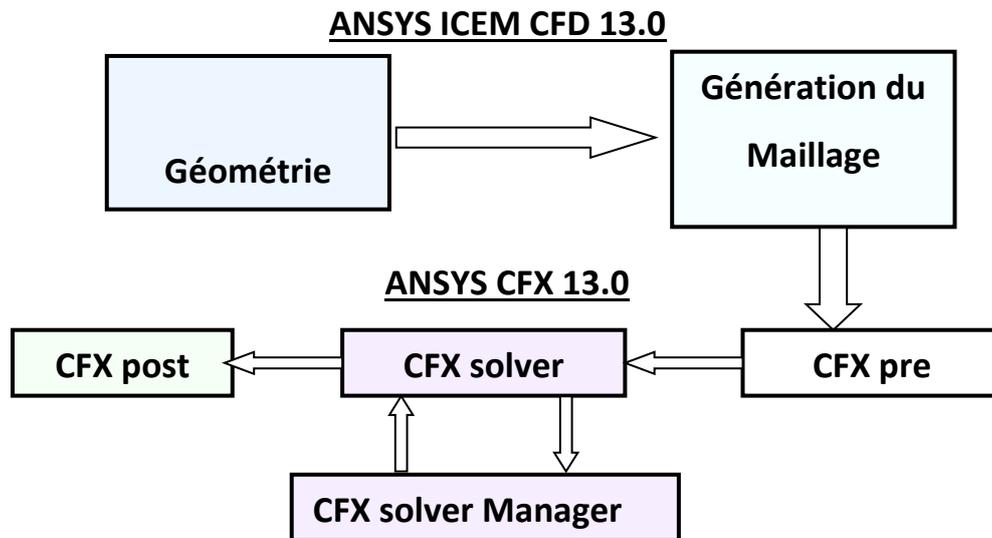


Figure 3.1 : Les modules principaux du CFX 13.0

3.3.1. ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Quand il s'agit de géométries complexes, ICEM CFD peut être couplé avec d'autres logiciels maillants pour la réalisation de la géométrie ainsi que le maillage. L'un des avantages de ce logiciel est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. Pour le maillage, ICEM CFD 13.0 utilise des structures mono ou multi blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, le maillage en tétraèdre et en hexaèdre.

Pour la création de la géométrie, et le maillage du domaine de calcul nous avons utilisé un software de haute qualité « ICEM CFD 13.0 » et qui permet d'exporter le maillage généré au CFX-Pre.

3.3.2. CFX Pre

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

Il permet d'importer le maillage de la géométrie étudiée, construit par le module CFX-BUILD ou l'importer à partir d'un autre logiciel (DAO), générateur de maillage tels que ICEM CFD, GAMBIT. Le CFX-Pre est conçu pour spécifier la nature de l'écoulement (permanent

ou transitoire), laminaire ou turbulent, et pour introduire les conditions initiales et aux limites du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur)

3.3.3. *CFX Solver*

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

Un solver de solution (solver manager) qui permet le retour d'information sur la progression de convergence à travers la définition d'exécution et le contrôle, avec des graphes configurés pour l'utilisateur aussi bien que l'affichage du multiple exécution simultanément sur écran.

3.3.4. *CFX Solver Manager*

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

- Indiquer les dossiers d'entrée au solver CFX 13.0;
- Lancer ou arrêter la simulation avec le solver CFX 13.0 ;
- Surveiller la progression de la solution avec le solver CFX 13.0 ;
- Lancer une autre simulation en parallèle.
- Le calcul doit être effectué avec un taux résiduel choisi, un temps moyenne de calcul déterminé, et un nombre d'itération maximum donné.

3.3.5. *CFX Post*

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

3.4. Géométrie simulée

La géométrie simulée est montrée sur la Figure 3.3. Il s'agit d'un tube cylindrique de diamètre $D = 30$ mm et une longueur $L = 400$ mm. A l'intérieure de ce tube, il y a des chicanes semi-circulaires dans lesquelles des perforations circulaires sont insérées. La Position de la 1^{ère} chicane : à $X_1 = 170$ mm de l'entrée. La distance entre les chicanes est $X_2 = 73.2$ mm et la distance entre le dernière chicane et la sortie $X_3 = 36.6$ mm.

La température du fluide à l'entrée est 345°K et la température de la paroi = 270°K . Les chicanes sont supposées adiabatiques.

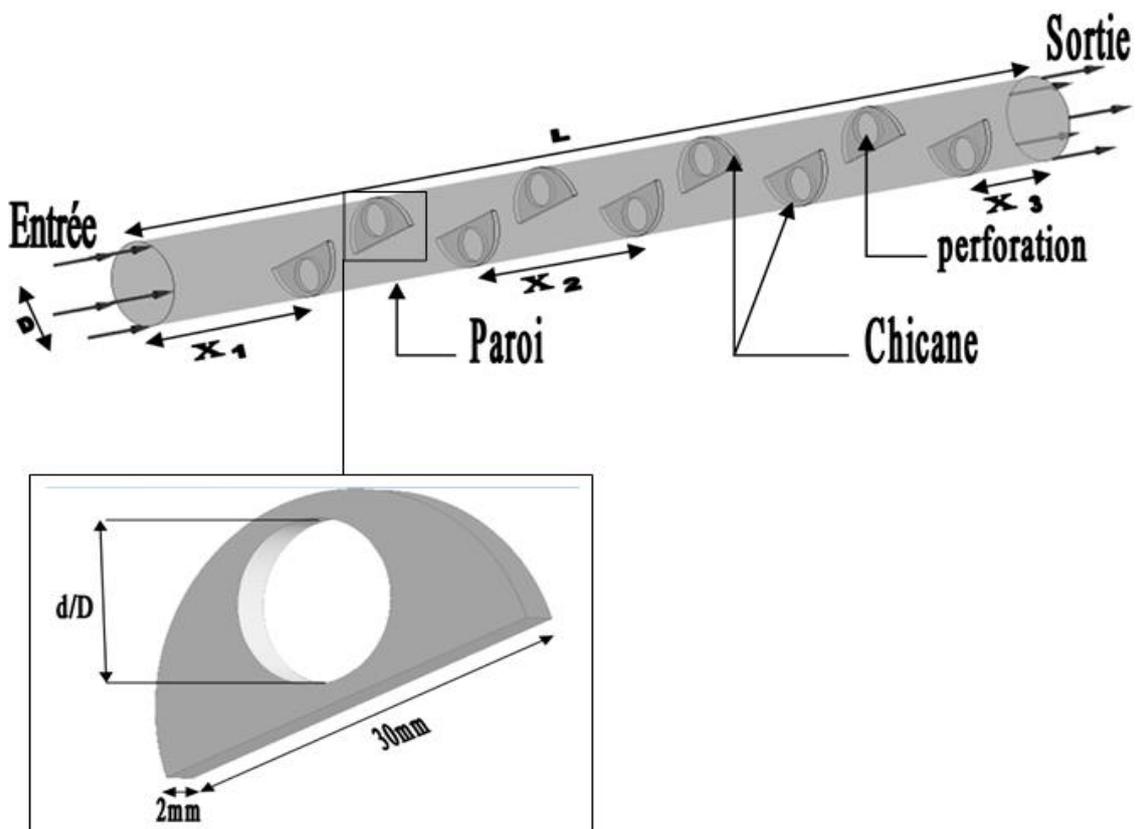


Figure 3.2 : Géométrie simulée

3.5. Considérations du problème

- Les fluides circulants dans le tube est visqueux, incompressible et Newtonien (une huile industrielle à viscosité $\mu = 0.05$ Pa s et densité $\rho = 1000$ kg/m³).
- Le régime d'écoulement du fluide est permanent et laminaire.

3.6. Différents paramètres étudiés

L'effet de quatre paramètres sur la structure d'écoulement, distribution de température et pertes de charge est explorée. Il s'agit de :

- Influence de la présence des perforations (comparaison entre une chicane perforée ($n_b = 1$, $d/D = 0.4$) et une autre sans perforation) ($Re = 5, 30$).
- Influence du diamètre des perforations $d/D = 0.1, 0.26, 0.4$ ($Re = 5$ et 30 , $n_b = 1$).
- Influence du nombre de Reynolds du $0.1, 20, 60$ ($n_b = 4$, $d/D = 0.1$).
- Influence du nombre des perforations : $n_b = 1, 4$ ($Re = 5, 30$, $d/D = 0.1$).

