

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

Effet de la Forme des Ondulations sur le Transfert de Chaleur Convectif dans un Canal Rectangulaire

Présenté par :

NOURI Hanane

HAMDAOUI Chahrazed

Devant le jury composé de :

Mr. Taïbi Bouziane

Ctr Univ Naama

Président

Dr. AMEUR Houari

MCA

Ctr Univ Naama

Encadreur

Mme Boukhadia Karima

Ctr Univ Naama

Examineur

Année universitaire 2017-2018

Remerciements

Nous remercions en premier lieu « Allah » le tout puissant d'avoir nous donner la chance et la force à arriver à ce niveau d'études.

Nous souhaitons tout d'abord remercier sincèrement notre encadreur **Dr. Ameer Houari**, enseignant à l'Institut des Sciences et Technologie, Centre Universitaire Ahmed Salhi pour ces conseils et encouragements. Il a guidé et conseillé aux moments importants pour mener à bien ce travail.

Nos remerciements s'adressent, également, aux membres du jury, qu'ils nous ont fait le très grand honneur de porter un jugement sur notre travail.

Nous saisissons cette occasion pour remercier les enseignants du département de Génie mécanique de Centre Universitaire Ahmed Salhi à Naâma.

A nos familles et nos amis qui par leurs prières et leurs encouragements, on a pu surmonter tous les obstacles.

Enfin, Nous remercions toute personne ayant pu, de près ou de loin, apporter une aide ou une contribution pour mener à terme ce travail.



Dédicace

Je dédie ce travail accompagné d'un profond amour à mes chers parents qui m'ont arrosée de tendresse, d'espoirs et d'amour, que Dieu me les garde.

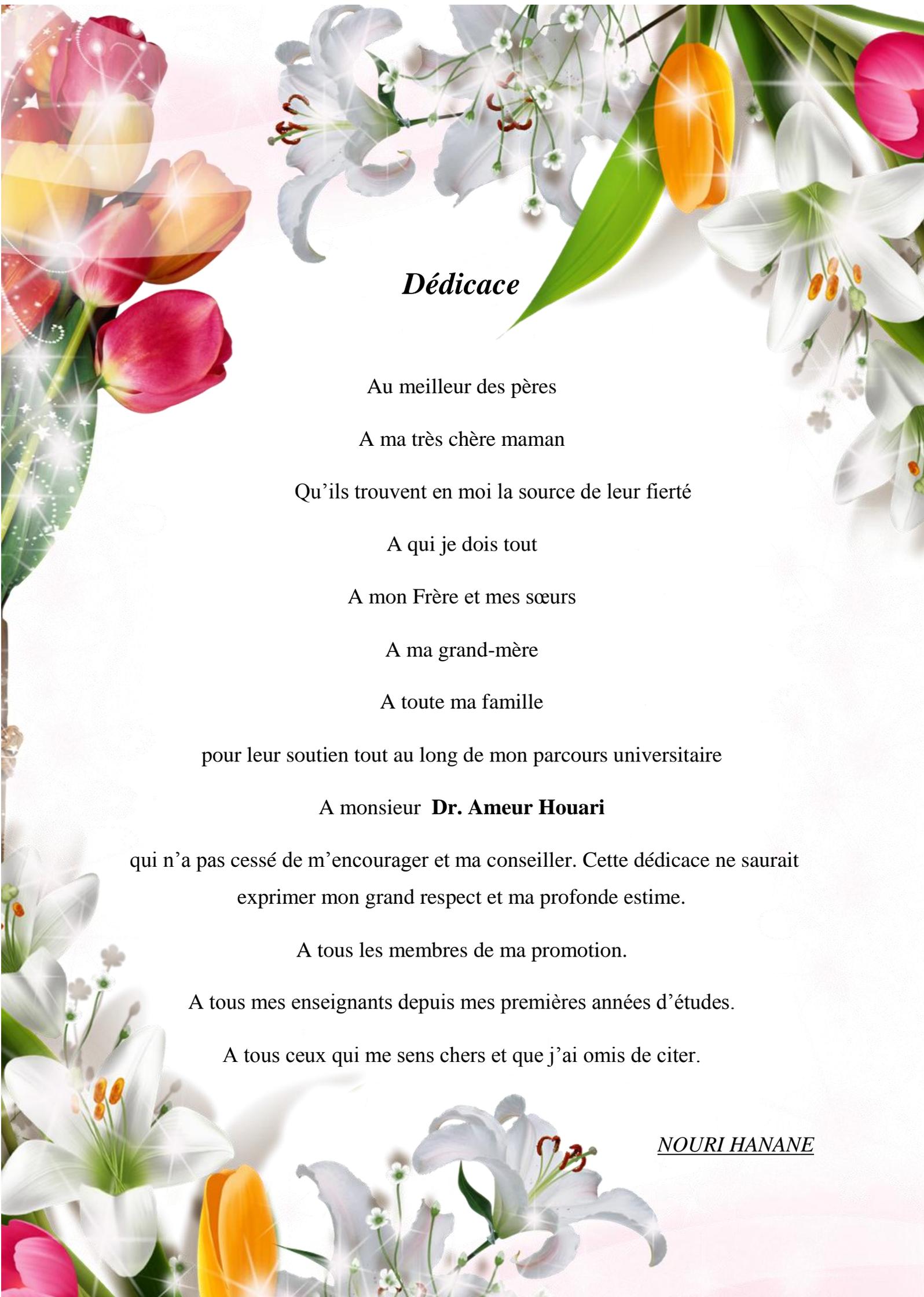
A nos frères,

A nos amis et nos camarades.

A mon encadreur, sans votre aide, vos conseils et vos encouragements ce travail n'aurait jamais vu le jour. Mes sincères remerciements pour tous les efforts fournis pour que ce travail soit un témoignage de ma gratitude et mon respect.

A toute ma promotion.

HAMDAOUI Chahrazed



Dédicace

Au meilleur des pères

A ma très chère maman

Qu'ils trouvent en moi la source de leur fierté

A qui je dois tout

A mon Frère et mes sœurs

A ma grand-mère

A toute ma famille

pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire

A monsieur **Dr. Ameer Houari**

qui n'a pas cessé de m'encourager et me conseiller. Cette dédicace ne saurait exprimer mon grand respect et ma profonde estime.

A tous les membres de ma promotion.

A tous mes enseignants depuis mes premières années d'études.

A tous ceux qui me sont chers et que j'ai omis de citer.

NOURI HANANE

Résumé

Le transfert de chaleur par convection dans un canal rectangulaire est exploré numériquement à l'aide d'un code de calcul. On base sur les effets de la forme des ondulations présentes sur les parois du canal. Trois formes sont étudiées et qui sont : la forme rectangulaire, triangulaire et circulaire. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds, le nombre et la forme des ondulations sur les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'échangeur est mise en évidence. Le fluide considéré est un fluide non-Newtonien (pseudoplastique).

Mots-clés : *Transfert de chaleur ; Convection ; Fluide non-Newtonien ; Paroi ondulée ; Canal rectangulaire.*

ملخص

يتم فحص نقل الحرارة المؤتلف في قناة مستطيلة عدديًا باستخدام رمز حساب. ويستند إلى آثار شكل التموج الموجودة على جدران القناة. يتم دراسة ثلاثة أشكال وهي: الشكل المستطيل ، الثلاثي ، الدائري. أيضا ، يتم تمييز تأثير رقم رينولدز ، وعدد وشكل التماوج على الخصائص الحرارية الهيدروليكية للمبادل. المائع المعترف هو سائل غير نيوتوني(كاذب).

كلمات البحث: نقل الحرارة. الحمل الحراري. سائل غير نيوتوني الجدار المموج قناة مستطيلة.

Abstract

The Convective heat transfer in a rectangular channel is investigated numerically by using a calculation code. We focus on the effects of the shape of corrugations present on the channel walls. Three forms are studied and which are: the rectangular, triangular and circular form. Also, the influence of Reynolds number, the number and shape of the corrugations on the thermo-hydraulic characteristics of the exchanger is highlighted. The fluid considered has a non-Newtonian shear thinning behavior.

Keywords: *Heat transfer; Convection; Non-Newtonian fluid; Corrugated wall; Rectangular channel.*

Nomenclature

Symboles	Significations	Unités
T	la température	[K]
φ	densité de flux de chaleur	[W.m ⁻²]
S	l'aire de la surface	[m ²]
Φ, q	Flux de chaleur	[W]
T_1	température de fluide chaud	[K]
T_2	température de fluide froid	[K]
A	Surface d'échange de chaleur	[m ²]
k	Conductivité thermique du matériau	[W. m ⁻¹ .k ⁻¹]
L	L'épaisseur	[m]
θ_0	température de la paroi gauche	[K]
θ_L	température de la paroi droite	[K]
X	variable d'espace dans la direction du flux	[m]
R	Résistance thermique	[K.w ⁻¹]
P	la puissance	[W]
A	la surface de l'objet	[m ²]
e	l'emissivité de l'objet qui dépend de la nature de l'objet	[]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W.m ⁻² .k ⁻⁴]
f, ν	Fréquence	[Hz]
E	Energie des photons	[J]
h	coefficient de transfert thermique	[W.m ⁻² .k ⁻¹]
L_c	longueur caractéristique	[m]
h	Constante de Plank	[J .sec]
λ	Longueur d'onde	[m]
L	Longueur du canal	[m]
l	Longueur de l'ondulation	[m]
a	Largeur du canal	[m]
b	Hauteur du canal	[m]
h	Hauteur de l'ondulation	[m]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
ρ	Densité	[kg/m ³]
μ	Viscosité cinématique	[m ² /s]
η	Viscosité dynamique	[Pa.s]

Les nombres adimensionnels

Re	Nombre de Reynolds
Nu	Nombre de Nusselt

Liste de figure

Figure I.1 :	Champ de température	04
Figure I.2 :	isotherme et gradient thermique	05
Figure I.3 :	Conduction de chaleur à travers une paroi.....	06
Figure I.4 :	Schématisation du mur monocouche.....	07
Figure I.5 :	Schématisation du mur multicouche.....	08
Figure I.6 :	Phénomène de convection thermique.....	09
Figure I.7 :	Rayonnement thermique du soleil.....	10
Figure II.1 :	Différent modes de circulation.....	14
Figure II.2 :	Échangeur monotube en serpentin.....	16
Figure II.3 :	Échangeur coaxial.....	16
Figure II.4 :	Echangeurs à plaques.....	17
Figure II.5 :	Echangeur de chaleur à plaques hélicoïdales.....	18
Figure II.6 :	Schéma d'un échangeur à spirales.....	18
Figure II.7 :	un échangeur à ailettes.....	19
Figure II.8 :	les différents échangeurs à bloc.....	20
Figure II.9 :	L'encrassement dans un échangeur tubulaire.....	21
Figure III.1:	La structure générale du code ANSYS CFX.....	24
Figure III.2:	Géométrie du domaine de calcul.....	27
Figure III.3:	Conditions aux limites.....	28
Figure III.4	Les dimensions de la chicane ondulée.....	29
Figure III.5:	Type de maillage.....	30
Figure III.6:	Convergence de la solution vers une erreur de 10^{-5}	31
Figure IV.1:	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.....	33
Figure IV.2:	Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$	35
Figure IV.3:	Lignes de courant sur un plan horizontal (XY) pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$	36
Figure IV.4:	Vitesse axiale en fonction du forme pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$, $z/a = 0.5$	37
Figure IV.5:	Vitesse axiale en fonction du forme pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$, $z/a = 0.001$	37
Figure IV.6 :	Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$	38
Figure IV.7:	Variations de température en fonction de la forme de paroi, pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$, $z/a = 0.5$	39
Figure IV.8:	Chute de pression en fonction de la forme de la conduite, pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$...	39
Figure IV.9:	Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$	40
Figure IV.10:	Lignes de courant sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$	41
Figure IV.11:	Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$	41
Figure IV.12:	Température en fonction des ondulations pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$	42
Figure IV.13:	Chute de pression en fonction du nombre des ondulations pour $h/a = 0.3$	42
Figure IV.14:	Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1.....	43
Figure IV.15:	Lignes de courant sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1.....	44
Figure IV.16:	Vitesse axiale le long de l'échangeur pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1, $z/a = 0.5$	44
Figure IV.17:	Vitesse axiale le long de l'échangeur pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1, $z/a = 0.001$	45
Figure IV.18:	Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1.....	46

Figure IV.19:	Température en fonction de la hauteur pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1..	47
Figure IV.20:	Chute de pression pour un échangeur à paroi ondulée (forme circulaire), Cas N° 1...	47
Figure IV.21:	Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire.....	49
Figure IV.22:	Ligne de courant sur un plan horizontal (XY), pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire.....	50
Figure IV.23:	Vitesse axiale en fonction du nombre de Reynolds pour $h/a = 0.3$, $z/a = 0.001$, ondulation rectangulaire.....	51
Figure IV.24:	Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire.....	52
Figure IV.25:	Variation de température sur la ligne centrale de l'échangeur, pour $h/a = 0.3$, $z/a = 0.5$, ondulation rectangulaire.....	53
Figure IV.26:	Chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire.....	53

Liste de tableau

Tableau III.1 :	Détails sur les paramètres géométriques.....	27
-----------------	--	----

Table de matière

Remerciements.	
Dédicace.	
Résumé.	
Abstract.	
Nomenclature.	
Liste de figure.	
Liste de tableau.	
Table de matière.	
Introduction générale	1
Chapitre I :Généralités sur le Transfert de Chaleur.....	3
I.1. Introduction.....	3
I.2. Définitions.....	3
I.2.1. Champ de température.	3
I.2.2. Gradient de température	4
I.2.3. Flux de chaleur	5
I.3. Modes de transfert de chaleur	6
I.3.1. Transfert de chaleur par conduction	6
I.3.1.1. Loi de Fourier	6
I.3.1.2. Résistance thermique	7
I.3.2. Transfert de chaleur par convection	9
I.3.2.1. Convection naturelle	9
I.3.2.2. Convection forcée	10
I.3.2.3. Convection mixte	10
I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement	10
I.3.3.1. Loi de Boltzmann.....	11
I.3.3.2. Le spectre électromagnétique	11
I.3.3.3. Radiation thermique	12
I.3.3.4. Le corps noir.	12
Chapitre II :Types des échangeurs de chaleur	13
II .1. Définition.....	13

II .2. Principe de fonctionnement	13
II.3. Disposition des écoulements	14
II.4. Classification des échangeurs	15
II.5. Types des échangeurs de chaleur	15
II.5.1. Les échangeurs tubulaires	15
II.5.1.1. Echangeur monotube	15
II.5.1.2. Echangeur coaxial.....	16
II.5.2. Les échangeurs à plaques	16
II.5.2.1. Echangeurs à plaques soudées.....	17
II.5.2.2. Echangeurs à plaques hélicoïdales.....	17
II.5.3. Les échangeurs à spirales.....	18
II.5.4. Les échangeurs à ailettes.....	19
II.5.5. Les échangeurs à bloc.....	19
II.6. Arrangement des échangeurs.....	20
II.6.1. En série sur les deux fluides.....	20
II.6.2. En parallèle sur les deux fluides.....	20
II.7. Notions sur l'encrassement des échangeurs	21
II.7.1. Aspect physique de l'encrassement.....	21
II.7.2. Aspect économique et environnemental de l'encrassement.....	22
Chapitre III :Traitement numérique du problème étudié.....	23
III.1. Description du code de calcul ANSYS CFX	23
III.2. Modules principaux du logiciel ANSYS-CFX.....	23
III.2.1. ANSYS ICEM CFD	24
III.2.2. CFX-Pre.....	24
III.2.3. CFX-Solver	25
III.2.4. CFX- Solver Manager	25
III.2.5. CFX-Post	25
III.3. Présentation de la méthode des volumes finis.....	25
III.4. Méthode des Volumes Finis	26
III.5. Principe de la méthode des volumes finis	26
III.6. Géométrie du problème étudié	26
III.7. Considérations du problème	27
III.8. Conditions aux limites	28

III.9. Les différents paramètres étudiés	29
III.10. Génération du maillage	30
III.11. Test de maillage	30
Chapitre IV : Résultats et Discussion	32
IV.1. Validation	32
IV.2. Influence de la forme des ondulations	34
IV.3. Influence du nombre des ondulations	40
IV.4. Influence de la hauteur des ondulations	43
IV.5. Influence du nombre de Reynolds (Re)	48
Conclusion générale	55
Références Bibliographiques	56

Introduction générale

L'énergie correspond à un transfert ou échange par interaction d'un système avec son environnement. Ce système subit alors une transformation. La thermodynamique nous apprend que l'énergie peut être transférée à partir d'interactions entre le système et son environnement, sous forme de chaleur et de travail.

Et le transfert de chaleur on l'appelle : le déplacement de la chaleur d'une région à une autre suite à une différence de température, ce déplacement peut se produire entre deux corps en contact (solide-solide, solide-fluide, fluide-fluide) ou entre deux parties d'un même corps. Elle a subi une étude intensive pour satisfaire les exigences des différentes technologies nucléaires, solaires...

L'échangeur de chaleur permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides. Ce phénomène est très important dans les domaines des sciences technologiques, des conceptions techniques et de l'industrie, il existe dans chaque aspect de la vie et a un grand champ d'application. C'est un processus complexe, qui est réalisé sur la base des différents modes fondamentaux à savoir : la conduction, la convection et le rayonnement

Avec le développement prodigieux des techniques modernes, il est devenu indispensable à tout ingénieur, quelque soit le domaine où il sera appelé, à posséder de bonnes connaissances des lois fondamentales de transfert thermique.

Objectifs spécifiques de la présente étude :

Les objectifs principaux du présent mémoire concernent, par simulation numérique, l'influence de la forme des parois d'un échangeur de chaleur sur les performances thermo-hydrauliques.

Organisation de travail :

Le présent mémoire comporte quatre chapitres :

✓ Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre des généralités sur le transfert thermique.

✓ Le deuxième chapitre est un récapitulatif des différents types des échangeurs de chaleur.

✓ Le troisième chapitre englobe des détails sur le traitement numérique du problème étudié.

✓ Dans le dernier chapitre, nous évaluerons et discuterons les résultats prédits numériquement.

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

Chapitre I

Généralités sur le Transfert de Chaleur

I.1.Introduction

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final .

