

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : Sefiane Riad Chahine / Bouterfas Hichem

Sujet

Etude numérique du comportement thermo-hydraulique dans un canal ondulé muni des chicanes rectangulaires à différents angles d'inclinaisons

Soutenu publiquement, le 26 / 09 /2021 , devant le jury composé de :

M ^r BENRAMDANE Mohammed	MCA	Univ. Tlemcen	Président
M ^r SAIM Rachid	Professeur	Univ. Tlemcen	Directeur de mémoire
M ^r BEGAG Abdelaziz	MAB	Univ. Tlemcen	Co- Directeur de mémoire
M ^r ALIANE Abdennour	MCB	Univ. Tlemcen	Examineur 1

Année Universitaire : 2020/2021

Remerciement

REMERCIEMENT

Nous devons tout d'abord remercions le bon Dieu, pour nous avoir donné la santé, la force et la patience pour accomplir ce modeste travail. Le moment est venu d'exprimer toute nos reconnaissances à notre encadreur **Mr Rachid SAIM** et Co-encadreur **Mr Abdelaziz BEGAG**, de nous avoir fait confiance et puis pour leurs disponibilités, leurs patiences, leurs suivis constants de ce travail. Nous tenons à remercier **Mr Mohammed BENRAMDANE** pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous fait l'honneur d'accepter la présidence de jury.

Nos vifs remerciements vont aussi à **Mr Abdennour ALIANE** pour avoir acceptés d'examiner ce travail et prendre part au jury.

Finalement, nous tenons à remercier chaleureusement tous les enseignants et le staff administratif du département de Génie Mécanique et tous qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.

Sefiane Riad Chahine & Bouterfas Hichem

Dédicace

A ma Chère Mère Fatna

A mon Père Houcine

**Dont le mérite, les sacrifices et les qualités humaines m'ont permis de vivre
ce jour.**

A mon Frères et mes sœurs

Kheira, Hayet, Fatima, Sihem, Djaballah

A tous les gens m'aiment

Yasser, Khelladi, Hichem, Pitcho, Kherrafi, Amine, Kadiro, ...

(Sefiane Riad Chahine)

Dédicace

**Je veux remercier d'abord mon bon dieu pour nous avoir donné de la force
pour finir ce modeste travail**

**Mes parents qui ont attendu avec patience les fruits de leur bonne
éducation, que dieu les garde pour moi, ils ont changé la nuit en jour pour
m'assurer les bonnes conditions**

**Je remercie aussi ma petite famille qui m'a toujours soutenu,
et Je n'oublierai jamais mes collègues de la promo 2020-2021.**

(Hichem Bouterfas)

الملخص

في مذكرة الماستر هذه أجريت دراسة عددية من الحمل المقوى للهواء داخل قنوات صغيرة من الأشكال الهندسية المختلفة مثل قناة بسيطة مصغرة وأشكال هندسية أخرى مقترحة متعرجة و متموجة باستخدام رمز الحساب فلونت، كما يعتبر السائل السطحي غير قابل للانضغاط مع خصائص ثابتة. تم دمج المعادلات الحاكمة على أساس طريقة الحجوم المتناهية والخوارزمية البسيطة، قد استخدم إجراء بسيط لحل المعادلات الجبرية (درجة الحرارة، السرعة المحورية، الضغط، السرعة).

منحنيات السرعة المحورية، حقول السرعة، درجة الحرارة والتبادل الحراري، الضغوط تم عرضها من مختلف عدد رينولدز 3000 إلى 6000.

كلمات البحث: حجم محدود، تدفق السطحي، الحمل المقوى، قناة صغيرة متعرجة و متموجة.

Résumé

Les travaux de ce mémoire de Master consistent à une étude numérique de la convection forcée d'un écoulement d'air à l'intérieur des mini canaux de différentes géométries à savoir un mini-canal simple et d'autres géométries proposées chicanes et ondulations utilisant le code commercial de calcul Fluent 6.3. Le fluide est considéré turbulent incompressible avec des propriétés constantes.

Les équations gouvernantes ont été intégrées et discrétisées selon l'approche des volumes finis. La procédure SIMPLE a été utilisée pour la résolution du système d'équations algébriques fortement couplées (température- vitesse et gradient axial de pression- vitesse).

Les profils de vitesse axiale et de température, la distribution du nombre de Nusselt local et global ainsi que les pertes de pressions sont présentés pour des cas d'exemple type et pour différents nombres de Reynolds variant de 3000 à 6000.

Mots clés : Volume finis, écoulement turbulent, convection forcée, mini canal, chicanes et ondulations.

Abstract

The work of this master thesis consists of a numerical study of convection-forced airflow inside the mini channels of different geometries namely a simple mini- channel and other proposed geometries and baffle using undulation the commercial computer code Fluent 6.3. The fluid is considered incompressible turbulent with constant properties.

The governing equations were integrated and discretized according to the finite volume approach. The SIMPLE procedure was used for solving the system of algebraic equations strongly coupled (temperature-velocity and axial pressure- gradient velocity).

The axial velocity and temperature profiles, distribution of local and global Nusselt number, pressures drop are reported on cases of such type and for different Reynolds numbers ranging from 3000 to 6000.

Keywords: Finite Volume, turbulent flow, forced convection, mini canal baffle, and undulation.

SOMMAIRE

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction Générale

Chapitre I Généralités sur les échangeurs de chaleur

I. 1. Introduction.....	1
I. 2. Définitions.....	1
I. 3. Principe de fonctionnement.....	1
I. 4. Différents types d'échangeurs thermiques.....	2
I. 4. 1. Echangeur à plaque	2
I. 4. 2. Echangeur à bloc.....	3
I. 4. 3. Echangeur à ailettes	5
I. 4. 4. Echangeur à spirales.....	6
I. 4. 5. Echangeur tubulaire	7
I. 4. 6. Echangeur à faisceau tubulaire vertical	9
I. 4. 7. Echangeur à tubes en U	9
I. 4. 8. Echangeur à faisceau tubulaire horizontal	10
I. 5. Choix de l'échangeur	11
I. 6. Conclusion	11

Chapitre II Recherche Bibliographique

II. 1. Introduction	12
II. 2. Méthodes d'amélioration du transfert de chaleur dans les EC	12
II. 2. 1. Méthode active	12
II. 2. 2. Méthode passive	13
II. 2. 3. Méthode composée (mixte)	13
II. 3. Etudes Numériques	13
II. 4. Etudes expérimentales	28
II. 5. Conclusion	36

Chapitre III Modélisation Mathématique et Numérique

III. 1. Introduction.....	37
III. 2. Géométrie du problème	37
III. 3. Formulation mathématique du problème.....	38
III. 3. 1 Equations gouvernantes	38
III.3.1.1 Equation de Continuité	38
III.3.1.2 Equation de quantité de mouvement.....	38
III.3.1.3 Equation d'énergie	39
III.3.1.4 Modèle de turbulence	39
III. 3. 2 Nombres adimensionnels	40
❖ Nombre de Reynolds (Re)	40
❖ Nombre de Prandtl (Pr)	41
❖ Nombre de Nusselt (Nu)	41
❖ Coefficient de frottement f	41
❖ Facteur d'amélioration thermique (PEC)	41
III. 4 Conditions aux limites	41
III.4. 1 Propriétés du fluide	43
III. 5. Introduction sur la simulation numérique	43
III. 6. Méthode des volumes finis ...	44
III. 6. 1. Principe de la méthode des volumes finis	44
III. 6. 2. Maillage	45
III. 6. 3. Choix du type de maillage	46
III. 6. 3. 1. Maillage structuré (quadra/hexa)	46
III. 6. 3. 2. Maillage non structuré (tri/tétra)	46
III. 6. 3. 3. Maillage hybride (mixte)	48
III. 6. 4. Présentation du préprocesseur Gambit	48
• Interface de Gambit	48
• Présentation de la géométrie dans Gambit.....	48
• Choix de solveur	48
• Création de la géométrie	48
• Maillage de la géométrie	49
• Enregistrement du fichier << mesh >>	50

III. 6. 5. Présentation logicielle Fluent	50
III. 6. 5. 1. Etapes générales	51
• Importation de la géométrie « mesh »	51
• Ouvrir la version de Fluent	51
• Pour commencer la simulation il faut importer le fichier « mesh » généré sous Gambit	51
• Vérification du maillage importé.....	51
• Choix du solveur	52
• Affichage de la grille	52
• Choix du modèle laminaire	52
• Définition des caractéristiques des matériaux	53
• Définition condition aux limites	53
• Choix de solution	53
III. 7. Conclusion	55

Chapitre IV Résultats et Discussions

IV. 1. Introduction	56
IV. 2. Contrôle de l'indépendance du maillage	56
IV. 3. Validation des résultats de simulation	57
IV. 4. Résultats et interprétations	58
IV. 4. 1. Effet d'ajout des ondulations sur les paramètres dynamiques et thermiques ...58	
IV. 4. 1. 1. Sur les paramètres dynamiques	58
A. Vitesse axiale	58
B. Coefficient de frottement local	60
IV. 4. 1. 2. Sur les paramètres thermiques	62
A. Température axiale	62
B. Coefficient de convection local h	62
IV.4.1.2.Paramètres moyens	65
a- Facteur de frottement moyen	65
b- Nombre de Nusselt moyen	66
IV. 4. 2. Contours de température et lignes de courants	67
IV. 4. 3. Critères d'évaluation des performances	69
IV. 4. 4. Effet d'ajout des chicane sur les paramètres dynamiques et thermiques	69
IV. 4. 5. Contours de température et lignes de courants	72
A. Chicane à 30°	72
B. Chicane à 60°	74

C. Chicanes à 90°	76
IV. 5. Conclusion	78
Conclusion générale	80

Listes des figures

CHAPITRE I

Figure. I.1 : Schéma d'un échangeur à plaques.	3
Figure. I.2 : Schéma d'un échangeur à bloc simple.	4
Figure. I.3 : Schéma d'un échangeur à bloc complexe.	5
Figure. I.4 : Échangeur eau/air d'automobile.	6
Figure. I.5 : Schéma d'un échangeur à spirale.	7
Figure. I.6 : Principe de l'échangeur tubulaire.	8
Figure. I.7 : Schéma d'un échangeur tubulaire.	9
Figure. I.8 : Schéma d'un échangeur à tubes en U.	10
Figure. I.9 : Schéma d'un échangeur tubulaire horizontal.	11

CHAPITRE II

Figure II.1 : Domaines de calcul. (a) configuration convergente-divergente ; (b) micro-canaux droit équivalent ;(c) les dimensions des formes géométriques du micro-canal.	14
Figure II.2 : Domaine d'étude.	14
Figure II.3 : Configurations des chicane proposées.....	15
Figure II.4 : Disposition des chicanes (a) avec 180°, (b) avec 90°, (c) avec 45°.....	16
Figure II.5 : Vue schématique de l'échangeur de chaleur faisceau calandre.....	16
Figure II.6 : Géométrie étudiée.....	17
Figure II.7 : Échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales.....	17
Figure II.8 : Scénographe partiel ombré du modèle périodique avec un angle..... d'hélice de 40°	18
Figure II.9 : Schéma du domaine d'étude.....	18
Figure II.10 : Échangeurs de chaleur faisceaux de tubes, (a) double passe, (b) simple passe.....	19
Figure II.11 : Géométries étudiées	20
(a) chicanes transversales, (b) chicanes hélicoïdales, (c) chicanes perforé	
Figure II.12 : Arrangement des chicanes hélicoïdales.....	20

Figure II.13 : Disposition des chicanes hélicoïdales, (a) avec trois sections,	21
(b) avec quatre sections, (c) avec six sections	
Figure II.14 : Échangeurs de chaleur faisceaux de tubes.....	21
Figure II.15 : Schéma de disposition des tubes pour plaques perforées.....	22
(a) quatre lobes, b) trois lobes.	
Figure II.16 : Domaine de calcul est paramètres géométriques du chicane.....	22
Figure II.17 : Modèle géométrique de l'échangeur de chaleur à tube et calandre.	23
Figure II. 18 : Schéma de principe du tube ondulé transversale	24
(a) modèle physique pour tube ondulé et (b) domaine de calcul.	
Figure II.19 : Schéma de l'échangeur ondulé-croisé appliqué dans la demande.....	24
de récupération de chaleur.	
Figure II.20 : Géométrie du problème étudié.....	25
Figure II.21 : Schéma simplifié du modèle physique.....	26
Figure II.22. Schéma simplifié du modèle physique.....	27
Figure II.23 : Domaine physique de la présente étude	28
(a) canal sinusoïdal, (b) canal triangulaire, (c) canal trapézoïdal.	
Figure II. 24 : Construction de l'échangeur de chaleur.....	28
Figure II.25 : Échangeur de chaleur avec le vide considéré.....	29
Figure II.26 : Arrangement des chicanes a deux sections.....	29
Figure II.27 : Échangeur de chaleur étudié.	30
Figure II.28 : Échangeur de chaleur avec l'espace considéré.....	30
Figure II.29 : Formes des chicanes (a) chicanes hélicoïdales continus.....	31
(b) chicanes transversales.	
Figure II.30 : Les trois formes d'échangeurs proposés.....	32
Figure II.31 : Les deux formes d'échangeurs de chaleurs.....	32
Figure II.32 : Arrangement des chicanes hélicoïdales.	33
Figure II.33 : Schéma de la plaque ondulée.	33

Figure II.34 : Photographie de sections d'essai avec différents modèles de canaux.....	34
Figure II.35 : Micro-canaux de section trapézoïdale.....	35
Figure II. 36 : Paroi avec un pic d'ondulation pointu.	35

CHAPITRE III

Figure III.1 :Schéma de la présente étude, (a) domaine d'étude.....	37
(b) les différents cas étudiés.	
Figure III. 2 Volume de contrôle pour des situations différentes, (a) 1D, (b) 2D, (c) 3D.....	45
Figure III.3 : Les trois types de maillage.....	46
Figure III.4 : Interface de travail du préprocesseur Gambit.....	48
Figure III.5 : Création de la géométrie du mini-canal avec les chicanes.....	48
Figure III.6 : Maillage de mini-canal avec les chicanes sur Gambit.....	49
Figure III.7 : Maillage de mini-canal simple sur Gambit.....	49
Figure III.8 : Exportation du maillage.....	50
Figure III.9 : Type de résolution.....	51
Figure III.10 : Etablir l'équation d'énergie.....	52
Figure III.11 : Lancement les itérations.....	54
Figure III. 12 : Fenêtre des itérations.....	54

CHAPITRE IV

Figure IV.1 : Profil de température pour les différents maillages	56
pour mini-canal pour $x=L/2$.	
Figure IV.2 : Comparaison des nombres de Nusselt moyens	57
avec : (a) résultats expérimentaux, (b) résultats numériques de Naphon [36, 24]	
Figure IV.3 : Profil de vitesse axiale pour les différents angles d'inclinaisons.....	59
à (a) $Re =4000$, (b) $Re=5000$. À $x=L/2$.	
Figure IV. 4 : Coefficient de frottement local C_f pour les différents angles.....	61
d'inclinaisons. (a) 20° , (b) 40° , (c) 60° .	
Figure IV. 5 : Distribution de la température axiale le long du canal.....	62
pour différents angles d'inclinaisons.	

Figure IV.6 : Coefficient de convection h local pour les différents.....	64
cas étudiés (a) 20° , (b) 40° , (c) 60°	
Figure IV.7 : Facteur de frottement moyen pour différents ca étudié en fonction.....	65
de nombre de Reynolds.	
Figure IV.8 : Nombre de Nusselt moyen pour les différentes géométries	66
en fonction de Reynolds.	
Figure IV.9 : Contours de température pour les trois géométries.....	67
pour $Re= 4000$, à partir de $x=L/2$.	
Figure IV.10 : Lignes de courants pour les trois géométries.....	68
pour $Re= 4000$, à partir de $x=L/2$.	
Figure IV.11 : Critère d'évaluation des performances.....	69
pour les différents angles d'inclinaison des ondulations.	
Figure IV.12 : Distribution axiale de la température.....	70
pour les différents angles des chicanes.	
Figure IV.13 : Distribution axiale de la température.....	70
pour les différents angles des chicanes.	
Figure IV.14 : Distribution axiale de la température.....	71
pour les différents angles des chicanes.	
Figure IV.15 : (a) Lignes de courants, avec des chicanes pour 30°	72
Figure. IV. 16 : Contours de température avec des chicanes.....	73
pour 30° , pour $Re= 4000$.	
Figure IV.17 : Lignes de courants, avec des chicanes.....	74
pour 60° , pour $Re=4000$.	
Figure IV.18 : Contours de température avec angles des chicanes.....	75
pour 60° , pour $Re=4000$.	
Figure IV.19 : Lignes de courants, avec des chicanes.....	76
pour 90° , pour $Re=4000$.	
Figure IV.20 : Contours de température avec des chicanes.....	77
pour 90° , pour $Re=4000$.	

Liste des tableaux

CHAPITRE I

Tableau I.1 Avantages et inconvénients de l'échangeur eau-eau	3
Tableau I.2 Avantages et inconvénients de l'échangeur à bloc.....	4
Tableau I.3 Avantages et inconvénients de l'échangeur à spirales.....	7
Tableau I.4 Avantages et inconvénients de l'échangeur tubulaire	8
Tableau I.5 Avantages et inconvénients de l'échangeur à faisceau tubulaire vertical	9
Tableau I.6 Avantages et inconvénients de l'échangeur à tubes en U	9
Tableau I.7 Avantages et inconvénients d'un échangeur tubulaire horizontal	10

CHAPITRE III

Tableau III-1. Dimensions géométriques de la section étudiée.....	38
Tableau III.2 Valeurs de vitesses correspondantes.....	42
aux nombres de Reynolds choisis.	
Tableau III.3 Conditions aux limites.....	42
Tableau III.4 Propriétés physiques du fluide utilisé eau à T=298K.....	43

Nomenclature

Variables	Désignature	Unité
Cp	Chaleur spécifique	kJ/kg.K
H	Coefficient de transfert convectif	W/m ² .K
X	Coordonnée axiale	m
Y	Coordonnée axiale	m
D _h	Diamètre Hydraulique	m
Q _m	Débit massique du fluide	kg/s
ΔP	Différents de pression	Pa
<i>F</i>	Coefficient de frottement	
Q	Flux de chaleur	W
T	Température	K
S	Surface (Section)	m ²
L	Longueur de mini-canal	m
Nu	Nombre de Nusselt	
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
U	Vitesse dimensionnelle suivant x	m/s
V	Vitesse dimensionnelle suivant y	m/s
U	Vitesse à l'entrée	m/s
PEC	Critères d'évaluation des performances	

Symboles grecs	Désignature	Unité
μ	Viscosité dynamique	Pa·s
λ	Conductivité thermique	Kg/m·K
P	Masse volumique	Kg/m ³
A	Diffusivité thermique	m/s
E	Dissipation turbulente	m ² /s ²

Indices

f	Fluide
p	Paroi
in	Initiale
sup	Supérieure
inf	Inférieure
lisse	Géométrie conique lisse
ondulée	Géométrie conique ondulée

Introduction Générale

Introduction Générale

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

Situation d'étude :

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet à un fluide de transférer de la chaleur fluide chaud à froid, il n'y a pas de contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou apparaissent en deux étapes consécutives : c'est le cas du condenseur, évaporateur, chaudière ou tout froid.

La convection forcée est une sorte de phénomène de transfert de chaleur lié au fluide, et son existence affectera à la fois dans le domaine thermique circulant et dans le domaine dynamique des fluides, le problème d'un tel couplage est très important dans de nombreuses applications industrielles, en particulier dans les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, les turbomachines inversées et les composants électroniques.

Dans ce travail nous avons présenté une étude par simulation numérique du comportement thermo-hydraulique de l'air dans des mini-canaux ondulés avec les chicanes rectangulaires à différents angles d'inclinaisons avec des différentes géométries.

Le présent travail comprend quatre chapitres :

- Dans le premier chapitre nous avons présenté des généralités sur les échangeurs de chaleur.
- Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté une recherche bibliographique concernant les différents travaux antérieurs numériques et expérimentaux.
- Dans le troisième chapitre, nous avons présenté en détail en premier lieu les différentes géométries étudiées avec la formulation mathématique, les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie, ainsi les conditions aux limites imposées sur

Introduction Générale

chaque grandeur sont étudiées, et les hypothèses nécessaires pour résoudre le problème.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous avons présenté les étapes de notre simulation numérique sous le code de calcul « FLUENT ».

Une petite présentation du logiciel utilisé pour la création de la géométrie et le maillage, ou le préprocesseur : « GAMBIT ».

- Le quatrième chapitre est réservé pour la présentation des différents résultats de simulation numérique, avec des interprétations.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus ainsi que les futures recommandations relatives à ce travail.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I. 1. Introduction

Dans une société industrielle, les échangeurs de chaleur sont l'élément de base de toute politique d'économie d'énergie. La majeure partie (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels passe au moins une fois par l'échangeur de chaleur, que ce soit dans le procédé lui-même ou dans le système de récupération de chaleur de ces procédés. Ils sont principalement utilisés dans les secteurs industriels, les transports, et également utilisés dans les industries résidentielles et tertiaires. [1]

I. 2. Définition

Un échangeur de chaleur est un système utilisé pour transférer l'énergie thermique d'un fluide à un autre sans les mélanger. Le flux de chaleur traverse la surface d'échange du fluide séparé. Dans la plupart des cas, cette méthode est utilisée pour refroidir ou chauffer des liquides ou des gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou de chauffer directement, comme l'eau dans le circuit de refroidissement primaire d'une centrale nucléaire.

Il faut aussi savoir que les échangeurs de chaleur ne servent pas uniquement à chauffer des fluides. Selon le système qui l'utilise, son rôle est de refroidir le fluide, ce qui est le cas des climatiseurs et même des réfrigérateurs. [1]

I. 3. Principe de fonctionnement

L'échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquels circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur. En effet, le plus chaud va naturellement se diriger vers le plus froid, le réchauffant immédiatement, tout en perdant des calories. Ainsi, lorsqu'il entre chaud dans l'échangeur thermique, le fluide primaire va réchauffer le fluide secondaire qui est froid. Il sort alors refroidi, tandis que le second fluide est réchauffé. [1]

- ❖ On cite Cinq modes de fonctionnement possibles :
- ❖ Courant parallèle : Deux fluides sont disposés en parallèle et s'écoulent dans le même sens.
- ❖ Contre-courant : idem, mais le flux est en sens inverse.
- ❖ Flux croisé : Deux fluides sont placés verticalement.

- ❖ **Aiguille** : L'un des deux fluides fait un demi-tour dans le plus gros tuyau, et le second fluide passe à travers le tuyau. Dans cette configuration, on peut comparer ce dernier avec un échangeur à flux parallèle avec une distance égale à la moitié de l'échangeur, et comparer l'autre moitié avec un échangeur à contre-courant.
- ❖ **Contact direct ou mélange** : Les deux fluides peuvent être en contact comme dans une tour de refroidissement. L'air chaud monte du bas dans la grande tour, et la buse projette de l'eau froide hors de la paroi, offrant la possibilité de refroidir l'air.

Pour que l'échangeur de chaleur fonctionne correctement, la conductivité du matériau est très importante. En effet, plus la conductivité du matériau est forte, plus l'échange thermique est optimisé et efficace. Parmi les matériaux les plus couramment utilisés, on retrouve notamment :

- ❖ Le cuivre
- ❖ L'inox
- ❖ L'aluminium
- ❖ L'acier

I. 4. Différents types d'échangeurs thermiques

I. 4. 1. Echangeur à plaque : Dans le cas d'un échangeur de chaleur à plaques, le fluide se déplace de part et d'autre de la plaque, qui est généralement ondulée. Ce type d'échangeur de chaleur est souvent utilisé car il est très efficace. Il existe dans les climatiseurs, les réfrigérateurs et même les chaudières, et sert à produire de l'eau chaude sanitaire. [1]

Les plaques utilisées dans ce dispositif peuvent être :

- ❖ À joints.
- ❖ Soudées.
- ❖ Brasées.
- ❖ Assemblées par fusion.

Tableau I.1 Avantages et inconvénients de l'échangeur eau-eau

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> -Compact. -Très bons coefficients de transfert. -Prix compétitifs. -Peu de pertes thermiques. -Modulables. 	<ul style="list-style-type: none"> -Faible écart de T envisageable. -Régulation. -Perte de charge importante. -Pression de travail limitée. 	<ul style="list-style-type: none"> -Vapeur/eau. -Eau/eau. -Eau surchauffée/eau -Liquides corrosifs.

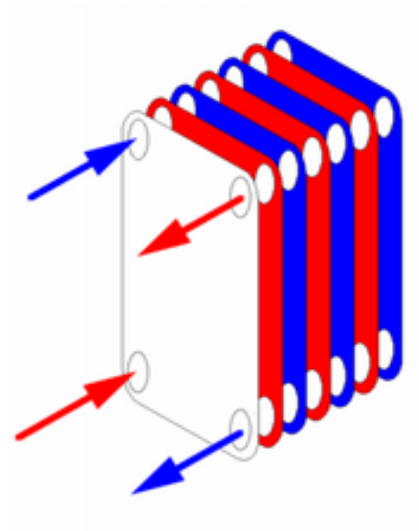


Figure. I.1 : Schéma d'un échangeur à plaques. [2]

I. 4. 2. Echangeur à bloc : L'échangeur à bloc est un échangeur de chaleur réservé à des applications spécifiques. Il se compose d'un morceau de matériau thermiquement conducteur avec de multiples canaux sur lesquels circulent deux fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite, et parfois des polymères sont ajoutés pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est dans une structure qui assure la distribution du liquide dans le canal.

Les blocs peuvent avoir différentes formes : cylindriques ou cubiques. Il peut toujours être composé d'un seul bloc ou de plusieurs pièces empilées afin de permettre au fluide de

s'écouler d'une pièce à l'autre. Le principal avantage de ce type d'échangeur de chaleur réside dans sa résistance chimique aux liquides corrosifs et sa modularité : le bloc peut être facilement remplacé en cas de fuite. Le fait que le rapport volume libre parcouru par le fluide / volume du bloc soit particulièrement faible crée une grande inertie en cas de changement de température : le bloc fait office de réservoir, ce qui permet de supprimer les écarts de température. [2]

Tableau I. 2 Avantages et inconvénients de l'échangeur à bloc.