3.7. Etude de maillage

Le maillage utilisé est de type tétraédral comme le montre la figure suivante (Figure 3.3). Proche des parois de l'échangeur (c.à.d. parois du tube et chicanes), le maillage a été raffiné afin de détecter les détails de la couche limite. Après le teste du maillage, le meilleur compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul réduit nous a permis d'opter pour un nombre d'élément d'environ 0.5 million. Pour une machine i3 avec 4 Ghz de RAM, et une erreur de convergence de 10^{-5} (Figure 3.4), le temps de calcul était de 40 à 180 min, dépendant des conditions géométriques et opératoires.

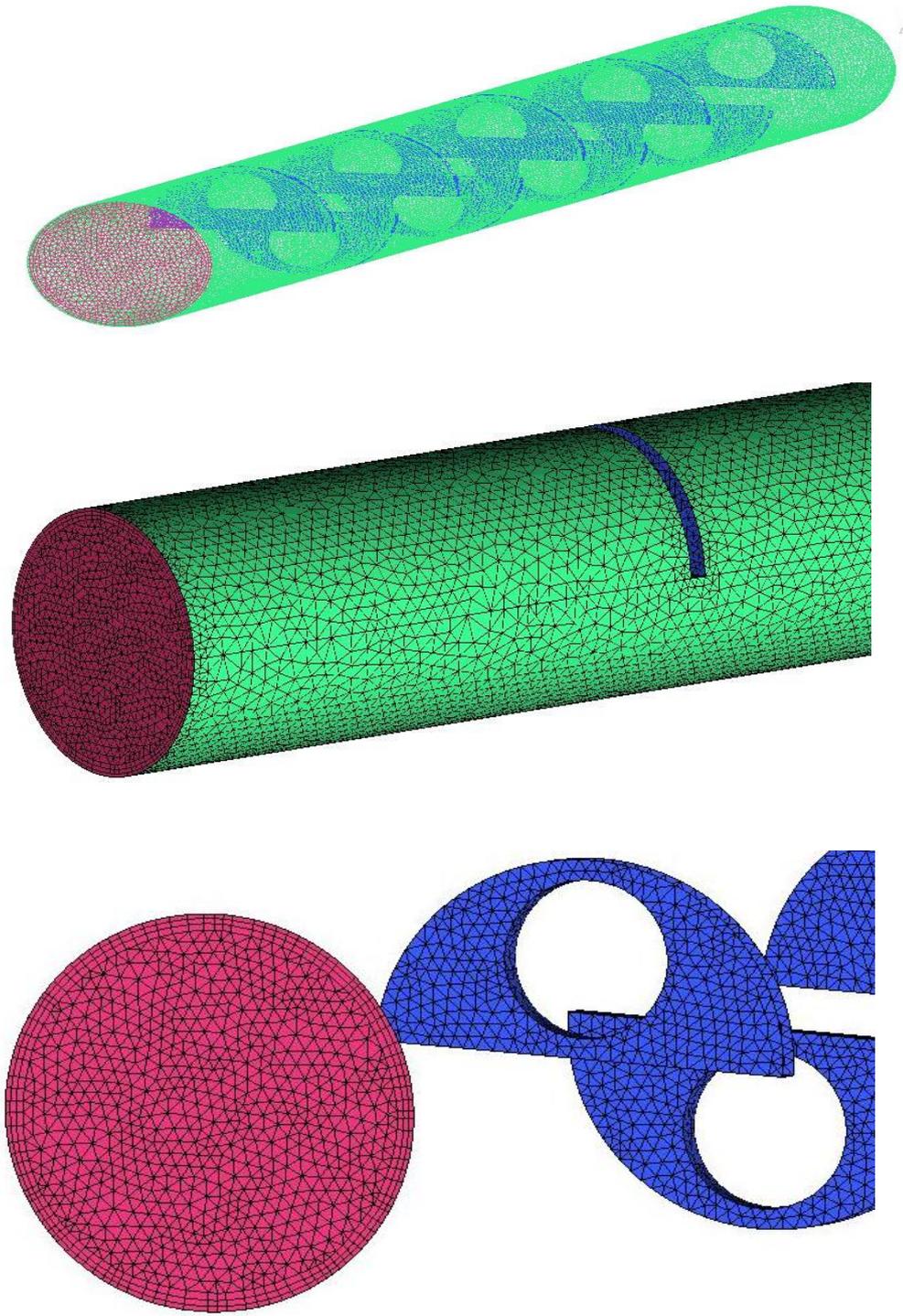


Figure 3.3 : Type de maillage utilisé

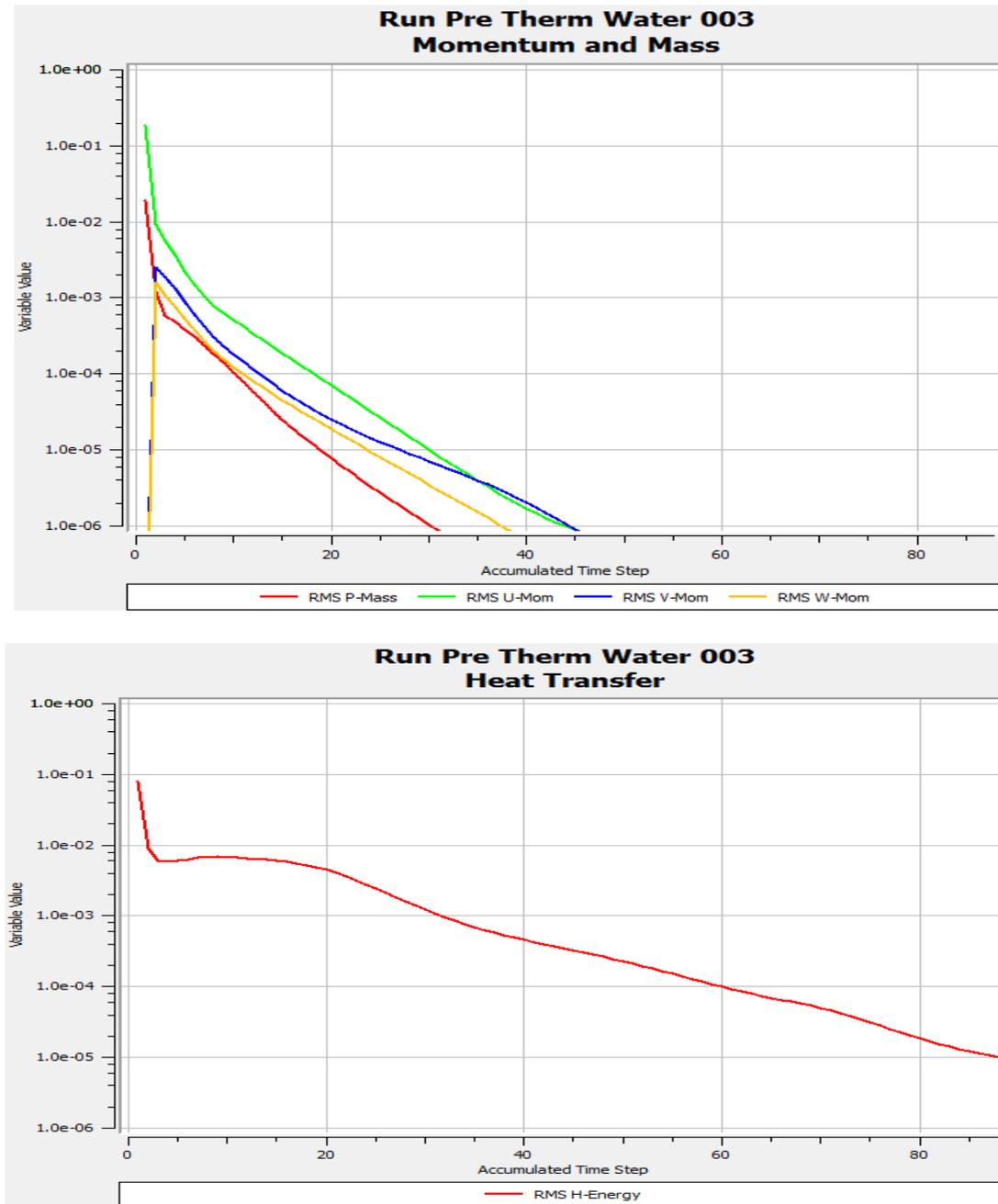


Figure 3.4 : Convergence de la solution vers une erreur de 10^{-5}

3.8. Equations gouvernantes :

Le système d'équations, relativement à un système de coordonnées, dans le cas de l'écoulement bidimensionnel et stationnaire s'exprime comme suit :

3.8.1. Continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

3.8.2. Quantité de mouvement :

Suivant x :

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

Suivant y :

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

3.8.3. Conservation d'énergie :

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

Chapitre 4

Résultats et discussion

4.1. Validation

L'utilisation des chicanes dans le domaine des échangeurs de chaleur suscite un intérêt particulier. Cette thématique a été l'objet de plusieurs travaux de recherches : expérimentales que numériques. Citons ici juste quelques travaux, parmi d'autres, **Roetzel et Lee [16]** ont étudié expérimentalement des écoulements turbulents dans un échangeur de chaleur tubulaire, pour traiter le rôle des chicanes sur le transfert thermique, ainsi que l'influence de la distance entre les chicanes elles-mêmes et entre les chicane et la calandre sur les performances thermiques.