I.2.Définitions

I.2.1.Champ de température

Nous dirons qu'à l'instant t la température d'un corps est uniforme si, en cet instant, tous les appareils de mesure indiquent la même valeur T quelle que soit leur position. Nous dirons en outre qu'elle est constante si T est indépendante de l'instant d'observation. Si ces deux conditions ne sont pas réalisées, nous dirons que la température est une fonction scalaire $T(x, y, z, t)$ des coordonnées du repère d'espace-temps (Figure I.1).

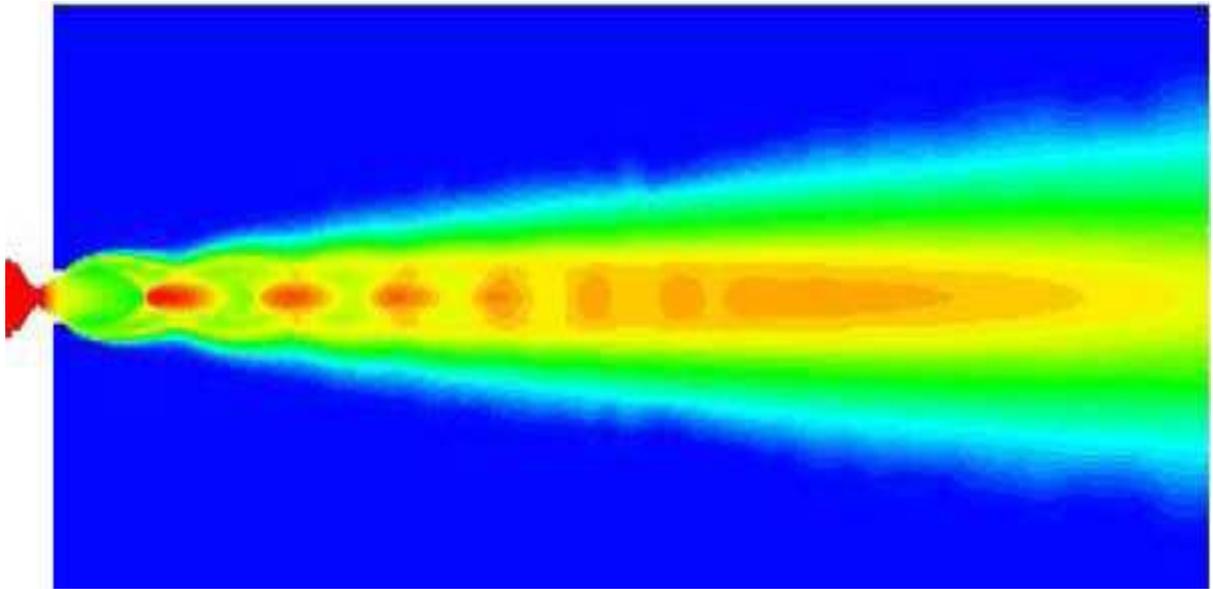


Figure I.1 : Champ de température

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température $T(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. Nous distinguerons deux cas:

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- Évolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou instationnaire [1].

I.2.2. Gradient de température

À l'intérieur d'un corps homogène, on peut définir à chaque instant t des surfaces isothermes caractérisées par $T(x, y, z, t) = \text{constante}$. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température (Figure I.2) :

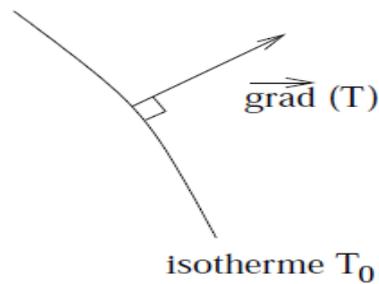


Figure I.2 : Isotherme et gradient thermique

$$\vec{\text{grad}}(T) = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (\text{I.1})$$

Avec : \vec{n} : vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$: dérivée de la température le long de la normale

En coordonnées cartésiennes le vecteur gradient de température $\vec{\nabla}T$ a pour coordonnées $(\frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y}, \frac{\partial T}{\partial z})$ [1].

I.2.3. Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur :

$$\varphi = \frac{1}{s} \frac{dQ}{dt} \quad (\text{I.2})$$

Où S est l'aire de la surface (m^2).

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps : [2]

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} \quad (\text{I.3})$$

I.3. Modes de transfert de chaleur

I.3.1. Transfert de chaleur par conduction

C'est un transfert moléculaire de la chaleur dans les corps (ou bien entre les corps), conditionné par la différence des températures dans le milieu considéré. La chaleur se transmet de proche en proche dans tout le milieu, des parties chaudes vers les parties plus froides. Cette progression s'effectue sans mouvement de matière (Figure I.3) [3].

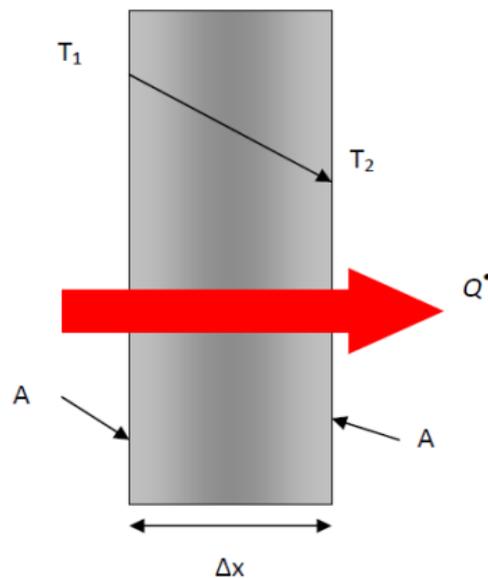


Figure I.3 : Conduction de chaleur à travers une paroi

I.3.1.1. Loi de Fourier

Dans un milieu quelconque, l'existence d'un gradient de température génère un transfert de chaleur d'un point à un autre. Selon le premier principe de la thermodynamique, le sens du flux de chaleur est dirigé de la température la plus élevée à la plus basse. Ce flux de chaleur q (mesuré en $w.m^{-2}$) traversant perpendiculairement une surface unitaire, est proportionnel au gradient de température dans la direction normale de la surface S , et de signe opposé. Selon la loi de Fourier :

$$q = -k \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) \quad (I.4)$$

Le terme $\frac{\partial T}{\partial n}$ représente le gradient de température dans la direction normale à la surface unitaire.

Le terme k symbolise la conductivité thermique du matériau en $w.k^{-1}.m^{-1}$. Cette conductivité thermique peut dépendre de la température au point considéré [4].

I.3.1.2. Résistance thermique

Considérons le problème simple de conduction dans un mur (Figure I.4) de conductivité k constante et d'épaisseur L . A travers le mur, la température varie de θ_0 (température de la paroi gauche) à θ_L (température de la paroi droite).

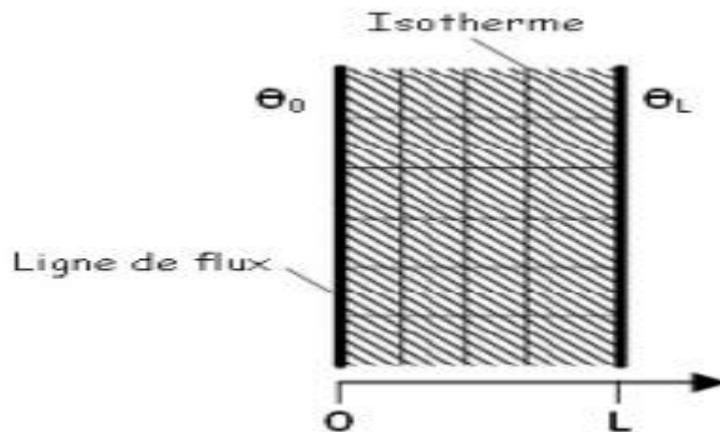


Figure I.4 : Schématisation du mur monocouche

L'équation qui gouverne le problème en stationnaire et sans génération interne de chaleur est :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = 0 \text{ avec pour conditions limites :}$$

$$x = 0 \rightarrow \theta = \theta_0 \tag{I.5}$$

$$x = L \rightarrow \theta = \theta_L$$

La solution de cette équation est :

$$\theta = \theta_0 + (\theta_L - \theta_0) \frac{x}{L} \quad (\text{I.6})$$

Le flux qui traverse le mur est :

$$\Phi = \frac{k}{L} (\theta_0 - \theta_L) = -k \frac{d\theta}{dx} \quad (\text{I.7})$$

Si la section du mur est A , la quantité de chaleur qui traverse le mur est :

$$\Phi = \frac{k.A}{L} (\theta_0 - \theta_L) \quad (\text{I.8})$$

On définit par $\frac{k.A}{L}$ la conductance et par $\frac{L}{k.A}$ la résistance thermique du mur. Pour un mur multicouche (Figure I.5) :

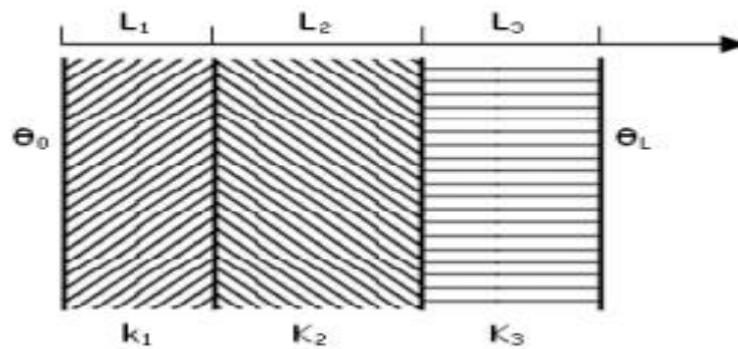


Figure I.5 : Schématisation du mur multicouche

Les résistances thermiques s'expriment par [5] :

$$R_i = \frac{L_i}{A k_i} \quad (\text{I.9})$$

et la quantité de chaleur traversant le mur (Figure I.4) par :

$$\Phi = \frac{\theta_0 - \theta_L}{\sum R_i} \quad (\text{I.10})$$

I.3.2. Transfert de chaleur par convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu.

La convection est le mécanisme le plus important du transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite, ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement (Figure I.6) [6].

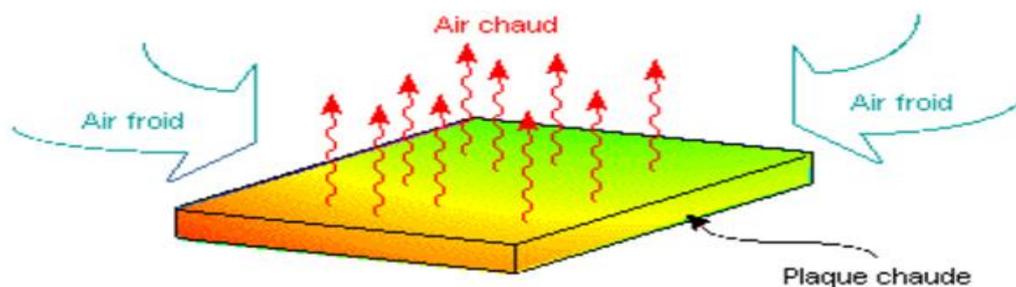


Figure I.6 : Phénomène de convection thermique

I.3.2.1. Convection naturelle

Le phénomène de convection naturelle thermique apparaît spontanément, sous le seul effet des différences de masse volumique résultantes des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (le champ gravifique,...) [7].

Nombre de Nusselt (Nu) : est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif.

On le définit de la manière suivante :

$$Nu = \frac{hLc}{\lambda}$$

I.3.2.2. Convection forcée

Dans ce type de convection, le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques (compresseur, pompe, ventilateur, etc...). c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides [8].

I.3.2.3. Convection mixte

Il existe, comme précédemment, une cause externe au mouvement du fluide, mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (régime de transition entre la convection libre et la convection forcée). C'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : l'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas pour autant négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air [9].

I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement thermique est un phénomène se caractérisant par un échange d'énergie électromagnétique, sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange. Par exemple, le rayonnement solaire est capable d'échauffer la terre bien que le milieu traverse soit à une température plus basse que la terre (Figure I.7) [10].

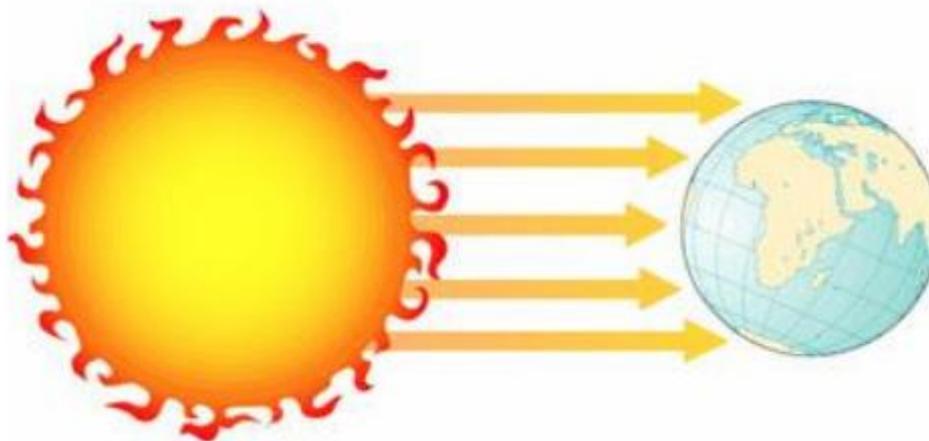


Figure I.7 : Rayonnement thermique du soleil

I.3.3.1. Loi de Boltzmann

Le taux auquel un objet émet de l'énergie est proportionnel à la puissance quatrième de sa température absolue. Ceci est connu comme la loi de Stefan et est exprimé [11] :

$$P = \sigma A e T^4 \quad (\text{I.11})$$

où

P : est la puissance en watts.

A : est la surface de l'objet en mètres carrés.

e : est l'émissivité de l'objet qui dépend de la nature de l'objet.

T : est la température en kelvins.

σ : est une constante appelée constante de Stefan-Boltzmann.

I.3.3.2. Le spectre électromagnétique

Le rayonnement est une énergie électromagnétique qui se propageant dans l'espace à la vitesse de la lumière. Pour la plupart des applications d'énergie solaire, le rayonnement thermique est le plus important, qui est cela émis par des corps en raison de leur température. Les résultats des émissions sont les changements d'états électroniques, de rotation et de vibration des atomes et des molécules, donc émettant réparties sur un éventail de longueurs d'onde.

Les longueurs d'onde d'importance dans l'énergie solaire et ses applications sont de l'ultraviolet à presque l'infrarouge, de 0,2 à 25 μm . Le rayonnement solaire en dehors de l'atmosphère a de l'ordre de 0,2 à 4 μm , alors que l'énergie solaire reçue au sol est sensiblement de l'ordre de 0,29 à 3,0 μm .

Pour un but dans la demande de l'énergie solaire, il est également nécessaire de considérer l'énergie d'un photon : [12]

$$E = h\nu \quad (\text{I.12})$$

$$\lambda = \frac{v}{f} \quad (\text{I.13})$$

I.3.3.3. Radiation thermique

Le rayonnement thermique est une forme d'énergie qui dépend entièrement des caractéristiques de la température de la surface émissive. En fait, est une onde électromagnétique en se déplaçant à la vitesse de la lumière. Quand un faisceau incident sur la surface d'un corps il y a une fraction réfléchie (ρ), une fraction absorbée (α) et une fraction transmis (τ) :

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (\text{I.14})$$

Il faut remarquer que ces paramètres sont également en fonction de la longueur d'onde, par conséquent, nous parlons de réflectivité spectrale (ρ_λ), capacité d'absorption spectrale (α_λ) et de transmissivité spectrale (τ_λ) [12].

I.3.3.4. Le corps noir

Un corps noir est capable d'absorber tout le rayonnement incident, dans n'importe quelle direction ou longueurs d'onde il est. Il s'agit d'un concept idéal aussi que toute substance réelle dans la nature reflète ou permet le traverser certaines parties de rayonnement [12].

Chapitre II

Types des Echangeurs de Chaleur

II.1.Définition

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et, par principe, la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid [13].

II.2.Principe de fonctionnement

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. D'une manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi, d'où le nom de l'appareil. Le problème majeur consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le

dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides, mais aussi de nombreux autres paramètres, ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe [14].

Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre :

- des températures d'entrée.
- des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique).
- des coefficients d'échange par convection.

II.3. Disposition des écoulements

Ce classement est réalisé à partir de la géométrie de l'échangeur et du sens relatif de l'écoulement des deux fluides. Dans ce qui suit, on représente uniquement les circulations des fluides les plus souvent rencontrées. Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Ou bien les vecteurs vitesses des écoulements sont approximativement parallèles : S'ils sont de même sens les écoulements sont « co-courant ». S'ils sont de sens contraire, les écoulements sont « à contre-courant ».
- Ou bien les vecteurs vitesses sont en moyenne perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisé » (Figure II.1) [15].

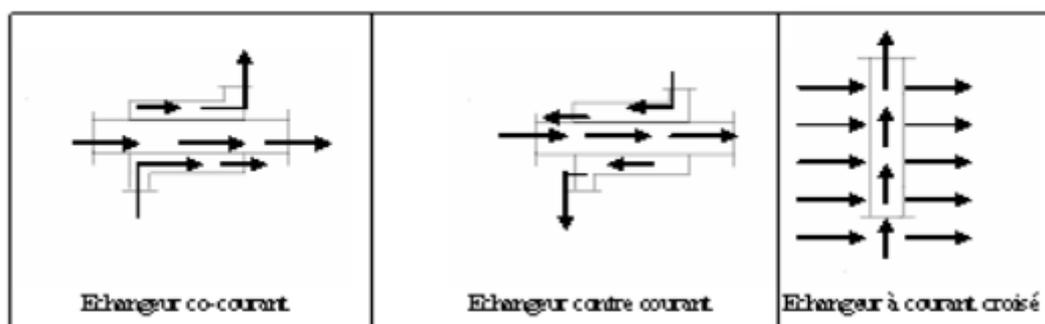


Figure II.1 : Différent modes de circulation

II.4. Classification des échangeurs

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

- Classification selon leurs procédés de transfert thermique :

Selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types : à contact direct et à contact indirect.

- Classification selon la compacité de surface :

Cette autre classification, se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux catégories : échangeurs compacts et non-compacts.

- Classification suivant la construction :

Échangeurs de chaleur tubulaires : coaxial, multitubulaire, tube et calandre, double tubes coaxiaux et calandre, échangeurs de chaleur à plaques-étanches, bobine de tôle en spirale, lamelles, etc.

- Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

1- Les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium,...

2- Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique, etc. [16].

II.5. Types des échangeurs de chaleur

II.5.1. Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer les catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [17].

II.5.1.1. Echangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure au dessous (Figure II.2) [17].

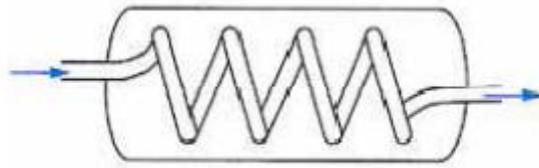


Figure II.2 : Échangeur monotube en serpentin

II.5.1.2.Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés. En général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous (Figure II.3) [17].

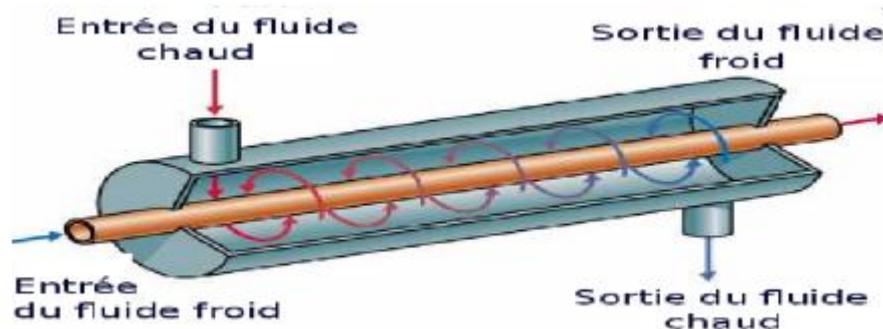


Figure II.3 : Échangeur coaxial

II.5.2.Les échangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. La Figure II.4 illustre le fonctionnement d'un tel échangeur.

L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes doivent être échangées. Les

échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement [18].

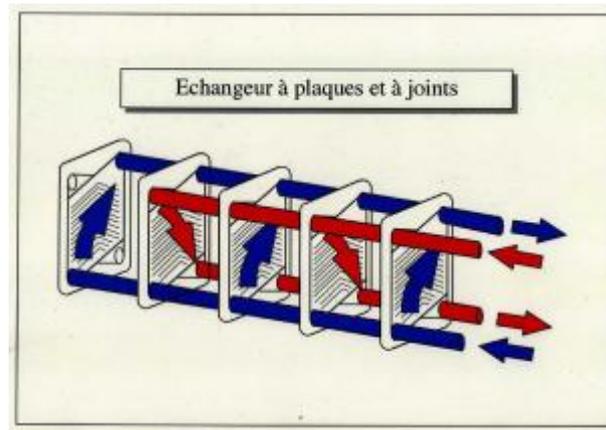


Figure II.4 : Echangeurs à plaques

II.5.2.1. Echangeurs à plaques soudées

Une des limitations des échangeurs à plaques avec joints d'étanchéité est la présence des joints d'étanchéité, ce qui amène une restriction quant au choix des fluides, ils ne doivent pas être corrosifs, et limite la température et la pression d'opération. Afin d'éliminer ces problèmes, certains échangeurs à plaques ont les surfaces des plaques soudées les unes aux autres sur un ou des deux côtés des fluides. Afin de réduire le coût de soudage, les plaques sont généralement plus larges que normalement. Le principal désavantage encouru par cette technique est la perte de la possibilité de désassembler les échangeurs, ce qui les rend plus difficiles à nettoyer [19].

II.5.2.2. Echangeurs à plaques hélicoïdales

Un échangeur de chaleur à plaques hélicoïdales consiste à deux feuilles de métal relativement longues reliées par des tiges métalliques pour garder un espacement qui sont roulées autour d'un mandrin pour former une paire de canaux hélicoïdaux pour deux fluides. La Figure II.5 en montre un exemple. Un embout est ajouté aux extrémités afin de garder les fluides dans leurs canaux respectifs. Ces embouts peuvent être soudés ou fixés avec des vis en ayant un joint étanche entre les plaques hélicoïdales et chaque embout afin de garder

l'échangeur de chaleur étanche. Les principaux métaux utilisés pour les plaques sont l'acier inoxydable, le titane, l'Hastelloy, l'Incoloy et des alliages à haute densité de nickel.

Les fluides peuvent circuler de trois manières différentes dans l'échangeur : à contre-courant en spirale, un fluide en spirale et l'autre transversalement, un fluide en spirale et l'autre en une combinaison de spirale et transversale [19].

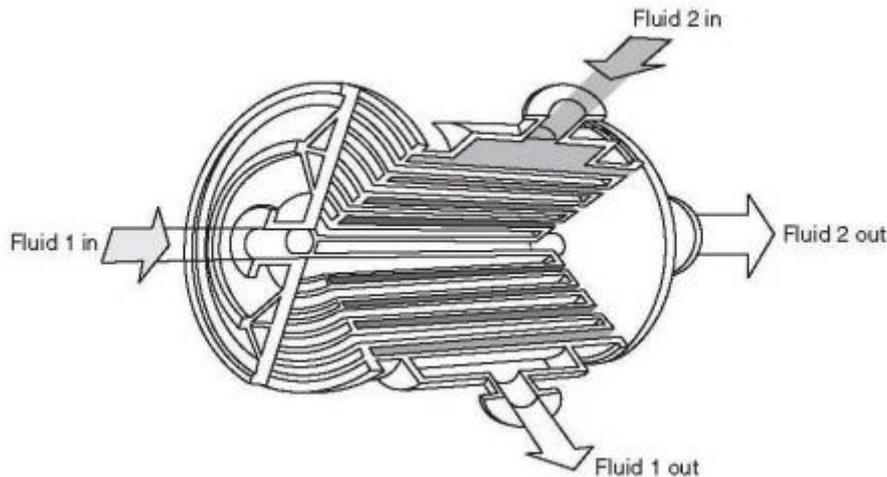


Figure II.5 : Echangeur de chaleur à plaques hélicoïdales

II.5.3. Les échangeurs à spirales

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 185 m^2 pour un diamètre de 1.5 m , ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts (Figure II.6) [20].

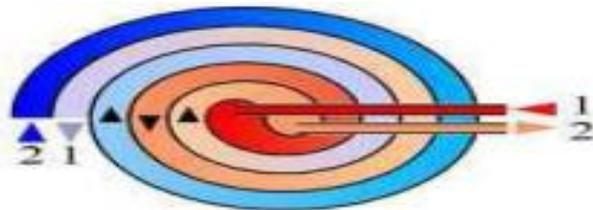


Figure II.6 : Schéma d'un échangeur à spirales

II.5.4. Les échangeurs à ailettes

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple. Il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique; ces lames se refroidissent au contact de l'air. Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments : de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes (Figure II.7) [21].



Figure II.7 : un échangeur à ailettes

II.5.5. Les échangeurs 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 (Figure II.8) [21].

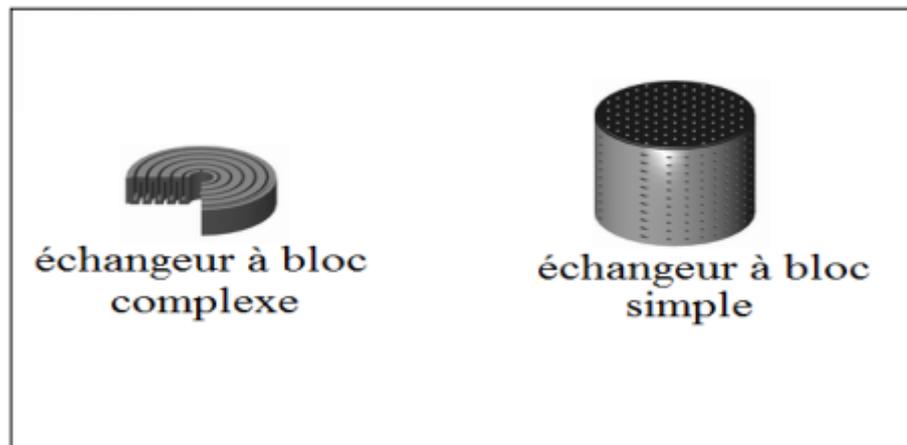


Figure II.8 : les différents échangeurs à bloc

II.6. Arrangement des échangeurs

II.6.1. En série sur les deux fluides

Les échangeurs peuvent être mis en série sur les deux fluides en organisant une circulation à contre-courant d'ensemble, le fluide froid entrant du côté de la sortie du fluide chaud. Si chacun des appareils de la série est lui-même un échangeur à contre-courant, il est évident que l'ensemble de l'arrangement est régi par la loi de transfert caractéristique de la circulation à contre-courant. C'est une solution qui s'impose en particulier lorsque le débit de chaleur à échanger et la qualité du transfert amènent à définir des surfaces d'échange d'une importance telle que la taille unitaire des échangeurs à mettre en place est trop grande pour être techniquement réalisée où pose des problèmes d'implantation, d'installation et de maintenance. L'argument reste par ailleurs valable pour échangeurs qui ne sont pas à contre-courant avec l'avantage pour l'arrangement d'échapper aux limites de performance inhérentes à chacun des autres modes de circulation pour l'échangeur unitaire. Les performances obtenues comparées font apparaître l'intérêt de multiplier le nombre d'échangeurs de la série [22].

II.6.2. En parallèle sur les deux fluides

Les pertes de charge admissible ou économique pour l'un ou l'autre des deux fluides représentent un facteur limitant à prendre en compte dans la conception d'une série. Les dispositions en parallèle permettent de réduire les débits par branche et de respecter les

contraintes. Le choix du nombre d'échangeurs en série et des branches en parallèle prend également en compte les limites de taille des appareils unitaires [22].

II.7. Notions sur l'encrassement des échangeurs

II.7.1. Aspect physique de l'encrassement

L'encrassement qui, sous sa forme la plus générale, peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables ou de substances non désirées sur une interface, affecte un grand nombre d'opérations industrielles.

Ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments, de résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore être la combinaison de plusieurs de ces éléments (Figure II.9).



Figure II.9 : L'encrassement dans un échangeur tubulaire

Il est très important de considérer ce phénomène d'encrassement pour être en mesure de choisir un échangeur thermique qui ait les dimensions appropriées, car l'encrassement peut réduire considérablement la capacité de transmission de chaleur et d'augmenter la chute de pression. Un nettoyage et un entretien périodiques sont requis. Comme l'encrassement et les difficultés de maintenance augmentent avec le temps, les nettoyages doivent être fréquents. Il est souvent important de prévoir certains types de cloisons qui filtrent les impuretés de fluides caloporteurs avant son admission dans l'échangeur afin de réduire les risques d'encrassement. Il a été démontré au cours des longues années passées dans la recherche de moyens de lutte contre l'encrassement, que ce dernier était lié aux conditions opératoires, aux propriétés physico-chimiques des fluides mis en jeu, à la géométrie du système ainsi qu'à la nature des

surfaces. La connaissance de l'origine du phénomène est un facteur déterminant pour répondre aux variations de ces paramètres.

II.7.2. Aspect économique et environnemental de l'encrassement

Des efforts considérables sont fournis pour analyser le phénomène d'encrassement. Durant le fonctionnement, l'échangeur de chaleur devient encrassé avec l'accumulation des dépôts d'une ou plusieurs espèces sur les surfaces de transfert de l'échangeur. En conséquence, la résistance thermique augmente, ceci fait baisser les performances de l'échangeur. La couche d'encrassement bloque le passage du fluide et augmente la surface rugueuse, est ainsi réduit le taux de transfert de chaleur.

L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique par un fluide donné, dépend du type de transfert de chaleur (ébullition, condensation), le type de fluide (liquide, gaz) ou la nature de la surface et le type du matériau utilisé. Les inconvénients économiques de l'encrassement sont attribués à :

- De grosses pertes d'énergie provoquées par l'inefficacité thermique.
- Le coût élevé de maintenance pendant la période de nettoyage des échangeurs.
- De grosses pertes de production durant la période d'arrêt pour le nettoyage.

Aux Etats Unis d'Amérique, une étude effectuée sur le coût annuel de l'encrassement et de la corrosion dans l'industrie pétrolière annonce le chiffre de 10 millions de dollars par an pour une raffinerie, ce qui, extrapolé à l'ensemble du monde occidental, atteint la somme de 4.500 millions de dollars.

Les dépenses relatives à toutes les causes d'encrassement, se traduisent par [23] :

- Une surdimensionnement des appareils, en bureau d'études,
- Une dépense d'énergie supplémentaire,
- Le remplacement du matériel corrodé,
- Des coûts d'arrêt d'installation (nettoyage, démontage...).

Chapitre III

Traitement numérique du problème étudié

III.1. Description du code de calcul ANSYS CFX

Ce travail est une modélisation numérique de l'écoulement et transfert thermique dans un échangeur de chaleur à l'aide du code de calcul ANSYS-CFX qui fournit l'exactitude, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes. Pour interpréter les résultats, le logiciel intègre trois modules principaux qui sont liés entre eux par le déroulement des informations du problème étudié pour une analyse CFD.

III.2. Modules principaux du logiciel ANSYS-CFX

La stratégie de résolution numérique d'un code de ANSYS CFX est de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple, l'introduction des conditions aux limites-initiales du notre problème, résoudre les équations différentiels décrites précédemment par la méthode des volumes finis afin de visualiser et présenter les différents résultats obtenus. La Figure III.1 présente les cinq modules principaux du logiciel ANSYS-CFX qui sont liés entre eux par le déroulement des informations d'un problème à étudier pour une analyse CFD.

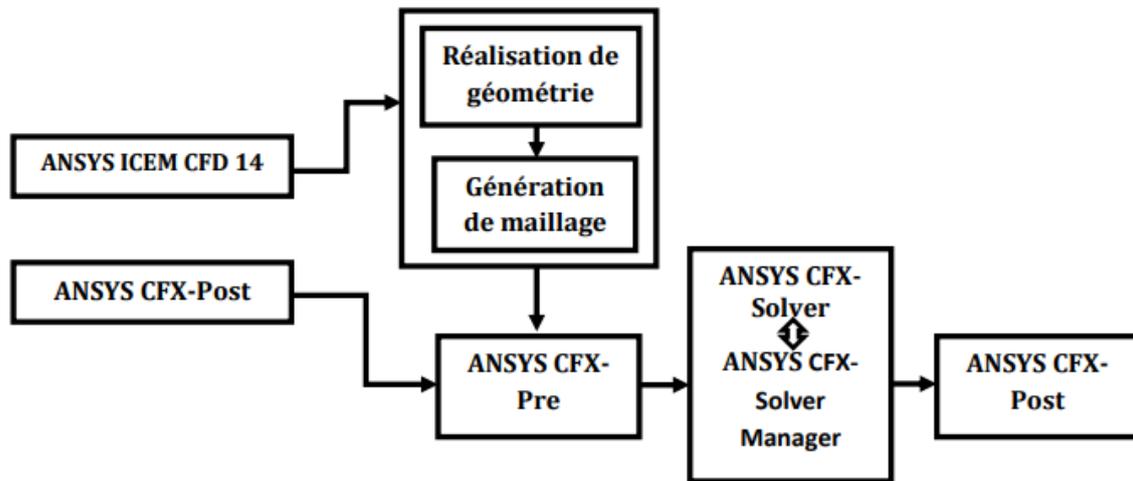


Figure III.1: La structure générale du code ANSYS CFX

III.2.1.ANSYS ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage. ICEM CFD utilise des structures mono ou multi-blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, entre autre le maillage tetrahedral et le maillage hexahedral. Pour chaque configuration (géométrie – maillage) un fichier de données (*.msh) doit être exporté vers CFX.

III.2.2.CFX-Pre

Il permet d'importer le maillage d'une géométrie à étudier, construit par le module Mesh-Meshing ou importer à partir de plusieurs générateurs de maillage d'une variété de sources. Le CFX-Pre est conçu pour spécifier le type de l'écoulement, les conditions initiales et aux frontières du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur) sont également spécifiés. La création et la modification des objets physiques sont présentées par une interface utilisateur avec les panneaux tabulés fournissant l'accès facile aux détails des modèles. La définition en évolution des problèmes est montrée dans le 'objectselector', qui montre les objets principaux qui peuvent être choisis pour accéder à n'importe quelle étape de la définition du problème. Une fois que la définition de problème est complète, il faut exporter un fichier de définition (*.def) vers le module CFX-Solver pour avoir la solution du problème.

III.2.3.CFX-Solver

Il permet de résoudre les équations en modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX-Solver pour une erreur bien définie ou un nombre d'itérations maximales. Tous les résultats sont stockés dans un fichier (*.res).

III.2.4.CFX- Solver Manager

Il fournit une interface graphique au CFX-Solver afin de fournir des informations sur l'évolution de la solution et une manière facile de la commander. Ses fonctions principales sont les suivantes :

- Indiquer les dossiers d'entrée au solver CFX-5;
- Lancer ou arrêter la simulation avec le solver CFX-5 ;
- Modifier certains paramètres dans le fichier de définition ;
- Surveiller la progression de la solution avec le solver CFX-5 ;
- Lancer une autre simulation en parallèle.

III.2.5.CFX-Post

Il est conçu pour permettre la visualisation facile et le traitement quantitatif des résultats de simulations. Il dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats en forme de :

- Lignes de courant, champ de vitesse...
- Visu de différents paramètres définis par l'utilisateur
- Nouvelles variable de calcul [24].

III.3.Présentation de la méthode des volumes finis

La plupart des phénomènes physiques sont gouvernés par des équations différentielles partielles telles que le transfert de masse et de la chaleur. Les méthodes numériques sont très utiles dans la résolution de ces équations aux dérivés partielles, car la non-linéarité de ces équations et la complexité des problèmes rend leur résolution difficile par les méthodes analytiques. Aujourd'hui, le développement technologique et le progrès de l'outil informatique et notamment les codes de simulation numérique (ANSYS CFX, FLUENT, CATIA, ABAQUS, etc..), nous facilite la modélisation et le calcul numérique des problèmes

complexes avec le moindre coût et dans un temps réduit. Au fil des temps de très nombreuses méthodes ont été envisagées pour résoudre les équations de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur qui sont décrites par des équations différentielles et non-linéaires.