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



Figure. I.2 : Schéma d'un échangeur à bloc simple. [2]

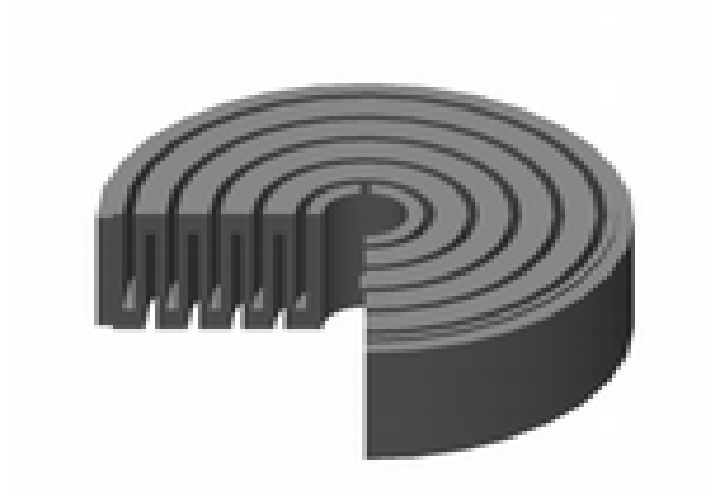


Figure. I.3 : Schéma d'un échangeur à bloc complexe. [2]

I. 4. 3. Echangeur à ailettes :

L'échangeur de chaleur à ailettes est un échangeur de chaleur assez simple : il est composé de tuyaux cylindriques ou rectangulaires, et des bandes métalliques de différentes formes sont fixées sur les tuyaux. Le liquide de refroidissement est généralement de l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal vers les lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air. Ce type d'échangeur de chaleur est utilisé pour chauffer des bâtiments : l'eau est chauffée dans le dispositif de chauffage et circule dans le radiateur de l'échangeur de chaleur à ailettes. Ce type de dispositif est également utilisé pour refroidir des moteurs automobiles ou des moteurs divers. Dans ce dernier cas, la chaleur générée par frottement et induction magnétique (dans le cas d'un moteur) est directement transférée au dispositif de protection externe du moteur, dont la surface est fixée avec des dissipateurs thermiques.

Du fait de l'absence de dispositifs de circulation, les transferts thermiques sont particulièrement limités côté fluide de refroidissement : l'air circule principalement par convection naturelle autour de l'échangeur. Cependant, cette restriction peut être supprimée en ajoutant des équipements de ventilation. Ce genre d'interrupteur est particulièrement simple et peut adopter une forme particulière, ce qui le rend très intéressant dans les produits électroniques. [2]



Figure. I.4 : Échangeur eau/air d'automobile. [2]

I. 4. 4. Echangeur à spirales :

Il se compose de deux plaques métalliques enroulées en spirale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est suffisamment important, pour un diamètre de 1,5 m, la surface d'échange maximale est d'environ 185 m², ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non compacts. L'effet d'échange thermique n'est pas aussi bon que l'échangeur thermique à plaques, car la surface d'échange thermique n'a généralement pas de contour, mais pour la même capacité d'échange, l'échangeur thermique spiralé nécessite 20% de surface d'échange thermique en moins que l'échangeur thermique à faisceau tubulaire.

Il peut être utilisé pour les liquides visqueux ou les mélanges liquide-solide, et a une capacité d'auto-nettoyage. Par rapport aux échangeurs à faisceau tubulaire, il peut réduire l'encrassement. Il ne peut fonctionner que sous des différences de température et de pression limitées. [2]

Tableau I. 3 Avantages et inconvénients de l'échangeur à spirales.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
-Grande surface de contact. -Large passage. -Encombrement réduit. - Excellent condenseur. -Autonettoyant.	- Non démontable. -Ecart de T limités.	- Eau/eau. - Vapeur/eau. -Eau surchauffée/eau.

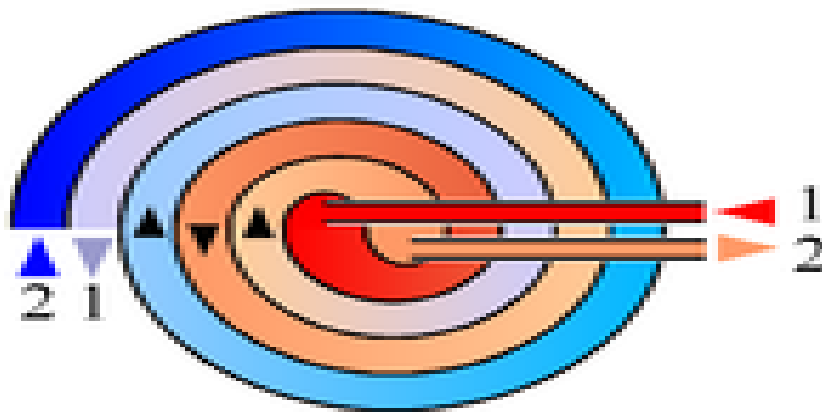


Figure. I.5 : Schéma d'un échangeur à spirale.[2]

I. 4. 5. Echangeur tubulaire :

L'échangeur de chaleur à tubes peut être considéré comme le plus simple des échangeurs de chaleur : il se compose de 2 tubes concentriques. Un fluide circule dans le tube intérieur, tandis que l'autre fluide traverse l'espace entre les deux tubes. Facile à nettoyer ou à réparer, utilisé pour manipuler des liquides sous haute pression. Seul un échange de chaleur limité est autorisé, et il n'y a qu'une petite surface d'échange de chaleur (maximum 50 m²). [2]

Tableau I.4 Avantages et inconvénients de l'échangeur tubulaire

Avantages	Inconvénients	Utilisation
-Très bon <u>coefficient global de transmission thermique</u> . - Prix peu élevés. - Fiable et simple, peu de pannes.	- Puissance limitée. - Risque de "claquement" si le diamètre des tuyaux est petit (<50 mm) et si la longueur est grande.	- Eau/eau. - Vapeur/eau. - Fluides thermiques/eau. - Fluides frigorigènes.



Figure. I.6 : Principe de l'échangeur tubulaire. [2]

I. 4. 6. Echangeur à faisceau tubulaire vertical :

Tableau I. 5 Avantages et inconvénients de l'échangeur à faisceau tubulaire vertical

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> - Faible encombrement au sol. - L'échangeur peut être plein de condensat. - Parfaitement adapté à l'échange vapeur haute pression/eau. 	<ul style="list-style-type: none"> - Formation de poche d'air. - Si le volume est supérieur à 100 L, soumis au contrôle des appareils sous pression (CH). 	<ul style="list-style-type: none"> - Vapeur HP/eau. - Eau surchauffée/eau. - Fluide thermique/eau. - Fumées/eau. - Procès.



Figure. I.7 : Schéma d'un échangeur tubulaire. [2]

I. 4. 7. Echangeur à tubes en U :

Tableau I.6 Avantages et inconvénients de l'échangeur à tubes en U

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> -Résiste aux fortes pressions. -Libre dilatation des tubes et du corps. -Toutes puissances. 	<ul style="list-style-type: none"> -Encombrement. -Prix de revient élevé. -Débouchage complexe. 	<ul style="list-style-type: none"> -Eau/eau. -Eau surchauffée/eau. -Huile/eau. -Procès.

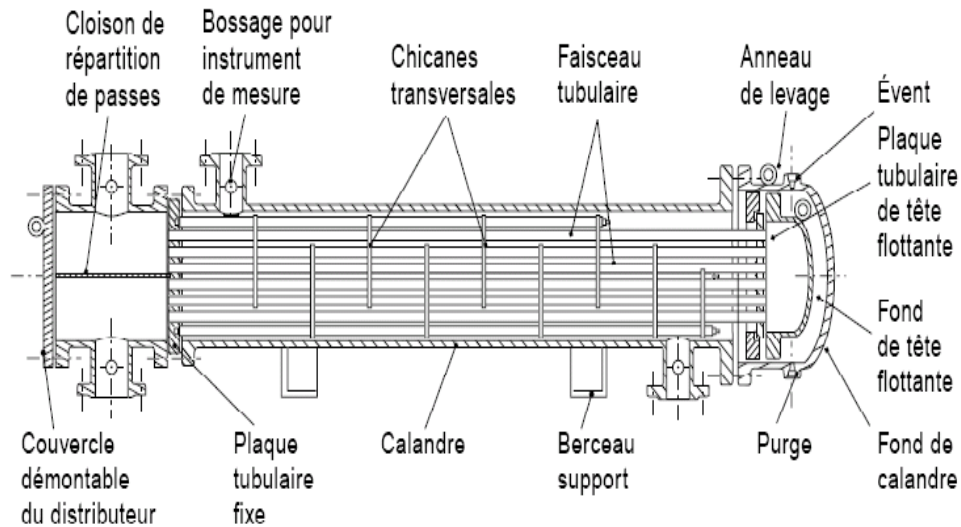


Figure. I.8 : Schéma d'un échangeur à tubes en U. [3]

I. 4. 8. Echangeur à faisceau tubulaire horizontal :

Un diagramme schématique typique d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes est illustré en bas. Le dispositif est constitué d'un faisceau de tubes disposés dans une enveloppe appelée calandre. Un fluide circule dans le tube, et l'autre circule dans l'enveloppe autour du tube. Le déflecteur est généralement ajouté à la coque pour agir comme un promoteur de turbulence et améliorer la transmission à l'extérieur du tube. [2]

Tableau I.7 Avantages et inconvénients d'un échangeur tubulaire horizontal.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
-Résiste aux fortes pressions. -Pour l'ensemble des puissances. -Economique. -Accepte des grands écarts de température. -Peut être utilisé en condensation partielle.	-Contraintes sur les tubes. -Difficulté de nettoyage (multitube). -Sensible aux vibrations.	-Eau/eau. -Vapeur/eau. -Huile/eau. -Eau surchauffée/eau.

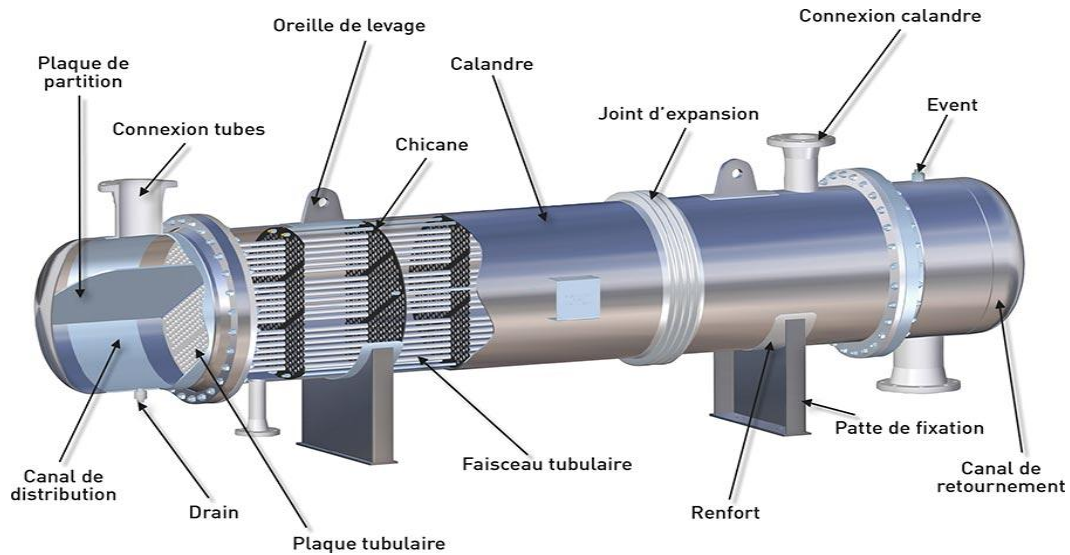


Figure. I.9 : Schéma d'un échangeur tubulaire horizontal. [3]

I. 5.Choix de l'échangeur

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : caractéristiques des fluides, leur agressivité, pression de service, contraintes thermiques. Les problèmes d'espace et de maintenance doivent être pris en compte, ainsi que les considérations économiques. Il est nécessaire de considérer le type de matériau compatible avec la qualité du fluide, le problème d'encrassement et la taille.

Conclusion :

Afin de sélectionner un échangeur de chaleur pour une application donnée, il est nécessaire de vérifier plusieurs paramètres : les propriétés physiques du liquide utilisé, son agressivité, température et pression de travail, taille et l'entretien et les considérations économiques doivent également être pris en compte.

Chapitre II

Recherche

Bibliographique

II. 1. Introduction

Les échangeurs de chaleur ont un rôle important dans divers processus d'ingénierie car la plupart de ces équipements thermiques sont de type faisceau de tubes et calandre, ceci est principalement dû à leur large gamme de pressions et des températures de production, leur construction mécanique robuste, leur facilité d'entretien.

Dans le but d'amélioration de performances de ces systèmes, plusieurs techniques peuvent servir à améliorer ces performances. Parmi ces techniques, l'ajout des obstacles métalliques minces appelées « Chicanes » placées perpendiculairement au faisceau de tubes obturent partiellement la section de la calandre et modifient le mouvement du fluide autour du faisceau tubulaire.

Les chicanes dans l'échangeur de chaleur peuvent avoir les rôles suivants :

- ❖ Supporter et maintenir la rigidité des tubes pour minimiser les phénomènes de vibration mécaniques.
- ❖ Empêcher la rupture des tubes due à la vibration induite par l'écoulement.
- ❖ Augmenter la vitesse du fluide.
- ❖ Faire circuler le fluide presque perpendiculairement au faisceau de tubes.
- ❖ Allonger le temps de séjour du fluide dans la calandre.
- ❖ Augmenter la turbulence.

Autres techniques entrent également dans le but de l'augmentation de transfert thermique, il s'agit de la surface ondulée.

II. 2. Méthodes d'amélioration du transfert de chaleur dans les EC**II. 2. 1. Méthode active :**

Cette méthode aborde la question de l'utilisation d'une force externe pour augmentation du taux de transfert de chaleur. Des exemples typiques peuvent être mentionnés comme pistons plongeurs alternatifs, mettant en œuvre un champ magnétique pour l'écoulement perturbé, en utilisant des vibrations de surface ou en appliquant également des champs électromagnétiques.

II. 2. 2. Méthode passive :

Dans cette méthode, aucune force externe n'est utilisée pour renforcer le transfert de chaleur. Modifications superficielles ou géométriques et les divers inserts jouent un rôle central en pratique. On peut citer quelques différents types de méthodes passives :

- ❖ Utilisation de bandes torsadées.
- ❖ Utilisation surfaces étendues.
- ❖ Utilisation bobines de fil.
- ❖ Utilisation d'autres types de tabulateurs.

II. 2. 3. Méthode composée (mixte) :

Cette méthode d'amélioration du transfert de chaleur est une combinaison de méthodes actives et passives. L'utilisation simultanée de vibrations fluides et les bobines de fil peuvent être un bon exemple de cette méthode dans laquelle de nombreuses études ont été menées dans des échangeurs de chaleur.

De nombreuses études numériques et expérimentales sur les caractéristiques thermiques et de frottement des échangeurs de chaleur ont été réalisées par des chercheurs, On commence par :

II. 3. Etudes Numériques

Benladgham [4] a utilisé la méthode des volumes finis (nombres de Reynolds allant de 300 à 800) pour analyser numériquement l'écoulement laminaire incompressible bidimensionnel dans la convection forcée dans le micro canal (ligne droite simple, forme d'onde). Il a conclu que la force de frottement du canal ondulé est très grande par rapport au canal droit et que l'augmentation du nombre de Reynolds accélère l'écoulement dans la conduite. (Figure II.1)

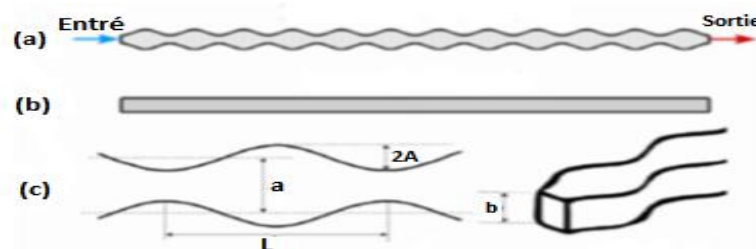


Figure II.1 : Domaines de calcul. (a) configuration convergente-divergente ; (b) micro-canaux droit équivalent ;(c) les dimensions des formes géométriques du micro-canal. [4]

Une étude sur l'analyse numérique des caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur par convection forcée, dans les ECFC, a été rapportée par **Batalha [5]**.

Des simulations numériques d'un écoulement de fluide dans un échangeur faisceaux et calandre en présence de quatre chicanes pour deux configurations différentes, avec et sans fuite entre le diamètre extérieur du tube et les trous dans les chicanes. Les résultats ont montré que les écoulements de fuite représentent une perte de performance thermique, car la température de sortie augmente d'environ 8K. Dans le cas d'absence de ces écoulements, la chute de pression était environ 40 % plus faible.

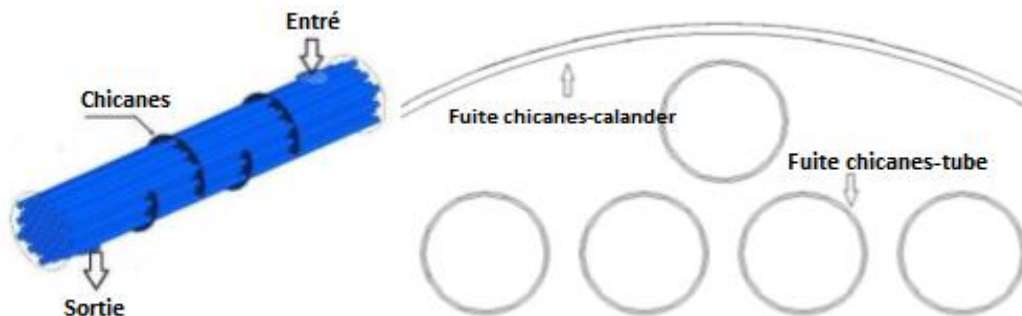


Figure II.2 : Domaine d'étude. [5]

Ambekaret [6] a utilisé le logiciel SOLIDWORKS pour simuler numériquement les caractéristiques de la turbulence et du transfert de chaleur conjugué. Différentes configurations des chicanes transversales, à savoir les chicanes à simple section, à deux sections, à trois sections et les chicanes hélicoïdales, affectent le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression. Les résultats montrent que les meilleures performances peuvent être obtenues en utilisant les chicanes transversales simples. Deux chicanes transversales simples réduisent la chute de pression de 25% à 30% et le coefficient de transfert thermique produit par les chicanes transversales simples. Les chicanes hélicoïdales ont éliminé les zones stagnantes, réduit l'encrassement et prolonge la durée de vie de ces échangeurs.

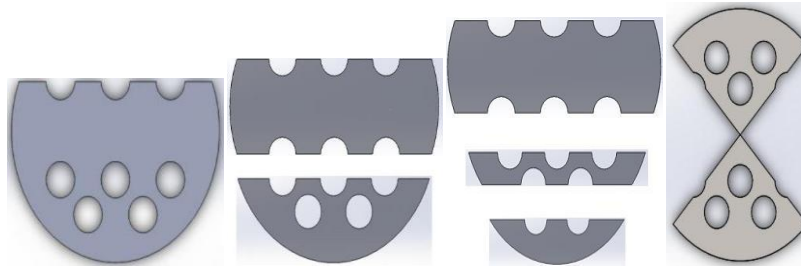


Figure II.3 : Configurations des chicanes proposées. [6]

Mustapha [7] a analysé un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre (ECFC) avec chicanes transversales pour comprendre les trois espacements (106,6 mm, 80 mm et 64 mm) et six directions différentes (45° , 60° , 90° , 120°) lorsque le nombre de Reynolds change entre 3000 et 10000, 150° et 180°). Le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont augmenté de 33,2%, et dans le cas d'une distance de 64 mm, il était de 33,3%, et le nombre de chicanes superposées Nusselt a augmenté de 20%.

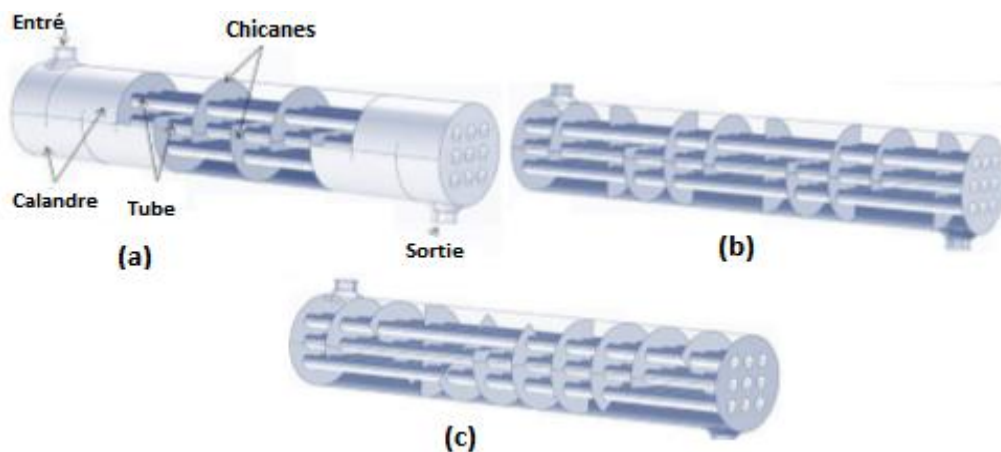


Figure II.4 : Disposition des chicanes (a) avec 180° , (b) avec 90° , (c) avec 45° . [7]

Les recherches de **Tahery [8]** ont étudié les effets de différentes méthodes d'analyse sur le transfert de chaleur et la chute de pression dans les échangeurs de chaleur à chicanes transversales. Les résultats ont montré qu'avec l'élimination des fuites grille-défecteur, le coefficient de transfert de chaleur a augmenté de 22% et la perte de charge de 48%. Par conséquent, cela améliore ultérieurement les performances du système thermique en question.

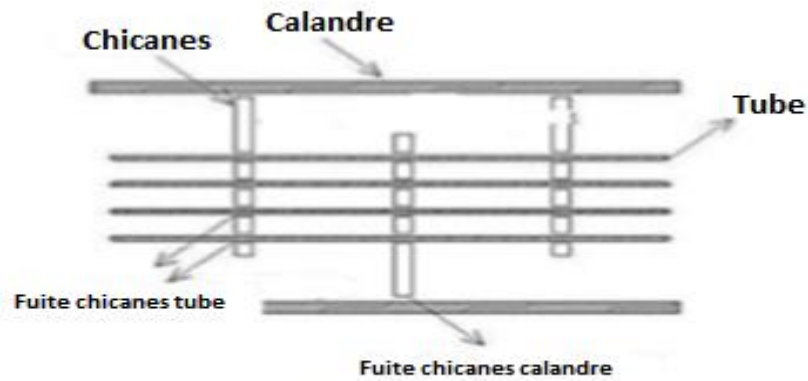


Figure II.5 : Vue schématique de l'échangeur de chaleur faisceau calandre. [8]

Handry [9] a proposé une étude numérique des caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur vertical avec des chicanes transversales pour le gaz naturel liquéfié (GNL). Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur augmentait de 2,77% et 3,33% avec l'augmentation du débit massique entre 0,373 kg/s, 0,415 kg/s et 0,495 kg/s, respectivement.

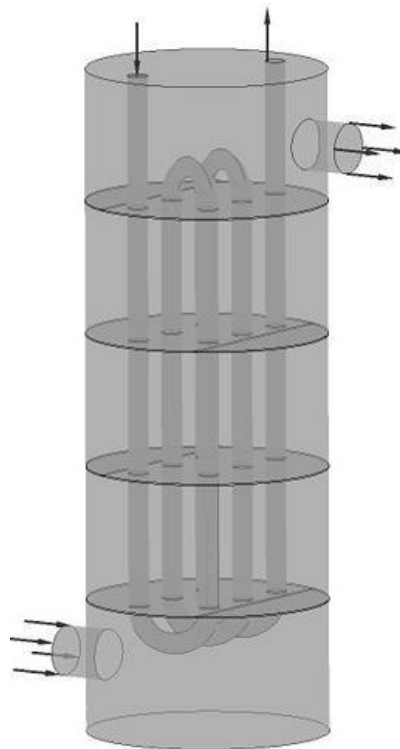


Figure II.6 : Géométrie étudiée. [9]

Farhad[10] a effectué une analyse numérique pour étudier l'influence de l'espace entre les chicanes (60 mm, 124.9 mm, 249.8 mm, 374.6 mm et 499.5 mm) sur l'écoulement de fluide et sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur hélicoïdale avec un angle d'hélice de 40° . Les résultats obtenus ont indiqué que le coefficient de transfert de chaleur et le gradient de pression ont diminué avec l'augmentation de l'espace de rebondissement pour le pas le plus petit par 18% et 68% successivement.

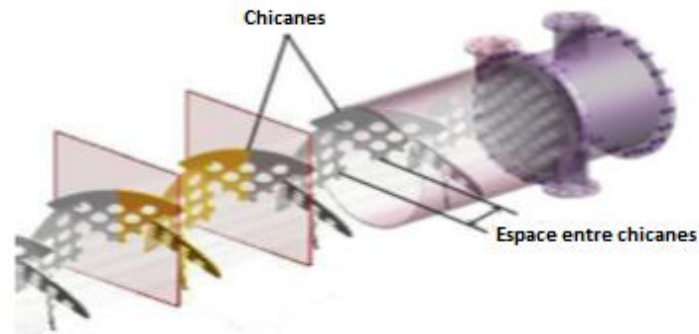


Figure II.7 : Échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales. [10]

Jian [11] a proposé une simulation numérique d'échangeurs de chaleur avec différents angles d'hélice (30° , 40° et 50°). Les résultats montrent que l'augmentation de l'angle de l'hélice entre 30° et 50° peut réduire la perte de charge de 44,44% et le coefficient de transfert thermique de 20,8%. L'angle d'hélice de 40° a le coefficient de performance le plus élevé, avec une moyenne de 27,27% de l'angle d'hélice de 30° , car le fluide s'écoule de manière plus fluide.

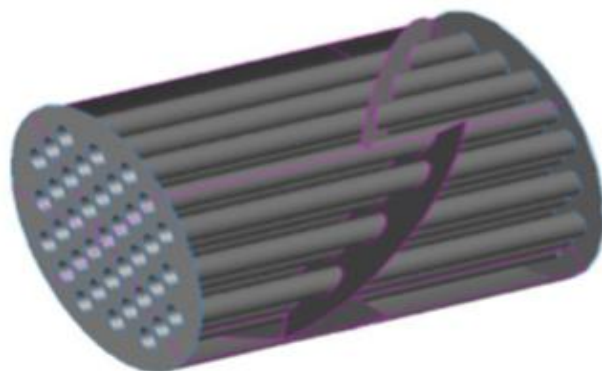


Figure II.8 : Scénographe partiel ombré du modèle périodique avec un angle d'hélice de 40° .

[11]

Une simulation numérique a été réalisée par **Lei [12]** En ce qui concerne l'échangeur de chaleur à chicanes hélicoïdales, pour révéler l'effet des différents angles d'hélice de 15° , 20° , 30° , 35° , 40° , 45° et 50° sur les performances. Les résultats montrent que, dans tous les cas considérés, à mesure que le nombre de Reynolds augmente, la chute de pression et le nombre de Nusselt augmentent. Les meilleures performances peuvent être obtenues à partir de l'angle d'hélice de 30° , qui est 30,76% plus élevé que l'angle d'hélice de 50° .