Cheng et Huang [17] ont étudié numériquement les écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans lequel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés. Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par **Lopez et al. [18]**.

Tsay et al. [19] ont étudié numériquement le transfert thermique dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de

100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont en fonction de la position de la chicane. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre, les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0.5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds Re .

L'objectif du présent mémoire est de faire une investigation numérique des effets des chicanes semi-circulaires dans un tube sur les performances thermo-hydrauliques. En première étape, on a procédé à une vérification de la fiabilité du code calcul et de la méthode numérique entreprise. Pour cet objectif, on s'est référé au travail expérimental réalisé par **Demartini et al. [20]**. Pour les mêmes conditions opératoires et géométriques utilisées par ces auteurs, la variation de la vitesse axiale le long de la hauteur du canal est présentée sur la Figure 4.1. La comparaison entre nos résultats et ceux de l'expérimental de Demartini et ses co-auteurs montrent un bon accord.

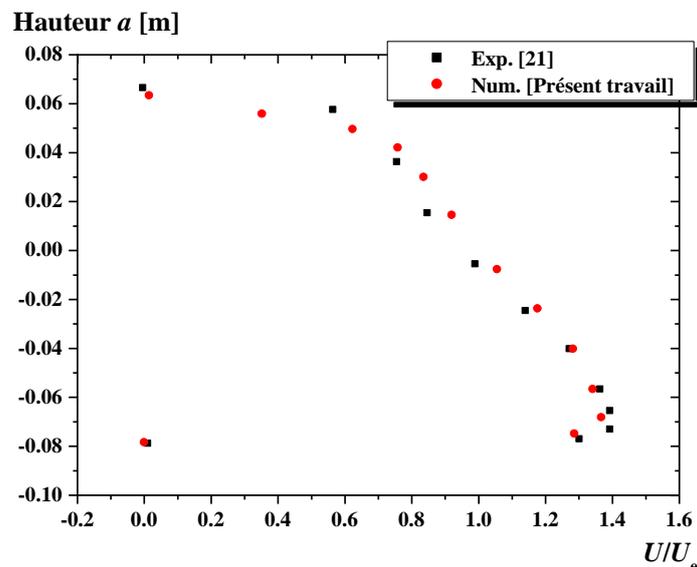


Figure 4.1 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plane, $Re = 200$

4.2. Influence de la présence des perforations (comparaison entre une chicane perforée et une autre sans perforation)

Après validation, on commence notre investigation par la recherche des effets de la présence des perforations dans la chicane. Des perforations sous forme circulaire sont créés au sein de la chicane. Le nombre de ces perforations est noté : n_p . Dans cette section, n_b est pris égale à l'unité avec un diamètre $d/D = 0.4$.

Pour un nombre de Reynolds $Re = 30$, la distribution de vitesse le long de la conduite est présentée sur un plan horizontal (xy) (Figure 4.2). Premièrement, la présence de chicane influe fortement sur l'uniformité d'écoulement : la vitesse maximale est atteinte au bout de la chicane, tandis que les valeurs les plus faibles sont atténuées aux coins d'insertion des chicanes sur la paroi.

La valeur de la vitesse est maximale au bout de la chicane, qu'elle soit perforée ou non. Puis, les valeurs négatives observées derrière la chicane indiquent une recirculation de l'écoulement.

Avec le même débit d'entrée, la présence d'une perforation au centre de la chicane provoque l'élimination de la zone morte derrière la chicane (Figure 4.3).

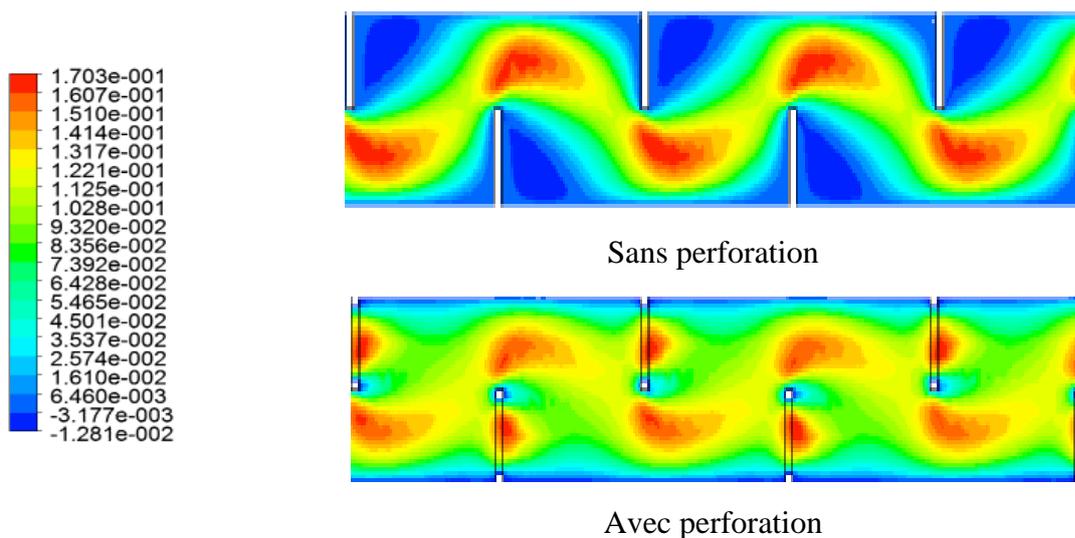


Figure 4.2: Influence de la présence des perforations sur la distribution de vitesse en [m/s] ($Re=30$)

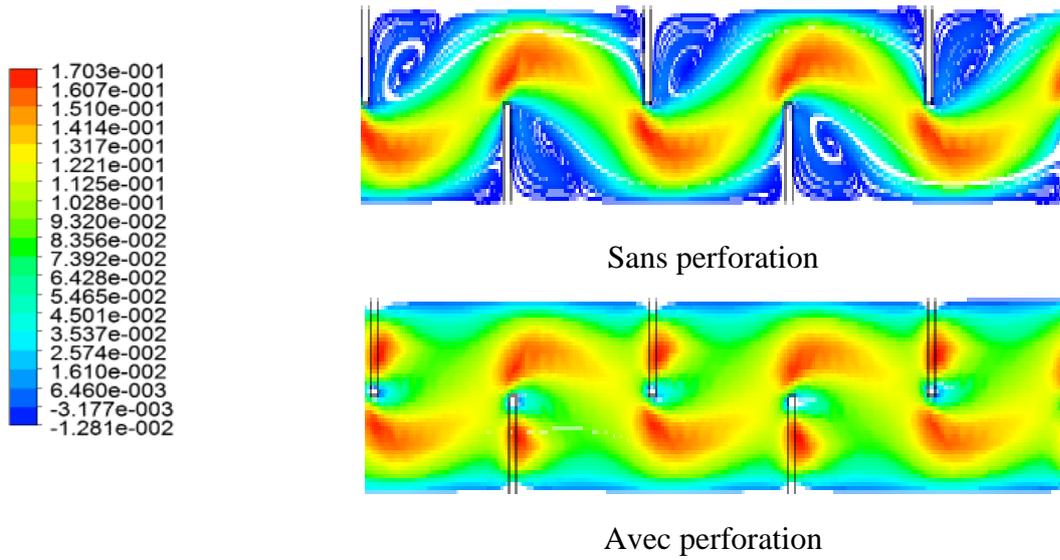


Figure 4.3 : Influence de la présence des perforations sur la distribution des lignes de courant en [m/s] ($Re=30$)