- Méthode des éléments finis
- Méthode des différences finies
- Méthode des volumes finis

III.4.Méthode des Volumes Finis

La méthode des volumes finis, largement décrite et introduite dans le domaine du calcul numérique des écoulements, pour la résolution des écoulements bidimensionnels, pour les résolutions des écoulements tridimensionnels. Sa grande simplicité de mise lui a donné un essor depuis les années 1970-1980. Elle est l'origine de la majorité des codes de calculs. L'avantage de la résolution par la méthode de volumes finis réside dans la simplicité de la discrétisation du domaine d'écoulement, ainsi que dans le caractère conservatif des équations, (tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans l'autre).

III.5.Principe de la méthode des volumes finis

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, enveloppant tout le domaine de calcul sans chevauchement, de telle manière que leur somme doit être égale exactement au volume de calcul. Chaque volume appelé volume de contrôle, englobe un nœud dit « nœud principal » et noté « P » positionné au centre et entouré par les nœuds des volumes voisins suivant les six faces (North, South, West, East, Top et Bottom). La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, sur chaque volume de contrôle puis le théorème d'Ostrogorski utilisé afin de transformer certaines intégrales de volume en intégrales de surface. Les lois de conservation dans cette méthode, sont exprimées localement sous une forme intégrale. Le but de cette méthode est de convertir l'équation différentielle générale en système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs des variables considérées Φ aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique [25].

III.6.Géométrie du problème étudié

Dans un premiers temps, l'utilisateur du logiciel est tenu de choisir un système de coordonnées afin de caractériser la géométrie. Les domaines de calcul peuvent varier suivant

le problème physique, et on peut employer des coordonnées cartésiennes ou cylindriques. ANSYS ICEM CFD permet d'établir la géométrie du système étudié.

La géométrie est construite à partir de points servant à créer des lignes et ensuite les différentes surfaces de la géométrie comme le montre la Figure III.2.

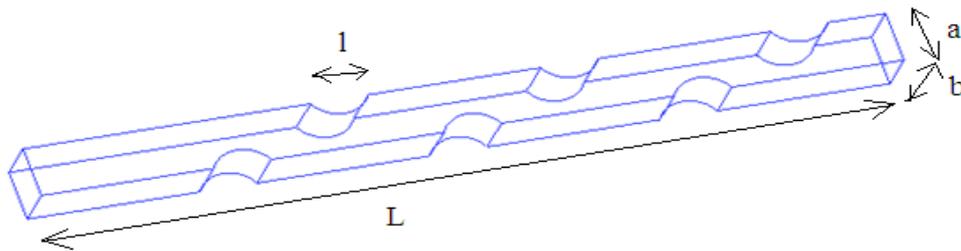


Figure III.2: Géométrie du domaine de calcul

Notre travail est une simulation numérique (avec le code de calcul CFX) d'un échangeur de chaleur. Il s'agit d'un canal rectangulaire dans lequel circule un fluide industriel chaud. Le refroidissement s'effectue à travers les parois du canal. La présence des ondulations sur les parois de l'échangeur peut créer une turbulence même à faible nombre de Reynolds. Par conséquent, l'efficacité d'échangeur sera améliorée.

Dans le cas d'un échangeur à canal ondulé, tous les détails concernant les paramètres géométriques sont présentés sur le Tableau III.1.

Tableau III.1 : Détails sur les paramètres géométriques

L [mm]	b [mm]	a [mm]	l [mm]
300	20	20	20

III.7.Considérations du problème

- Le fluide circulant dans l'échangeur est visqueux et non-Newtonien : CMC (Carboxy-Mythl-Cellulose). C'est un fluide pseudoplastique modélisé par la loi d'Ostwald, avec

un indice de comportement $n = 0.8$ un indice de consistance $m = 0.002 \text{ Pa s}^n$ et une densité $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$). On rappelle ici la loi d'Ostwald :

$$\tau = m \dot{\gamma}^n$$

Avec : τ est la contrainte de cisaillement et $\dot{\gamma}$ est la vitesse de cisaillement (gradient de vitesse).

- Le régime d'écoulement est laminaire, le nombre de Reynolds varie entre 1 et 200.
- Le processus est stationnaire,
- Le problème est supposé bidimensionnel,
- Le fluide est incompressible,
- L'effet du champ gravitationnel est négligeable.

III.8. Conditions aux limites

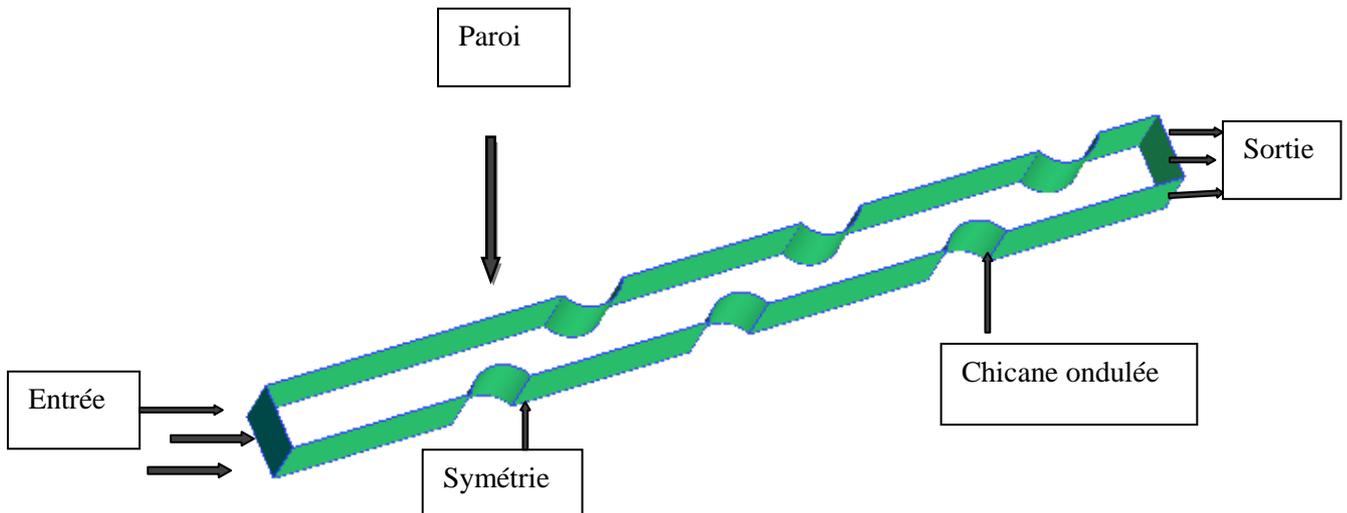


Figure III.3 : Conditions aux limites

Les conditions aux limites du problème étudiées sont présentées sur la Figure III.3:

- ✓ A l'entrée : le fluide (Carboxy-Mythl-Cellulose) a une température de 65°C .
- ✓ Les parois (haut et bas) ont une température de -5°C .
- ✓ Les chicanes sont adiabatiques.
- ✓ Les cotés (gauche et droit) sont symétriques.

III.9. Les différents paramètres étudiés

L'effet de quatre paramètres sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur est exploré (Figure III.4). Il s'agit de :

- [1] Influence de la forme des ondulations (un canal lisse, et un canal ondulé (une forme triangulaire, rectangulaire et circulaire), pour $h/a = 0.3$, $Re = 20$).
- [2] Pour une forme circulaire : influence du nombre des ondulations, (pour $Re = 20$) (2 cas sont considérés).
- [3] Pour une forme circulaire : influence de la hauteur des ondulations $h/a = 0.2, 0.3$ et 0.4 (pour $Re = 20$).
- [4] Influence du nombre de Reynolds (4 valeurs du 1 à 200), (forme rectangulaire, $h/a = 0.3$, $l/a = 1$).

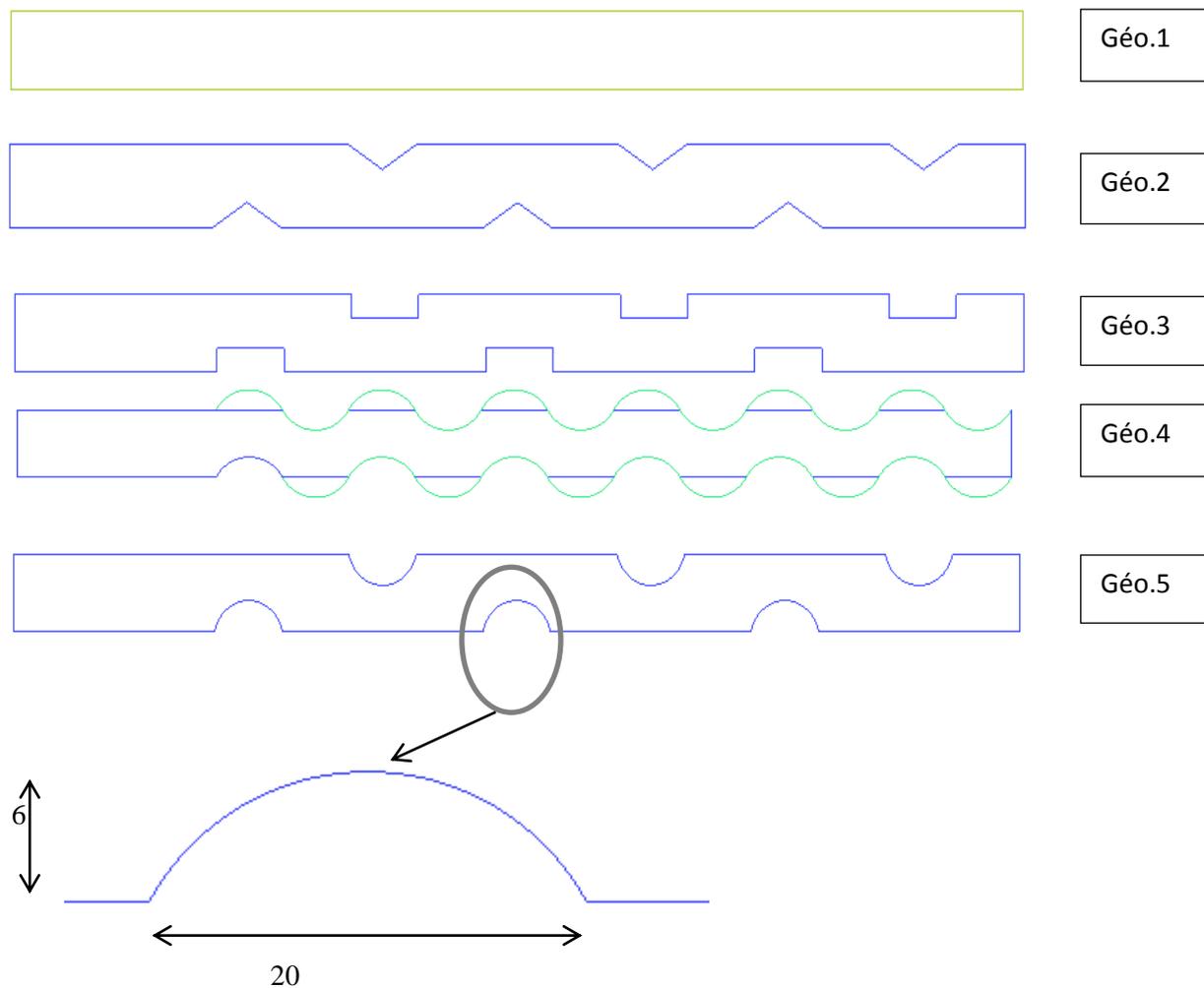


Figure III.4: Les dimensions de la chicane ondulée

III.10. Génération du maillage

Une fois le domaine du calcul généré, il est indispensable de le subdiviser en volumes de contrôles afin de pouvoir résoudre le problème par la méthode des volumes finis, cette opération est dite génération du maillage. La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie. Généralement, si cette dernière est rectangulaire, l'utilisateur opte pour une grille rectangulaire ou même tétraédral et impose la taille des pas d'espace dans les trois directions du domaine, ceux-ci pouvant varier uniquement dans leur propre direction. Le maillage sert donc à une représentation discrète d'une variable continue. Pour notre cas, on a choisit un maillage tétraédral (Figure III.5).

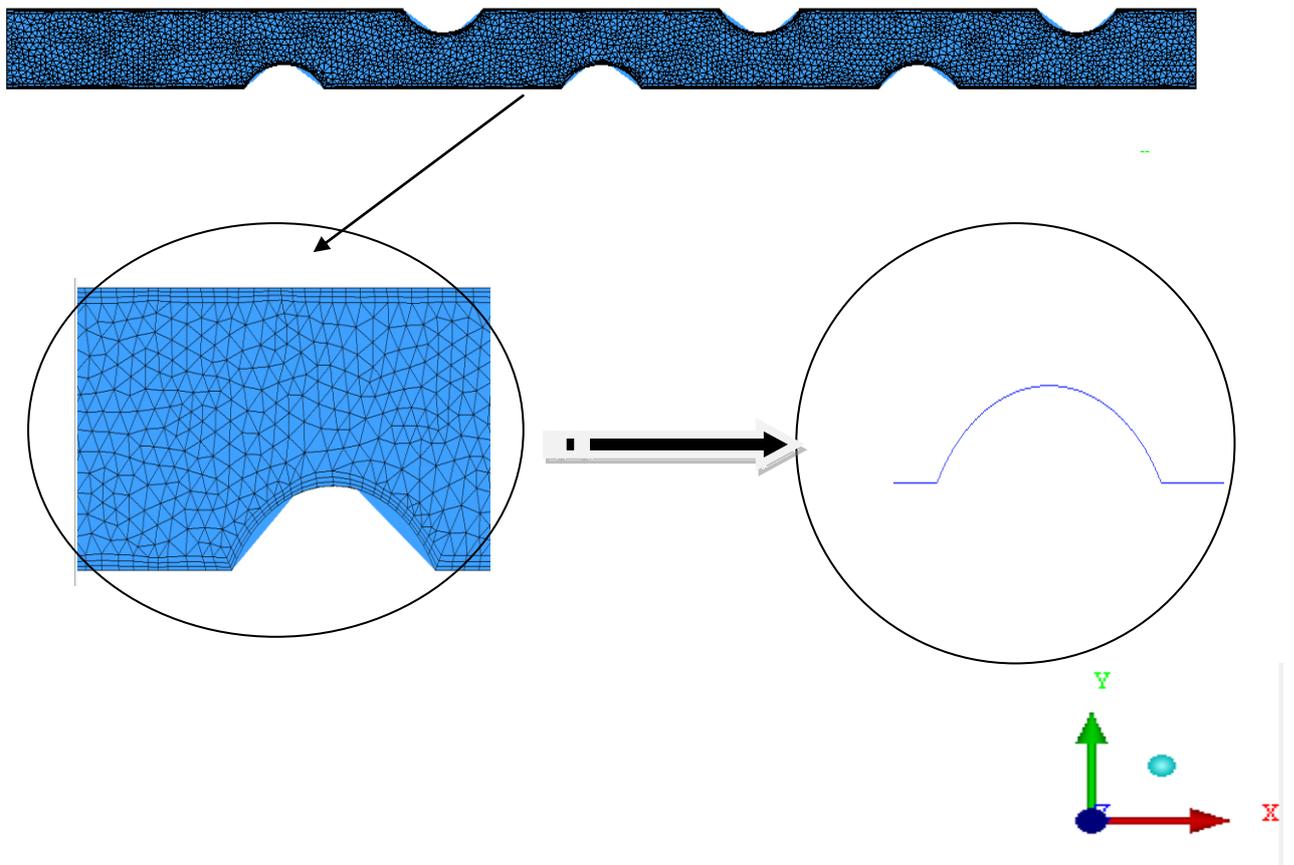
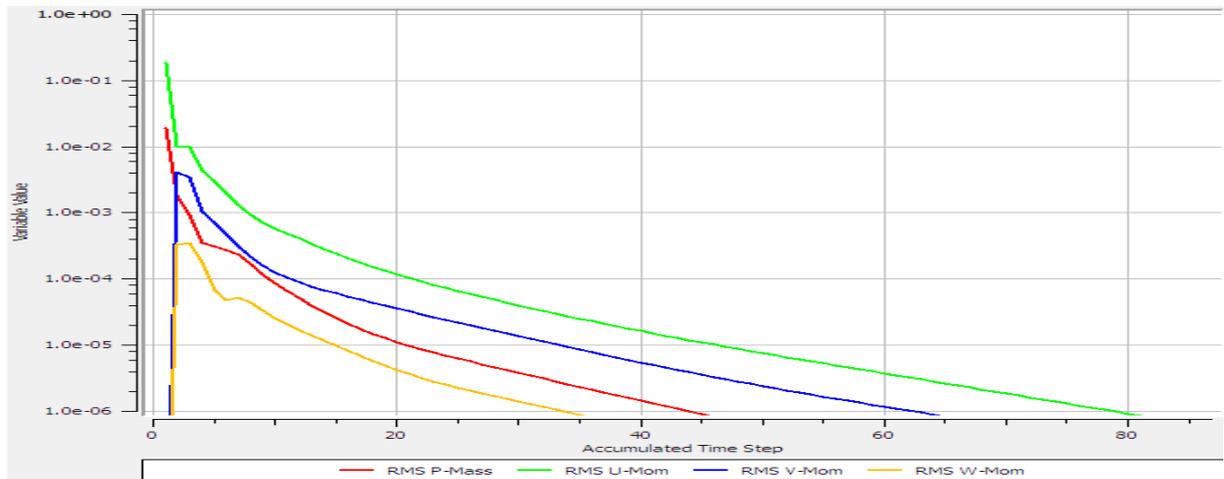


Figure III.5 : Type de maillage

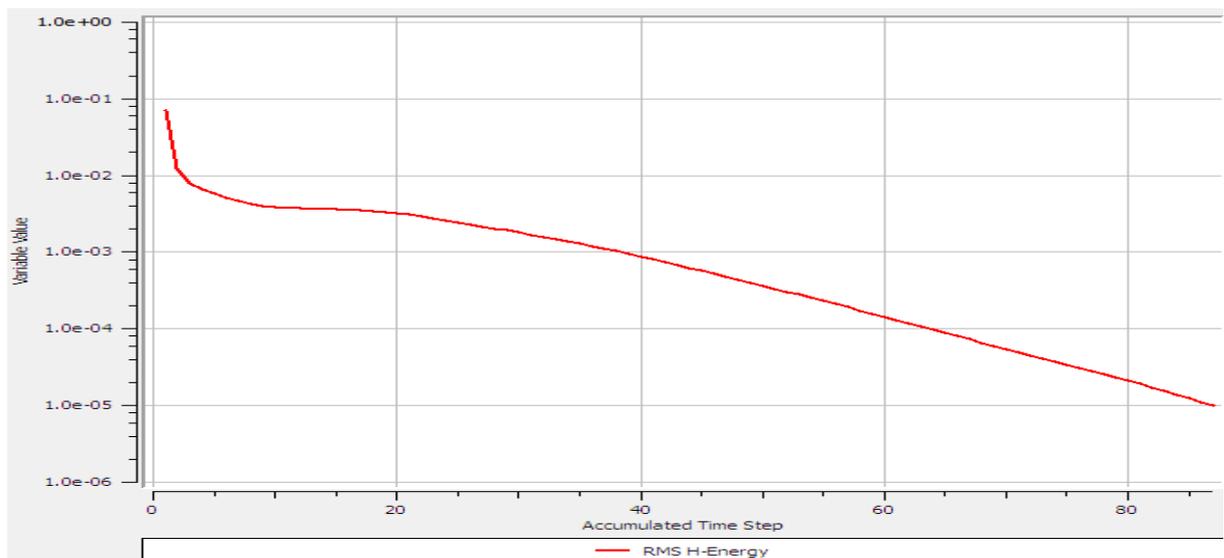
III.11. Test de maillage

Proche des parois du canal, la densité du maillage a été augmentée afin de détecter les détails de la couche limite. Après le test du maillage, et dans le but d'avoir une bonne précision des résultats avec un temps de calcul réduit, on a opté pour un nombre d'élément

d'environ 0.4 million. Pour une machine i3 avec 4 Ghz de RAM, et une erreur de convergence de 10^{-5} (Figure III.6), le temps de calcul était de 30 à 100 min, dépendant du nombre du débit d'écoulement et des conditions géométriques.