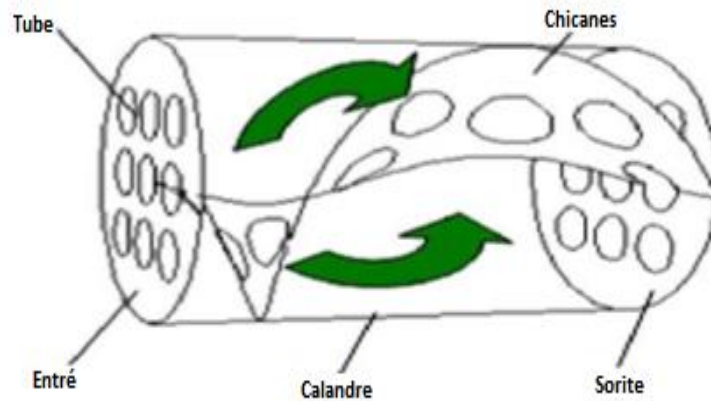


Figure II.9 : schéma du domaine d'étude. [12]

Jian [13] a effectué une étude comparative entre deux échangeurs de chaleur à deux passes. Le premier à un passage intérieur de la calandre munie des chicanes transversales et un passage extérieur muni avec des chicanes hélicoïdales continues. Le deuxième avec des chicanes transversales. Les résultats montrent que le premier type a un coefficient de transfert de chaleur plus élevé et une perte de charge plus élevée, et a un meilleur coefficient de transfert de chaleur sous la même perte de charge que le second type. Le coefficient de transfert de chaleur du premier type a augmenté d'environ 44,1% et la chute de pression a augmenté de 56,1%.

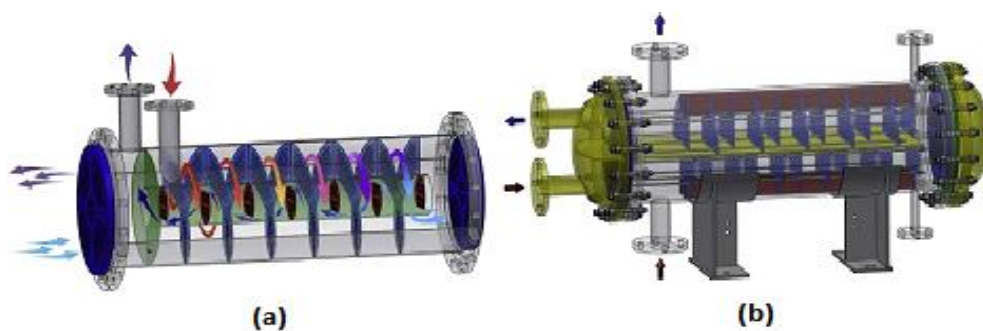


Figure II.10 : Échangeurs de chaleur faisceaux de tubes, (a) double passe, (b) simple passe.

[13]

El Maakoul [14] a réalisé des simulations numériques en utilisant le logiciel ANSYS-FLUENT pour comparer la distribution de l'écoulement dans la calandre pour trois types d'échangeurs de chaleur à savoir, les chicanes hélicoïdales, chicanes perforées, chicanes transversales. Les résultats ont montré que, pour le même débit massique, le meilleur coefficient de performance obtenue avec les chicanes hélicoïdales de 16.2 et que l'utilisation des chicanes hélicoïdales entraîne une performance thermo-hydraulique plus élevée et offre un bon équilibre entre le transfert de chaleur et la perte de charge, tandis que les chicanes à trous à un coefficient de transfert de chaleur plus élevée avec une forte chute de pression.

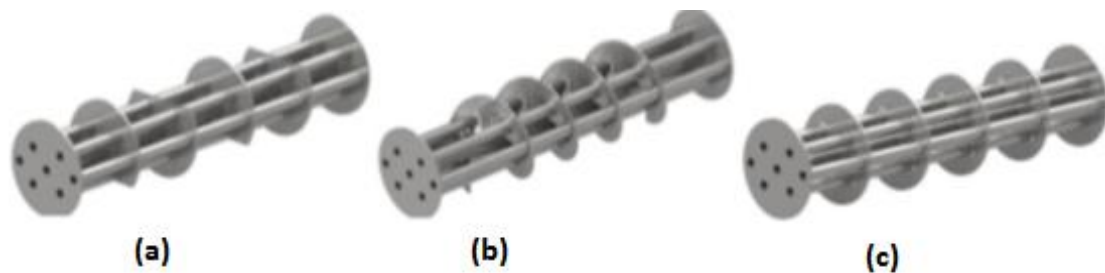


Figure II.11 : Les géométries étudiées : (a) chicanes transversales, (b) chicanes hélicoïdales, (c) chicanes perforées. [14]

Zhang et coll [15] ont étudié ECFC avec des chicanes hélicoïdales en quatre parties à travers des expériences, ces chicanes ont différents angles d'inclinaison β (20° , 30° , 40° et 50°). La comparaison des résultats obtenus montre que le coefficient de transfert de chaleur est la chute de pression dans l'échangeur de chaleur, et son angle d'inclinaison est de 30° supérieur à l'angle d'inclinaison des autres ECFC avec un rapport de performance élevé de 25%.

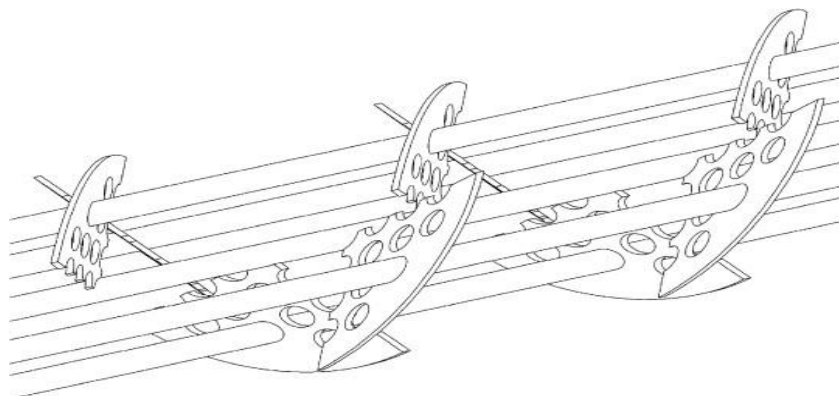


Figure II.12 : Arrangement des chicanes hélicoïdales. [15]

Pour analyser les effets de la forme de la chicane, **Kral et al [16]** ont étudié trois modèles des chicanes de différentes formes, à savoir la forme à trois sections, à quatre sections, à six sections. Les chicanes à six sections donnent une meilleure performance car le débit de fuite dans la zone triangulaire réduite et le type d'écoulement de fluide beaucoup plus proche d'un écoulement spiral idéal. De plus le coefficient de transfert de chaleur supérieure à celui des trois sections par 32,4% dans la même pression de fonctionnement.

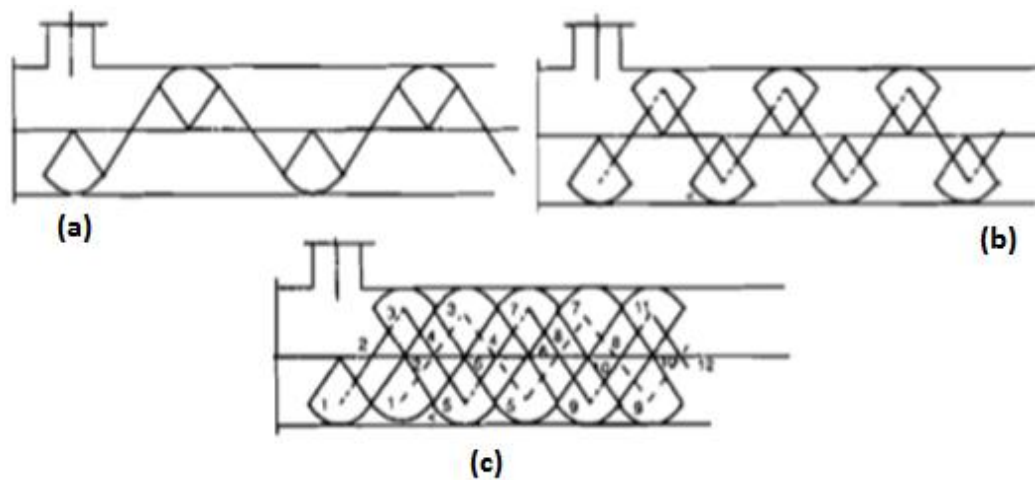


Figure II.13 : Disposition des chicanes hélicoïdales, (a) avec trois sections, (b) avec quatre sections, (c) avec six sections. [16]

Des simulations numériques pour six échangeurs de chaleur avec les angles d'inclinaison des chicanes 0° , 12° , 16° , 20° , 24° , 28° ont été réalisées par **Chen et al [17]**. Les meilleures performances ont été signalées par le modèle de 12° car, le coefficient de transfert de chaleur et l'indice de performance globale sont respectivement 49,3% et 51,1% supérieurs à ceux des chicanes transversales.



Figure II.14 : Échangeurs de chaleur faisceaux de tubes. [17]

Lu et al [18] ont mené une étude numérique sur un échangeur de chaleur munie des chicanes perforées, avec une disposition triangulaire et équilatérale et peut être utilisé pour différentes hauteurs d'ouverture de 1,8 mm, 2,3 mm et 2,8 mm, respectivement. Les résultats ont montré que la meilleure disposition triangulaire et l'augmentation de la hauteur de ces ouvertures réduisaient la perte de charge de 61% et le coefficient de transfert thermique de 16%, mais pour le même nombre de Reynolds, le coefficient de performance augmentait de 46%.

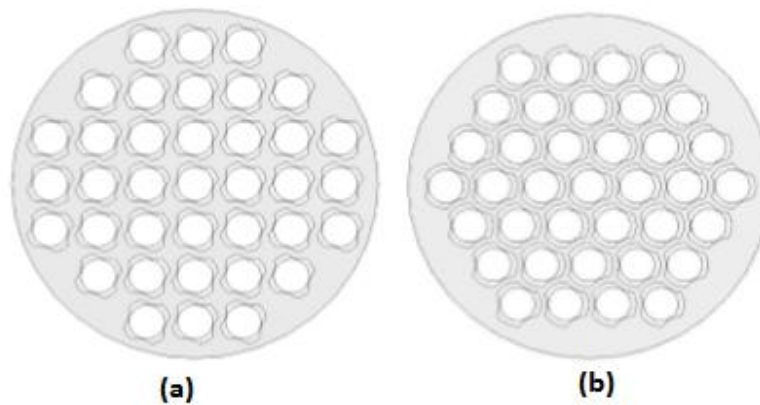


Figure II.15 : Schéma de disposition des tubes pour plaques perforées a) quatre lobes, b) trois lobes. [18]

Sunil [19] a réalisé une étude numérique sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de fluides dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire avec des chicanes hélicoïdales continues de 10°, 19°, 21°, 25°, 30°, 38° et 50°. Ses résultats ont montré que, le coefficient de transfert de chaleur est la chute de pression diminuer de 65.2% et 40.7% entre les deux angles d'hélice pour le même débit massique.

Par conséquent, les grands angles d'hélice améliorent le transfert de chaleur et la chute de pression, et les petits angles d'hélice entraînent simultanément une augmentation du transfert de chaleur et de la chute de pression.

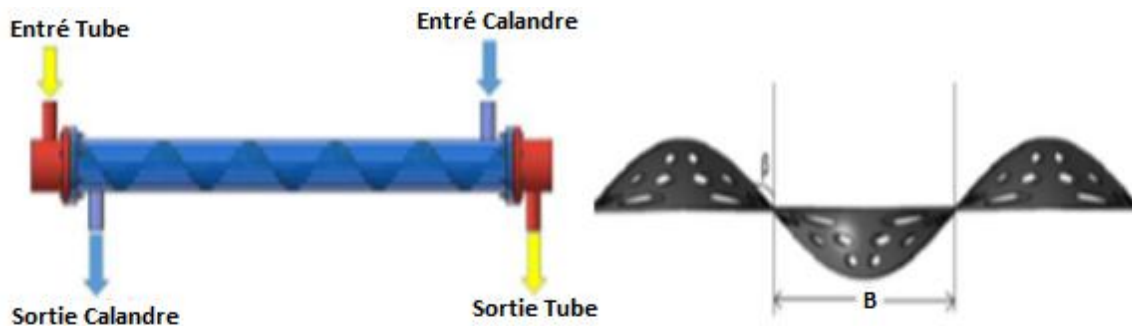


Figure II.16 : Domaine de calcul est paramètres géométriques du chicane. [19]

Kumaresan et al. [20] ont essayé dans leur article de trouver la géométrie optimale pour un transfert de chaleur maximal accompagné avec une perte de charge minimale dans un échangeur de chaleur faisceau tubulaire en présence des chicanes transversales. Pour cela, ils ont effectué des simulations numériques en variant l'angle d'inclinaison de la chicane entre 25° , 30° , 35° et 40° pour trois hauteurs différentes de 25%, 30% et 35%. Les auteurs ont constaté que la configuration de 35° avec la hauteur 30% fournit une chute de pression de réduite de 28%.

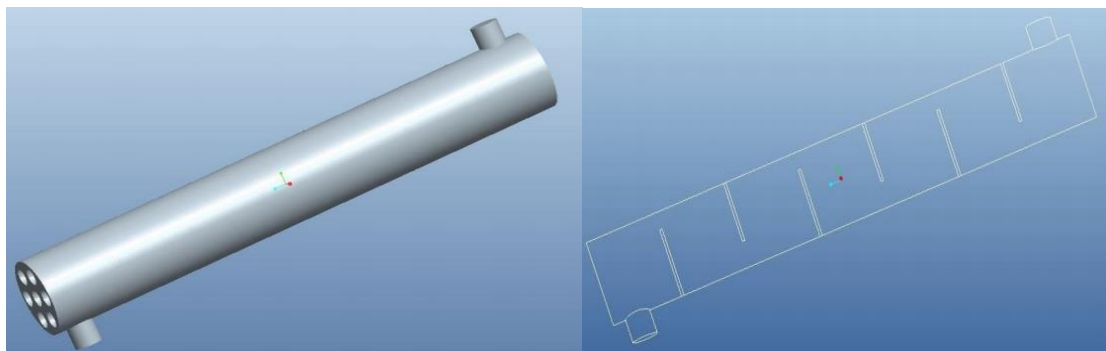


Figure II.17 : Modèle géométrique de l'échangeur de chaleur à tube et calandre. [20]

H.M. Mohammed [21] a étudié numériquement l'influence des paramètres géométriques, Flux de chaleur (0,4 à 6 kW), nombre de Reynolds (8000-20000), hauteur du canal et Ondulation dans le transfert de chaleur de l'air circulant en convection forcée turbulente. Les parois supérieure et inférieure du canal ondulé sont soumises à un flux de chaleur continu. Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode des volumes finis.

Il a conclu que l'utilisation de rainures ondulées est une méthode appropriée pour augmenter l'efficacité thermique et la compacité accrue de l'échangeur de chaleur.

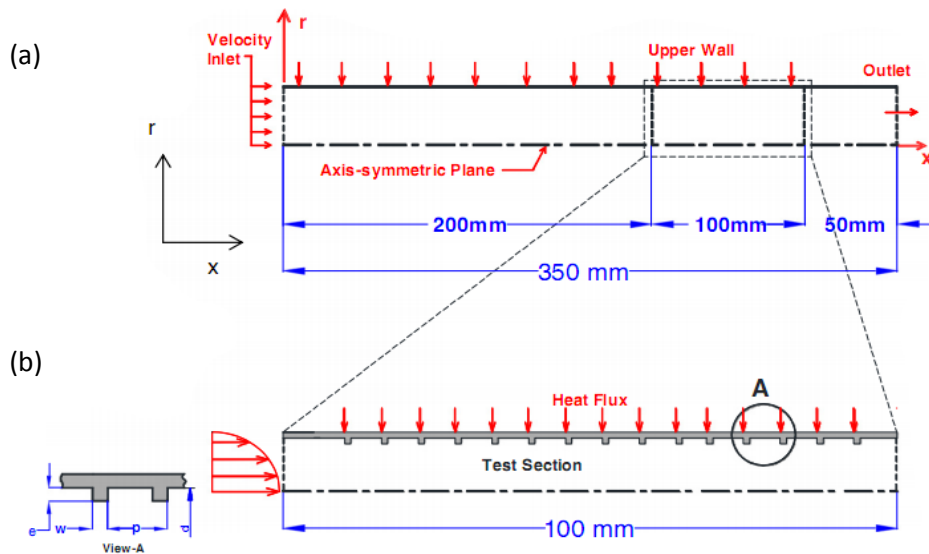


Figure II. 18 : Schéma de principe du tube ondulé transversale : (a) modèle physique pour tube ondulé et (b) domaine de calcul. [21]

J.L. Niu et al [22] ont mené une étude numérique de l'écoulement en régime transitoire Nombre de Reynolds de 200 à 3000 en trois dimensions pour vérifier l'effet Géométrie des caractéristiques thermo-hydrauliques des canaux transversaux ondulés-croisés périodique. Ils ont conclu que l'angle de l'apex affecte fortement le transfert de chaleur et la perte de pression dans le canal ondulé.

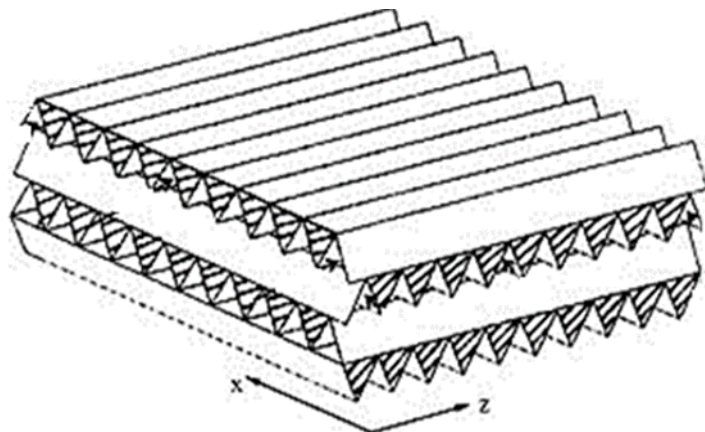


Figure II.19 : Schéma de l'échangeur ondulé-croisé appliqué dans la demande de récupération de chaleur. [22]

D'autres travaux réalisés par **Ahmed et al. [23]**, ont exploré numériquement le transfert de chaleur par convection forcée laminaire de nanofluide cuivre-eau dans un canal trapézoïdal ondulé figure 1.20. Dans cette étude, le nombre de Reynolds est entre 100– 700 et les fractions volumiques des nanoparticules entre 0%– 5%. L'effet des paramètres géométriques tels que l'amplitude et la longueur d'onde du canal ondulé, la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Reynolds sur les vecteurs de vitesse, les contours de température, la chute de pression et le nombre moyen de Nusselt ont été présentés et analysés.

Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et avec l'amplitude du canal ondulé mais cette amélioration s'accompagne d'une augmentation de la perte de charge. De plus, lorsque la longueur d'onde du canal ondulé diminue, le nombre moyen de Nusselt augmente et la perte de charge diminue. Par conséquent, il peut être proposé de concevoir des échangeurs de chaleur plus compacts avec des performances thermiques plus élevées.

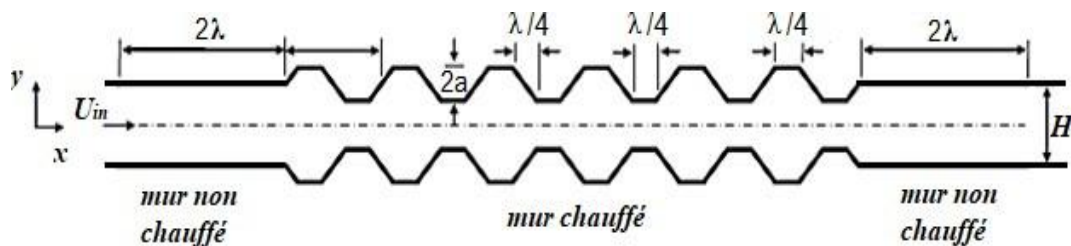


Figure 11.20 : Géométrie du problème étudié.[23]

Ahmed et al. [24] ont étudié numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur et la perte de chaleur du nano fluide cuivre-eau à travers le canal ondulé isotherme chauffé. L'enquête a porté sur le nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules dans la plage de 100 à 1 000 et de 0 à 5 %, respectivement. Les résultats montrent qu'il s'agit d'un Étant donné le nombre de Reynolds, le transfert de chaleur augmente à mesure que le score augmente le volume des nanoparticules augmente. De plus, avec la fraction volumique Augmenter, la chute de pression augmente légèrement pour tous les nombres Reynolds. Pour le cas testé l'amélioration la plus élevée du transfert de chaleur est le nombre de Reynolds est égal à 200 et la fraction volumique des nanoparticules est de 5%, on obtient par rapport au fluide de base, il a augmenté d'environ 43,9%. Des études ont montré que peut proposer l'utilisation de nano fluides dans des canaux ondulés comme méthode convient pour obtenir des

performances de transfert de chaleur plus élevées, ce qui peut-il en résulte un échangeur de chaleur plus compact.

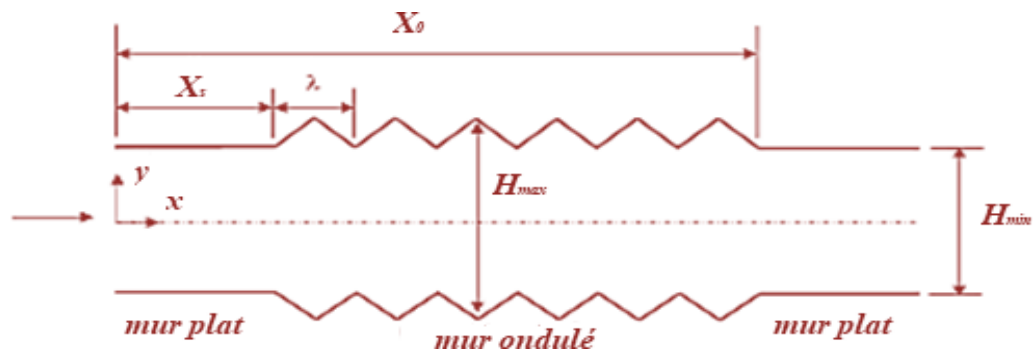


Figure II.21. Schéma simplifié du modèle physique.[24]

Ahmed et al. [25] ont étudié l'écoulement laminaire numérique de nano fluides cuivre-eau et le transfert de chaleur dans un canal ondulé bidimensionnel.

Le nombre de Reynolds va de 100 à 800 et la fraction nano particulaire de 0% à 5%.L'effet de la fraction volumique de la nanoparticule, du canal d'ondulation et de la longueur d'onde et du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement, de l'amélioration des nombres des Nusselts locaux et moyens ont été présentée et discutée.

Les résultats montrent que le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt augmentent au fur et à mesure que la fraction volumique des nanoparticules augmente, le nombre de Nusselt augmente significativement, accompagné d'une légère augmentation du coefficient de frottement entent à mesure que l'amplitude du canal ondulé augmente.

Au fur et à mesure que la fraction volumique des nanoparticules augmente, le nombre de Nusselt augmente significativement, accompagné d'une légère augmentation du coefficient de frottement. De plus, il a été constaté que l'amélioration du transfert de chaleur dépend principalement de la fraction volumique des nanoparticules, de l'amplitude de la paroi ondulée et du nombre de Reynolds plutôt que de la longueur d'onde.

L'utilisation donc de nano-fluide au lieu de fluides caloporteurs traditionnels dans un canal à paroi ondulée peut potentiellement conduire à une amélioration supplémentaire des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

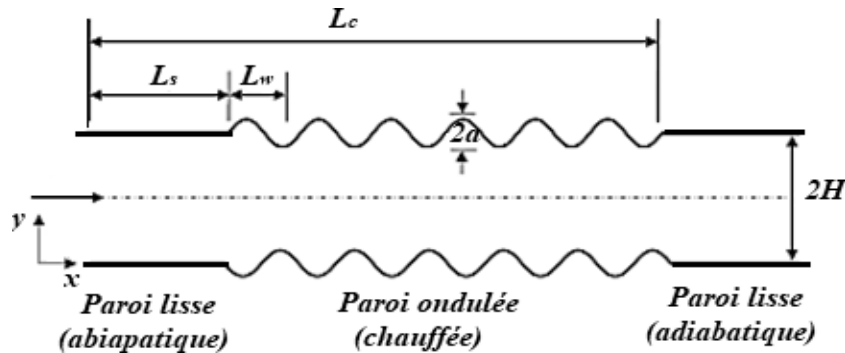


Figure 11.22. Schéma simplifié du modèle physique. [25]

M.A. Ahmed et al [26] ont mené une étude numérique sur l'influence du profil d'ondulation. Différents types et formes de canaux (canaux Sinus, triangle et trapèze) utilisant du nano fluide d'eau Cu O. la vitesse Débit, température, perte de charge, nombre de Nusselt moyen et coefficient Les performances thermo-hydrauliques sont analysées. Ils ont conclu que la valeur moyenne du nombre de Nusselt et le facteur d'efficacité augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique nanométrique Particules et les nombres de Reynolds de toutes les formes de canaux. De plus, la chute la pression augmente avec l'augmentation de la fraction volumique nanoparticules.

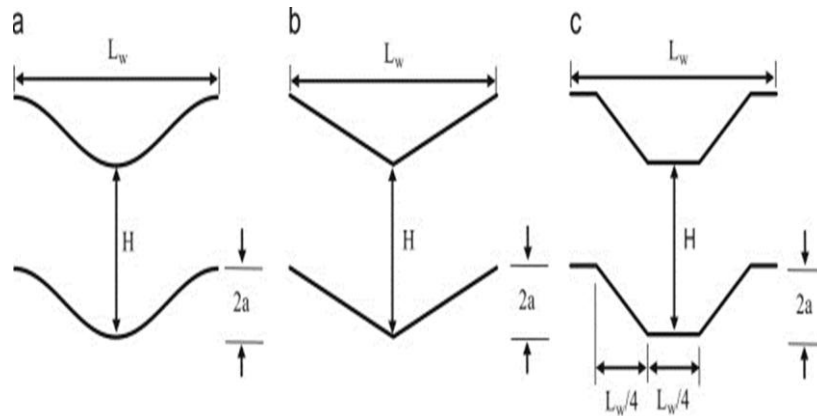


Figure II.23 : Domaine physique de la présente étude : (a) canal sinusoïdal, (b) canal triangulaire, (c) canal trapézoïdal. [26]

II. 4. Etudes expérimentales :

Li [27] a mené une étude expérimentale pour prouver son effet remarquable Flux de fuite entre le diamètre intérieur de la calandre et les chicanes Perte de la pression et le transfert de chaleur. Les résultats montrent une diminution de perte de charge du coefficient de transfert Thermique est d'environ 74% à 69% et 21% à 17% chaud.