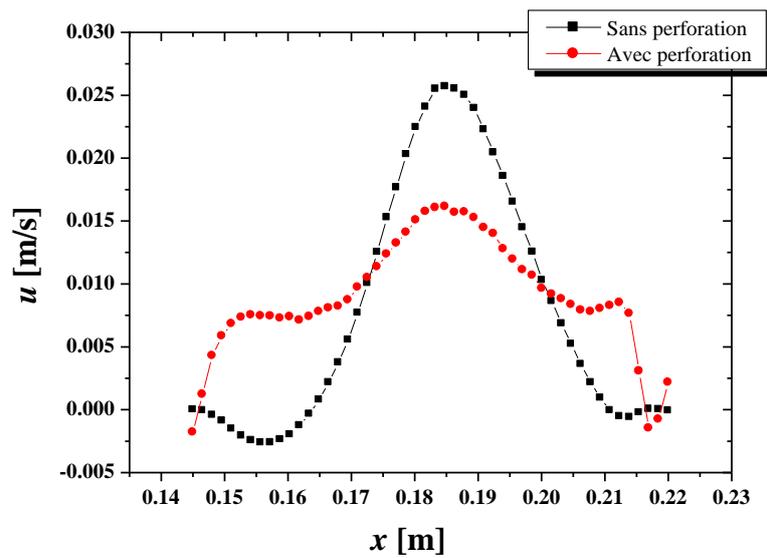


Figure 4.4: Variation de vitesse pour une position très proche de la paroi, sur une distance entre 2 chicanes, $Re = 30$,

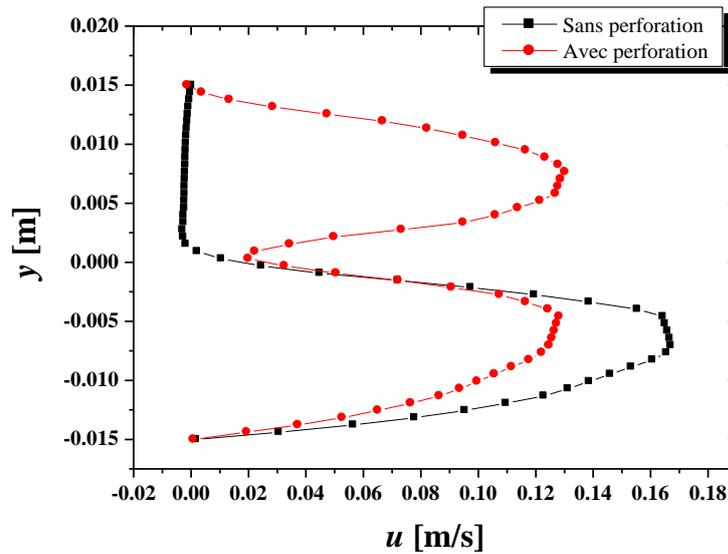


Figure 4.5: Variation de vitesse pour une position juste après la chicane, $Re = 30$,

Plus de détails sur la structure hydrodynamique sont fournis dans les Figures 4.4 et 4.5, où la composante axiale de la vitesse est suivie sur une distance entre 2 chicanes consécutives pour une position très proche de la paroi, puis le long de la ligne verticale sur une position juste après la chicane, respectivement.

Des valeurs négatives de la vitesse sont marquées pour une chicane non-perforée, et qui seront éliminées avec la présence d'une perforation (Figure 4.4).

D'un autre côté et ce qu'on remarque sur la Figure 4.5, l'écoulement est très intense dans la zone libre (loin de la chicane), puis il devient très faible en passage derrière la chicane non-perforée. Alors qu'il est moins intense et beaucoup plus uniforme pour une chicane perforée.

Cette distribution des particules de fluide influe fortement sur le champ thermique (Figure 4.6), où la chicane perforée permet le passage du fluide chaud à travers le générateur de vortex, mais sans création d'une turbulence suffisante qui favorise l'échange de chaleur avec la paroi froide. La chicane plane non-perforée semble meilleur dans ce cas, mais avec une chute de pression supplémentaire (Figure 4.7).

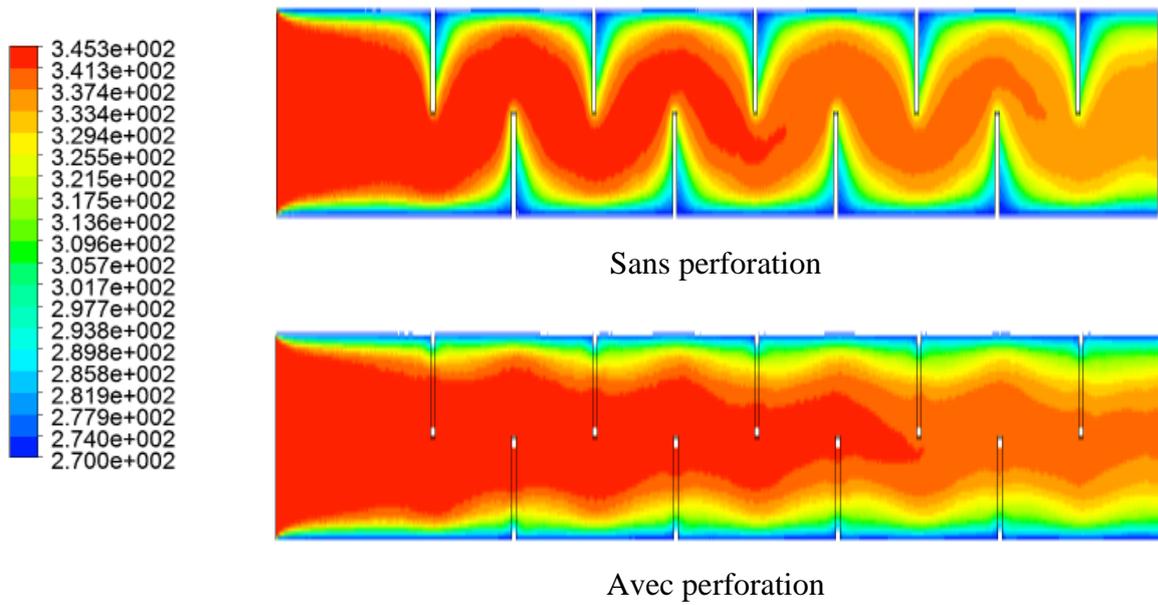


Figure 4.6: Influence de la présence des perforations sur la distribution de température en [K] ($Re=05$)

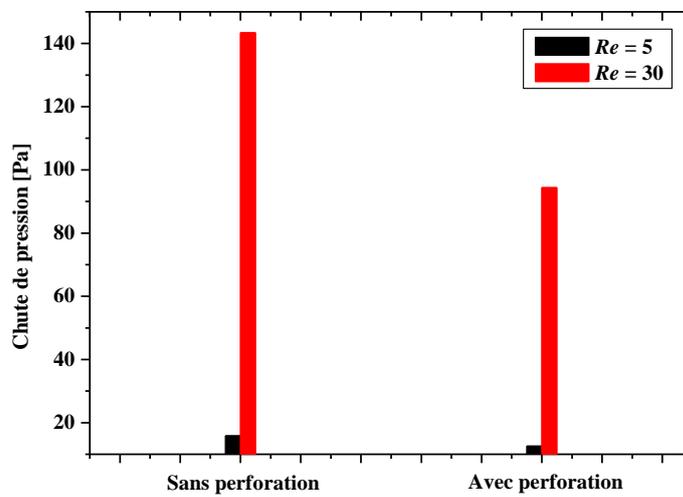


Figure 4.7: Influence de la présence des perforations sur la chute de pression

4.3. Influence du diamètre des perforations

L'influence d'un autre paramètre géométrique est explorée dans la présente section. Il s'agit du diamètre des perforations (d/D) dans la chicane. Une seule perforation a été insérée et son diamètre est varié en considérant trois cas : $d/D = 0.1$, 0.26 et 0.4 .

Les contours de vitesse sont présentés sur un plan horizontal xy qui passe au centre de la perforation (Figure 4.8). Comme la présence de perforation fait réduire la taille de la zone morte derrière la chicane, l'augmentation de son diamètre d/D fait réduire encore plus cette zone (Figure 4.9), ce qui peut se rapprocher à un écoulement uniforme d'un tube non-chicané.