(a)



(b)

Figure III.6: Convergence de la solution vers une erreur de 10^{-5}

Chapitre IV

Résultats et Discussion

IV.1. Validation

Les écoulements des fluides visqueux munis de transfert de chaleur à travers des conduites ont été l'objet de plusieurs travaux de recherche, vu leur importance dans l'industrie et précisément dans le dimensionnement des installations thermiques.

Les conduites à paroi ondulée sont utilisées pour améliorer le transfert de chaleur dans plusieurs applications industrielles [26]. Ce type de design produit une turbulence d'écoulement même à faible débit, et ce, à cause de la dispersion effective et le mélange par séparation d'écoulement. En plus, il a été trouvé expérimentalement qu'après 3-5 cycles, l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur deviennent périodiquement pleinement développés [27, 28].

Pour comprendre l'écoulement sanguin dans les artères, Natarajan et Mokhtarzadeh-Dehghan [29] ont étudié l'écoulement périodique par voie expérimentale et numérique dans un modèle de conduite ondulée. Niceno et Nobile [30] ont étudié l'écoulement et le transfert de chaleur dans une conduite convergente-divergente à paroi sinusoïdale (avec ondulations). En utilisant une technique numérique, l'écoulement développé et le transfert thermique dans un

passage ondulé ont été étudiés par Wang et Vanka [31] et Stone et Vanka [32]. Autres auteurs se sont intéressés à ce type de conduites, comme : Islamoglu [33] et Taymaz et al. [34].

Le présent travail est une modélisation numérique de l'écoulement d'un fluide visqueux muni de transfert de chaleur par convection dans un canal rectangulaire. On base sur les effets de la forme des ondulations présentes sur les parois du canal. Trois formes sont étudiées et qui sont : la forme rectangulaire, triangulaire et circulaire. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds, le nombre et la forme des ondulations sur les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'échangeur est mise en évidence. Le fluide considéré est un fluide non-Newtonien (pseudoplastique).

Au début, et avant toute investigation, il est nécessaire de vérifier la fiabilité du code de calcul et le bon choix de la méthode numérique et des conditions aux limites. Pour cette fin, on s'est référé au travail expérimental réalisé par **Islamoglu [33]**. Avec les mêmes conditions opératoires entreprises par cet auteur, les résultats du nombre de Nusselt sont présentés sur la Figure IV.1 en fonction du nombre de Reynolds. Comme le montre cette figure, la confrontation des deux résultats (numériques et expérimentaux) montre un accord satisfaisant.

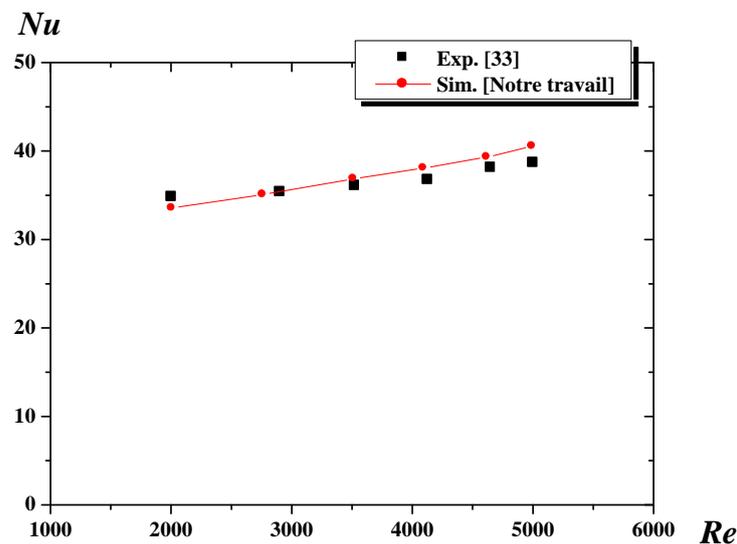


Figure IV.1 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.

IV.2. Influence de la forme des ondulations

La forme de la paroi peut jouer certainement des rôles majeurs sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur. Par le présent manuscrit, on explore les effets de trois configurations géométriques. Il s'agit exactement des ondulations qui sont considérés comme des obstacles devant l'écoulement, et ce, dans le but de créer plus de turbulence même à bas nombre de Reynolds. Les ondulations créés sur la paroi sont sous forme circulaire, triangulaire ou rectangulaire.

Selon les résultats présentés sur les Figures IV.2 et IV.3, où les champs d'écoulements sont présentés sur un plan horizontal XY sous forme de contours (Figure IV.2) et lignes de courant (Figure IV.3) : l'hydrodynamique générée est périodique. La vitesse est accentuée au bout de l'ondulation (circulaire et triangulaire), pour la forme rectangulaire elle est maximale sur le premier coin sortant. Puis elle commence à diminuer graduellement jusqu'à devenir nulle au contact immédiat avec la paroi.

Le frottement visqueux avec la paroi et la forme géométrique de l'ondulation participent à la formation tourbillonnaire derrière l'ondulation. La forme triangulaire conduit à la formation d'un vortex étalé sur la longueur du canal (c'est-à-dire la longueur de rattachement est plus grande pour cette forme que pour les autres cas). Par contre, la grande hauteur de ce vortex est observée pour le cas « rectangulaire ». Alors que, la forme circulaire permet un arrondissement de l'écoulement. A noter que la hauteur et la longueur de ces vortex dépendent fortement de la hauteur et longueur de l'ondulation.

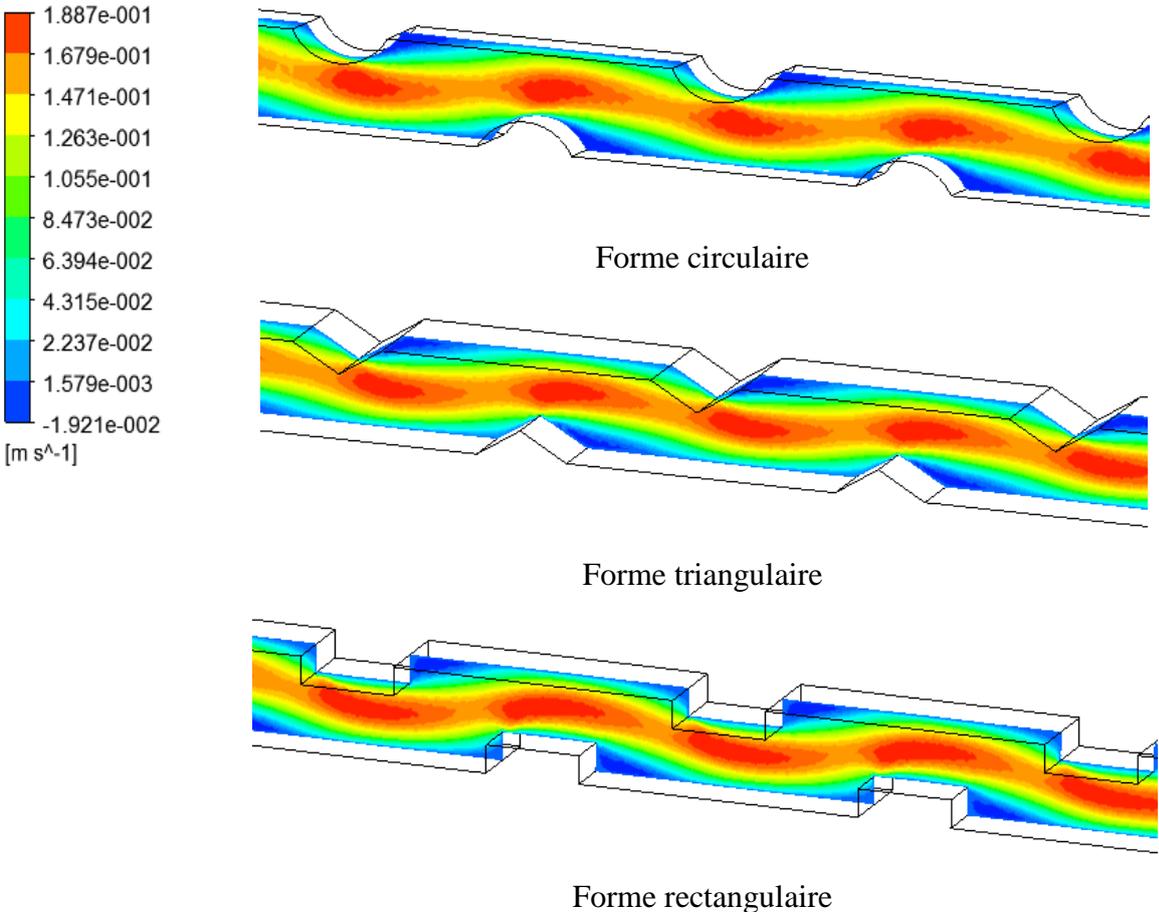


Figure IV.2 : Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

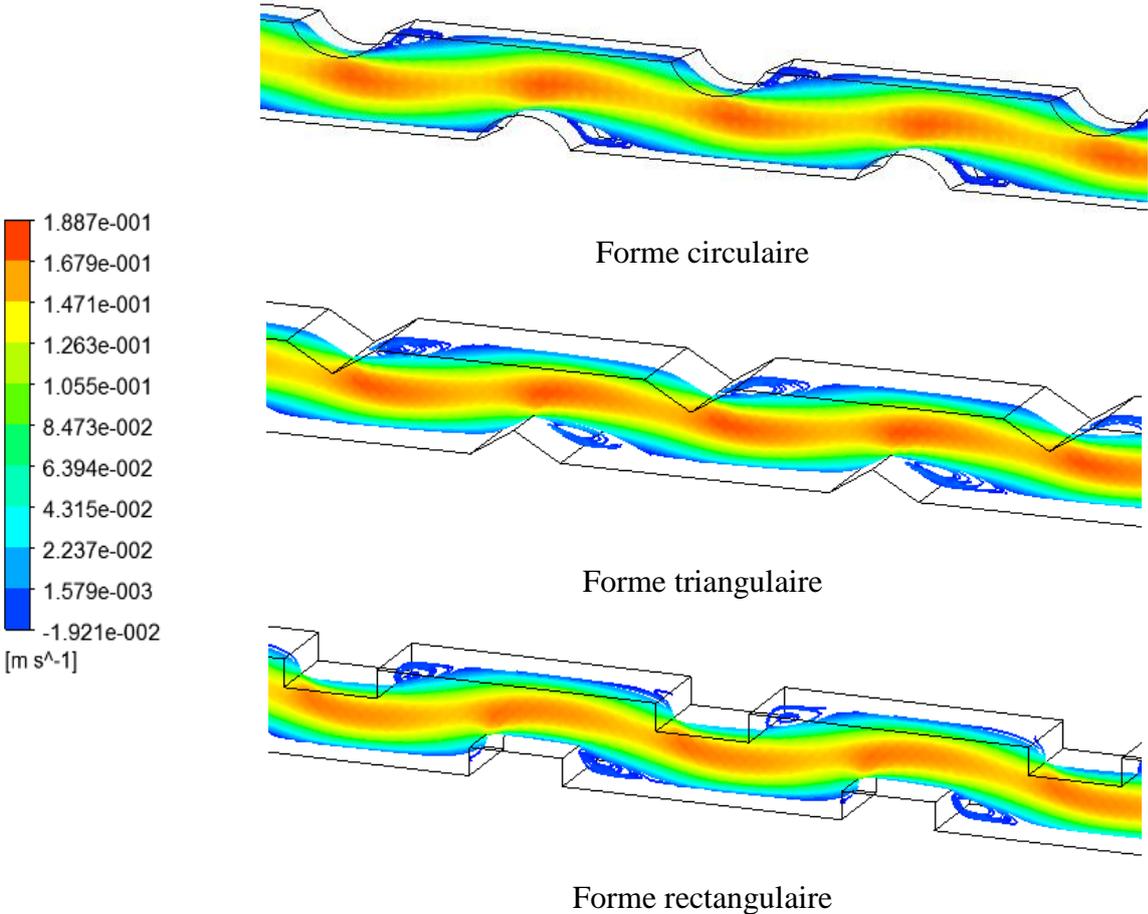


Figure IV.3 : Lignes de courant sur un plan horizontal (XY) pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

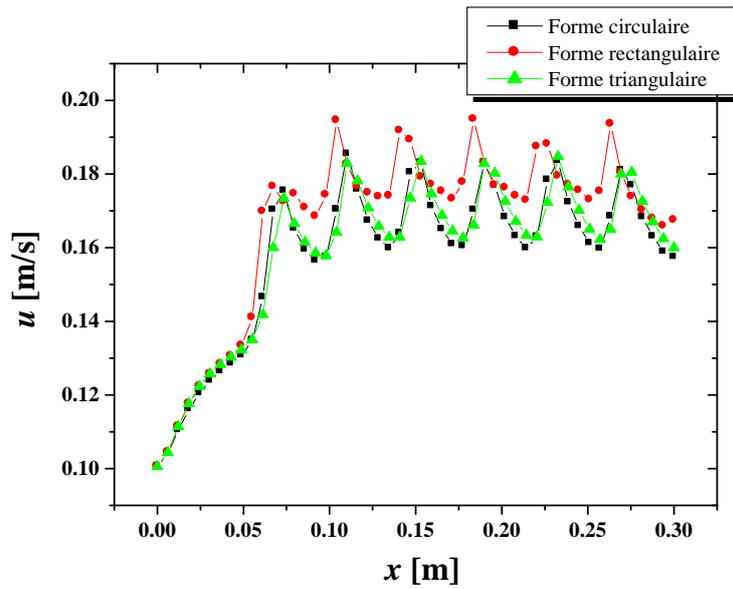


Figure IV.4 : Vitesse axiale en fonction du forme pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$, $z/a = 0.5$

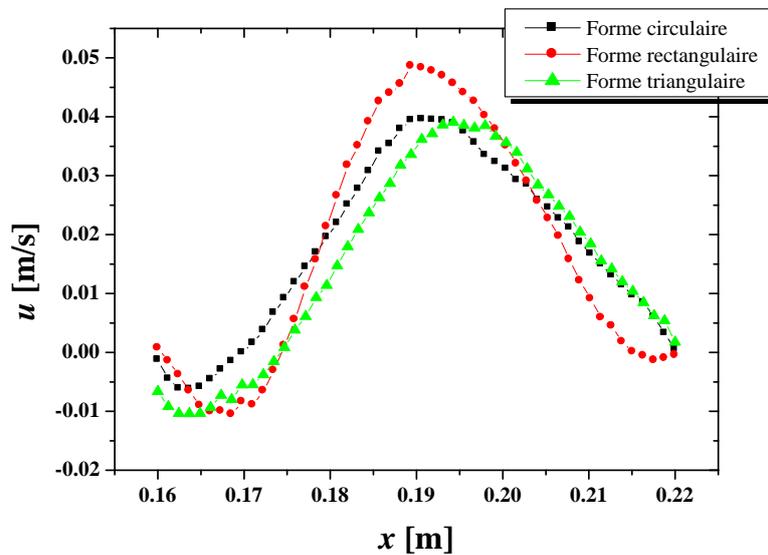


Figure IV.5 : Vitesse axiale en fonction du forme pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$, $z/a = 0.001$

Les Figures IV.4 et IV.5 donnent plus d'éclaircissement sur la l'hydrodynamique, où la vitesse axiale est suivie le long de la ligne centrale (Figure IV.4), puis sur une distance entre deux ondulations consécutives à une position proche de la paroi (Figure IV.5).

L'écoulement est périodique pour les trois cas étudiés, et l'intensité maximale de u est développée par la forme rectangulaire.

Concernant la formation tourbillonnaire, les valeurs négatives de la vitesse u indiquent l'existence de cette structure (Figure IV.5). L'interaction tourbillonnaire semble moins intense pour le cas circulaire par rapport aux autres cas.

Ceci se répercute sur l'efficacité thermique comme illustrée sur la Figure IV.6. La forme verticale de l'obstacle (forme rectangulaire) semble plus efficace que les autres cas qui sont presque similaires à ce propos. Mais, quelque soit la forme de l'ondulation, cela reste utile en termes d'amélioration d'échange thermique par rapport à un échangeur à paroi lisse (Figure IV.7).

D'un autre côté et dès qu'il y a un obstacle, les pertes de charges vont augmenter. Aussi, plus la surface de frappe avec le fluide est verticale et mal arrondie, il y aura une croissance des chutes de pression (Figure IV.8).