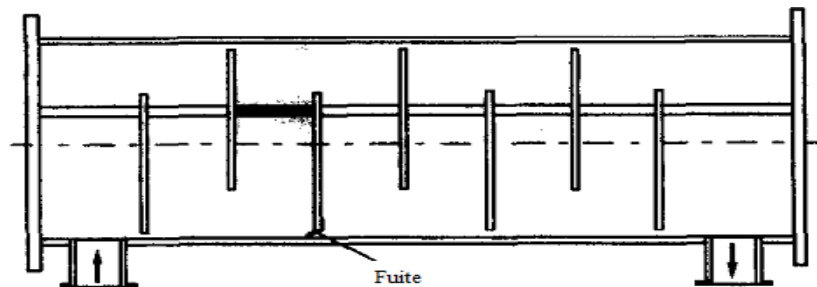


Figure II. 24 : Construction de l'échangeur de chaleur. [27]

Roetzel [28] a mené une étude expérimentale pour étudier l'effet du changement de vide δ entre 0,2 mm et 3 mm (segment libre situé entre la paroi de calandre et le bout de la chicane) sur le coefficient de transfert de chaleur. Les résultats ont montré une réduction des performances due à la présence d'un écoulement entre le diamètre intérieur de la calandre et le diamètre extérieur de la chicane de plus le coefficient de transfert thermique a diminué de 8.87% avec l'augmentation du vide entre la chicane et le calandre.

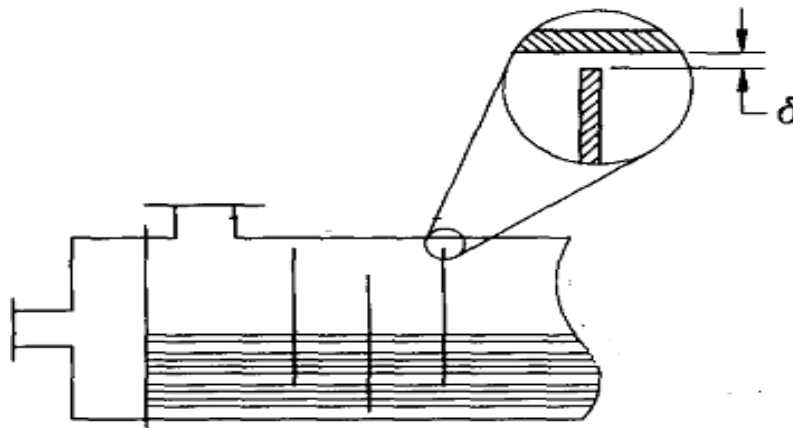


Figure II.25 : Échangeur de chaleur avec le vide considéré. [28]

Yingshuang et al [29] ont mené une étude expérimentale sur deux types d'échangeurs de chaleur avec des chicanes transversales avec des chicanes à deux sections. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt du nouveau EFC est de 50% du nombre de Nusselt des chicanes transversales. Le modèle avec des chicanes à deux sections est 20 à 30% plus efficace que le modèle avec des chicanes transversales.

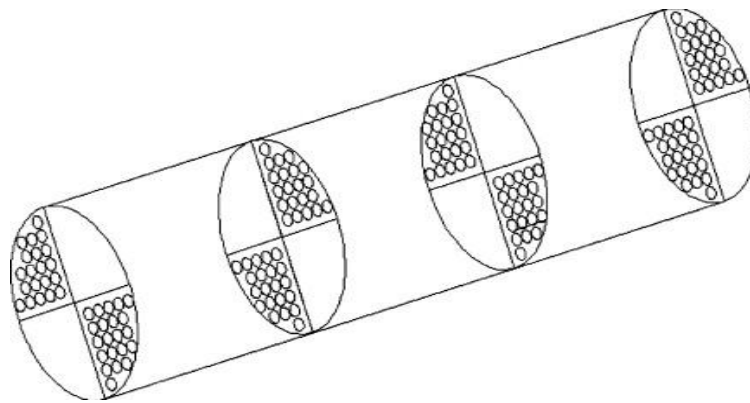


Figure II.26 : Arrangement des chicanes a deux sections. [29]

Bin Gao [30] a mené une étude expérimentale sur les caractéristiques des échangeurs de chaleur avec cinq angles d'hélice différents (8° , 12° , 20° , 30° et 40°). De plus, les résultats montrent que pour un même nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de l'angle d'hélice. Dans le cas d'un faible nombre de Reynolds, ce type d'échangeur de chaleur peut être utilisé plus efficacement. Par rapport à d'autres configurations, les performances sont meilleures lorsque l'angle de l'hélice est de 40° et que l'écart angulaire par rapport à 8° est de 72%.

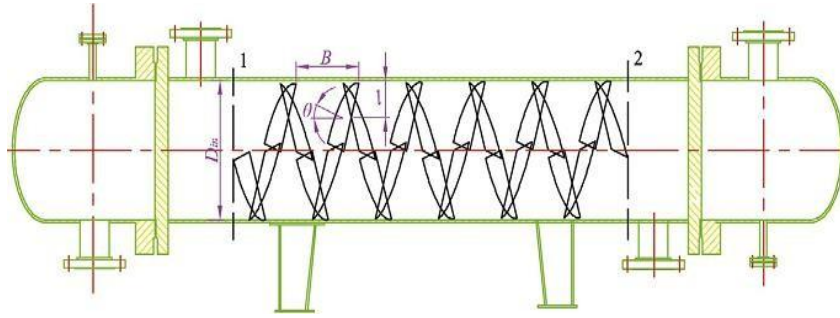


Figure II.27 : Échangeur de chaleur étudié. [30]

Li [31] a réalisé une analyse expérimentale dans un échangeur de chaleur avec des chicanes transversales pour trois espacements entre les chicanes S (113 mm, 144 mm et 175 mm), l'analyse montre que pour une valeur constante du nombre de Reynolds, le coefficient de frottement est le nombre de Nusselt augmentent avec 1.33%-6.66% et 1.92%-3.82% avec l'augmentation de la distance entre les chicanes.

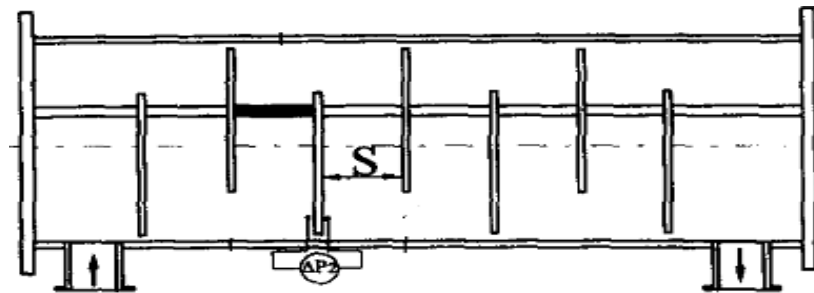


Figure II.28 : Échangeur de chaleur avec l'espace considéré. [31]

Peng et coll. [32], ont étudié expérimentalement la performance de deux échangeurs de chaleur, l'un avec des chicanes transversales et l'autre avec des chicanes hélicoïdales continues. Ils ont conclu que sous la même chute de pression, le coefficient de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur à chicane hélicoïdales continues est plus élevé que celui de l'échangeur de chaleur à chicane transversales. La différence entre le nombre de Nusselt, le coefficient de frottement et le nombre de Reynolds est inférieure à 3-12%.

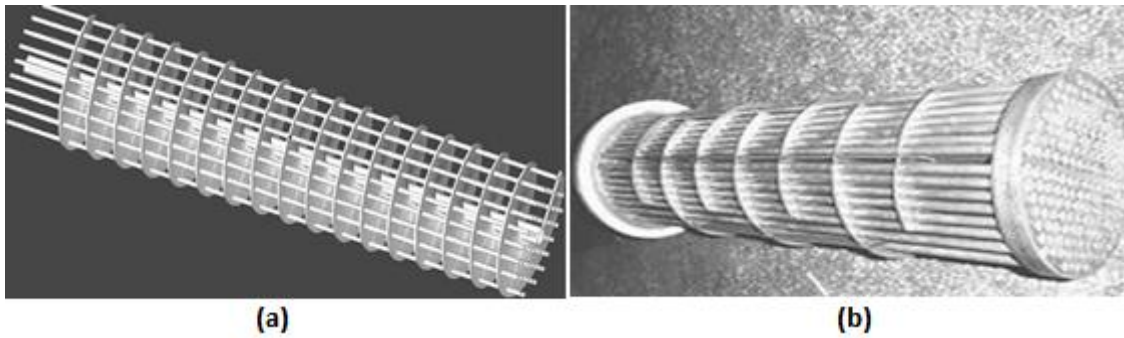


Figure II.29 : Formes des chicanes (a) chicanes hélicoïdales continus, (b) chicanes transversales. [32]

Wang et coll. [33] ont mené des expériences pour étudier et tester le transfert de chaleur et la perte de charge de trois types d'échangeurs de chaleur différents. La comparaison montre que le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement des trois échangeurs de chaleur augmentent tous avec l'augmentation du nombre de Reynolds, et le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge des deux échangeurs de chaleur sont supérieurs à ceux des échangeurs de chaleur hélicoïdale continue. Avec des chicanes transversales. Pour l'échangeur de chaleur à chicanes hélicoïdales continues, l'amélioration des performances est meilleure que 5,1% du coefficient de transfert thermique et 1,2% de la perte de charge.

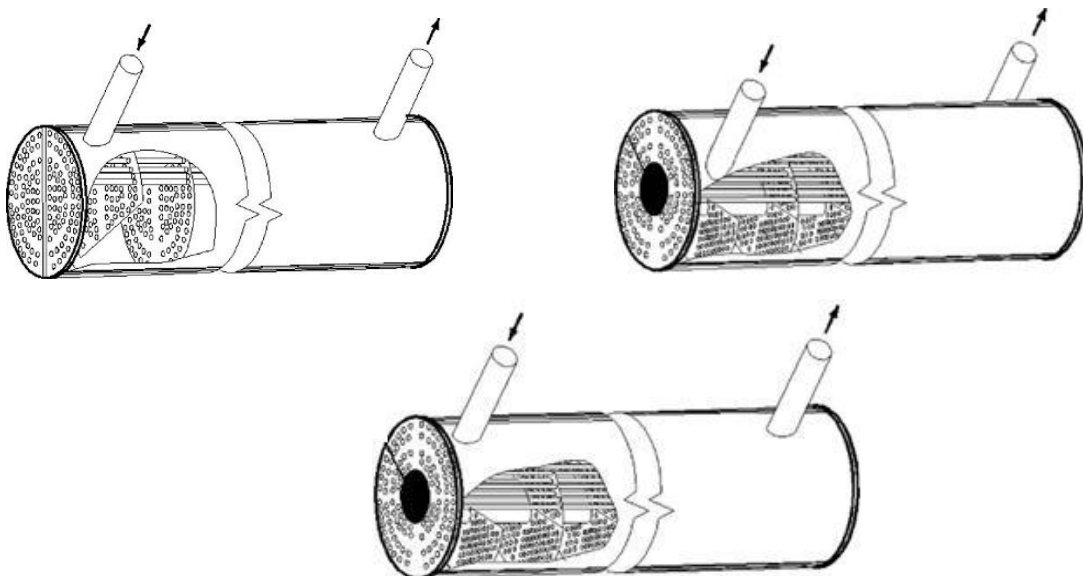


Figure II.30 : Les trois formes d'échangeurs proposés. [33]

Wang [34] a étudié expérimentalement un EDC munie des chicanes transversales combinées avec des chicanes hélicoïdales continues dans le passage externe de la calandre et comparé avec EDC avec uniquement des chicanes transversales. La comparaison entre les deux échangeurs de chaleur a prouvé que, pour le même débit massique constant, la chute de pression de l'échangeur avec des chicanes hélicoïdales est inférieure à celle avec des chicanes transversales de 13%, et le taux de transfert de chaleur est presque 5.6% plus élevé que ceux avec des chicanes transversales.

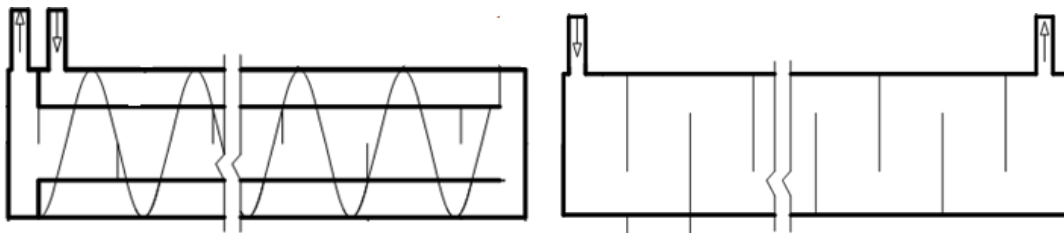


Figure II.31 : Les deux formes d'échangeurs de chaleurs. [34]

Zhang et coll [35] ont étudié expérimentalement un ECFC avec des chicanes hélicoïdales en quatre parties à travers des expériences, ces chicanes ont différents angles d'inclinaison β (20° , 30° , 40° et 50°). La comparaison des résultats obtenus montre que le coefficient de transfert de chaleur est la chute de pression dans l'échangeur de chaleur, et son angle d'inclinaison est de 30° supérieur à l'angle d'inclinaison des autres ECFC avec un rapport de performance élevé de 25%.

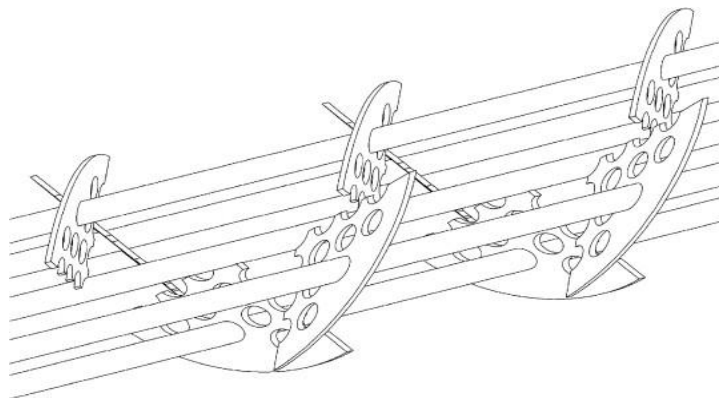


Figure II.32 : Arrangement des chicanes hélicoïdales. [35]

Les résultats ont été validés avec les données de **P. Naphon [36]**. Ils ont conclu que l'augmentation des angles de plaques ondulées peut améliorer le transfert de chaleur.

P. Naphon [37] a étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression dans un canal avec des surfaces ondulées, et le nombre de Reynolds et le flux de chaleur se situaient respectivement dans la plage de 2000 à 9000 et de 0,5 à 1,2 KW / m². Il a utilisé le modèle mathématique de turbulence pour déterminer la distribution de la température et de la vitesse. Il a constaté que la surface ondulée joue un rôle important dans l'amélioration du transfert de chaleur et de la chute de pression.

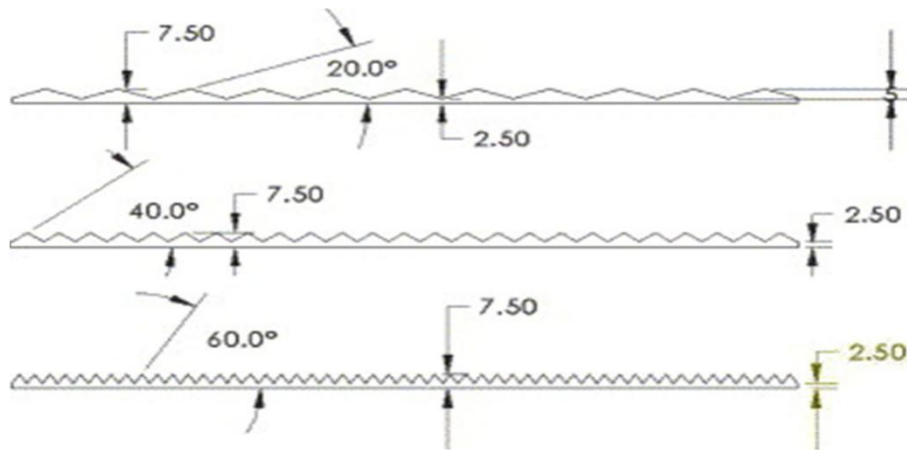


Figure II.33 : Schéma de la plaque ondulée. [37]

ZhenhuiDai [38] a fait une analyse expérimentale des caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur de l'eau à travers des mini-canaux pour des nombres de Reynolds allant de 50 à 900. Les résultats expérimentaux montrent que l'amélioration significative de transfert de chaleur est réalisée dans des canaux ondulés comparé avec le canal droit équivalent.

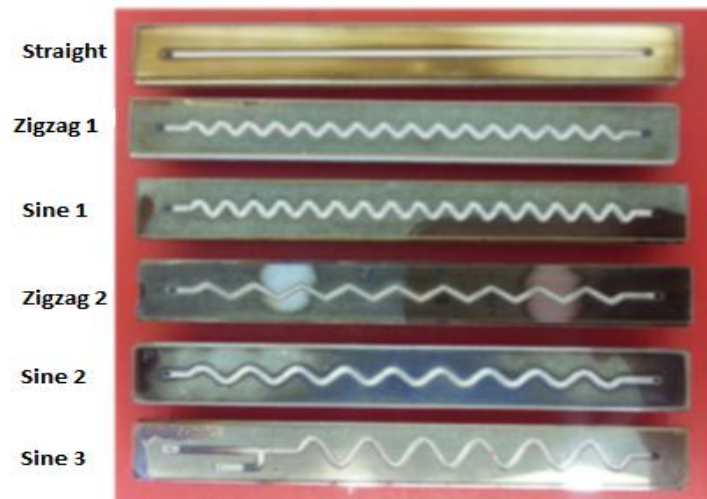


Figure II.34 : Photographie de sections d'essai avec différents modèles de canaux. [38]

Qu et al [39] ont étudié expérimentalement le transfert thermique par convection forcée. En utilisant l'eau comme un fluide circulant dans 5 micro-canaux de section trapézoïdale, gravée sur un substrat en silicium et un réchauffeur de film qui a été attaché sur les fondations silicium du micro-canal. Les diamètres hydrauliques sont compris entre 62 μm et 169 μm , la longueur est de 30 mm. Ils ont négligé les effets d'entrée (hydraulique et thermique). La hauteur des rugosités du silicium est évaluée à 0,8 μm pour les plus petits canaux et 2 μm pour les plus grands. La température de paroi est estimée à partir de mesures externes. Ils ont constaté que les nombres de Nusselt mesurés sont beaucoup inférieurs à ceux des solutions numériques, Les nombres de Nusselt mesurés inférieurs peuvent être dus aux effets de la rugosité extérieure des parois des micro-canaux.

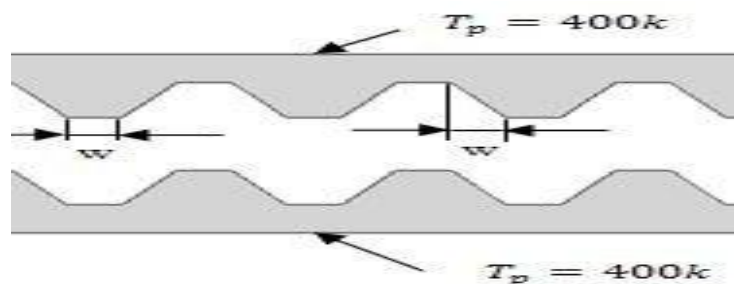


Figure II.35 : micro-canaux de section trapézoïdale. [39]

Elshafei et EAM [40] ont mené des recherches expérimentales sur le transfert et la perte de chaleur, Pression dans des canaux ondulés à 0°C, 90°C et 180°C. Les expériences ont été effectuées pour obtenir une température de paroi uniforme et un taux d'ondulation fixe sur ces

canaux, Gamma dans la plage de nombres de Reynolds ; et la valeur moyenne du coefficient Le transfert de chaleur et la chute de pression dépassent environ $2/6$ à $3/2$ et $1/9$ à $2/6$ fois Respectivement pour les plaques à canaux parallèles. Ils ont constaté que la chute de pression et le transfert de chaleur augmentent, ainsi que l'influence des changements de manomètre sur le transfert de chaleur. La perte de charge thermique change plus significativement que la différence de phase, en Surtout le nombre de Reynolds.

H. Pehlivan et al [41] ont mené une étude expérimentale de transfert de chaleur d'air dans différents types de canaux ondulés pointus et circulaires (convergence- divergence), le nombre de Reynolds est de 1500 à 8000, et le flux de chaleur est appliqué au mur à 616W/m^2 . L'influence de la hauteur du canal de transfert de chaleur Obtenu et discuté de la chute de pression. Ils ont découvert que l'augmentation de l'angle d'onde Et la hauteur du canal a tendance à augmenter le transfert de chaleur.

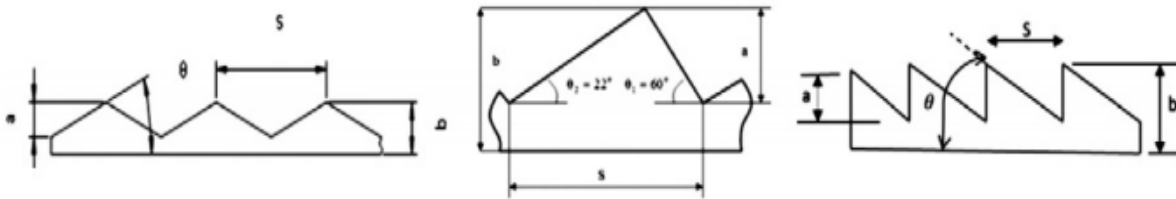


Figure II. 36 : Paroi avec un pic d'ondulation pointu. [41]

Conclusion :

Dans ce chapitre, on a essayé de résumer les différents travaux expérimentaux, analytiques et numériques pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de fluide dans un mini canal ondulé muni des chicanes de différents angles d'inclinaisons.

A partir de ces recherches précédentes, on peut remarquer que l'augmentation des performances de l'échangeur de chaleur résulte essentiellement sur la présence des ondulations et la forme des chicanes qui intensifient le transfert thermique et minimisent la chute de pression.

La combinaison entre ces deux paramètres (chicanes et canaux ondulés) n'est pas étudiée auparavant, et cela nous a motivé pour évaluer notre étude actuelle.

Chapitre III

Modélisation Mathématique et Numérique

III. 1. Introduction

La convection est un mode de transfert d'énergie qui implique un déplacement de matière dans le milieu, par opposition à la conduction thermique ou diffusion de la matière. De nombreuses applications concernent la convection forcée tels que les échangeurs de chaleur compacts, les collecteurs solaires et le refroidissement des centrales nucléaires. De telles applications présentent un intérêt particulier dans l'amélioration de l'efficacité thermique et la prédiction de l'écoulement dans les canaux. Dans ce chapitre, on va présenter les géométries considérées et les équations mathématiques qui gouvernent le phénomène de la convection forcée en régime turbulent ainsi la méthode numérique de discrétisation de ces équations.

III. 2. Géométrie du problème

Le système étudié est schématisé par la figure III.1 (a) présente le domaine d'étude : Un mini canal de simple forme, de longueur L et diamètre D . Avec une application de flux de chaleur sur la paroi inférieure.

La figure III.1 (b) présente les différents cas d'études avec des ondulations de 20° , 40° et 60° , de diamètre D . On applique le flux de chaleur seulement sur la paroi inférieure.

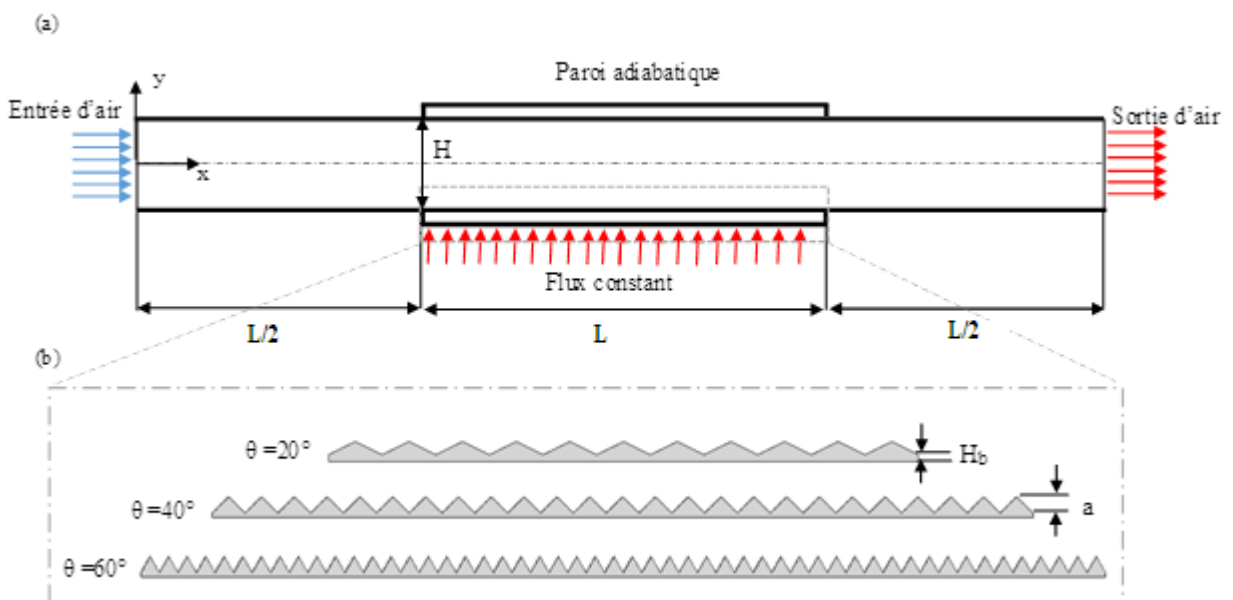


Figure III.1 : Schéma de la présente étude, (a) domaine d'étude, (b) les différents cas étudiés.

Tableau III-1. Dimensions géométriques de la section étudiée. [42].

θ (°)	H (mm)	a (mm)	H_b (mm)	L (mm)	Nombre d'ondulation
0	12.5	--	2.5	300	--
20	12.5	5	2.5	300	11
40	12.5	5	2.5	300	25
60	12.5	5	2.5	300	52

III. 3. Formulation mathématique du problème [43]

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température.

Les équations gouvernantes sont les suivantes :

- ✓ Equation de conservation de la masse (équation de continuité).
- ✓ Equation de conservation de quantité de mouvement.
- ✓ Equation de conservation d'énergie.

La modélisation du système étudié est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- ✓ L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- ✓ Le fluide est newtonien incompressible.
- ✓ L'écoulement engendré dans le canal est turbulent.
- ✓ Les propriétés physiques de fluide (ρ , C_p , μ , λ) qui sont respectivement masse volumique, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique sont considérées constantes.