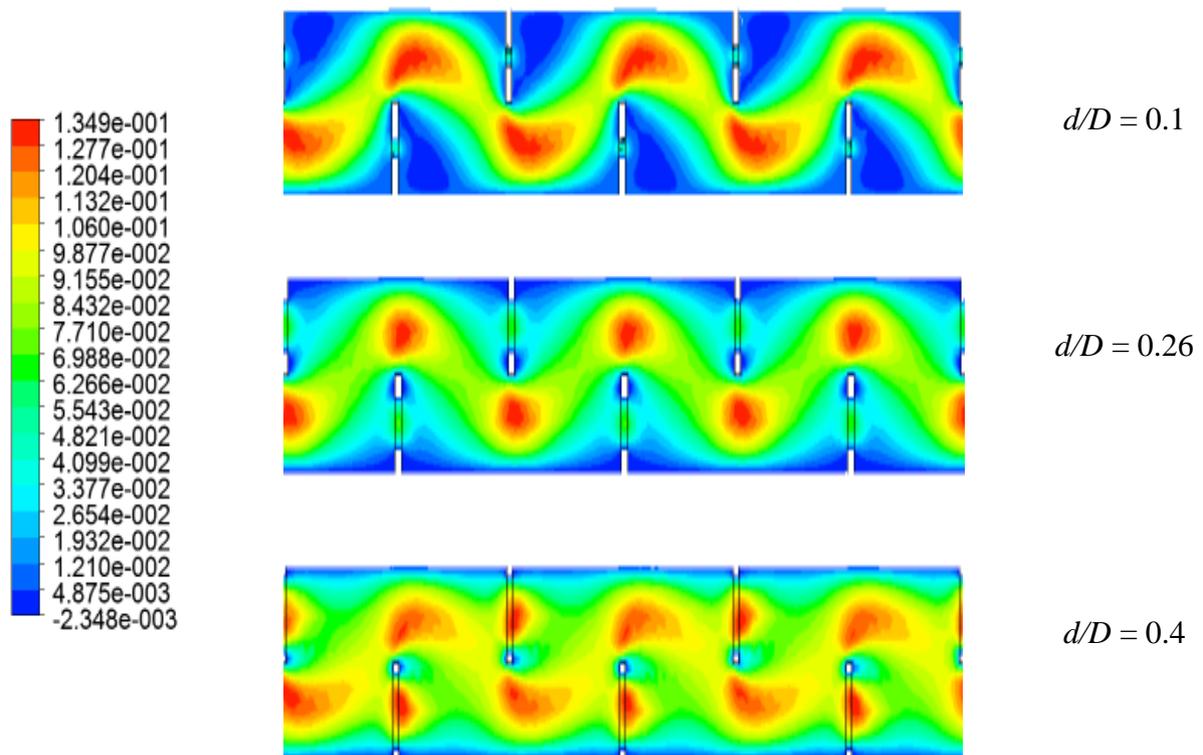


Figure 4.8: Influence du diamètre des perforations sur la distribution de vitesse [m/s] ($Re=30$, $n_b = 1$)

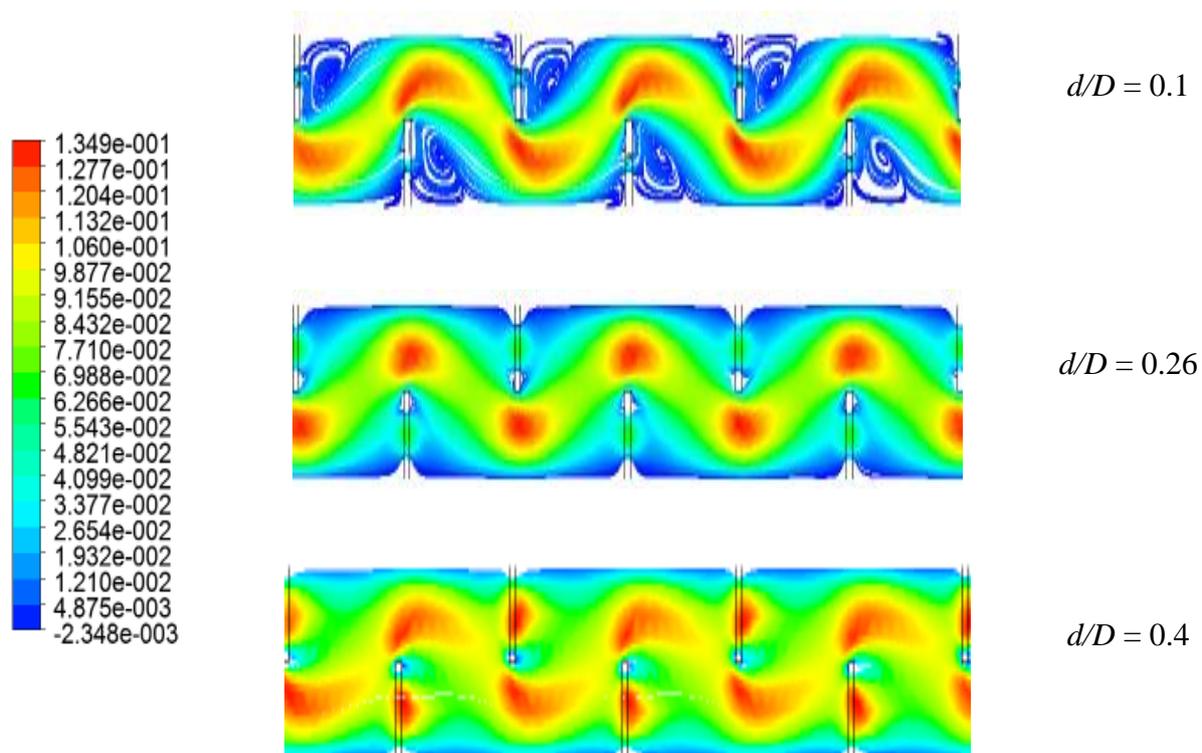


Figure 4.9 : Influence du diamètre des perforations sur la distribution de ligne de courant
[m/s] ($Re=30$, $n_b = 1$)

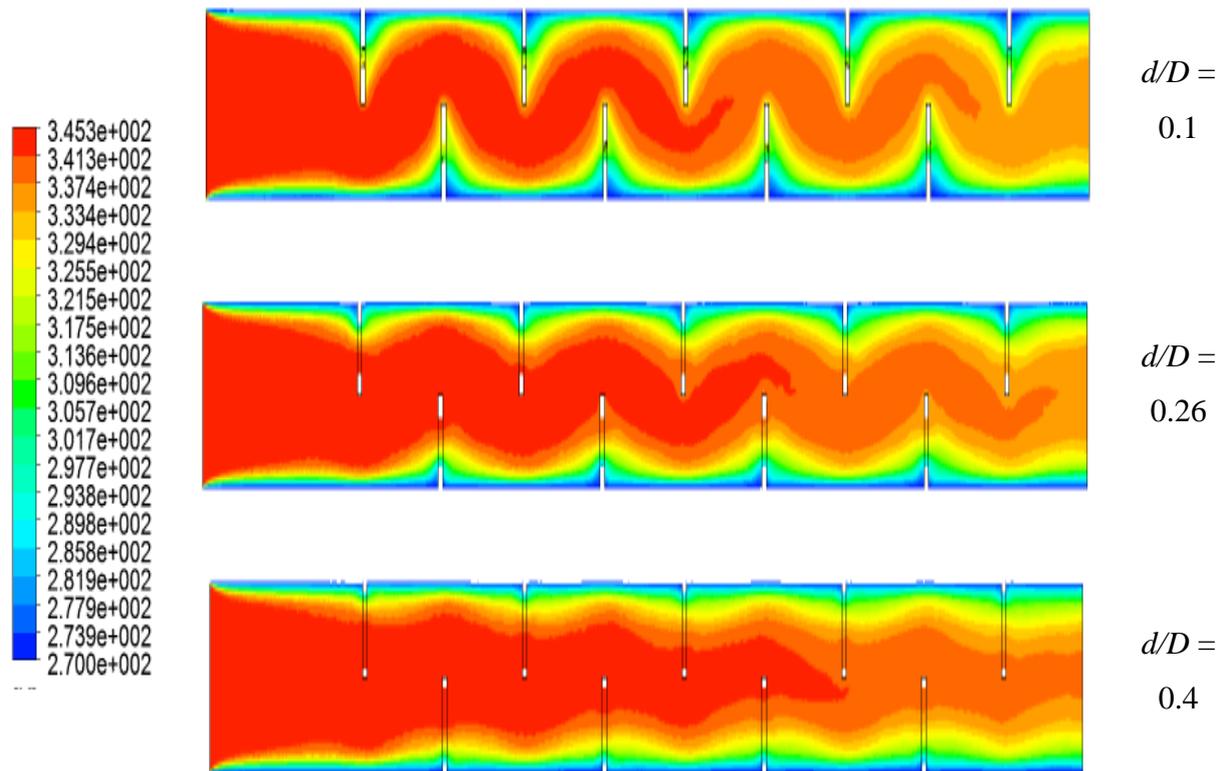


Figure 4.10 : Influence du diamètre des perforations sur la distribution de température [K]

($Re = 5$, $n_b = 1$)

Les contours montrés sur la Figure 4.10 montrent l'ampleur du rapport d/D sur l'efficacité thermique de l'échangeur. Il semble que l'augmentation du diamètre de perforation génère moins de turbulence, et par la suite, le fluide nécessite une distance plus longue pour atteindre le refroidissement souhaité. Mais, d'un autre coté, cela peut être utile pour réduire les pertes en pression comme observée dans la Figure 4.11.