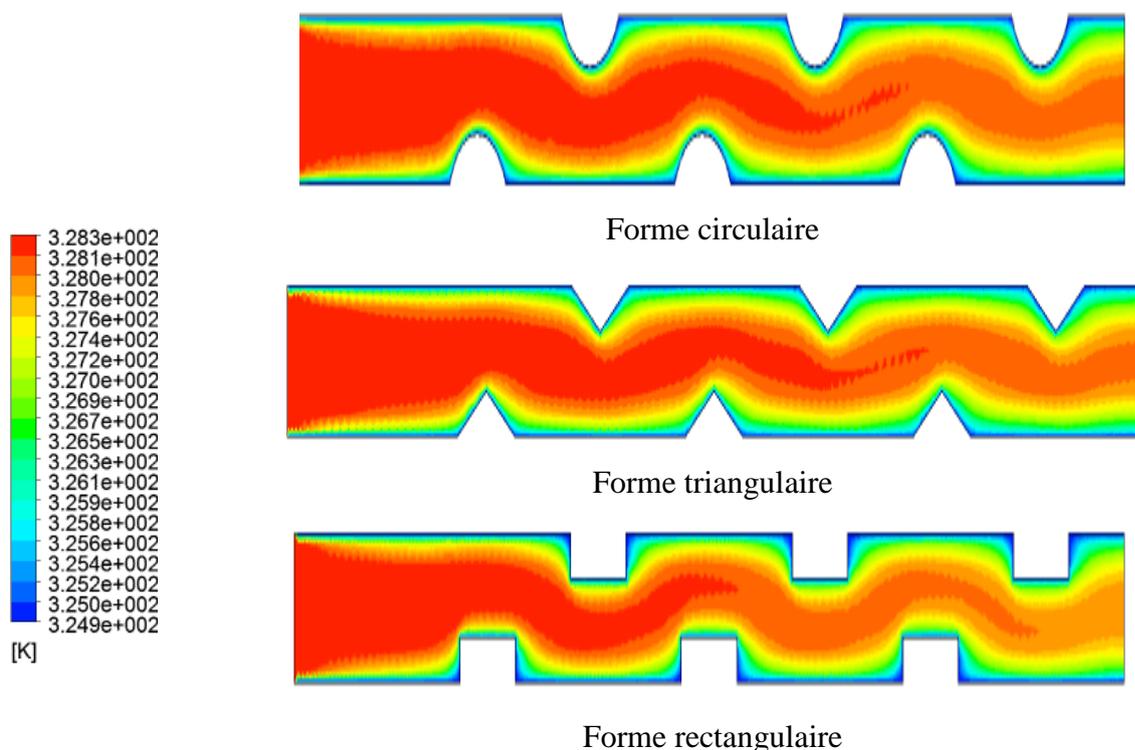


Figure IV.6 : Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

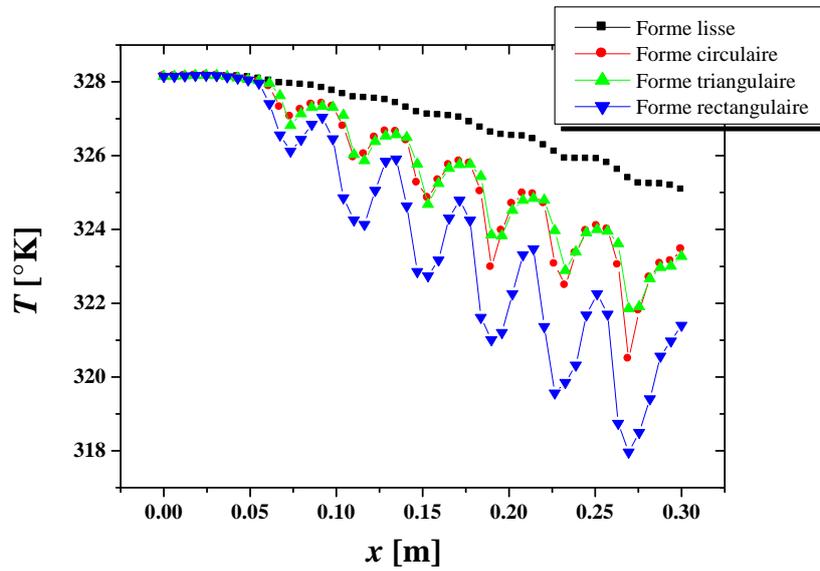


Figure IV.7 : Variations de température en fonction de la forme de paroi, pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$, $z/a = 0.5$

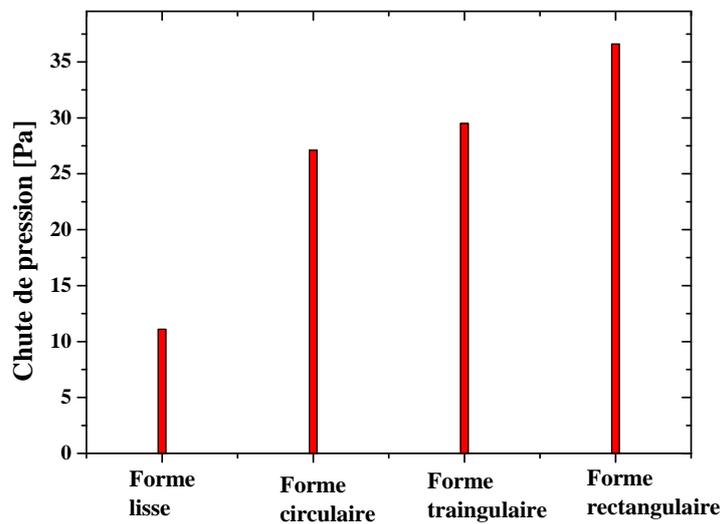


Figure IV.8 : Chute de pression en fonction de la forme de la conduite, pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

IV.3. Influence du nombre des ondulations

Dans la deuxième partie de notre investigation, on s'est intéressé aux effets du nombre des ondulations. Puisque la forme circulaire a donné moins de pertes de charge par rapport aux autres cas et une amélioration d'échange thermique par rapport au cas « paroi lisse » et une similarité au cas « triangulaire », alors on l'a choisit pour la suite de notre travail.

Deux cas sont considérés pour effectuer le test concernant le nombre des ondulations. La structure hydrodynamique est montrée sur les Figures IV.9 et IV.10 sur un plan horizontal XY . La vitesse est accentuée au bout de l'ondulation (Cas N° 1), et elle devient encore plus forte avec l'augmentation du nombre d'ondulation (Cas N° 2). Si qui signifie une présence d'interaction moléculaire plus forte, traduite par l'intensification des vortex dans le Cas N° 2 (Figure IV.10).

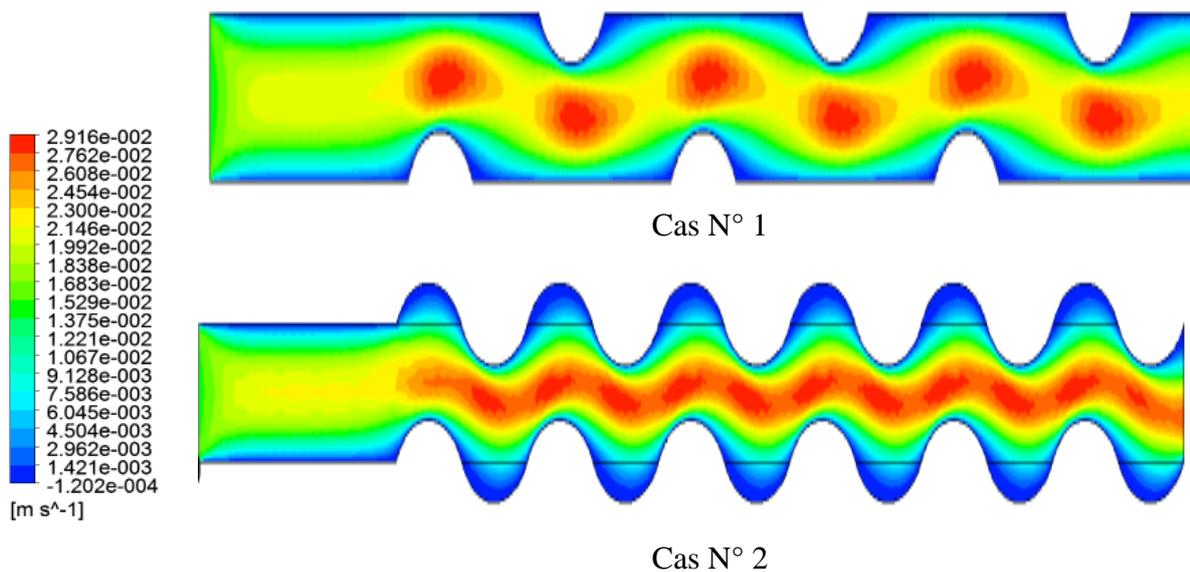


Figure IV.9 : Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

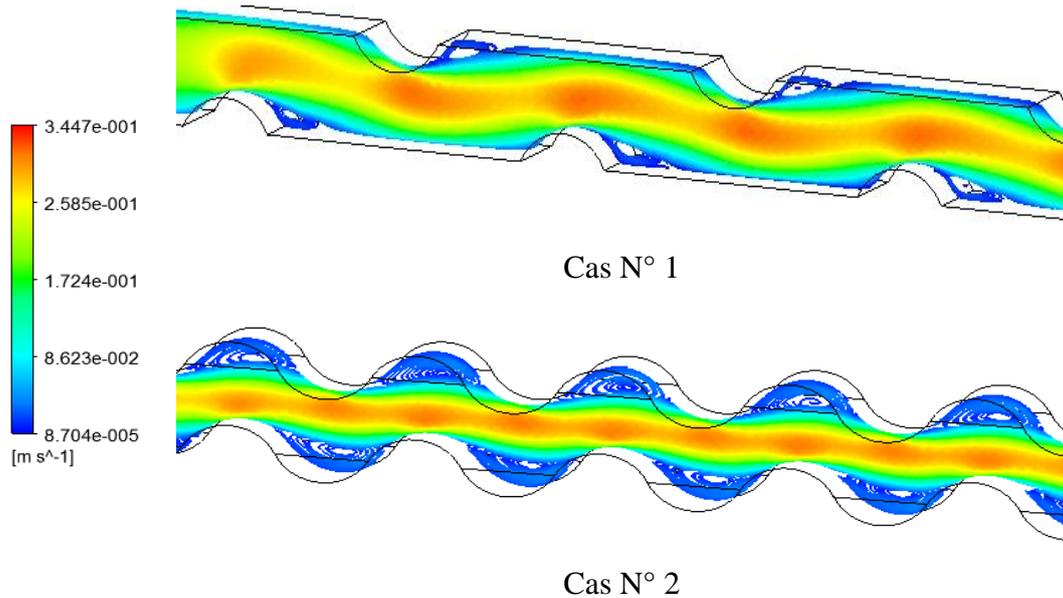


Figure IV.10 : Lignes de courant sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

L'intensification de l'interaction moléculaire créée par le Cas N° 2 semble favorable sur le plan échange de chaleur (Figure IV.11 et IV.12). L'augmentation du nombre des ondulations est similaire à une augmentation du nombre des obstacles devant l'écoulement de fluide chaud, ce qui fait allonger le temps de séjour. Mais, cela est accompagné par une perte de charge supplémentaire (IV.13).

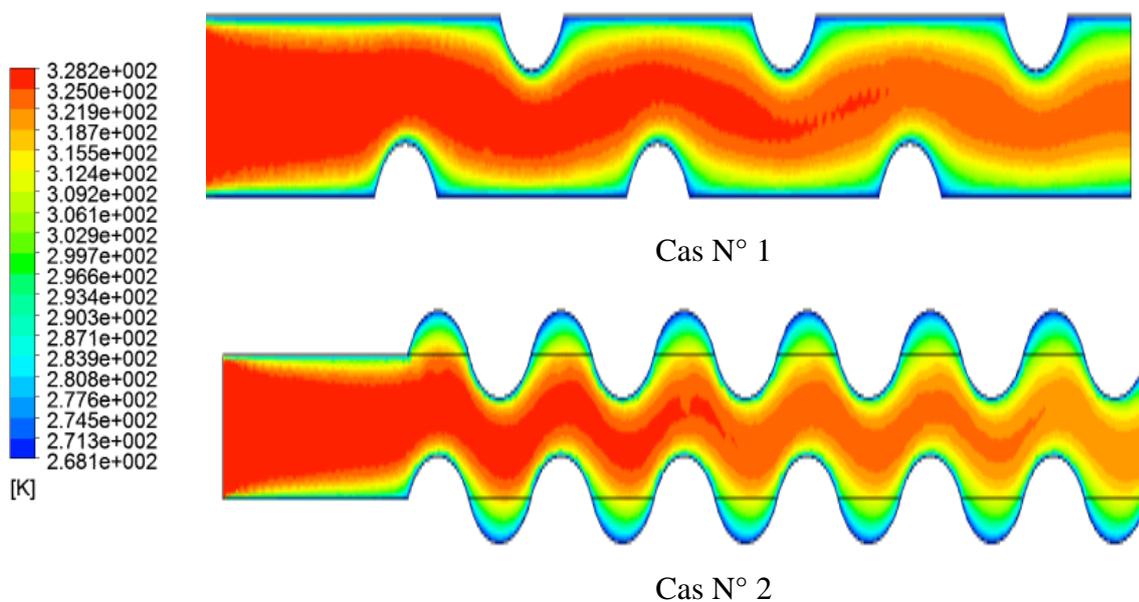


Figure IV.11 : Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

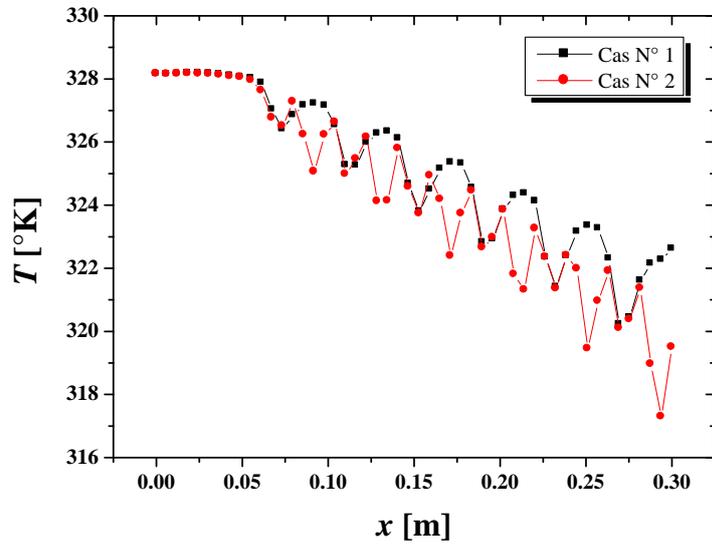


Figure IV.12 : Température en fonction des ondulations pour $Re = 20$, $h/a = 0.3$

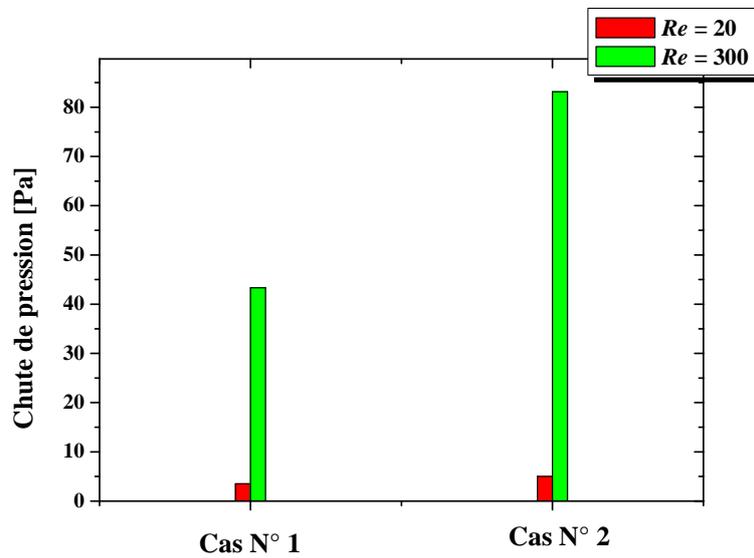


Figure IV.13 : Chute de pression en fonction du nombre des ondulations pour $h/a = 0.3$

IV.4. Influence de la hauteur des ondulations

La hauteur des ondulations est un autre paramètre géométrique qui peut justifier sa nécessité à être optimisée.

Trois cas sont étudiés ici : $h/a = 0.2$, 0.3 et 0.4 . L'hydrodynamique est bien illustrée et sous une variété de formes : contours (Figure IV.14), lignes de courant (Figure IV.15), courbes (le long de la ligne centrale du canal, Figure IV.16), courbes (sur la paroi du canal et le long de la distance entre 2 ondulations, Figure IV.17).

Selon ces résultats, l'augmentation du rapport h/a fait intensifier la vitesse maximale au bout de l'ondulation, l'interaction entre les particules est ainsi intensifiée et la taille des vortex est plus grande.