III. 3. 1 Equations gouvernantes

III.3.1.1 Equation de Continuité

L'équation qui s'exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad \text{III.1}$$

III.3.1.2 Equation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entrées caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il

indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenue dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquée. Il s'écrit sous la forme :

Suivant x :

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

Suivant y :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.3}$$

u et v sont les composante de la vitesse suivant les directions x et y .

III.3.1.3 Equation d'énergie

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique :

Pour le fluide :

$$\left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = (\alpha + \alpha_t) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.4}$$

Pour le solide :

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad \text{III.5}$$

T : Température [K]

α : diffusivité thermique = $\lambda / \rho C_p$

III.3.1.4 Modèle de turbulence

Les modèles de turbulence les plus simples sont ceux à deux équations, dans lesquels la solution de deux équations de transport séparées permet de déterminer indépendamment la vitesse turbulente et les échelles de longueur, le modèle $k-\varepsilon$ standard se trouve dans cette classe de modèles de turbulence, il est actuellement le modèle préféré pour le calcul des écoulements d'ingénierie pratique dans le temps depuis qu'il a été proposé par **Launder** et **Spalding** [44] en 1974.

C'est un modèle robuste, économique et assez précis pour une gamme considérable d'écoulements turbulents. C'est un modèle semi-empirique qui est basé sur les équations de transport pour une énergie cinétique de turbulence k et un taux de dissipation ε .

Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ est utilisé afin de modéliser de la turbulence à l'intérieur de mini canal ondulé.

Il introduit deux équations :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho k u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad \text{III.6}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho \varepsilon u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) G_k + C_{2\varepsilon} \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right) - \rho \varepsilon \quad \text{III.7}$$

III. 3. 2 Nombres adimensionnels

Les équations adimensionnelles sont utilisées afin de simplifier et trouver les solutions générales aux problèmes physiques des systèmes de mesure.

❖ Nombre de Reynolds (Re)

Re est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides, il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime par exemple dans notre cas laminaire.

Le nombre de Reynolds est lié la viscosité, densité, et une longueur de référence, et définit de la manière suivant :

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad \text{III.8}$$

Avec :

U : est la vitesse moyenne de l'écoulement de fluide.

On définit le diamètre hydraulique D_h comme étant le rapport de la surface mouillée S (Section droit de fluide) sur le périmètre mouillé P (périmètre de la conduite en contact avec le fluide).

$$D_h = \frac{4 \text{ section de passage}}{\text{Périmètre mouillé}} = \frac{4S}{P} \quad \text{III.9}$$

❖ **Nombre de Prandtl (Pr)**

Pr représente l'efficacité relative de transport de quantité de mouvement et de chaleur par diffusion.

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{III.10}$$

❖ **Nombre de Nusselt (Nu)**

Nu est un nombre adimensionnel du coefficient h , utilisé dans les opérations de transfert thermique.

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{\lambda} \quad \text{III.11}$$

On définit aussi les paramètres de transfert de chaleur :

❖ **Coefficient de frottement f**

f est le rapport entre les forces de pression exercées par le fluide sur les parois et l'énergie cinétique du fluide le long de la paroi.

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta P}{L}\right) D_h}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad \text{III.12}$$

❖ **Critère d'évaluation des performances (PEC)**

L'expression ci-dessous est le facteur d'amélioration thermique (PEC) (Webb et Kim) [45], Bilen et al. [46]):

$$\text{PEC} = \frac{h_{\text{ondulée}}}{h_{\text{lisse}}} \Big|_{\text{PP}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ondulée}}}{\text{Nu}_{\text{lisse}}} \Big|_{\text{PP}} = \left(\frac{\text{Nu}_{\text{ondulée}}}{\text{Nu}_{\text{lisse}}} \right) \left(\frac{f_{\text{ondulée}}}{f_{\text{lisse}}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{III.13}$$

III. 4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites de chaque variable sont obligatoires pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment.

Dans notre travail, la dynamique des fluides et les conditions aux limites thermiques sont basées sur des travaux expérimentaux.

❖ La température de fluide est constante à l'entrée du mini-canal $T_{in} = 298\text{K}$.

- ❖ La vitesse à l'entrée de mini-canal U_{in} est constante et correspond à un nombre de Reynolds fixe :

$$U_{in} = \frac{Re \mu}{\rho D_h} \quad \text{III.14}$$

Tableau III.2 Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.

Nombre de Reynolds	Vitesse initiale (m/s)
3000	1.75
4000	2.34
5000	2.94
6000	3.51

Tableau III.3 conditions aux limites.

Limites	Conditions thermiques et dynamiques
Paroi supérieure $y = H/2,$ $L < x < 2L$	Adiabatiques
Paroi inférieure $y = -H/2,$ $L < x < 2L$	$q = 580 \text{ W/m}^2$
Entrée $x = 0,$ $-H/2 < y < H/2$	$T = T_{in} = 298\text{K}$ $u = u_{in}$ $v = 0$ $k = k_{in}$ $\varepsilon = \varepsilon_{in}$
Sortie $x = 2L,$ $-H/2 < y < H/2$	$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial k}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}$

L'énergie cinétique turbulente k_{in} et la dissipation turbulente ε_{in} dans la section d'entrée du canal sont estimées en fonction de l'intensité turbulente I comme suit :

$$k_{in} = \frac{3}{2} (u_{in} I)^2, \quad \varepsilon_{in} = C_\mu \frac{3}{4} \frac{k_{in}^2}{L} \quad \text{III.15}$$

$$I = 0.16Re^{-1/8} \quad \text{III.16}$$

III.4. 1 Propriétés du fluide

Dans notre étude, nous allons travailler avec l'air comme un fluide caloporteur, et le cuivre (Cu) comme étant le matériau des mini-canaux, et le tableau III.3 ci-dessus présent ses propriétés thermo-physiques à $T=298K$.

Tableau III.4 Propriétés physiques du fluide utilisé air à $T=298K$. [47]

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs	Unités
Masse volumique	ρ	1.225	kg/m ³
La conductivité thermique	λ	0.0242	kg/m. K
Capacité thermique spécifique.	C_p	1006.43	j/kg. k
Viscosité dynamique	μ	1.7894e-05	Pa. s

Afin de résoudre la dynamique des fluides et l'équation de l'énergie, la discrétisation de ces équations gouvernantes se fait par des méthodes numériques bien déterminées.

III. 5. Introduction sur la simulation numérique

La simulation numériques en mécanique des fluides (CFD ; Computations Fluid Dynamics) est reconnue aujourd'hui comme l'un des outils incontournables de conception et est largement utilisée dans l'industrie.

Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou in stationnaire. Les codes de simulation numérique des écoulements, ou code CFD (Computational Fluid Dynamics), est une branche de la mécanique des fluides qui utilise les méthodes numériques et

les algorithmes pour résoudre et analyser les problèmes qui impliquent des écoulements de fluides.

III. 6. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding. [48]

III. 6. 1. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis baser sur une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, Chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal. La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle.

Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :

- 1) Le maillage : la transformation d'un domaine physique continu (la géométrie) en un domaine de calcul discret constitué d'un certain nombre de points et de mailles (volumes finis).
- 2) Tous les termes des équations modélisâtes sont intégrés un par un sur chaque volume de contrôle.
- 3) Des profils ou des lois d'interpolation, entre des nœuds voisins, sont utilisées pour approcher la variation de \varnothing (variable générale d'écoulement).
- 4) Obtention des équations algébriques en fonction des valeurs de \varnothing aux nœuds des maillages.
- 5) La résolution du système d'équations algébriques.

Un avantage attirant de la méthode des volumes finis est quelle satisfait le bilan intégral de \varnothing exactement sur chaque volume fini et donc sur tout le domaine. Cette méthode peut accommoder n'importe quel type de maillage, même pour les géométries complexes.

Le maillage définit seulement les frontières de volume de contrôle et n'a pas besoin d'être rapporté à un système de coordonnées. L'approche par volumes finis est peut-être la plus simple à comprendre et à programmer. Tous les termes qui doivent être approchés ont la signification physique c'est pourquoi cette méthode est choisie.

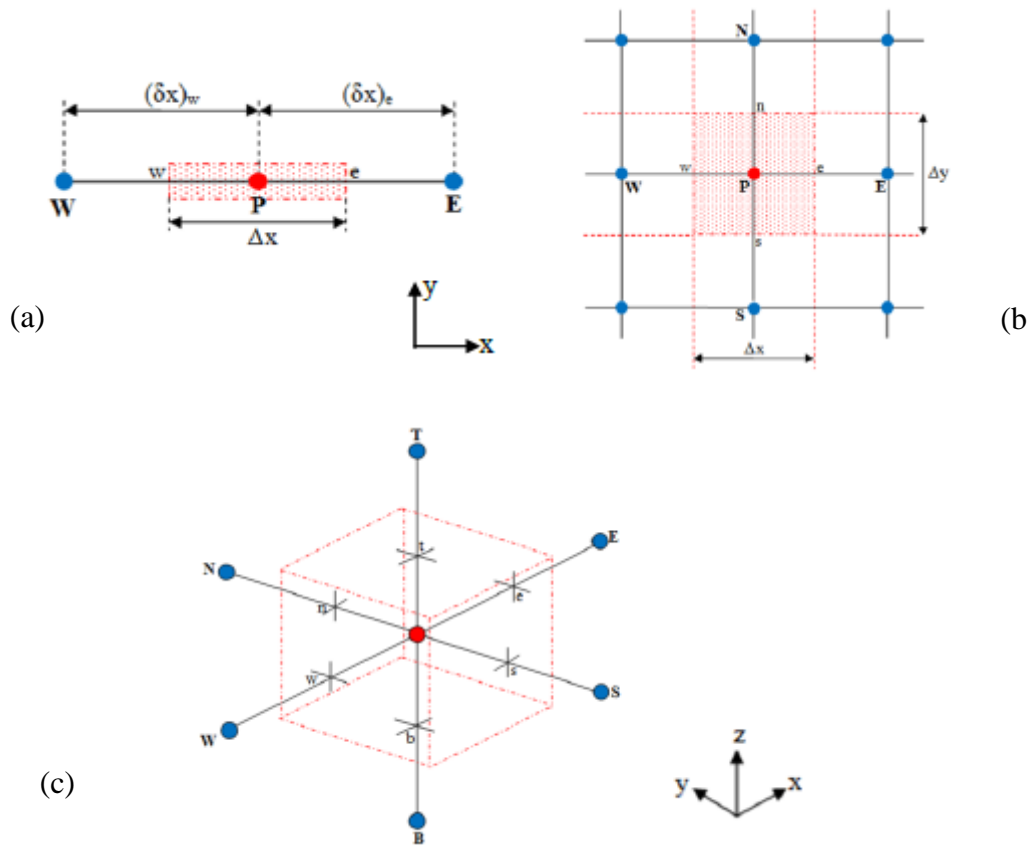


Figure III. 2 Volume de contrôle pour des situations différentes, (a) 1D, (b) 2D, (c) 3D [49]

III. 6. 2. Maillage [50]

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculé, Un maillage de très bonne qualité est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments |présentant des « distorsions » (Skewness en anglais), et sur une bonne « résolution » dans les régions présentant un fort gradient (couches limites ondes de choc,...).

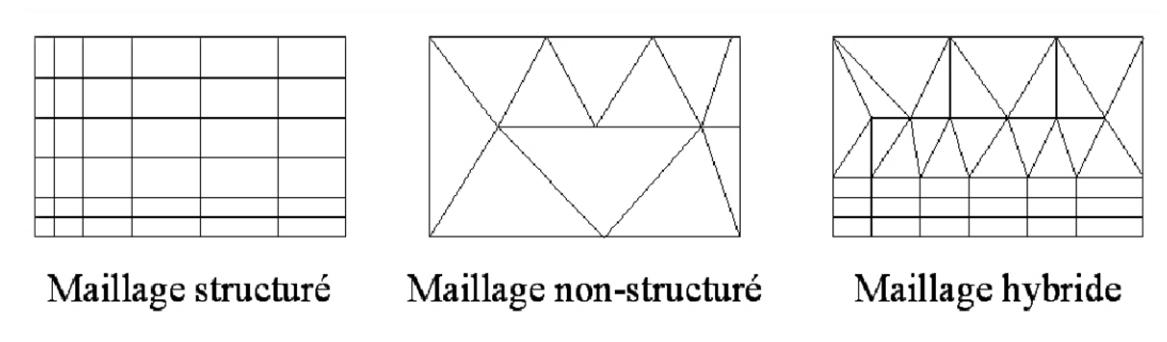


Figure III.3 : Les trois types de maillage. [51]

III. 6. 3. Choix du type de maillage

On définit les maillages structurés, non structurés, et hybride (voir Fig.III.3).

III. 6. 3. 1. Maillage structuré (quadra/hexa)

Il présente les avantages suivants :

- ✓ Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport un maillage non structuré équivalent.
- ✓ Lorsque l'écoulement moyen est aligné avec le maillage, un maillage structuré réduit les risques d'erreurs numériques.

Par contre ses inconvénients sont :

- ✓ Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- ✓ Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.
- ✓ Il est beaucoup plus facile à générer en utilisant une géométrie à 'blocs multiples.

III. 6. 3. 2. Maillage non structuré (tri/tétra)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Ses avantages :

- ✓ Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
- ✓ Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

❖ Ses inconvénients :

- ✓ Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- ✓ Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on le compare avec le maillage structuré.

III. 6. 3. 3. Maillage hybride (mixte)

Les mailles proches des parois sont des quadrilatères en 2D et des hexaèdres en 3D et les mailles du reste du domaine sont des triangles en 2D et des tétraèdres en 3D. Près de la paroi, il est nécessaire. D'avoir des mailles de très petites tailles pour bien modéliser les écoulements. En 3D, les mailles qui font les liaisons entre les hexaèdres et les tétraèdres sont des prismes ou des pyramides.

III. 6. 4. Présentation du préprocesseur Gambit

Le logiciel gambit est un manilleur 2D/3D ; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométries d'un problème de CFD. Il génère des fichiers <<mesh>> pour fluent.

Gambit regroupe trois fonctions : définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO), le maillage et sa vérification, la définition des frontières (types de conditions aux limites) et définition des domaines de calculs.[52]

✚ Interface de Gambit

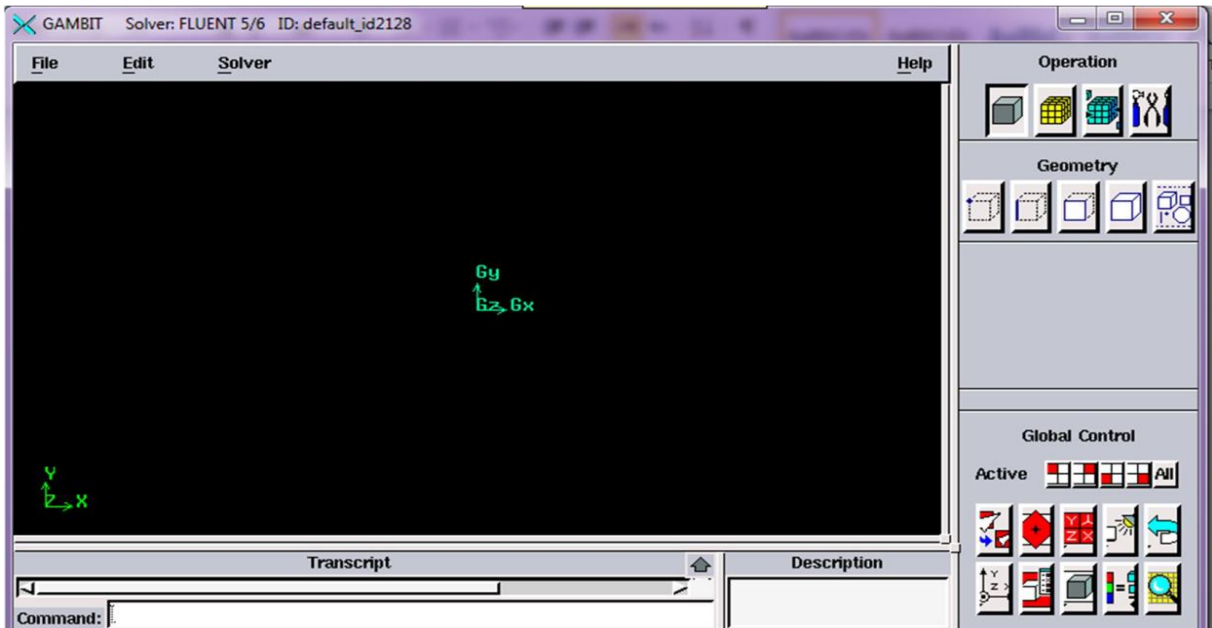


Figure III.4 : Interface de travail du préprocesseur Gambit.

✚ Présentation de la géométrie dans Gambit

Pour présentation le travail dans gambit à suivre les étapes suivantes :

- ❖ **Le choix de solveur :** Créer la géométrie il faut choisir le type de solveur ; c'est-à-dire le type de logiciel (ici fluent) qu'on va utiliser par la suite (choisir la bonne version du logiciel dans notre cas choisir Fluent 5/6)
- ❖ **Création de la géométrie :**

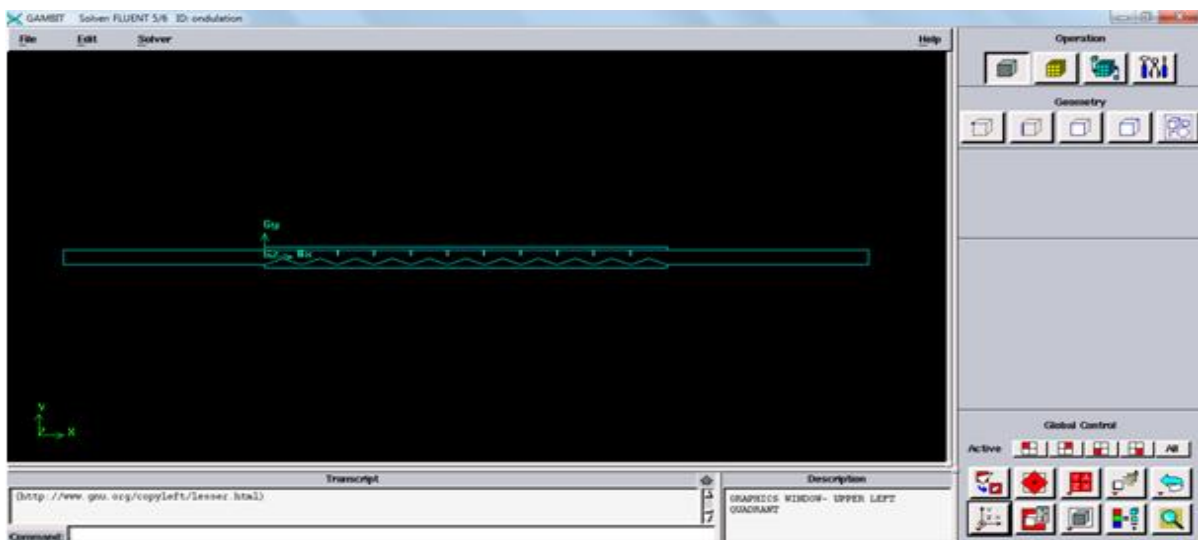


Figure III.5 : Création de la géométrie du mini-canal avec les chicanes.

❖ Maillage de la géométrie

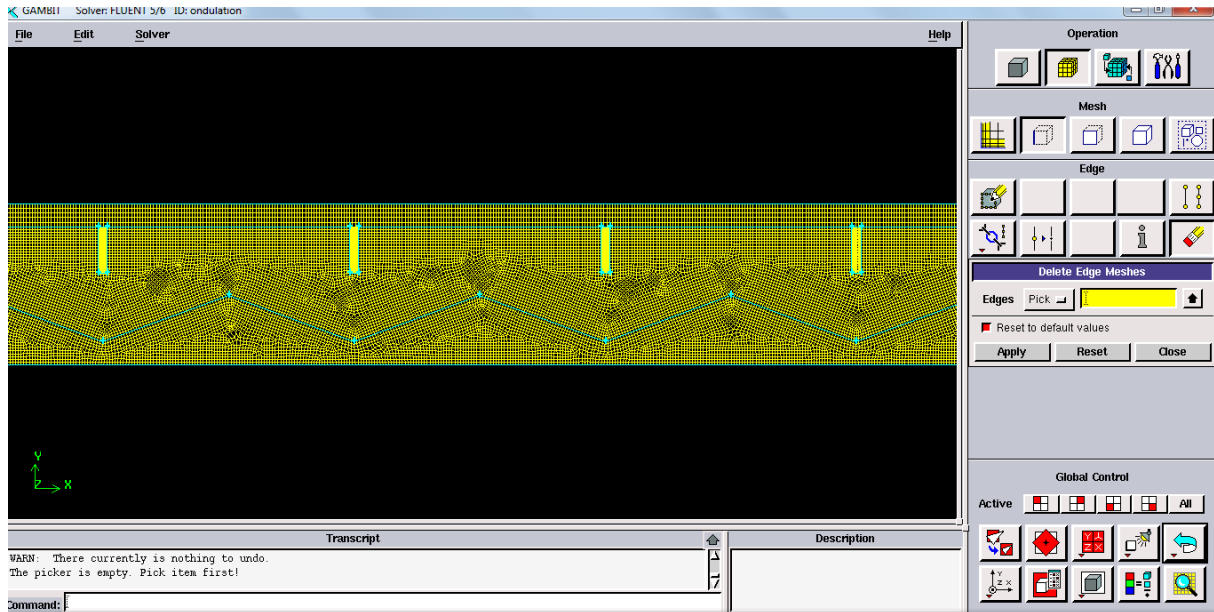


Figure III.6 : Maillage de mini-canal avec les chicanes sur Gambit.

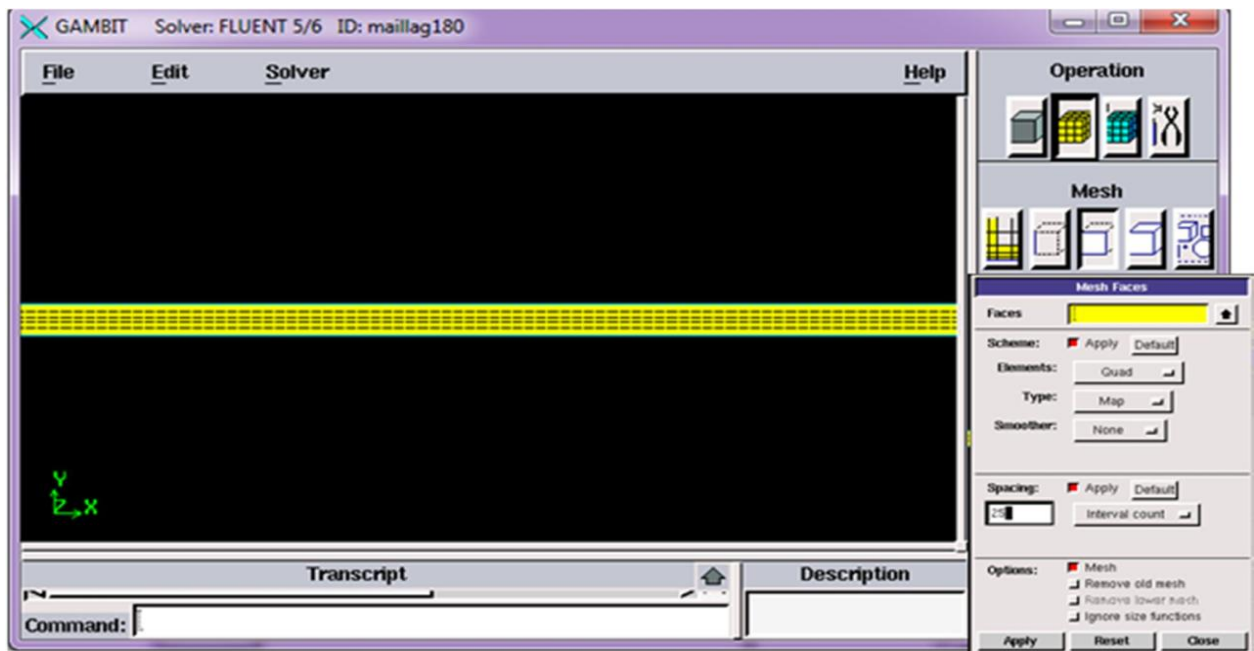


Figure III.7: Maillage de mini-canal simple sur Gambit.

❖ Enregistrement du fichier « .mesh »

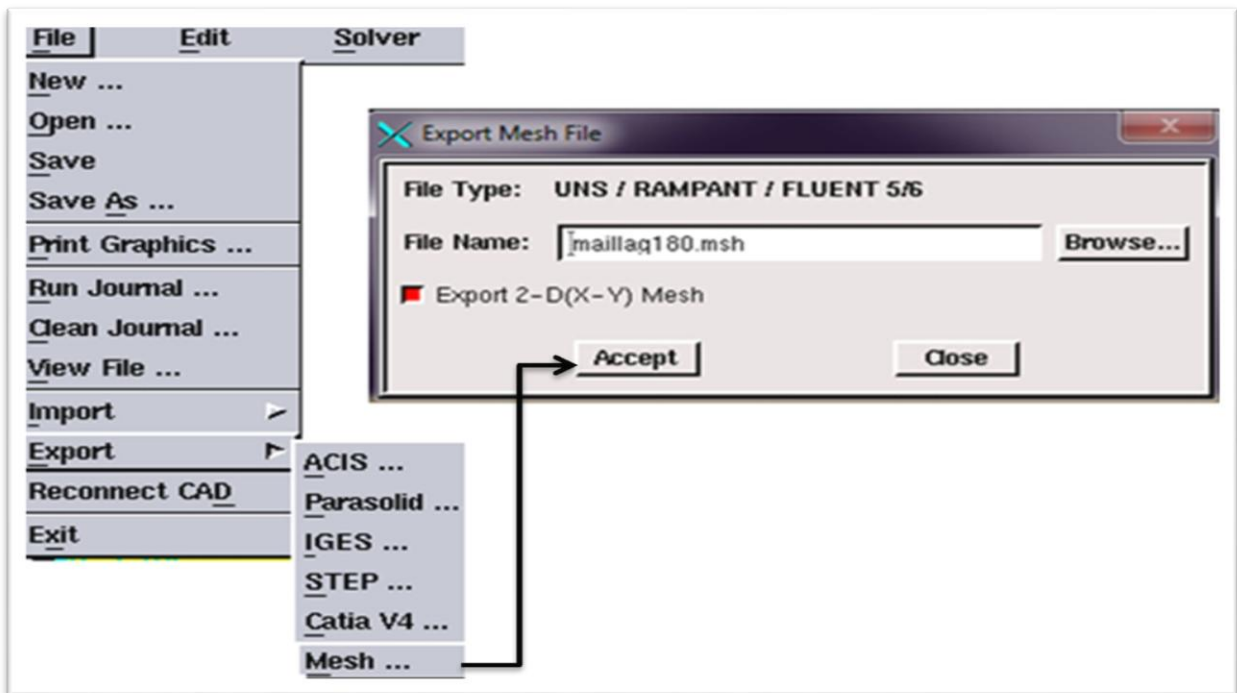


Figure III.8 : Exportation du maillage.