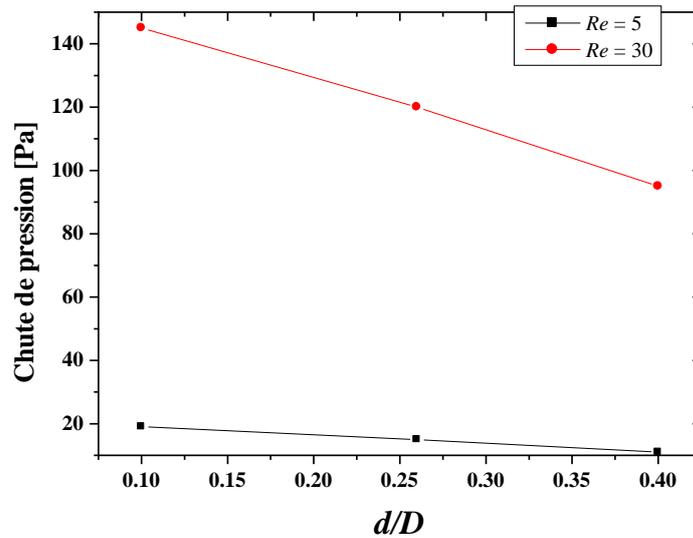


Figure 4.11 : Chute de pression pour $n_b = 1$

4.4. Influence du nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est changé dans cette section dans le but d'explorer ses effets sur les caractéristiques thermo-hydrauliques. Il s'agit d'une gamme allant du 0.1 à 60.

Si la vitesse d'entrée est très faible (1^{er} cas : $Re = 0.1$), le fluide va suivre le design de la chicane sans être recirculé derrière cet obstacle. L'augmentation du Re fait créer plus de turbulence, un vortex principal sera développé derrière la chicane, et un vortex secondaire peut aussi se former avant la chicane pour des valeurs assez grandes de Re .

Les champs d'écoulement sont bien illustrés dans cette section et sous des formes variées :

- Contours sur plan horizontal xy qui passe par la perforation (Figure 4.12).
- Lignes de courant sur plan horizontal xy qui passe par la perforation (Figure 4.13).
- Courbe : variation de vitesse axiale le long de la ligne verticale positionnée juste après la chicane (Figure 4.14).
- Courbe : variation de composante axiale de la vitesse sur une distance entre 2 chicanes située à une position très proche de la paroi (Figure 4.15).

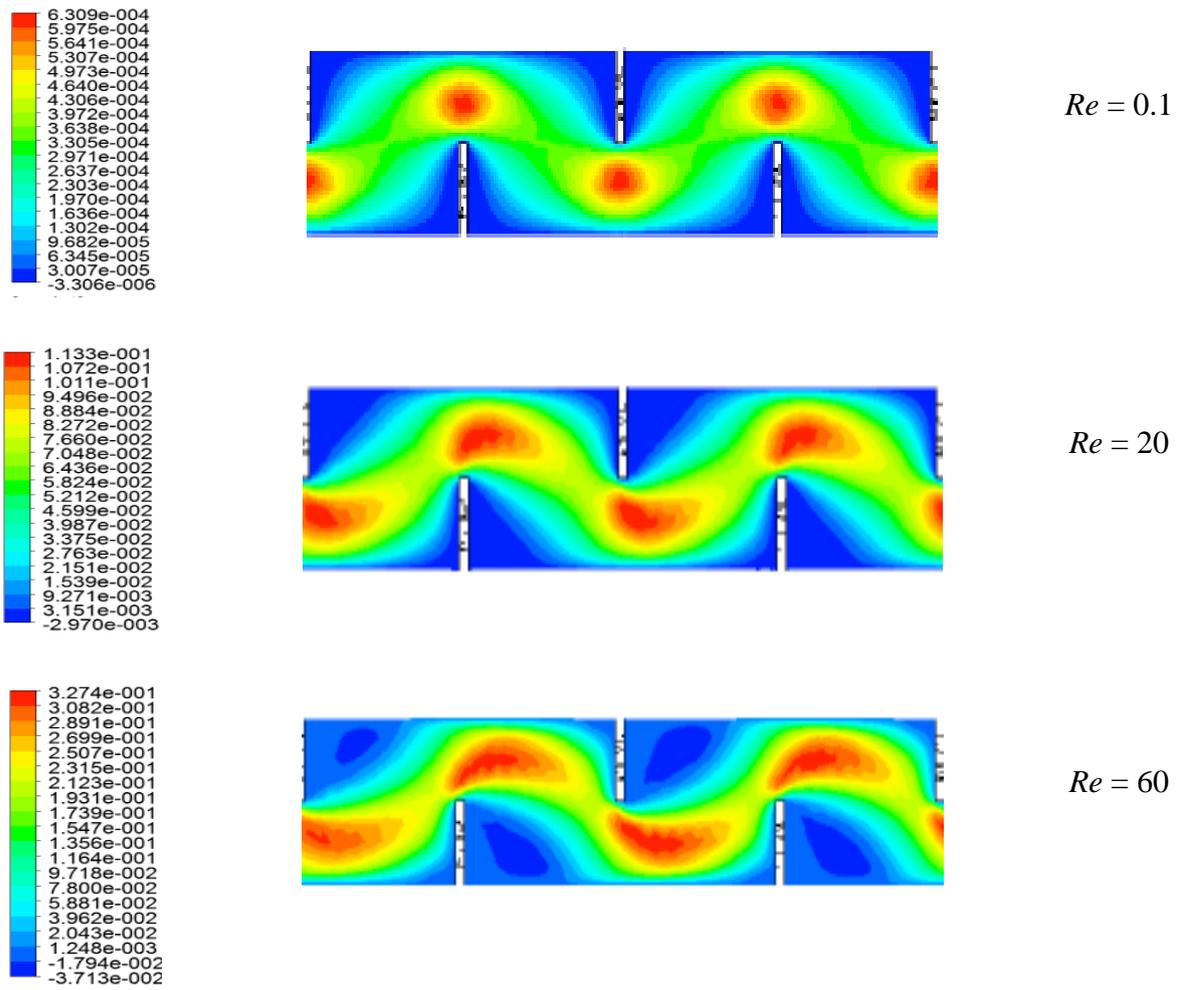


Figure 4.12: Influence du nombre de Reynolds sur les contours de vitesse[m/s], pour $n_b = 4$,
 $d/D = 0.1$