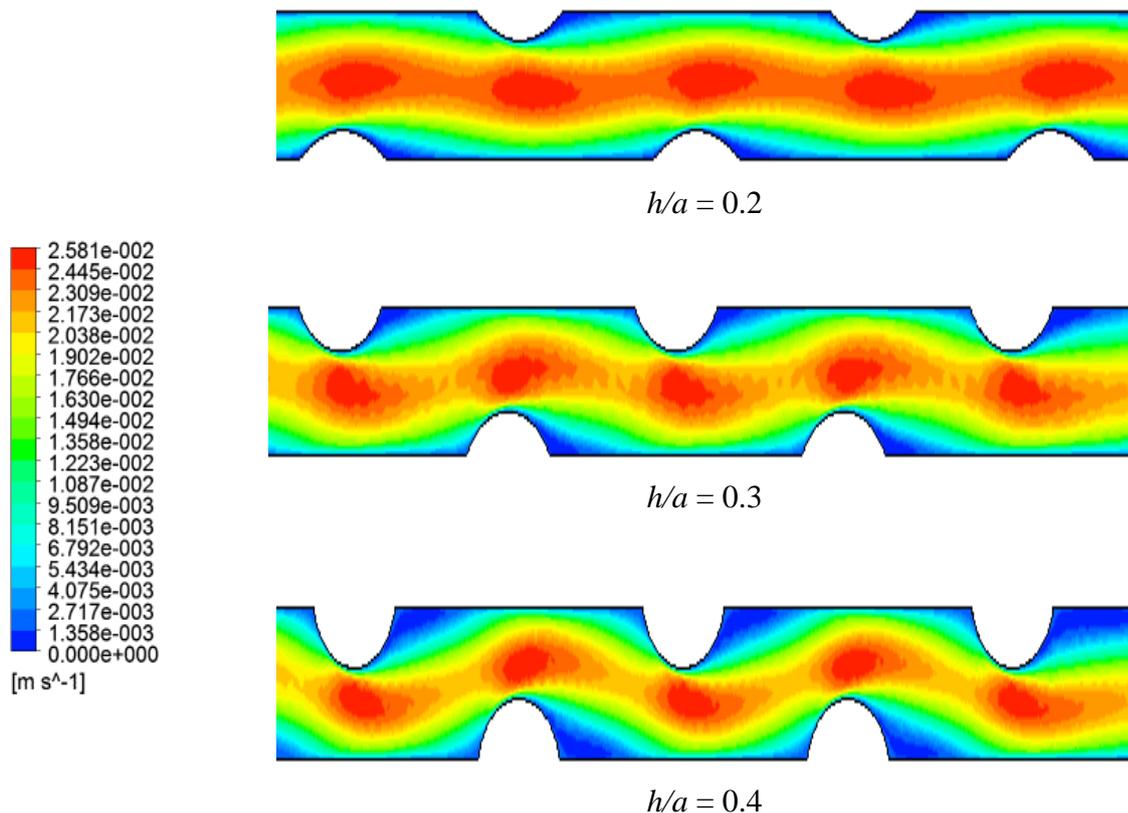


Figure IV.14 : Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1

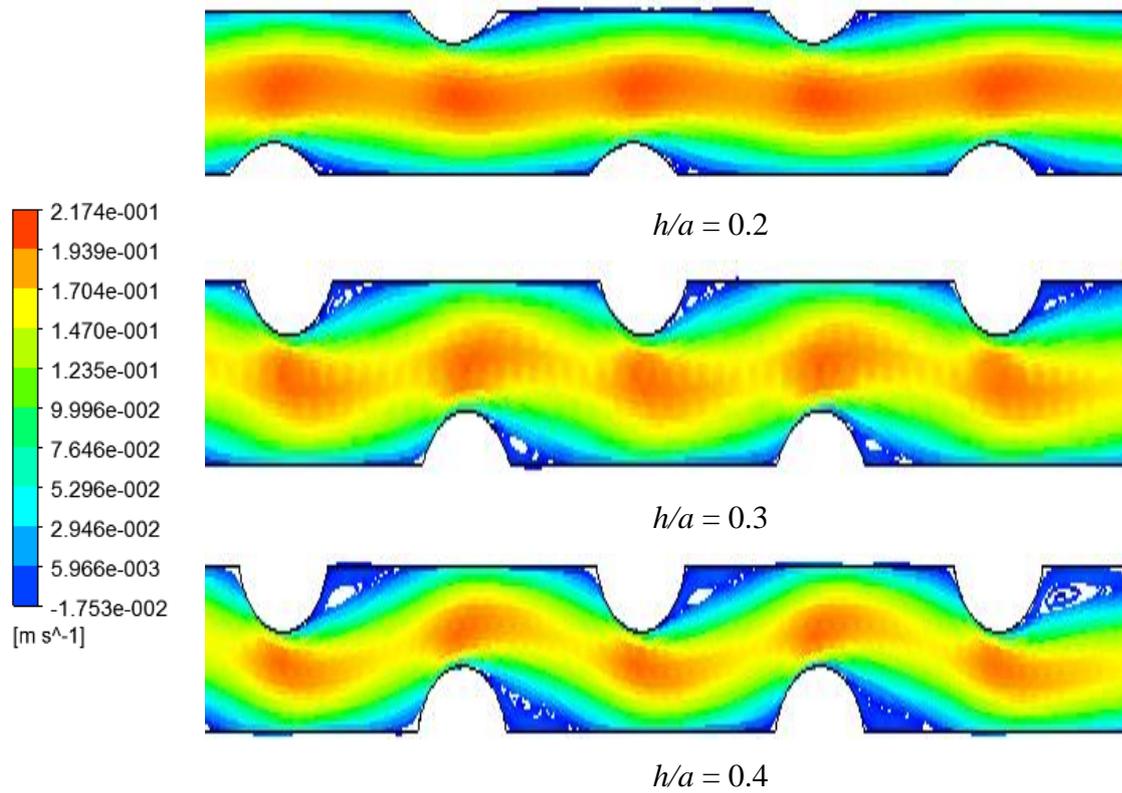


Figure IV.15 : Lignes de courant sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1

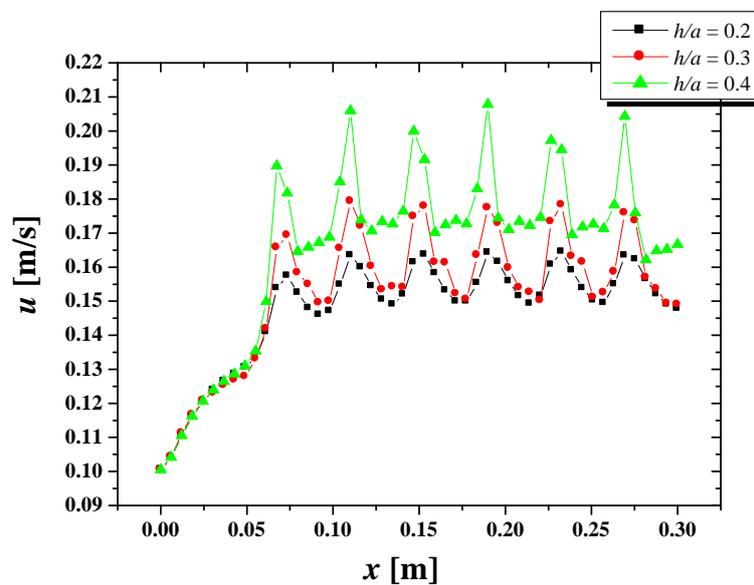


Figure IV.16 : Vitesse axiale le long de l'échangeur pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1, $z/a = 0.5$

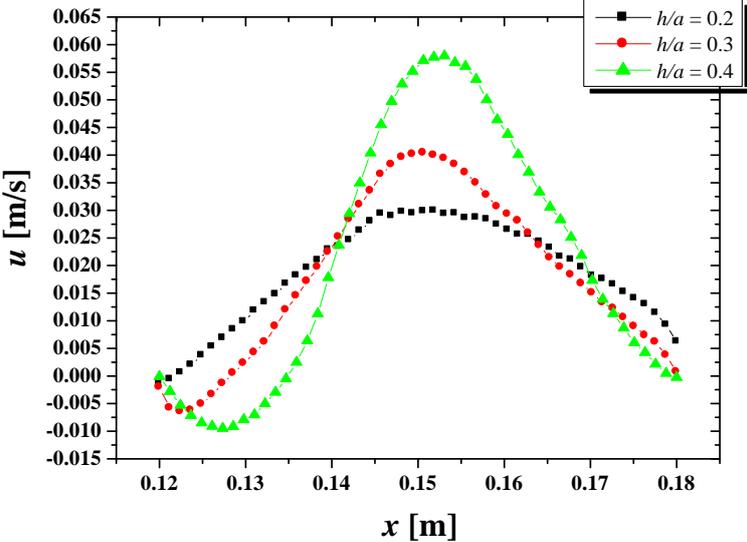


Figure IV.17 : Vitesse axiale le long de l'échangeur pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1, $z/a = 0.001$

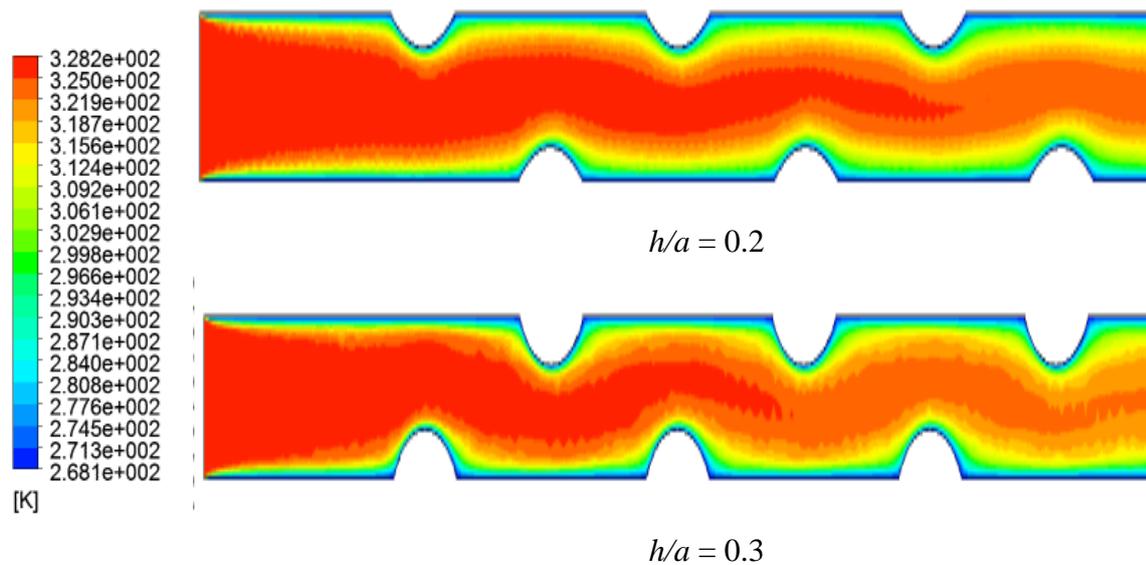


Figure IV.18 : Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1

Les résultats de distribution de température sont présentés sur les Figures IV.18 et IV.19. La croissance du rapport h/a participe au blocage du fluide au sein de l'échangeur. Cela peut permettre à une évacuation de la chaleur sur une distance réduite.

Sur le plan pertes de charges, et comme attendu, le rapport h/a a aussi ces effets sur ΔP . Une proportionnalité est observée comme le montre la Figure IV.20.

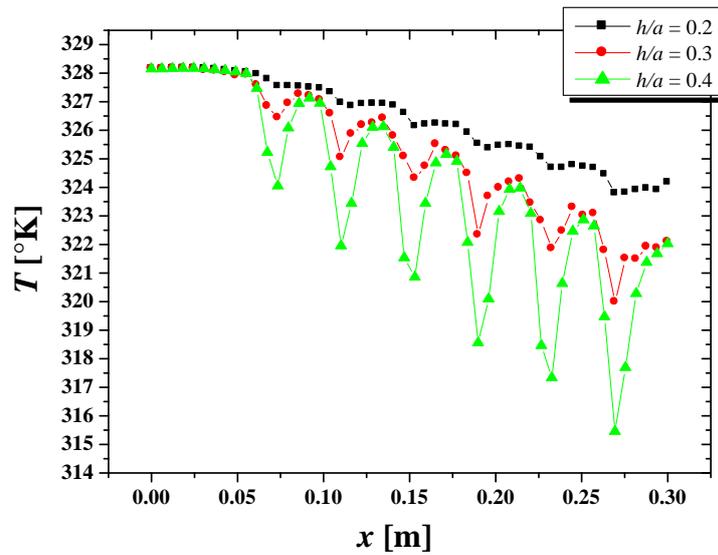


Figure IV.19 : Température en fonction de la hauteur pour $Re = 20$, ondulation circulaire, Cas N° 1

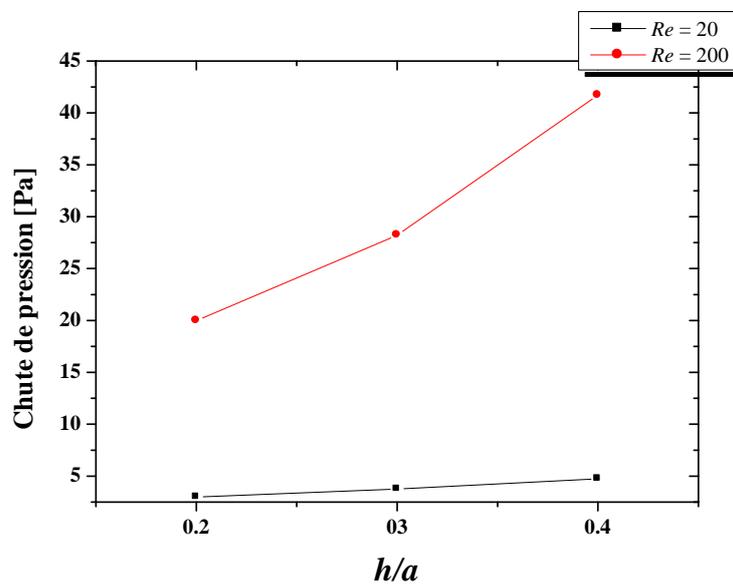


Figure IV.20 : Chute de pression pour un échangeur à paroi ondulée (forme circulaire), Cas N° 1

IV.5. Influence du nombre de Reynolds (Re)

Dans la dernière partie de notre travail, on a examiné les effets du débit d'écoulement, traduit par le nombre de Reynolds. Ce nombre est varié entre 1 et 200 pour la forme d'ondulation rectangulaire.

Si la vitesse d'entrée est très faible (1^{er} cas : $Re = 1$), le fluide va suivre le design de l'ondulation sans être recirculé derrière cet obstacle. L'augmentation du Re fait créer plus de turbulence et un vortex sera développé derrière l'ondulation.

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

- Contours sur plan horizontal xy (Figure IV.21).
- Lignes de courant sur plan horizontal xy (Figure IV.22).
- Courbe : variation de composante axiale de la vitesse sur une distance entre 2 ondulations située à une position très proche de la paroi (Figure IV.23).

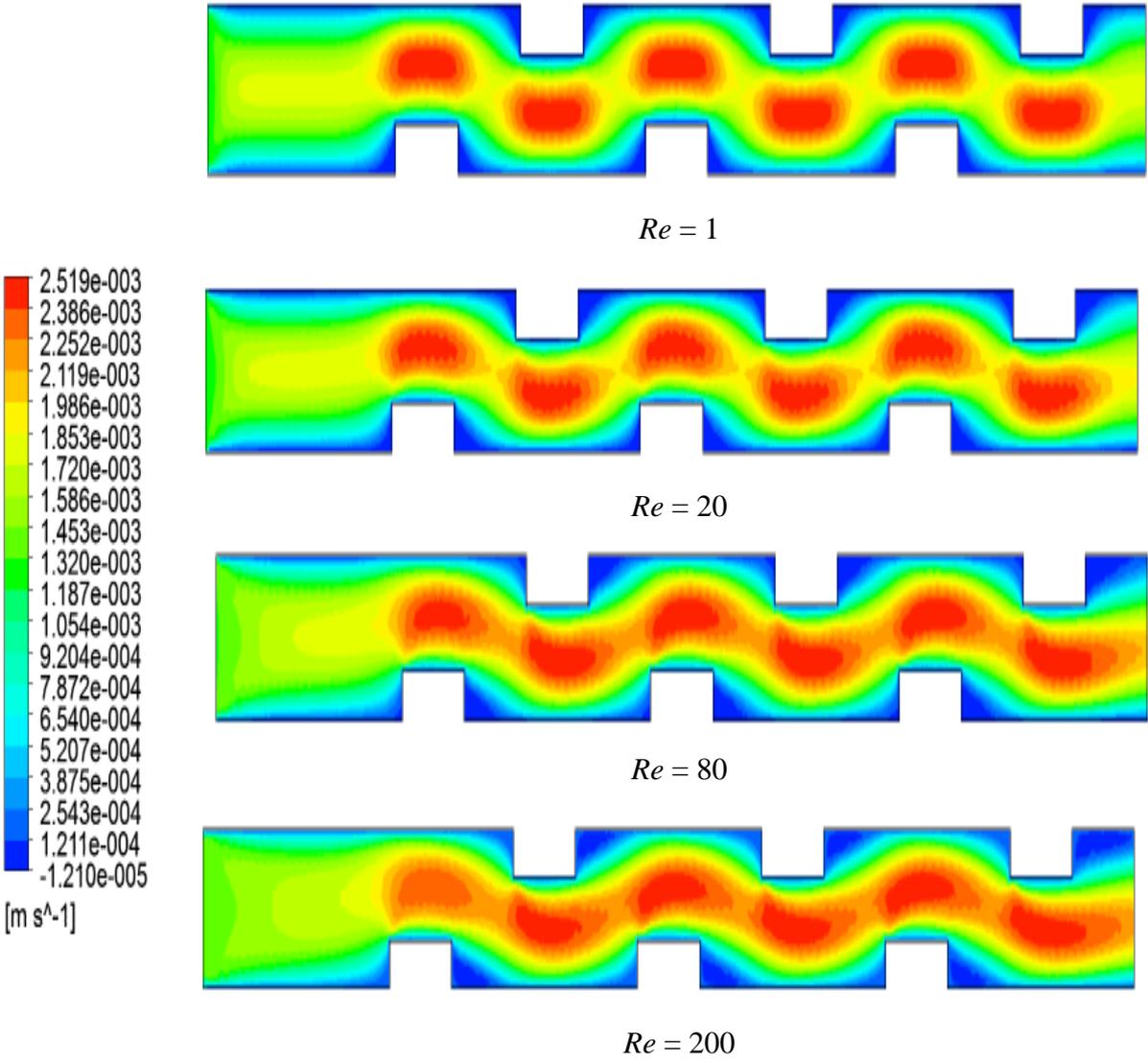


Figure IV.21 : Distribution de vitesse sur un plan horizontal (XY), pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire

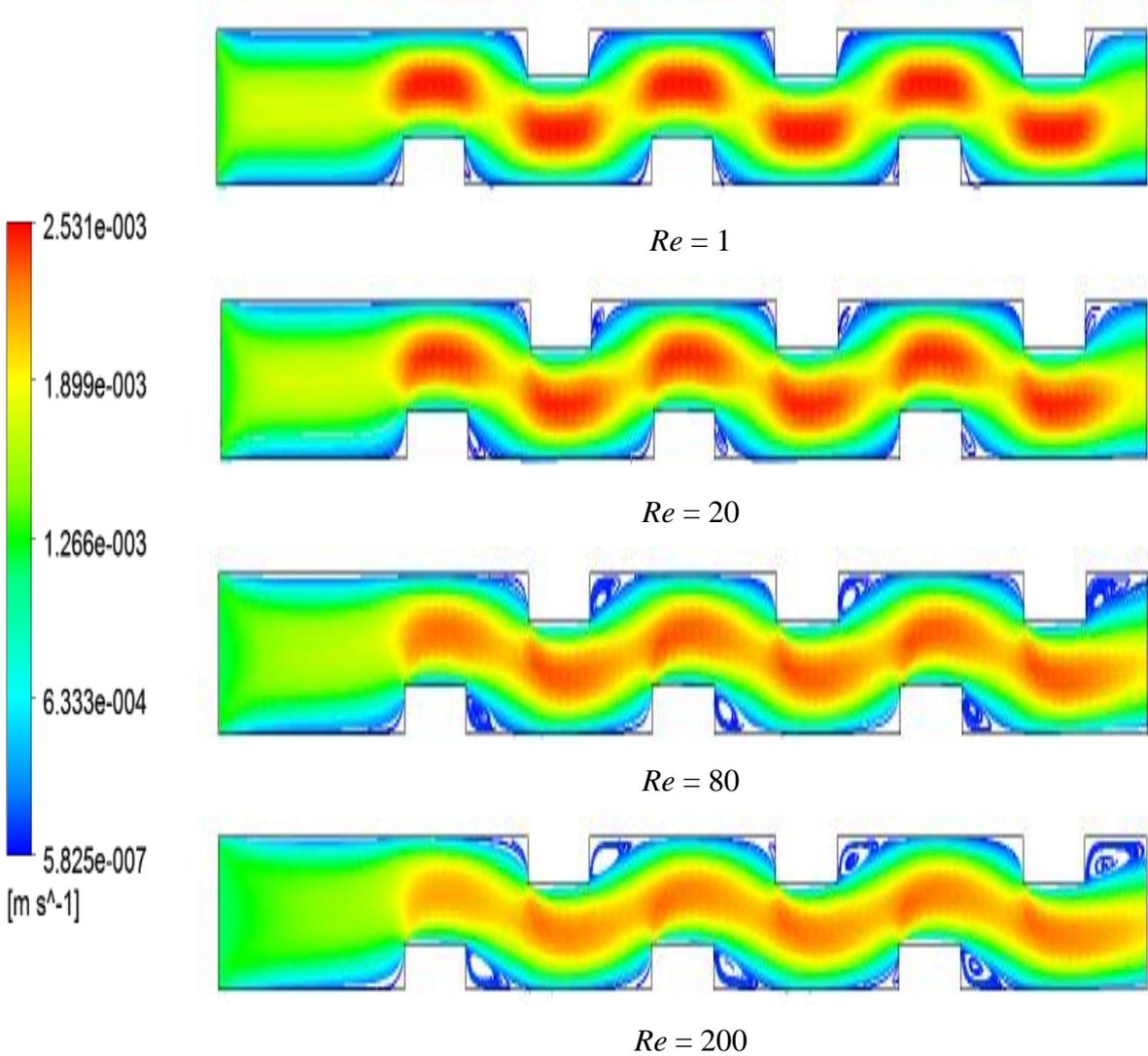


Figure IV.22 : Ligne de courant sur un plan horizontal (XY), pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire

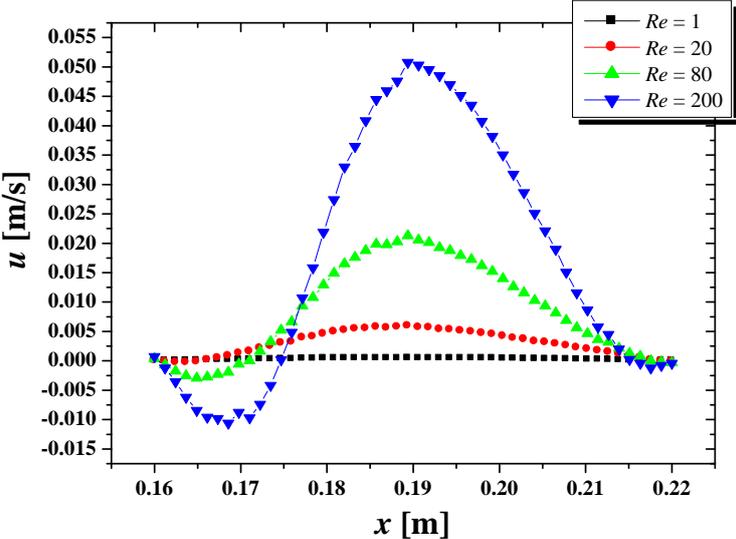


Figure IV.23 : Vitesse axiale en fonction du nombre de Reynolds pour $h/a = 0.3, z/a = 0.001$, ondulation rectangulaire

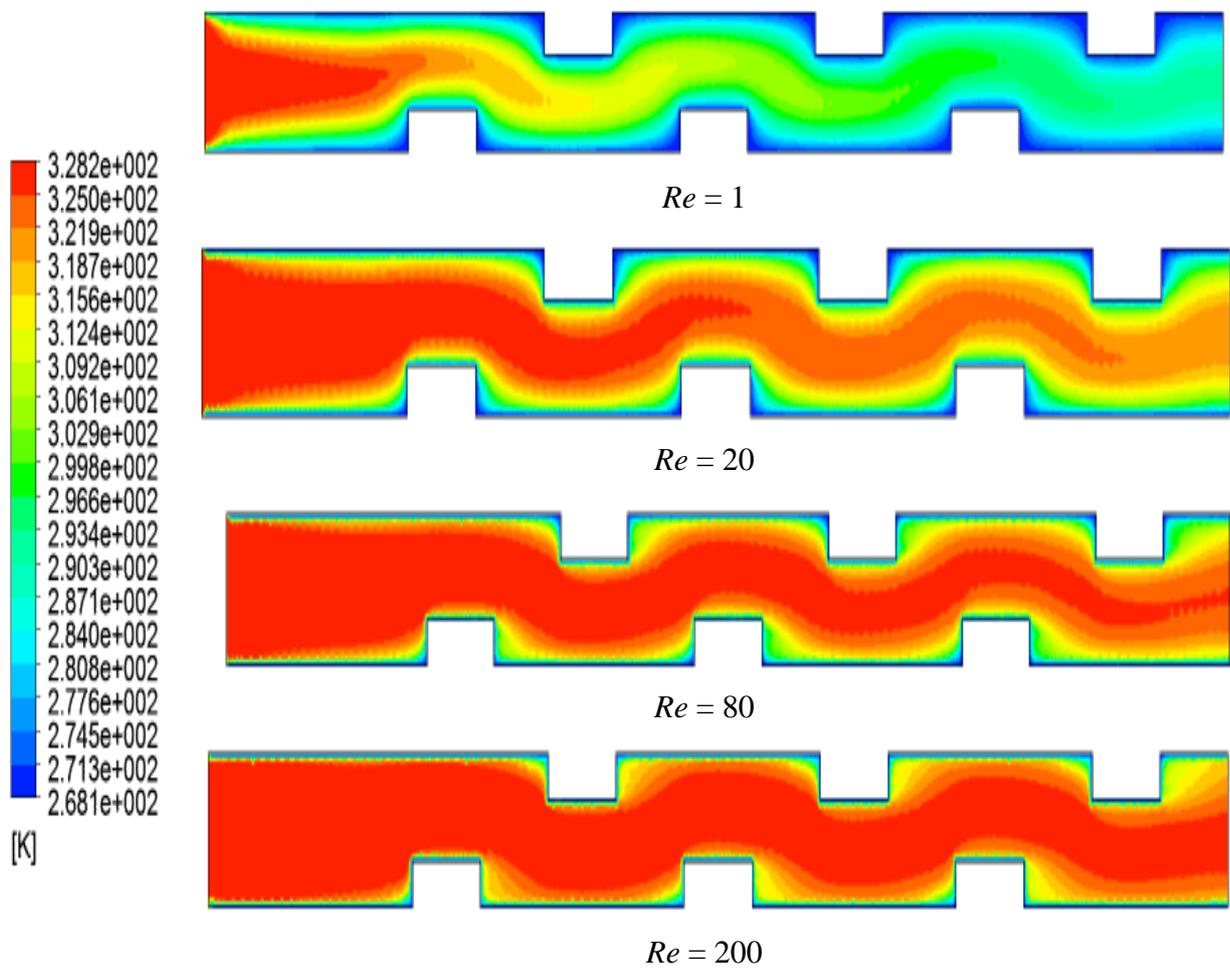


Figure IV.24 : Distribution de température sur un plan horizontal (XY), pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire

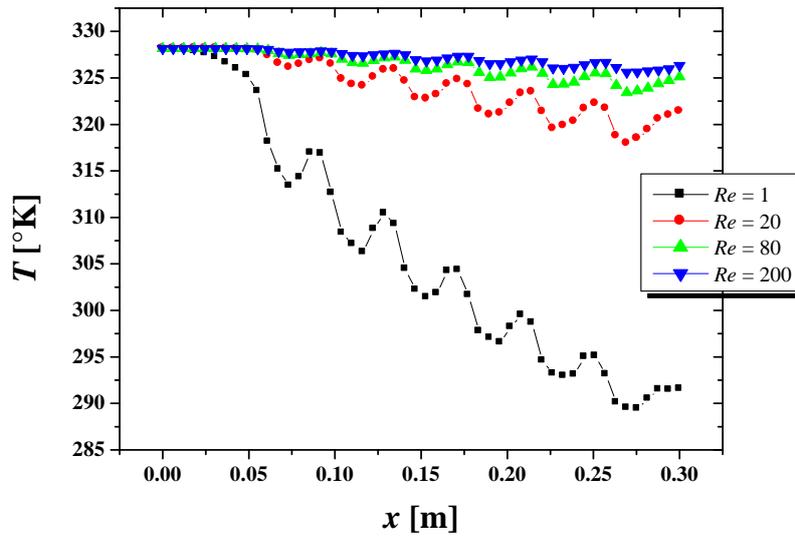


Figure IV.25 : Variation de température sur la ligne centrale de l'échangeur, pour $h/a = 0.3$, $z/a = 0.5$, ondulation rectangulaire

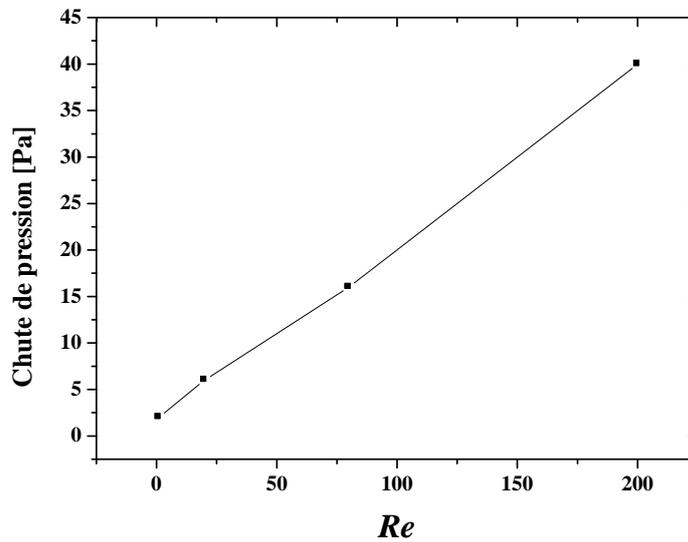


Figure IV.26 : Chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour $h/a = 0.3$, ondulation rectangulaire

La distribution de température sur un plan XY puis le long de la ligne centrale du canal est montrée sur les Figures IV.24 et IV.25, respectivement. 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 chaud pour être suffisamment refroidi. Aussi, le frottement visqueux et les pertes de pression seront plus importants avec l'augmentation du Re (Figure IV.26).

Conclusion générale

Les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur à paroi ondulée sont déterminées par simulation numérique. Le code de calcul utilisé a permis une visualisation tridimensionnelle des champs hydrodynamiques et thermiques. L'effet de la présence des ondulations sur la distribution des vitesses, températures ainsi que les pertes de charges est mis en évidence. L'effet d'autres paramètres a été aussi l'objet de cette étude : hauteur et nombre des ondulations, ainsi que le nombre de Reynolds.

Les résultats de prédiction numérique ont montré l'intérêt majeur de la présence des ondulations sur l'amélioration d'échange de chaleur.

En termes de bon transfert de chaleur, les formes d'ondulations étudiées peuvent être classées comme suit : rectangulaire > triangulaire > circulaire > lisse. Puis, en termes de pertes de charges réduites, ce classement est inversé. A noter que, les formes triangulaires et circulaires ont des effets presque similaires.

L'augmentation du nombre et hauteur des ondulations est bénéfique en termes d'amélioration d'échange thermique, mais avec une croissance continue des chutes de pression.

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] Nathalie D. Thermodynamique : Transferts thermiques, p 4, 19 mars 2008. http://stockage.univ-brest.fr/~daniault/cours_thermo_tc_08.pdf
- [2] Yves J. Transferts thermiques, p7, 2012, <http://www.thermique55.com/principal/thermique.pdf>
- [3] Khaldi S. Etude numérique de la ventilation naturelle par la cheminée solaire. Mémoire de magister. Université Abou Bekr Belkaid-Tlemcen : 2012-2013.
- [4] Kaouane M. Analyse des contraintes mécaniques et de la fissuration des éléments en béton armé sous l'effet thermomécanique. Mémoire de magister. Université Mouloud Mammeri, Tizi Ouzou : 2010-2011.
- [5] Gacem M. Comparaison entre l'isolation thermique extérieure et intérieure d'une pièce d'un habitat situé dans le site de Ghardaia. Mémoire de magister. Université Abou Bekr Belkaid-Tlemcen : 2010-2011.
- [6] Merabet C. Modélisation et simulation des phénomènes thermo-convectifs des écoulements se produisant dans des cavités : influence du rayonnement thermique. Mémoire de magister. Université 20 Aout 1955 Skikda.
- [7] Saadi A. Etude de la convection naturelle thermique et massique dans la couche limite le long d'une plaque verticale avec une force de flottabilité opposée. Mémoire de magister. Université Mentouri Constantine, 2011-2012.
- [8] Souiadi L. La convection mixte dans un canal horizontal muni de blocs chauffés. Mémoire de magister. Université Kassdi Merbah-Ouargla : 2012-2013.
- [9] Frédéric D. Elément de thermodynamique et thermique. p5, 2009-2010, http://www.fast.u-psud.fr/~doumenc/la200/CoursThermique_L2.pdf
- [10] Olivier P. Cours de rayonnement. p8, 2010-2011. <http://gte.univ-littoral.fr/workspaces/documents-m-perrot/cours-rayonnement/downloadFile/file/ray-IUT-poly.pdf?nocache=1275385568.86>
- [11] Lanez H., Khader D. Optimisation du bilan thermique d'un circuit de refroidissement du solvant lourd en présence du phénomène d'encrassement. Mémoire de fin d'étude. Université Echahid Hamma Lakhdar El Oued : 01-06-2015.
- [12] David A. Etude de transfert et d'échanges thermiques diphasiques. Mémoire de fin d'études. Université libre de Bruxelles : 2010-2011.

- [13] Taourit F. Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes). Mémoire de master. Université Abou-Bakr Belkaid-Tlemcen : 23-06-2013.
- [14] Mounir B., Naoil C. Echangeur de chaleur : Technologie, calcul et design. p28, 2014.
- [15] Benayad N. Etude et optimisation des échangeurs de chaleur. Mémoire de magister. Université Mentouri Constantine : 21-10-2008.
- [16] Baadache K. Etude des performances des échangeurs de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre. Thèse de doctorat. Université de Batna : 2015.
- [17] Ali Nehari A. Etude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : application aux fluides géothermique. Mémoire de master : Université Abou-Bakr Belkaid de Tlemcen : 2011.
- [18] Pascal T. Echangeurs de chaleur. p4-5, 2002.
- [19] Savard J., Ibrahim H., Ilinca A. Etude et conception d'un échangeur thermique pour un système hybride de type éolien-diesel-stockage d'air comprimé (JEDSAC). Rapport interne : Laboratoire de recherche en énergie éolienne. Université du Québec à Rimouski : octobre 2008.
- [20] El Khalifi O. Etude du bilan thermique des échangeurs de chaleurs et optimisation de la consommation énergétique. Mémoire de master. Université Sidi Mohammed Ben Abdellah : 20 juin 2015.
- [21] Hadfi K. Etude des problèmes de l'endommagement de l'échangeur 101 E04. Mémoire de fin d'étude : science et génie des matériaux. Ecole nationale supérieure des mines et metallurgie ENSMM-annaba- : 2015-2016.
- [22] Alaliyi O., Ahmed Saleh A., Belaid S. Etude des pertes de charge dans un tronçon de train de préchauffage du TOPPING. Master académique. Université d'El Oued : 23-06-2014.
- [23] Sadouk H. C. Modélisation de l'encrassement en régime turbulent dans un échangeur de chaleur à plaque avec un revêtement fibreux sur les parois. Thèse de doctorat. Université de Paris-Est : 15 juin 2009.
- [24] Bencherif M. M. Etude des performances en régime instationnaire d'une turbine de suralimentation munie d'une volute à double entrée. Thèse de doctorat. Université d'Oran Mohamed Boudiaf : 2016.

- [25] Amrani H. Etude de l'écoulement dans une turbine de suralimentation munie d'une volute à double entrée. Thèse de magister. Université d'Oran Mohamed Boudiaf : 16 Mars 2014.
- [26] Wang C.-C., Chen C.-K. Forced convection in a wavy-wall channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45, 2587–2595, 2002.
- [27] Snyder B., Li K.T., Wirtz R.A. Heat transfer enhancement in serpentine channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 35, 2965–2976, 1993.
- [28] Yuan Z., Tao W., Wang Q. Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with stream-wise-periodic rod disturbances. *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 28, 1371–1388, 1998.
- [29] Natarajan S. Mokhtarzadeh-Dehghan M.R. A numerical and experimental study of periodic flow in a model of a corrugated vessel with application to stented arteries. *Medical Engineering & Physics* 22, 555–566, 2000.
- [30] Niceno B., Nobile E. Numerical analysis of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22, 156–167, 2001.
- [31] Wang G., Vanka P. Convective heat transfer in periodic wavy passages. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38, 3219–3230, 1995.
- [32] Stone K., Vanka S.P. Numerical study of developing flow and heat transfer in a wavy passage. *Transaction of the ASME Journal of Fluids Engineering* 121, 713–719, 1999.
- [33] Islamoglu Y.. Effect of rounding of protruding edge on convection heat transfer in a converging diverging channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35, 643–647, 2008.
- [34] Taymaz I., Koc I., Islamoglu Y. Experimental study on forced convection heat transfer characteristics in a converging diverging heat exchanger channel. *Heat and Mass Transfer* 64, 251-262, 2008.