III. 6. 5. Présentation logicielle Fluent

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est le solveur.

Le maillage doit être réalisé avec un manilleur, Gambit par exemple, qui est réalisé par le même éditeur. Le paramétrage se fait par une interface graphique.

Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de mécanique des fluides le plus abouti du marché. Il est même depuis peu intégré dans la suite de logiciel de simulation ANSYS. Sa force vient du très grand nombre de modèles disponibles, pouvant faire face à de très nombreux aspects de la mécanique des fluides : Écoulement diphasique (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence, combustion, transport des particules, écoulement en milieux poreux, maillage mobiles et dynamiques avec reconstruction du maillage...

Les schémas temporels et spatiaux peuvent de plus être modifiés pour améliorer la convergence. Il est de plus parallélisé et permet donc de tirer parti de systèmes

Multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, dual corê, Plateforme multi CPU). [52]

III. 6. 5. 1. Etapes générales

✚ Importation de la géométrie « mesh »

❖ Ouvrir la version de Fluent :

On va choisir la résolution 2D

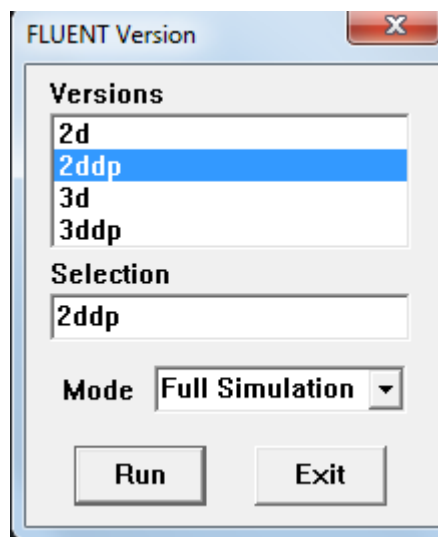


Figure III.9 : Type de résolution.

❖ Pour commencer la simulation il faut importer le fichier « mesh » généré sous Gambit :

File → Read → Case

❖ Vérification du maillage importé :

Grid → Check

Ceci permet de vérifier et contrôler si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

❖ **Choix du solveur :**

Define ➡ Models ➡ Solver

Pour préciser le solutionneur de propriété.

❖ **Affichage de la grille :**

Display ➡ Grid

Pour afficher le maillage et vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

❖ **Choix du modèle laminaire :**

Define ➡ Models ➡ Viscous

Pour définir le modèle de régime de l'écoulement.

Define ➡ Models ➡ energy

C'est formulation de l'équation d'énergie

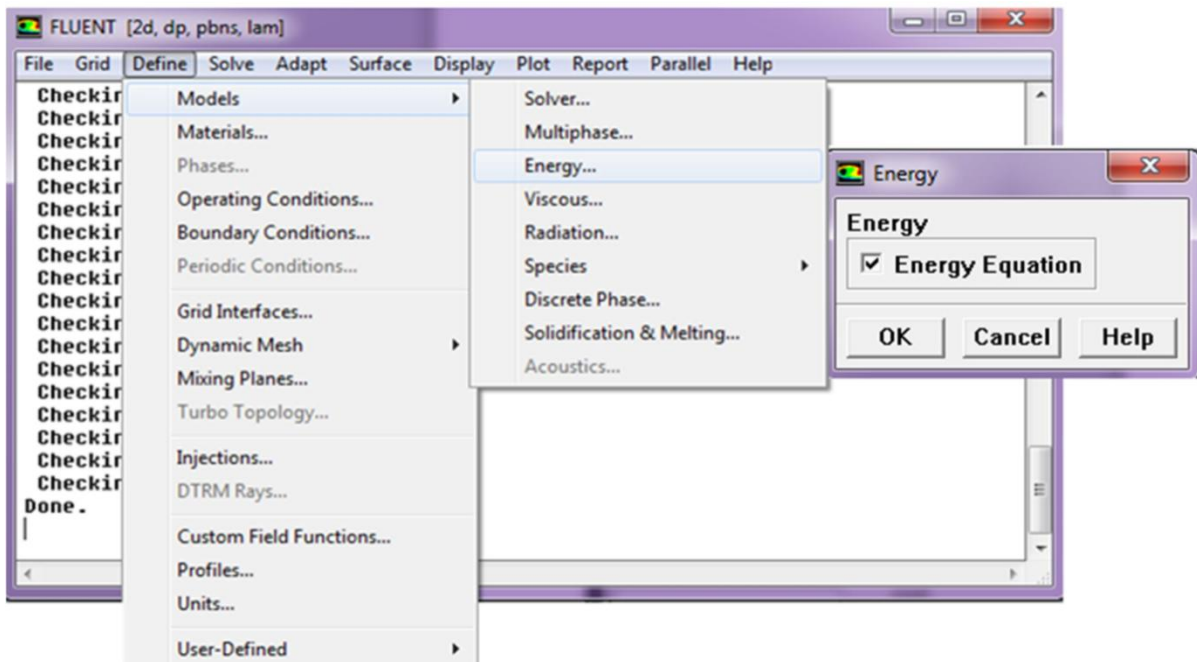


Figure III.10 : Etablir l'équation d'énergie.

❖ **Définition des caractéristiques des matériaux :**

Define  **Materials**

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

❖ **Définition condition aux limites :**

Define  **Boundary condition**

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée (entrée, sortie, paroi sup, paroi inf, fluide), et faire rentrer les conditions aux limites.

On dispose d'un certain nombre de conditions, parmi lesquelles :

- **Velocity Inlet à l'entrée:** Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.
- **Pressure outlet à la sortie** est utilisée pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît à priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie.
- **Wall pour paroi sup et paroi inf:** Utilisé pour délimiter les régions solides et les régions fluides.

❖ **Choix de solution :**

Solve  **intialize**  **initialize**

C'est pour initialiser le champ d'écoulement pour la valeur initiale.

Solve  **Monitors**  **Residual**

Faire activer l'option plot dans la fenêtre résiduel monitor. et on a choisi 10^{-5} pour faciliter les calculs.

Solve  **Iterate**

Lancement des itérations jusqu'à la convergence.

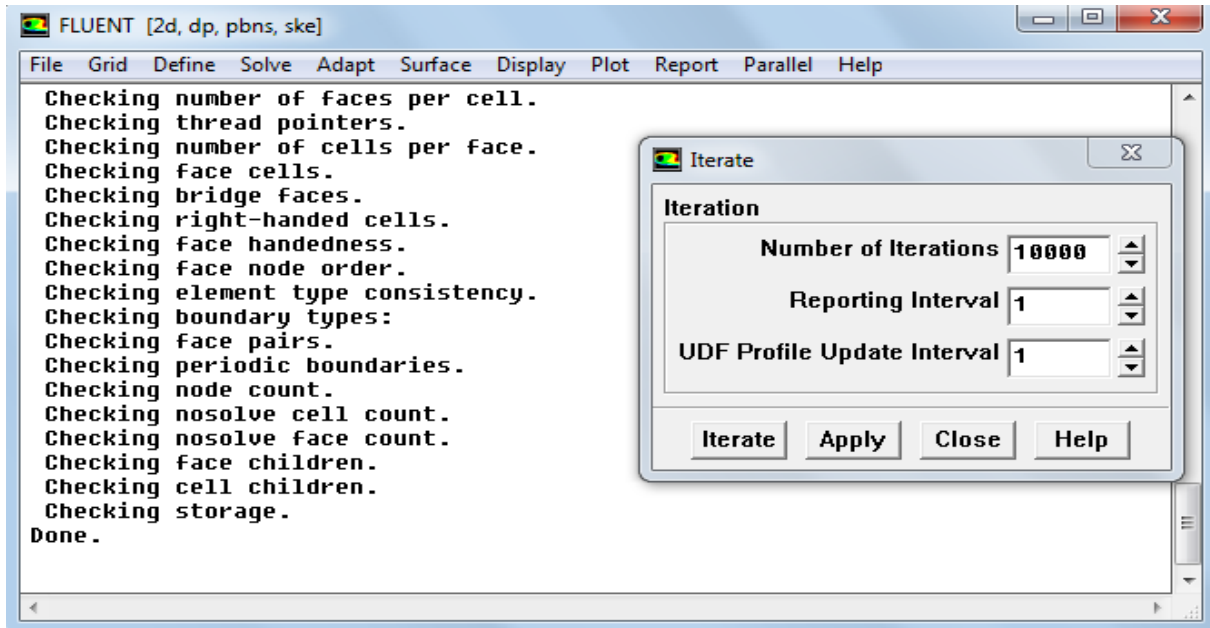


Figure III.11 : Lancement les itérations.

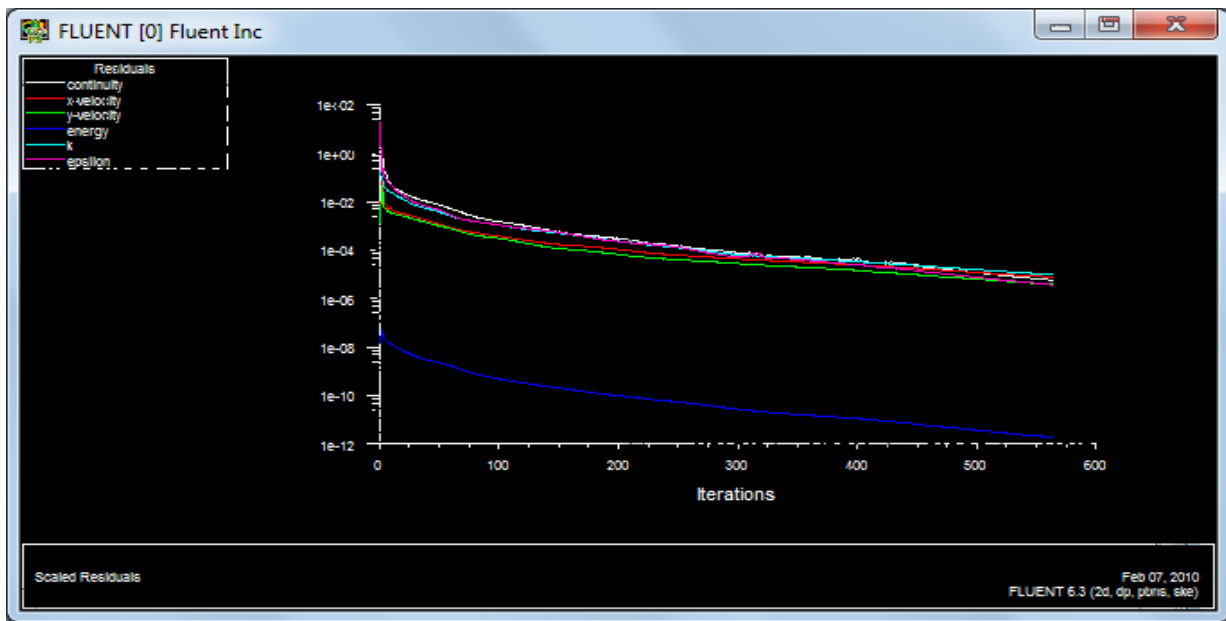


Figure III. 12 : Fenêtre des itérations.

III. 7. Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons introduit les modèles physiques et mathématiques liés au phénomène de la convection forcée turbulente dans un mini canal ondulé. Nous avons spécifié des conditions aux limites pour ce problème.

Dans la deuxième partie, nous avons présenté la méthode des volumes finis, qui est un moyen d'aide à créer les géométries étudiées, leurs maillages et codes de calcul Fluent avec des différentes conditions aux limites qui sont présentés en détail.

Chapitre IV

Résultats et Discussions

IV. 1. Introduction

Dans ce chapitre, les résultats de simulation numériques pour les différentes géométries étudiées seront présentés et discutés en détail.

Dans un premier temps, l'ajout des ondulations à différents angles d'inclinaisons seront discutées, les paramètres dynamiques et thermiques seront l'objet d'une analyse.

Ensuite, on va intégrer les chicanes à différents endroit et avec certains angles d'inclinaisons pour tous les cas étudiés notamment avec la présence des ondulations.

IV. 2. Contrôle de l'indépendance du maillage

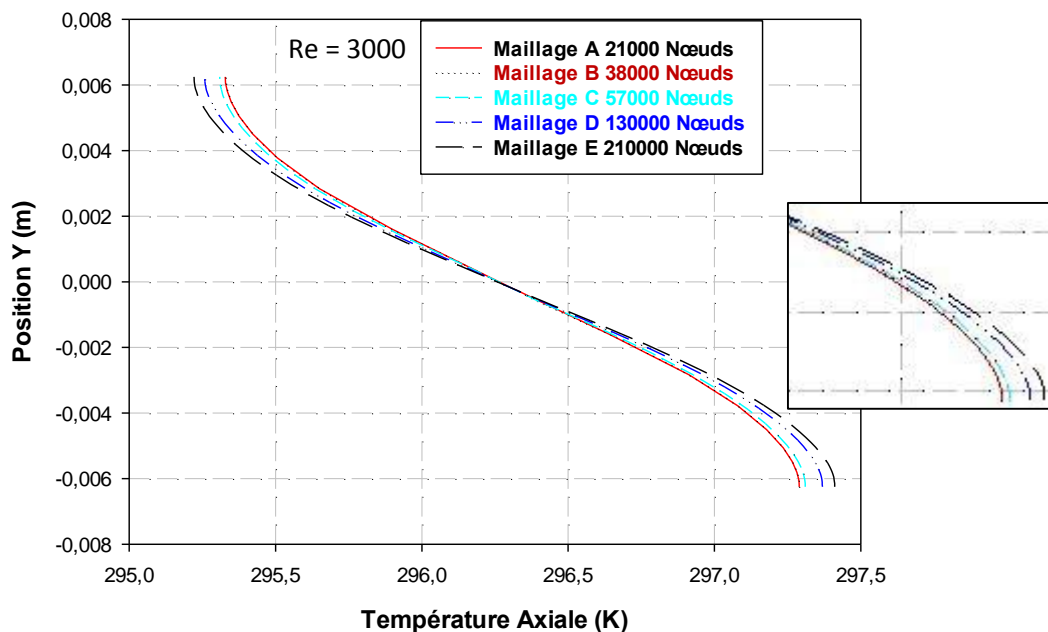


Figure IV.1 : Profil de température pour les différents maillages pour mini-canal pour $x=L/2$.

Afin de voir l'influence du maillage sur les résultats de simulation, la distribution axiale de la température pour le canal lisse sans ondulations et à la moitié du canal $x=L/2$ est montrée sur la figure IV.1.

Différentes gammes de maillage ont été testées à travers le profil axial de la température sur une grille de 21 000, jusqu'à 210 000 Nœuds. Chacune des cinq faces de maille de grille présente presque le même profil de température axiale. Ainsi, un domaine avec des cellules de maille de 130 000 est employé pour réduire le temps de calcul.

IV. 3. Validation des résultats de simulation

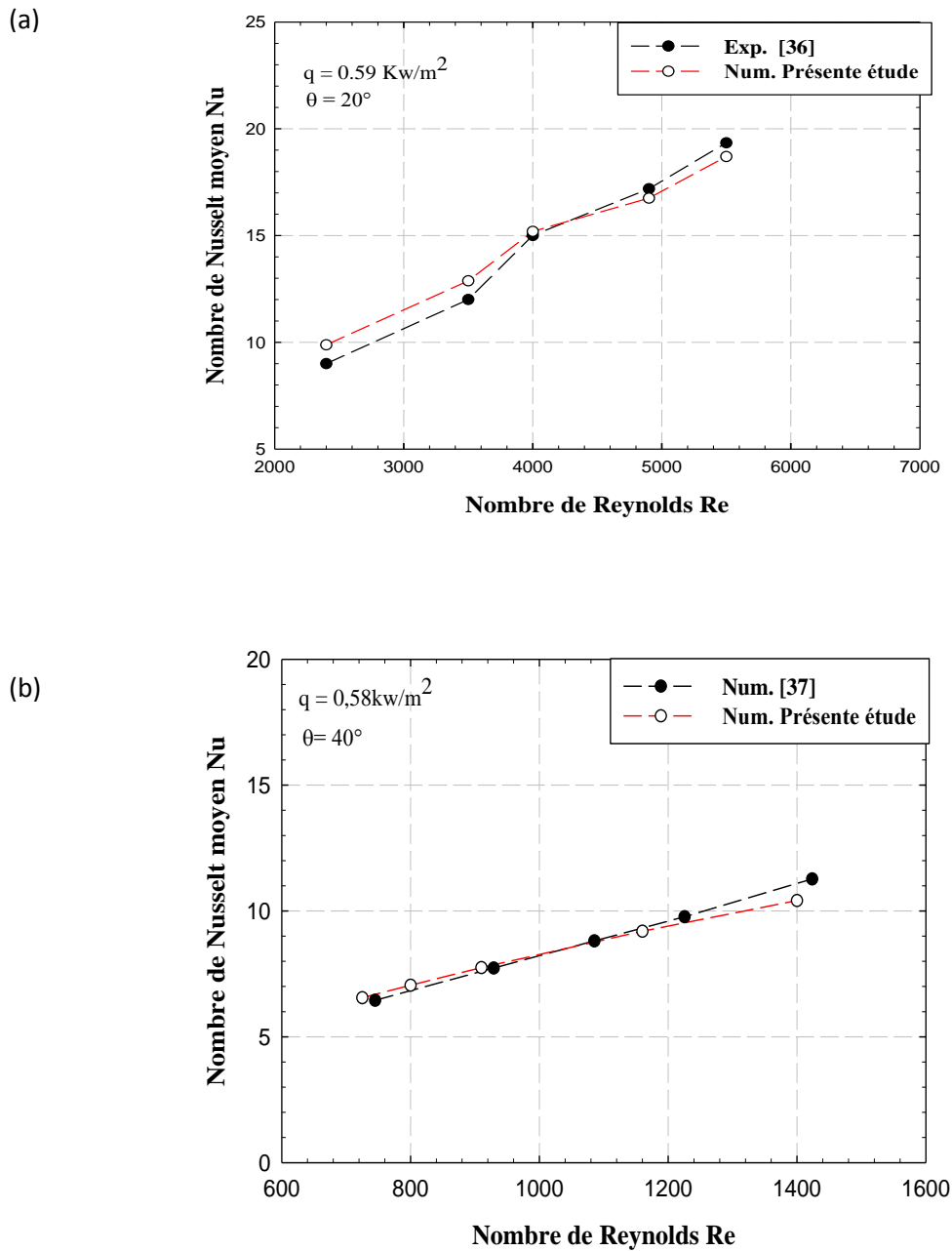


Figure IV.2 : Comparaison des nombres de Nusselt moyens avec : (a) résultats expérimentaux, (b) résultats numériques de Naphon [35], [36].

Dans le but de valider les résultats numériques de la présente étude, les résultats prédits pour le nombre de Nusselt moyen ont été comparés aux précédents expérimentaux et numériques de Naphon [36], comme le montre la Fig. IV.2 (a, b).

La figure IV.2 (a) illustre une comparaison entre les nombres de Nusselt moyens de la présente étude numérique et les valeurs précédemment obtenues par Naphon [35]. De même, la figure IV.2 (b) présente une comparaison entre le nombre de Nusselt moyen de l'air dans le canal ondulé et le résultat numérique atteint par Naphon [36]. On peut clairement noter à partir de ces deux figures que les résultats de la présente étude sont cohérents avec ceux rapportés dans les travaux précédents.

IV. 4. Résultats et interprétations

IV. 4. 1. Effet d'ajout des ondulations sur les paramètres dynamiques et thermiques

IV. 4. 1. 1. Sur les paramètres dynamiques

A . Vitesse axiale

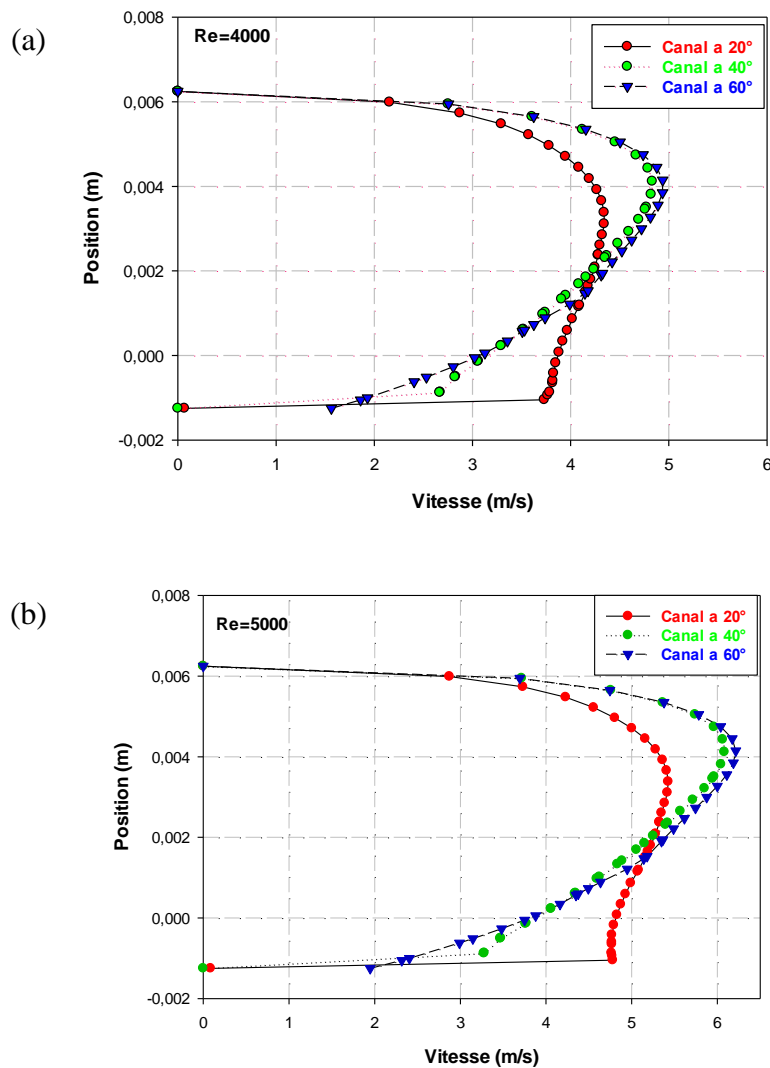


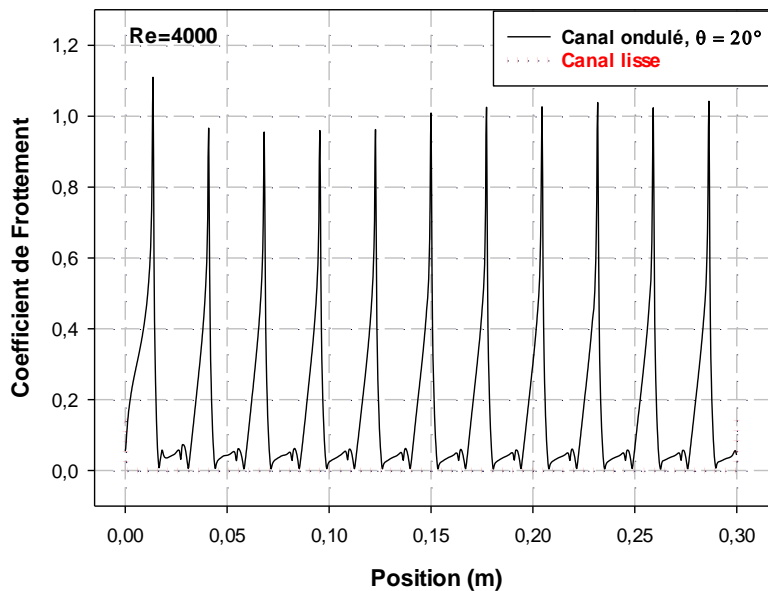
Figure IV.3 : Profil de vitesse axiale pour les différents angles d'inclinaisons à (a) $Re = 4000$, (b) $Re = 5000$. à $x=L/2$.

Les figures ci-dessus présentent le profil de vitesse axiale à une distance $x=L/2$, et pour les trois angles d'inclinaisons à deux valeurs de Reynolds 4000 et 5000. Il est clair de voir que la vitesse axiale a un profil presque parabolique pour les différentes géométries considérées.

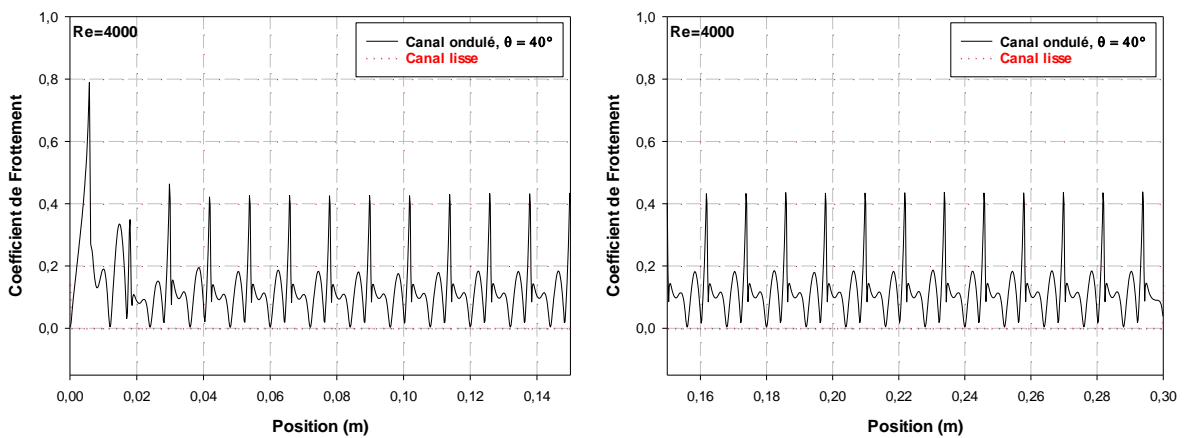
Les valeurs des vitesses axiales diminuent lorsque l'écoulement est près des parois ceci est dû au frottement, jusqu'à atteindre une valeur nulle. Les valeurs maximales des vitesses axiales sont observées aux centres des mini-canaux, dans lesquelles les valeurs les plus élevées sont obtenues à partir de l'angle 60° , suivie par l'angle 40° et 20° .