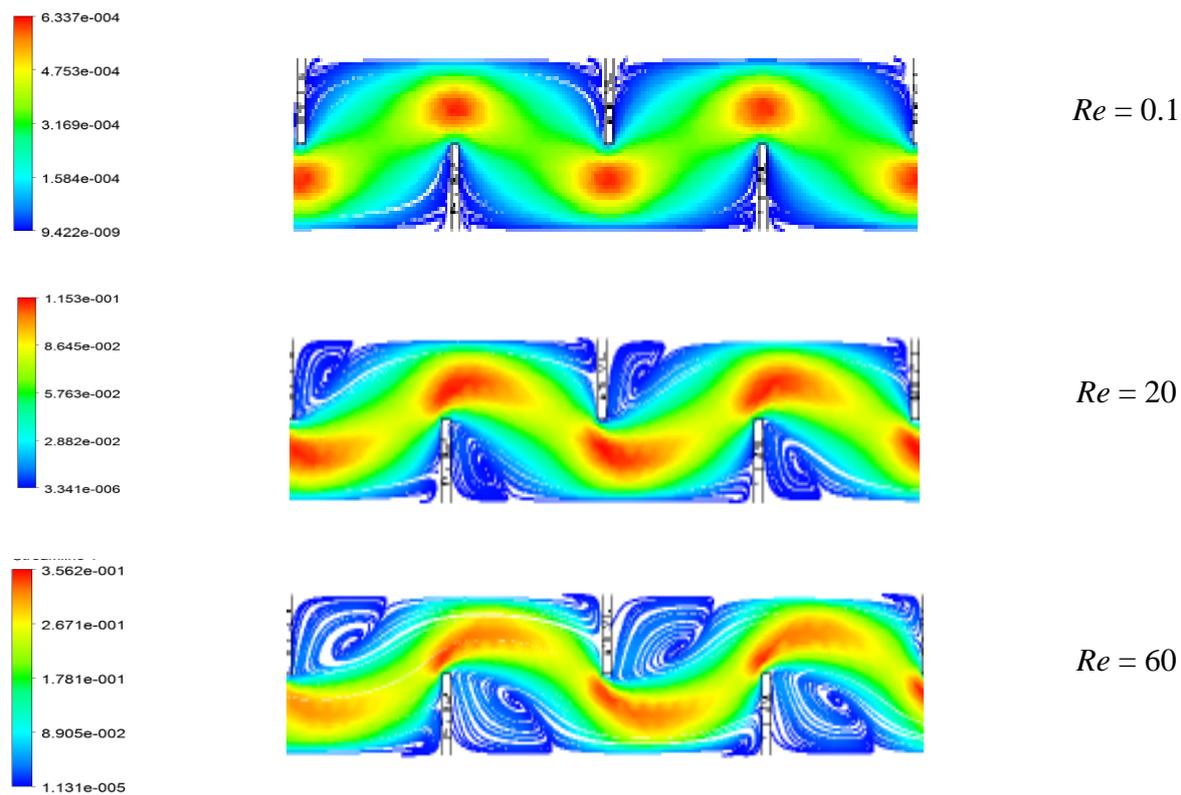


Figure 4.13: Influence du nombre de Reynolds sur les lignes de courant [m/s], pour $n_b = 4$,
 $d/D = 0.1$

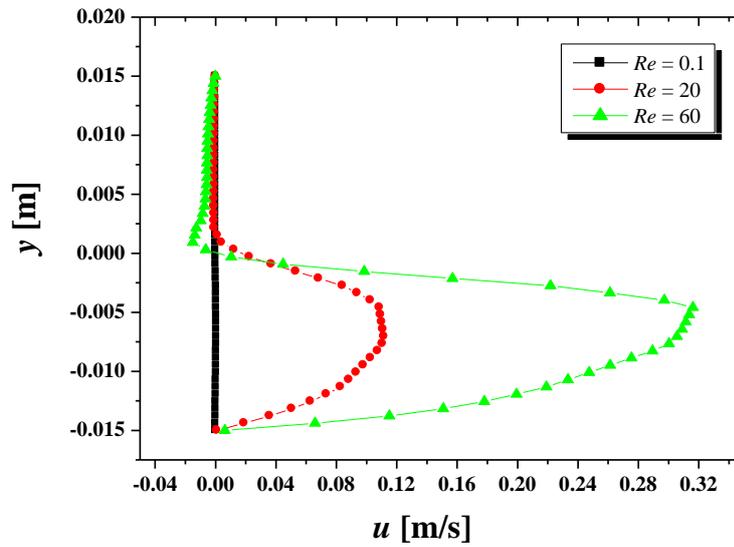


Figure 4.14: Vitesse u sur une position juste après la chicane, pour $n_b = 4$, $d/D = 0.1$

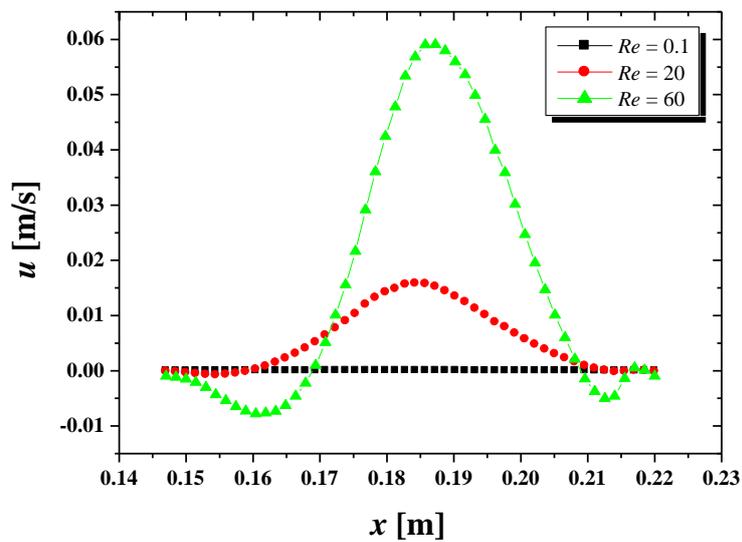


Figure 4.15: Vitesse u à une position très proche de la paroi, sur une distance entre 2 chicanes, pour $n_b = 4$, $d/D = 0.1$

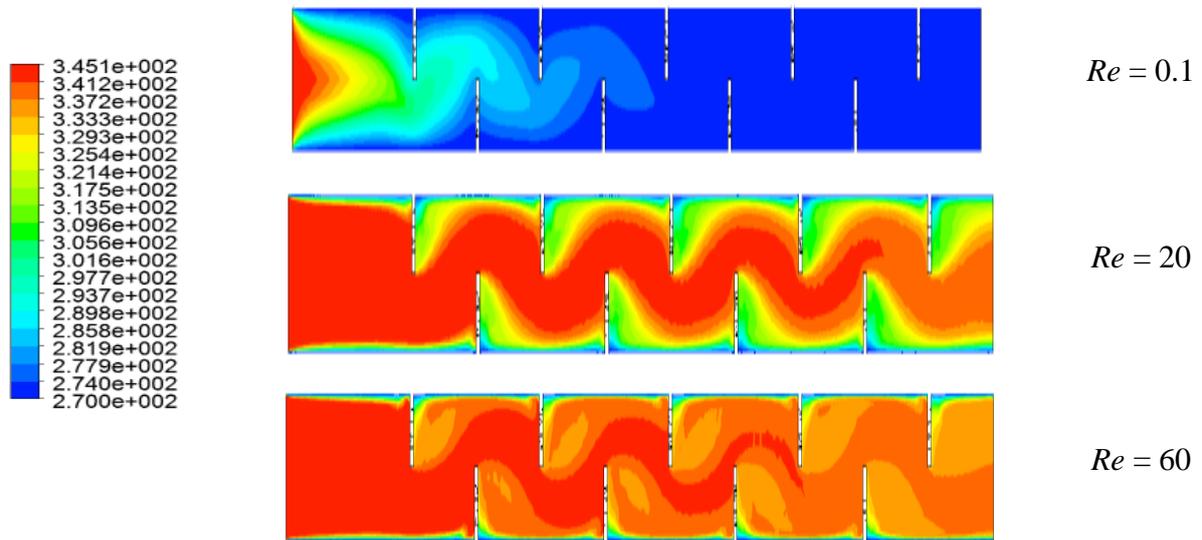


Figure 4.16: Influence du nombre de Reynolds sur la distribution de température [$^{\circ}\text{K}$], pour $n_b = 4$, $d/D = 0.1$

La distribution spatiale de température est montrée sur la Figure 4.16. Il semble sur l'augmentation du Re possède un effet négatif sur l'efficacité thermique d'un tel échangeur. Même si la croissance du Re génère plus de turbulence et interaction molécule, cela va créer un écoulement rapide qui ne permet pas de donner le temps nécessaire au fluide pour être suffisamment refroidi. Aussi, le frottement visqueux et les pertes de pression seront plus importants avec l'augmentation du Re (Figure 4.17).