B. Coefficient de frottement local

(a)



(b)



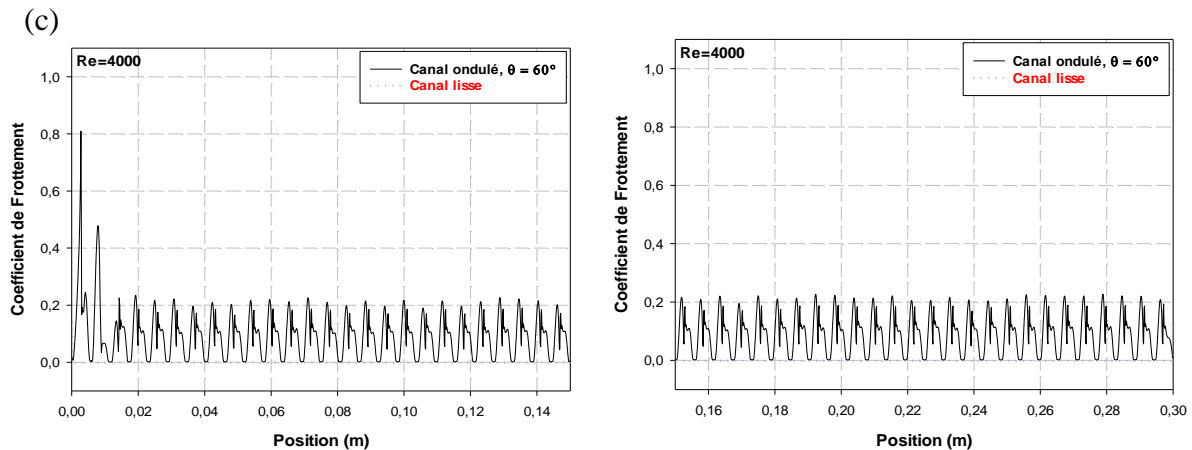


Figure IV. 4 : Coefficient de frottement local C_f pour les différents angles d'inclinaisons. (a) 20° , (b) 40° , (c) 60° .

Le coefficient de frottement local C_f pour les différents angles d'ondulations et pour $Re = 4000$ est montré sur la figure IV.4.

On peut voir que l'évolution de coefficient de frottement pour le canal lisse est presque constante et négligeable devant les autres cas avec ondulations, ceci est dû à l'absence des ondulations qui jouent le rôle d'obstacle et donc de favoriser le frottement dans la paroi solide.

Le canal ondulé à $\theta = 20^\circ$ présente des valeurs élevées de coefficient de frottement C_f par rapport au deux autres angles, ceci peut être expliquer par la présence des grandes plissements retrouvés dans le canal qui permet de freiner une grande quantité de l'air contrairement au deux autres cas 40° et 60° .

IV. 4. 1. 2. Sur les paramètres thermiques

A. Température axiale

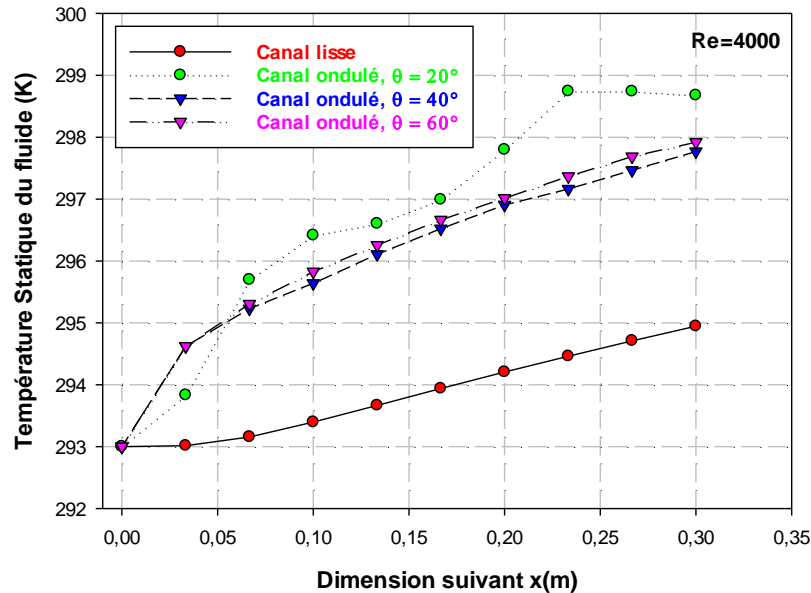


Figure IV. 5 : Distribution de la température axiale le long du canal, pour différents angles d'inclinaisons.

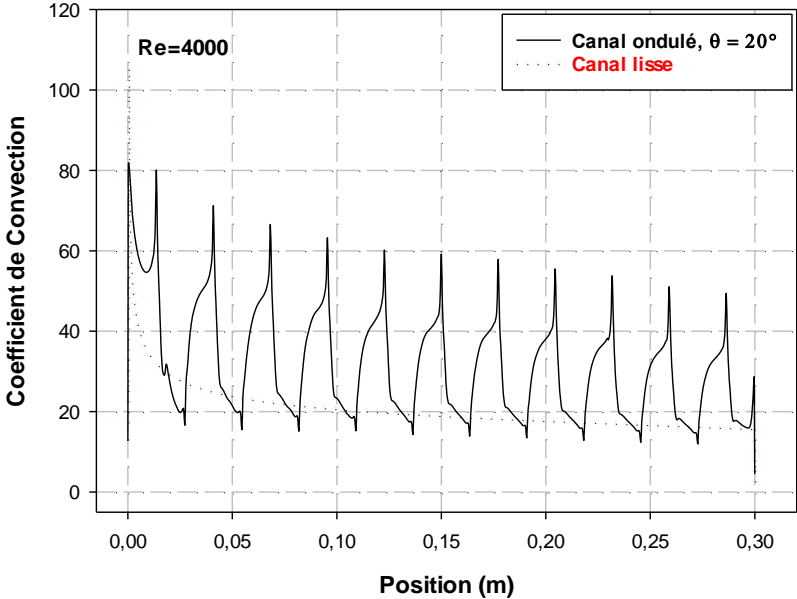
La distribution axiale de la température le long du canal pour les différents cas étudiés est montrée dans la figure IV.6. On peut voir que le gradient de température de l'air continue à augmenter, ceci est observé pour toutes les géométries étudiées.

L'évolution de la température axiale est importante dans le canal avec ondulations contrairement au canal lisse.

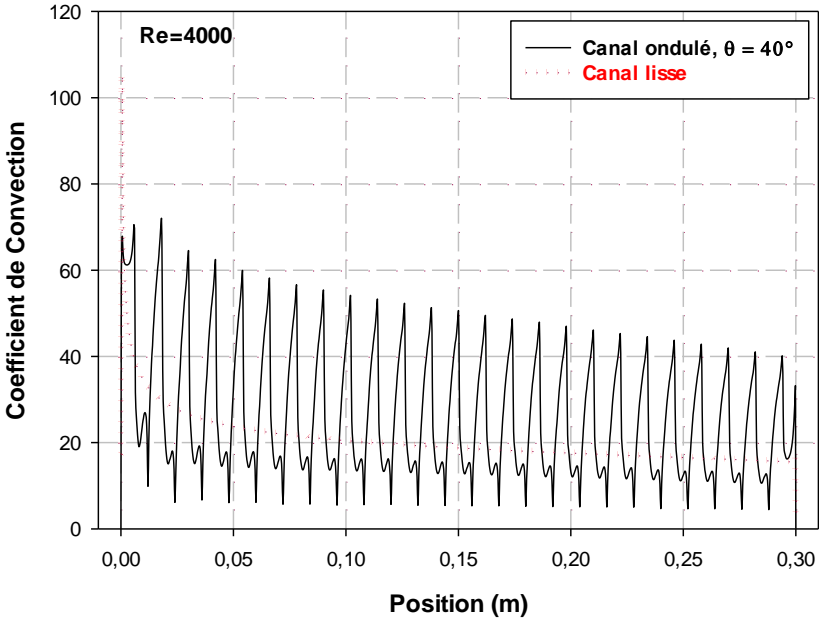
Le canal ondulé à $\theta = 20^\circ$, introduit des gradients de températures plus importantes que les deux autres ondulations, la raison derrière ceci, c'est les plissements volumineux qui permettent d'introduire des quantités importantes de l'air, et à l'aide de ces derniers, un mélange presque parfait peut être vu entre le fluide froid qui se trouve au centre du canal, avec le fluide chaud près de la paroi inférieure.

B. Coefficient de convection local h

(a)



(b)



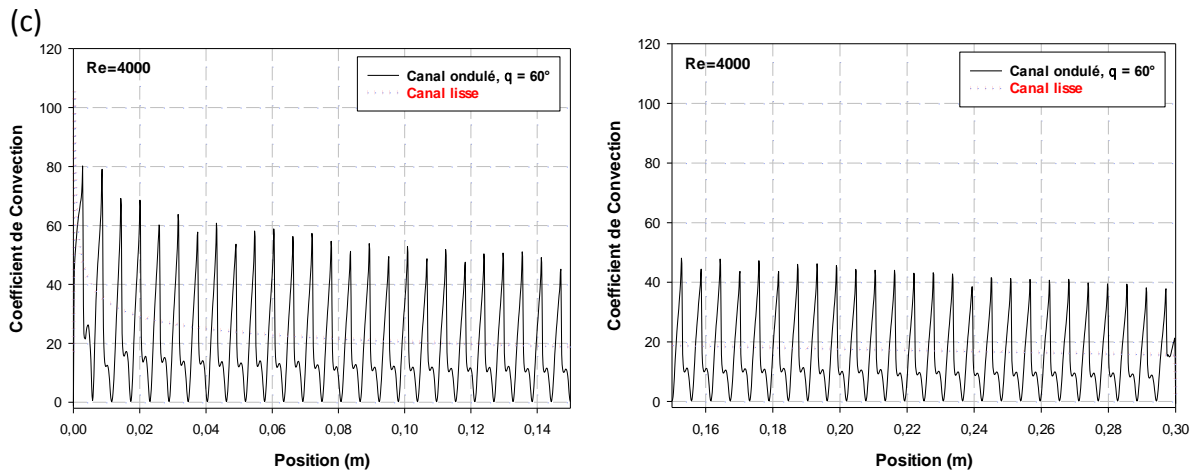


Figure IV.6 : Coefficient de convection h local pour les différents cas étudiés. (a) 20° , (b) 40° , (c) 60°

La variation locale du coefficient de convection h pour les différentes géométries étudiées est montrée sur la figure IV.6.

On peut constater que le transfert de chaleur par convection entre la paroi chaude et l'air à l'entrée du canal est important, ceci est observé pour toutes les géométries étudiées, à mesure que le fluide pénètre dans le canal, le taux de transfert de chaleur continue à diminuer jusqu'à la sortie de canal. La raison derrière ceci c'est l'écart important de température entre l'air et la paroi solide inférieure.

La surface ondulée a un effet significatif sur les résultats obtenus, notamment sur le taux de transfert de chaleur, dans laquelle le coefficient de convection local h est important à mesure qu'en augmentant l'angle d'inclinaison, contrairement au cas du canal lisse. Ceci peut être expliqué par l'augmentation de la surface d'échange en gardant la même longueur du canal.

Sur les paramètres moyens

a- Facteur de frottement moyen

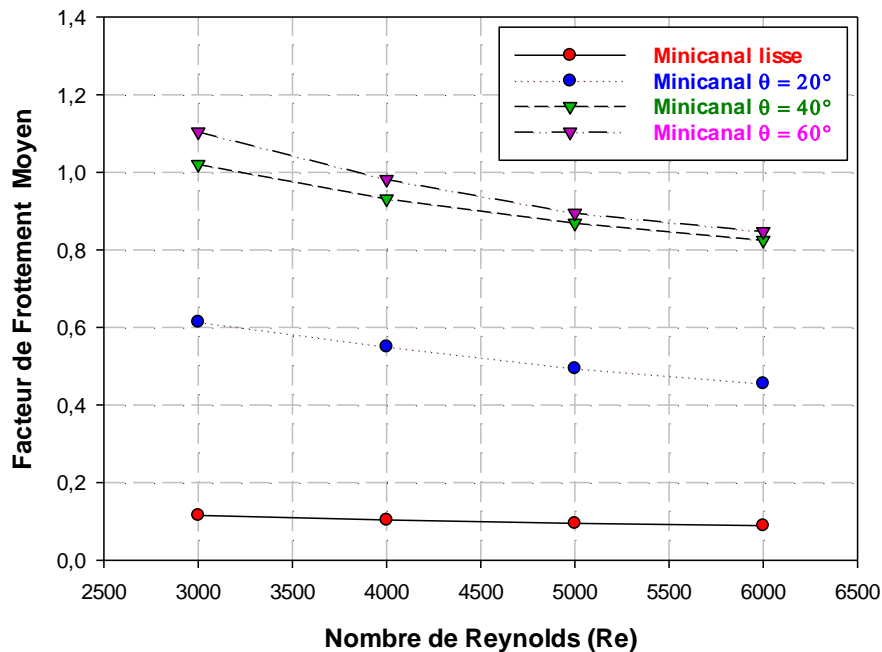


Figure IV.7 : Facteur de frottement moyen pour différents ca étudié en fonction de nombre de Reynolds.

L'effet de variation du nombre de Reynolds sur le facteur de frottement moyen pour les différentes géométries est montré sur la figure IV.7.

Il est clair de voir que le facteur de frottement diminue graduellement avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour tous les cas étudiés.

Le canal ondulé avec un angle d'inclinaison de 60° provoque des frottements intensifs de l'air par rapport au deux autre ondulations, c'est à cause au nombre élevé des ondulations trouvés dans le canal qui est équivalent à 52 ondulations. La forme triangulaire des ondulations est également un facteur important pour l'augmentation de frottement de fluide, on remarque des valeurs élevées par rapport au canal lisse sans ondulations.

b- Nombre de Nusselt moyen

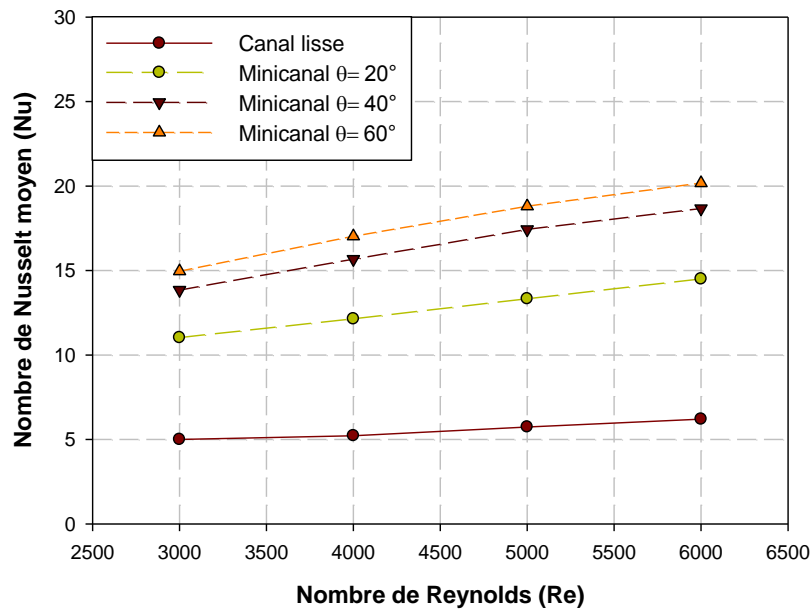


Figure IV.8 : Nombre de Nusselt moyen pour les différentes géométries en fonction de Reynolds.

La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds de l'air pour le canal à différents angles d'inclinaisons et pour le cas du canal lisse est montré sur la figure IV.9.

Le nombre de Nusselt moyen augmente proportionnellement avec l'augmentation de Reynolds, le taux de transfert de chaleur le plus élevé a été obtenu à partir de l'angle d'inclinaison de 60° , suivi par l'angle 40° et 20° . Le canal lisse sans ondulations offre des valeurs presque constantes de Nu.

La surface ondulée offre des valeurs importantes de Nu comparant au canal lisse, ceci est dû au plissements qui favorisent le déstabilisation de l'écoulement ce qui permet de créer un écoulement secondaire près de la paroi donc un mélange entre le fluide chaud proche de la paroi et le fluide froid qui se trouve au centre du canal, ce qui induit à une amélioration du transfert de chaleur.

IV. 4. 2. Contours de température et lignes de courants

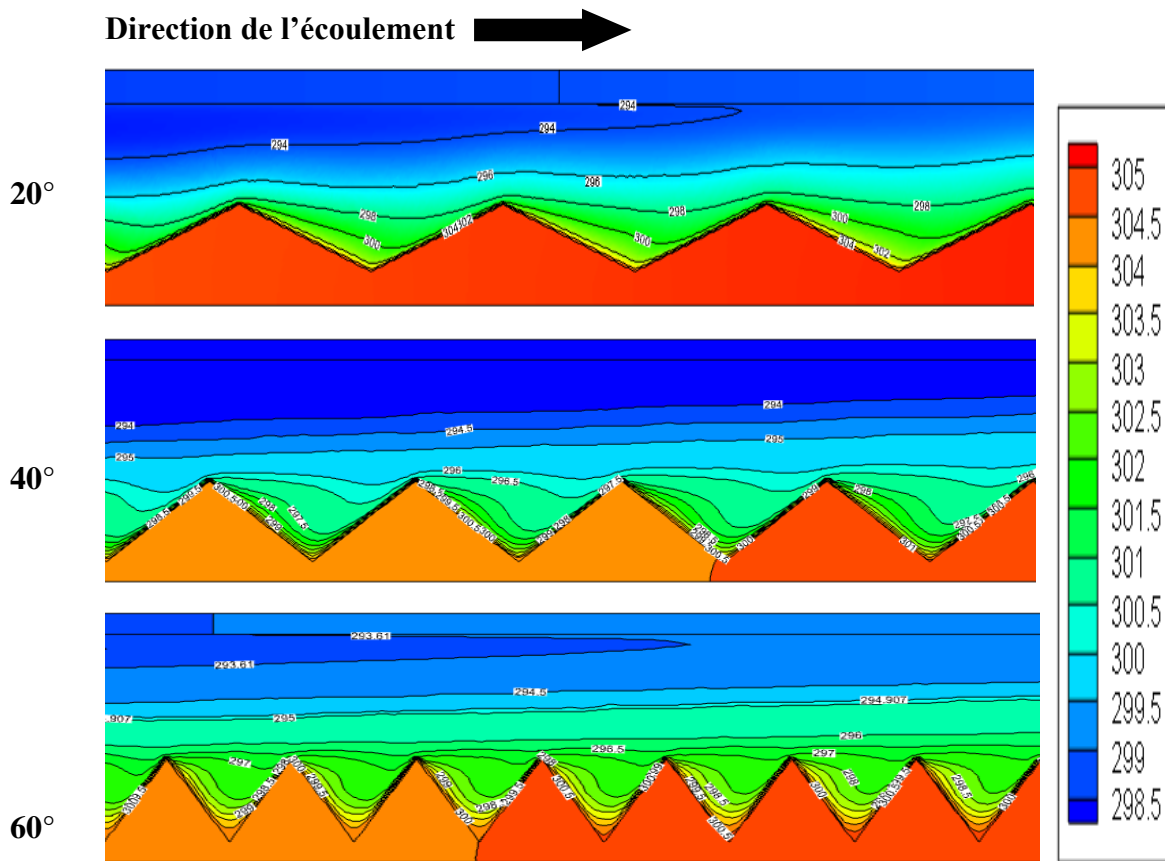


Figure IV.9 : Contours de température pour les trois géométries, pour $Re= 4000$, à partir de $x=L/2$.

Les contours de température pour les trois angles d'inclinaisons sont montrés dans la figure IV.9. Il est clair de voir, qu'un gradient de température important peut être vu près de la paroi inférieure de chaque géométrie.

À mesure que l'angle d'inclinaison augmente, ce gradient augmente considérablement, c'est dû à l'augmentation des nombres d'ondulations trouver dans le canal, ces ondulations conduit à l'apparition d'une zone tourbillonnaire (vortex) qui continue de croître dans une grande partie du champ d'écoulement, en particulier dans le passage étroit. qui favorisent le mélange du fluide. On peut noter l'impact de la paroi ondulée sur la distribution des températures à l'intérieur du canal.

Cependant, des valeurs d'angle ondulées plus élevées des ondulations de la paroi, c'est-à-dire des pas plus petits, induisent une recirculation du fluide dans les auges ondulées, ce qui peut donc conduire à un transfert thermique plus élevé.

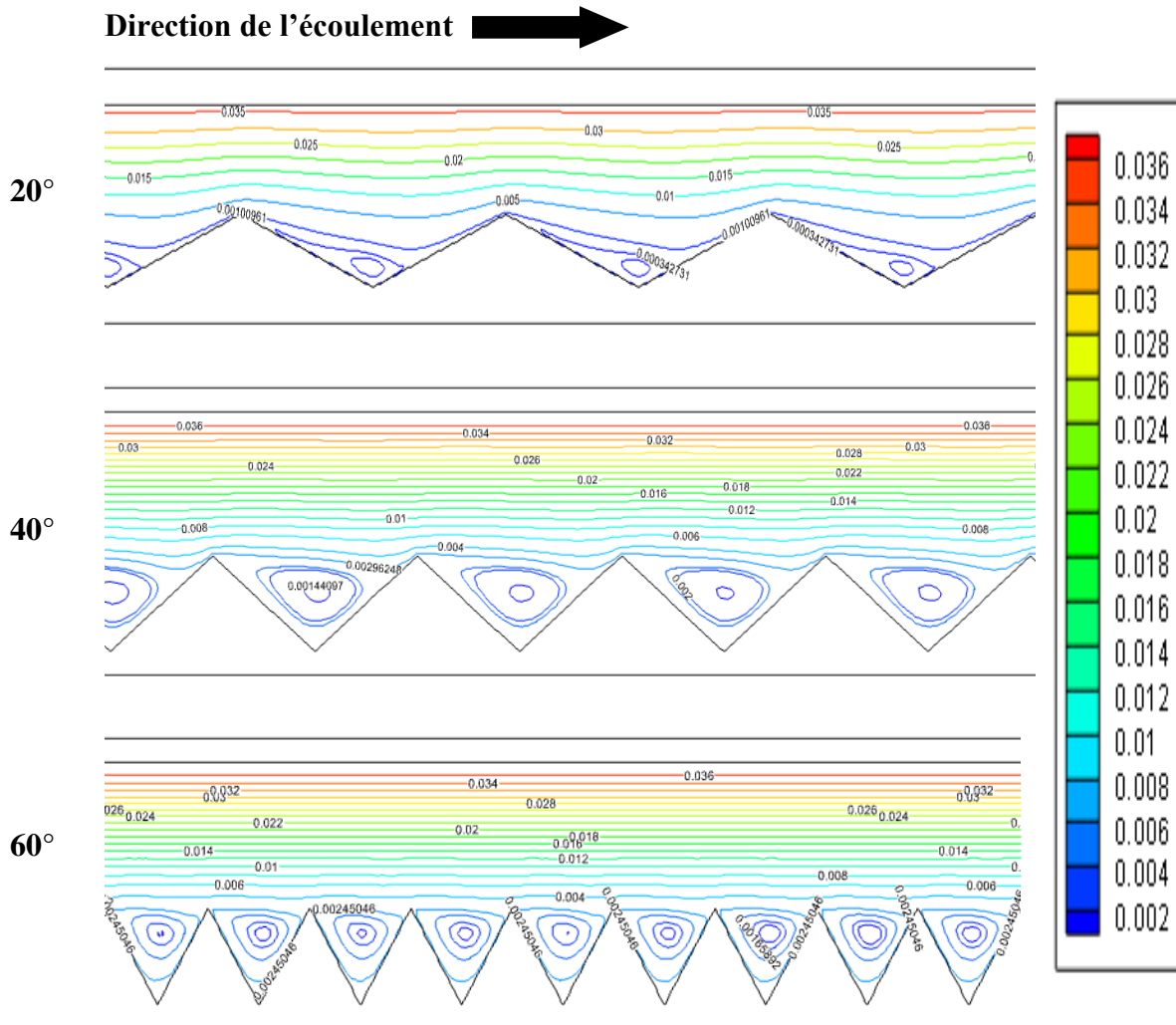


Figure IV.10 : Lignes de courants pour les trois géométries, pour $Re= 4000$, à partir de $x=L/2$.

La figure IV.10 présente les lignes de courants pour les trois géométries. Il est intéressant de noter que le développement de l'écoulement tourbillonnaire favorise le mélange du fluide froid du cœur du canal avec le fluide chaud de la région proche de la paroi. De plus, la géométrie ondulée, avec des angles d'inclinaison faibles, a un léger effet sur l'écoulement à travers le canal. Cependant, des valeurs d'angle ondulées plus élevées des ondulations de la paroi, c'est-à-dire des pas plus petits, induisent une recirculation du fluide dans les auges ondulées, ce qui peut donc conduire à un transfert thermique plus élevé.

IV. 4. 3. Critères d'évaluation des performances

Les critères d'évaluation des performances PEC ont été utilisés pour analyser les performances thermo-hydrauliques. La figure IV-11 montre que les meilleures performances sont obtenues pour les angles d'inclinaisons les plus élevés. On peut aussi noter une variation presque constante du PEC en fonction du nombre de Reynolds pour un angle d'inclinaison donné.

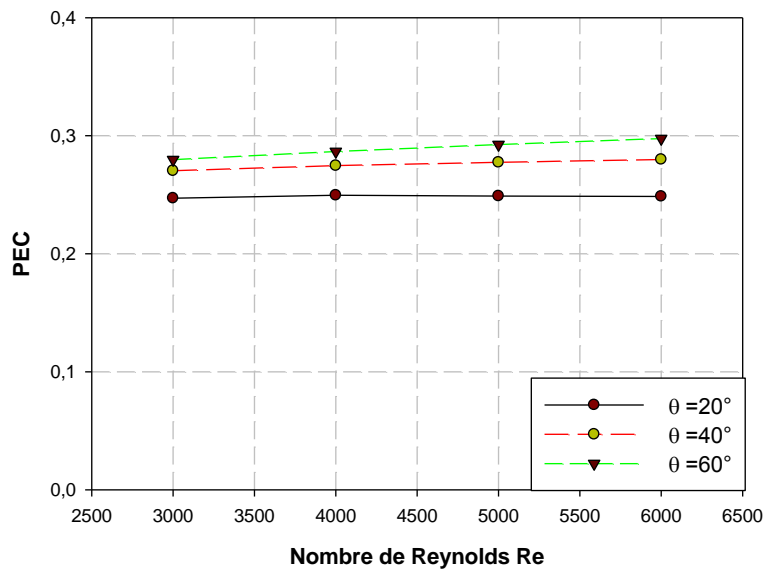


Figure IV.11 : Critère d'évaluation des performances pour les différents angles d'inclinaison des ondulations.

IV. 4. 4. Effet d'ajout des chicanes sur les paramètres dynamiques et thermiques

Afin d'améliorer la circulation du fluide dans les plissements des ondulations, des chicanes rectangulaires sont placées sur la paroi supérieure avec un pas de 27.27mm qui correspond au pic inférieur de la paroi qui porte les ondulations de 20° . Trois angles d'inclinaisons sont étudiés 30° , 60° , et 90° .