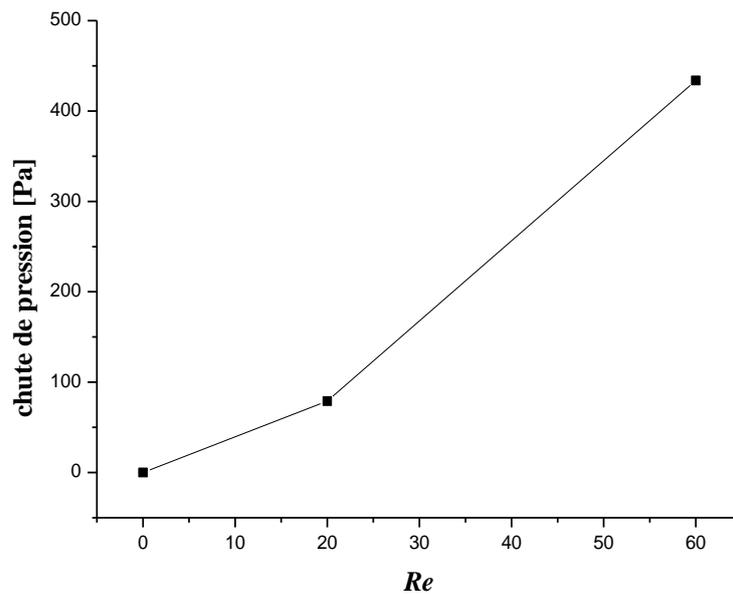


Figure 4.17 : Chute de pression pour $n_b = 4$, $d/D = 0.1$

4.5. Influence du nombre des perforations

L'effet du dernier paramètre géométrique est résumé dans la dernière partie de notre étude. Cela concerne le nombre de perforations (n_b). Pour un diamètre $d/D = 0.1$, n_b est varié entre 1 et 4.

Les résultats de la prédiction numérique concernant la distribution de température et chute de pression sont présentés sur les Figure 4.18 et 4.19, respectivement.

Ces résultats confirment que l'augmentation du nombre des perforations a un effet similaire que l'augmentation du diamètre des perforations. La croissance du n_b permet le passage de plus de volume du fluide chaud sans le faire entrer en recirculation et interaction moléculaire. Ce qui fait diminuer la longueur de la zone refroidie. Mais, cela est avantageux en termes de réduction des pertes de charge.

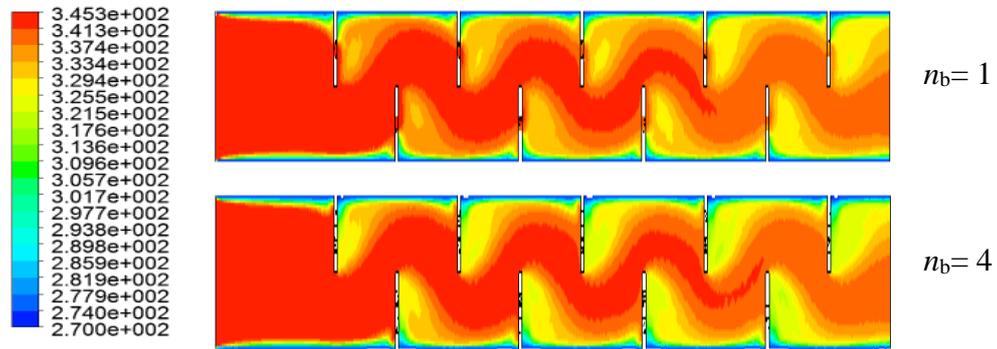


Figure 4.18 : Influence du nombre des perforations sur la distribution de température en [K]
 ($Re=40$, $d/D = 0.1$ mm)

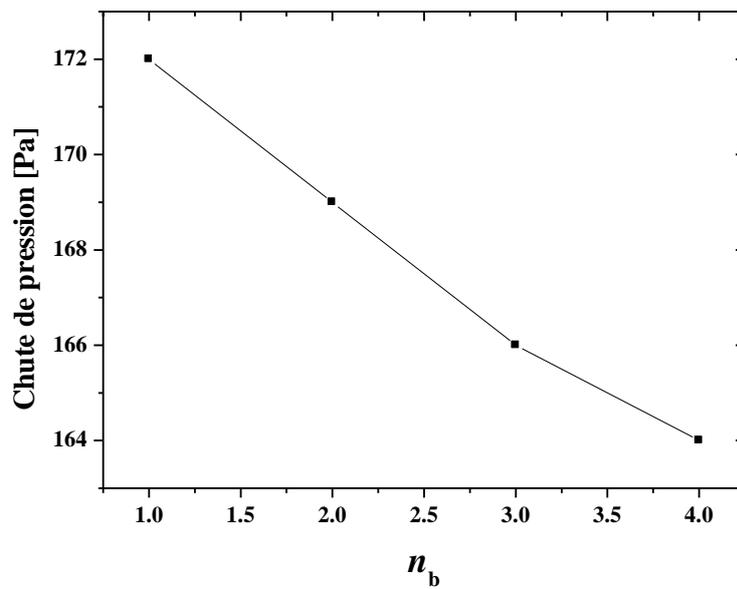


Figure 4.19 : Chute de pression pour $Re = 40$, $d/D = 0.1$ [mm]

Conclusion

Les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur muni de chicanes semi-circulaires sont déterminées par simulation numérique. L'effet de la présence des perforations sur les champs hydrodynamiques et thermiques ainsi que les pertes de charges est mis en évidence. L'effet d'autres paramètres a été aussi l'objet de cette étude : diamètre et nombre des perforations, ainsi que le nombre de Reynolds.

Le nombre (n_b) et diamètre (d/D) des perforations ainsi que le nombre de Reynolds (Re) ont été changé de 1 à 4, de 0.1 à 0.4 et 0.1 à 60, respectivement.

Les résultats de prédiction numérique ont montré l'intérêt majeur de la présence des perforations sur la réduction des pertes de charges. Mais l'augmentation excessive du diamètre d/D peut se répercuter négativement sur l'efficacité thermique de l'échangeur. Le grand rapport d/D permet le passage du fluide chaud sans être entré en interaction moléculaire forte, par conséquence, la longueur de la zone chaude devient plus longue.

Le nombre des perforations a été trouvé en ayant des effets similaires que le diamètre des perforations.

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

Références Bibliographiques

- [1] Ph. Marty. Cours de transferts thermiques. Université Joseph Fourier, Grenoble, 2013.
- [2] Y. Jannot. Cours Transferts thermiques 2^{ème} année. Ecole des Mines Nancy, 2012.
- [3] A. Giovaninni, B. Bédât. Transfert de chaleur. Cépadés, France, 2012.
- [4] G.-L. Battaglia, A. Kusiak, J.-R. Puiggali. Introduction aux transferts thermiques. DUNOD, Paris, 2010.
- [5] R. Bessaih. Transfert de chaleur et de matière. Publication de l'Université Mentouri de Constantine, 1994.
- [6] N. Sotehi. Caractéristiques thermiques des parois des bâtiments et amélioration de l'isolation. Thèse de Doctorat en Sciences, Université Mentouri de Constantine, 2010.
- [7] M. Bennajah, N. Chaouani. Echangeurs de chaleur. TECHNIP, France, 2014.
- [8] M. Moussa, J. Marie Perriercornet. Échangeur de chaleur : échangeur tubulaire et échangeur à surface raclée. Jean Castaing Lasvinottes, 2002.
- [9] A. Mezmiz. Différents types des échangeurs. Université Mentouri de Constantine, 2006.
- [10] J. Padet. Échangeurs thermiques. Masson, Paris Milan Barcelone, 1994.
- [11] A. Bontemps, A. Garrigue, Charles Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil. Description des échangeurs. Technique de l'Ingénieur [B2341].
- [12] Menidjel. Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre. I.AP/ SPA. Skikda, 2009.
- [13] F. Finkbeiner, T. Gonard, B. Filiol. Echangeurs thermiques: Enjeux, marchés, technologie et politique d'innovation. Editions européennes Thermique et Industries (EETI), France, 1993.

- [14] P. Tambouz. Raffinage du pétrole (Matériels et Equipements). Editions Technip, Paris, 1999.
- [15] J. S. Savard, H. Ibrahim, A. Ilinca. Etude et conception d'un échangeur thermique pour un système hybride De type éolien-diesel-stockage d'air comprimé. Université du Québec à Rimouski, 2008.
- [16] W. Roetzel, D. W. Lee. Effect of baffle/shell leakage flow on heat transfer in shell and-tube heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science* 8, 10-20, 1994.
- [17] Y. L. Tsay, T. S. Chang, J. C. Chang. Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall. *Acta Mechanica* 174, 63–76, 2005.
- [18] C. Cheng, W. Huang. Emerging topics in heat transfer: Enhancement and heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1315-1322, 1991.
- [19] J. R. Lopez, N. K. Anand, L. S. Flecher. A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles. In: *Proceedings of the Third U.S. National Congress on Computational Mechanics*, Dallas, TX, vol. 1, p 406-416, 1995.
- [20] L. C. Demartini, H. A. Vielmo and S. V. Möller. Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science and Engineering*, XXVI, 153-160, 2004.