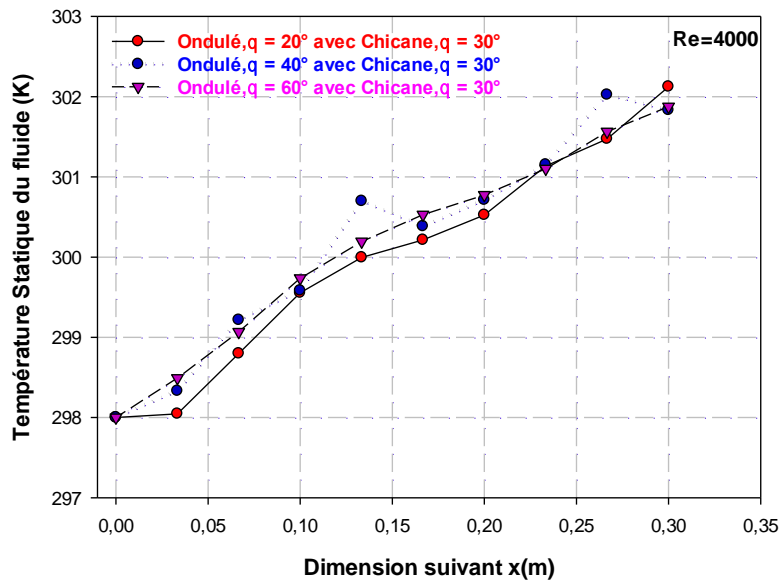


Figure IV.12 : Distribution axiale de la température pour les différents angles des chicane.

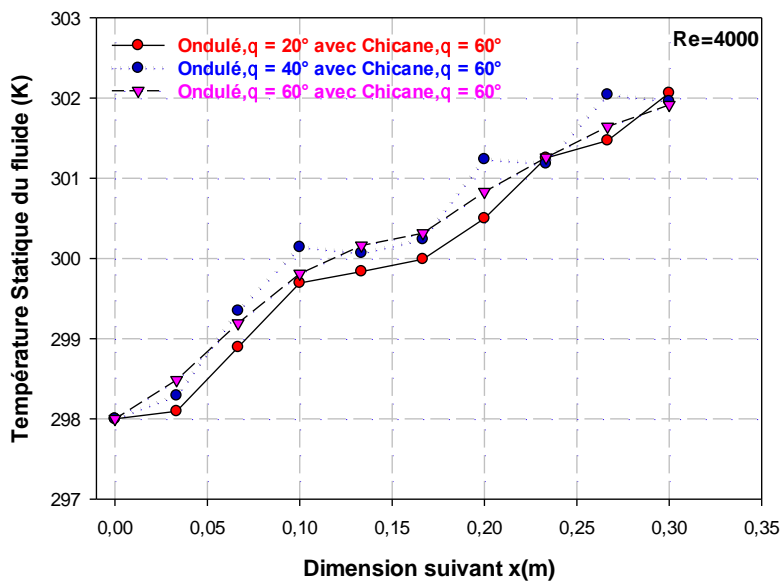


Figure IV.13 : Distribution axiale de la température pour les différents angles des chicane.

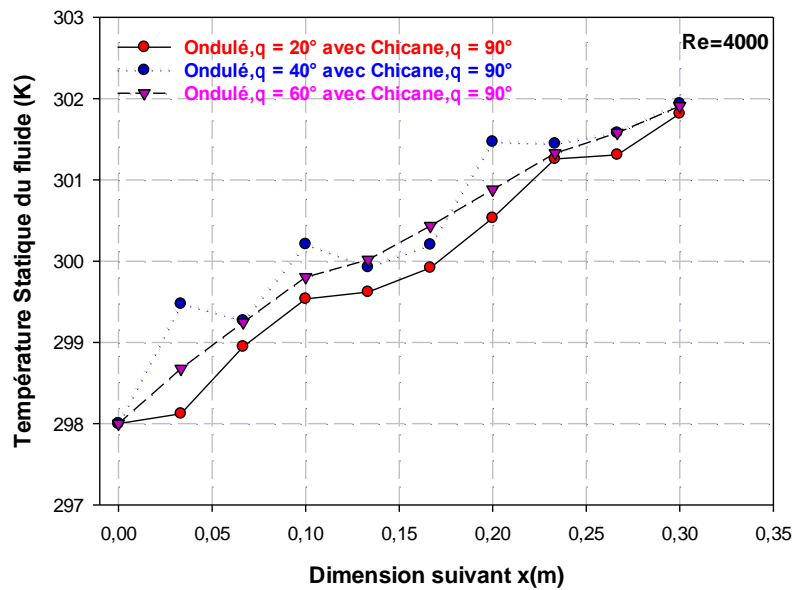


Figure IV.14 : Distribution axiale de la température pour les différents angles des chicanes.

Les figures IV.(12, 13, 14) présentent l'évolution de la température axiale pour les différentes géométries à différents angles des chicanes. On observe une augmentation considérable de la température pour les différents cas étudiés, les courbes sont presque confondues ; on remarque aussi que la température du fluide dans les mini-canaux avec ondulation de 40° est un peu supérieure à celle des autres dans un endroit précis qui correspond au pic des plissements, à cause d'effet des chicanes.

L'angle des chicanes de 30°, a un effet significatif sur le canal ondulé de 40°, par rapport aux deux autres 60°, et 90° dans lequel, il offre des températures plus importantes. Ceci peut être expliqué par l'orientation de l'écoulement c'est-à-dire l'intensité de l'écoulement formée avec cet angle 30°, qui se traduit par la formation des zones recirculations.

On peut conclure que l'emplacement et le nombre des chicanes influent proportionnellement sur l'augmentation de la température du fluide.

IV. 4. 5. Contours de température et lignes de courants

A. Chicane à 30°

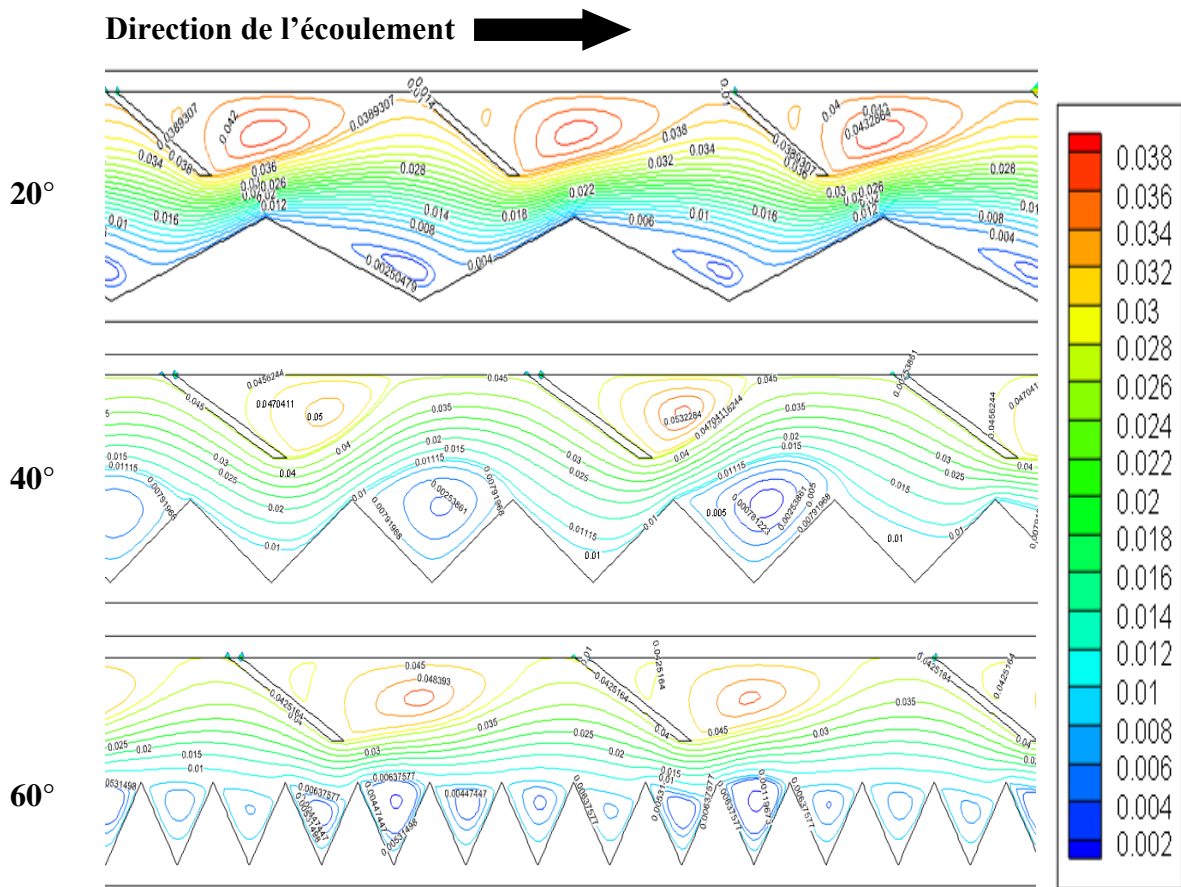


Figure IV.15 : (a) Lignes de courants, avec des chicane pour 30°.

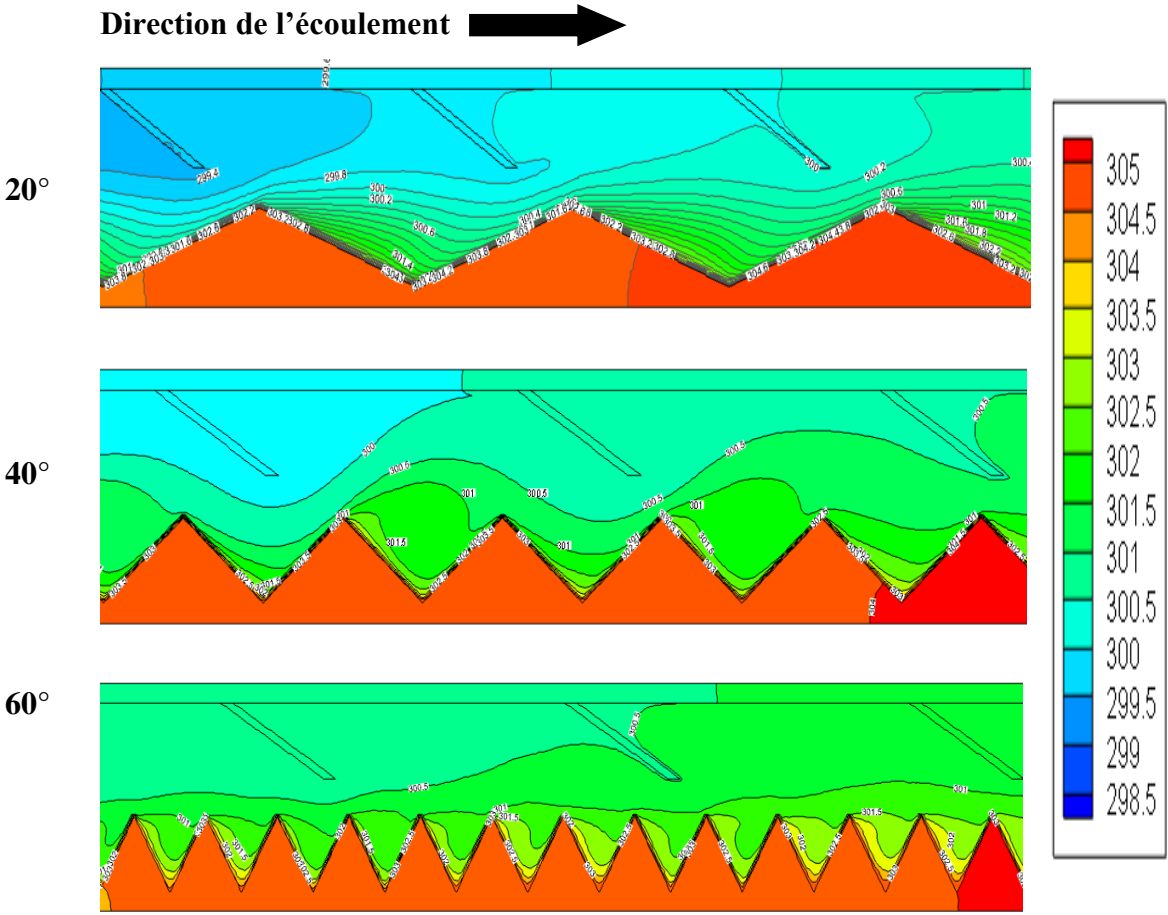


Figure. IV. 16 : Contours de température avec des chicanes pour 30°, pour Re= 4000.

B. Chicane à 60°

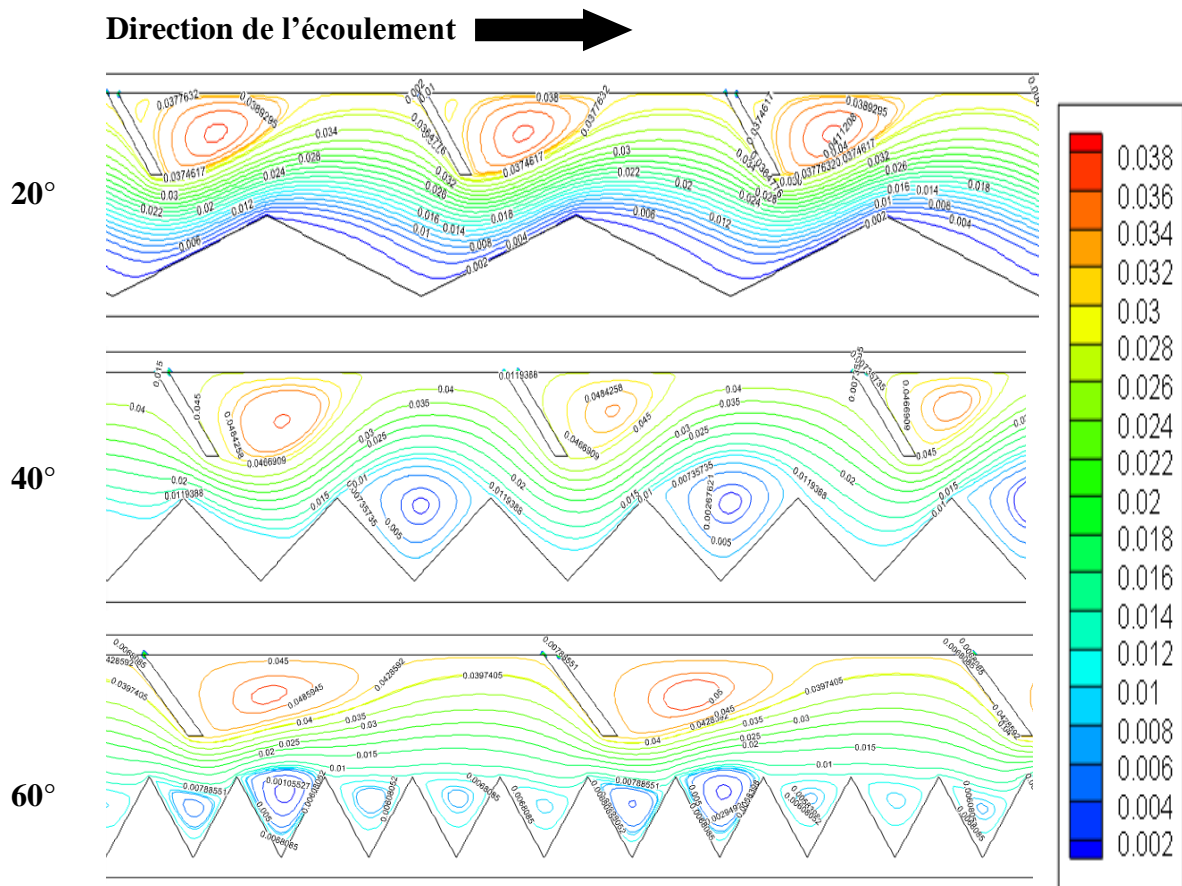


Figure IV.17 : Lignes de courants, avec des chicanes pour 60°, pour Re=4000.

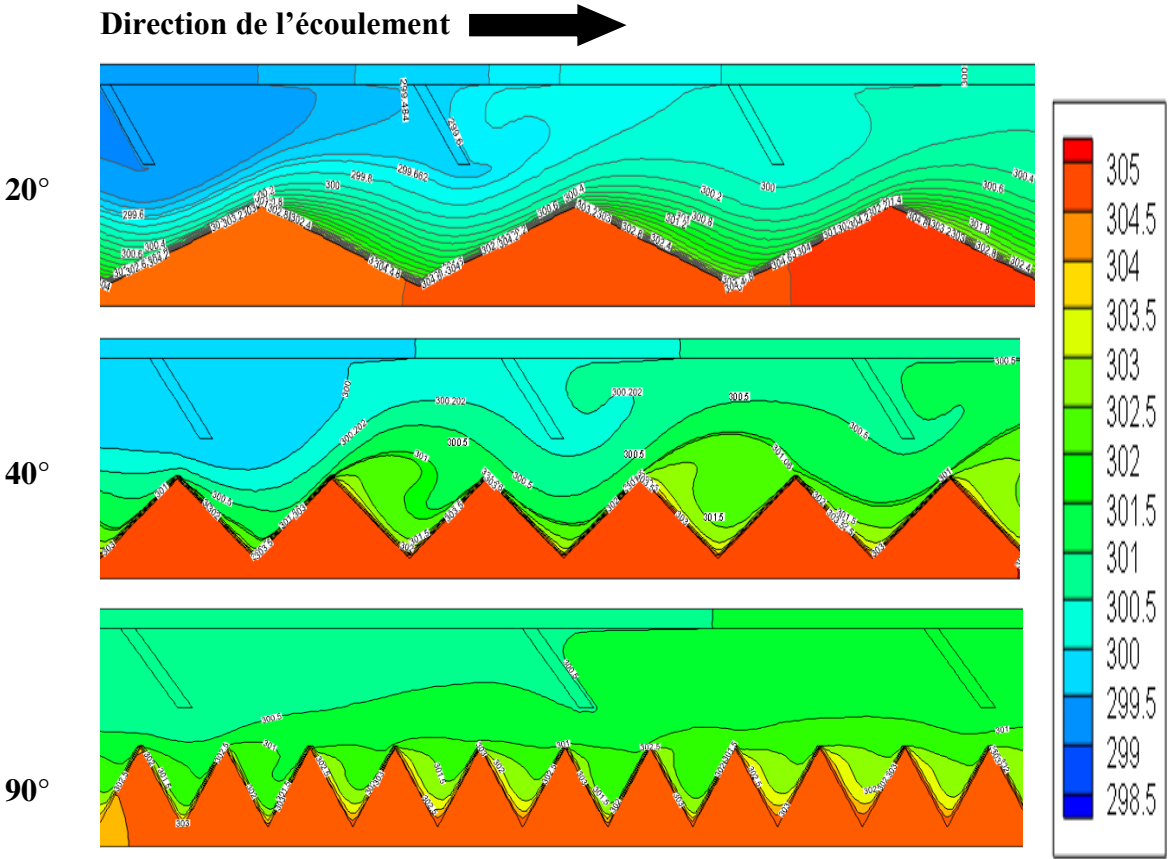


Figure IV.18 : Contours de température avec angles des chicanes pour 60°, pour Re=4000.

C. Chicanes à 90°

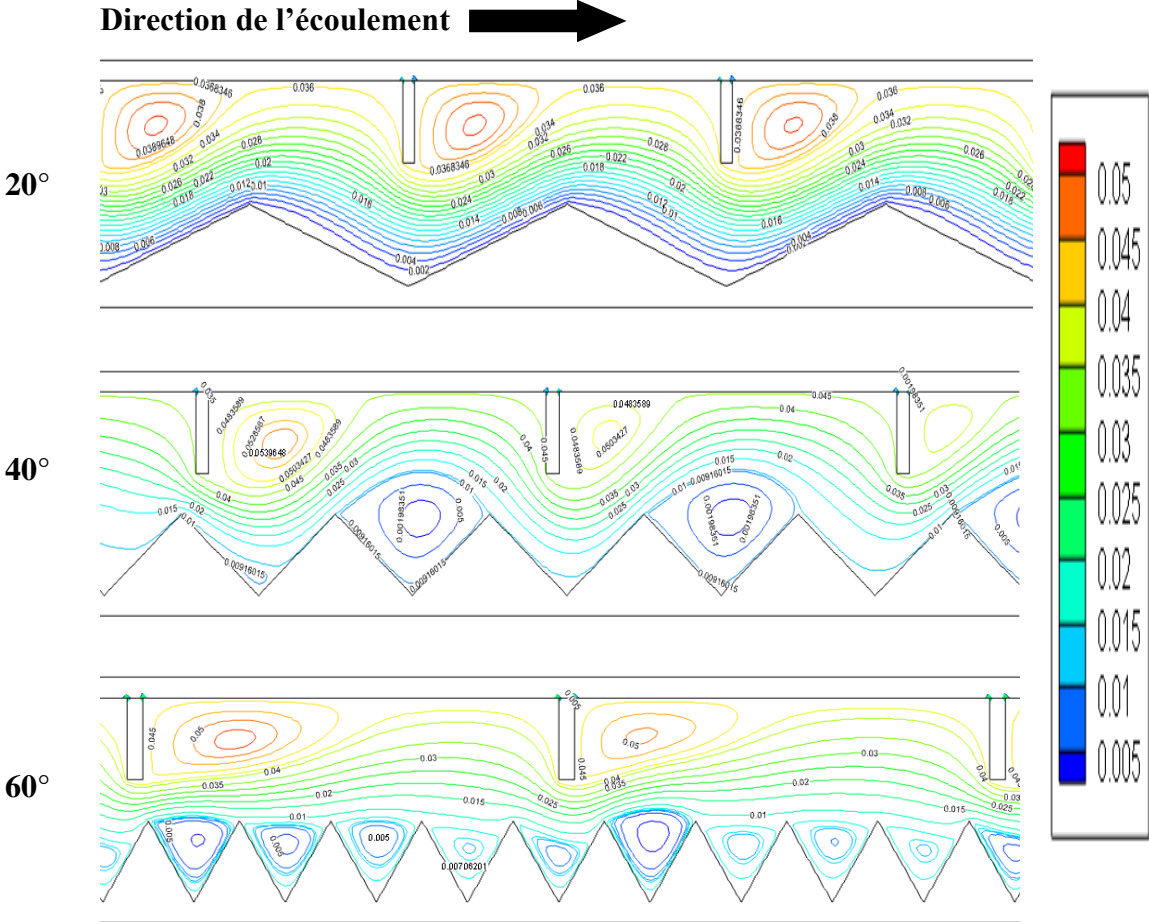


Figure IV.19 : Lignes de courants, avec des chicanes pour 90°, pour Re=4000.

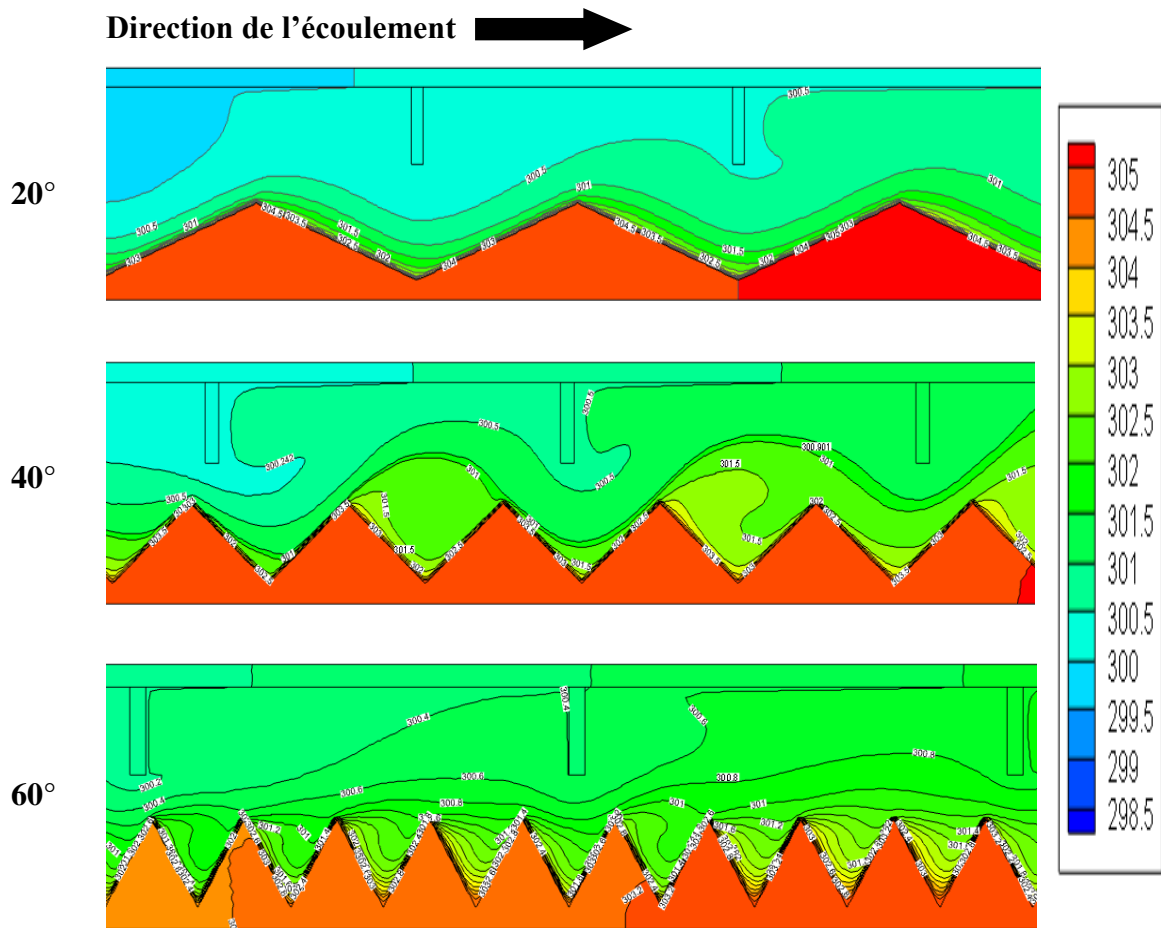


Figure IV.20 : Contours de température avec des chicanes pour 90° , pour $Re=4000$.

Les lignes de courants et les contours de température pour le canal à différents angles d'ondulations, et pour les différents angles d'inclinaisons des chicanes sont présentés dans les figures IV. (15. 16. 17. 18. 19. 20).

L'ajout des chicanes a un effet significatif sur l'écoulement pour n'importe quel angle d'inclinaison. L'écoulement d'air est fortement impacté par la présence des chicanes, dans lequel, on observe des zones de recirculations et des vortex qui sont formés.

Dans le canal à 20° , Pour une inclinaison des chicanes de 30° , on voit un écoulement plus intense qui se dirige vers les plissements de la paroi inférieure, qui permet d'apporter le mélange entre le fluide froid et le fluide chaud proche de la paroi. D'autres parts des vortex volumineux sont observés derrière chaque chicane de 30° comparant au deux autres angles 60° et 90° .

La taille et la forme des vortex sont les points clés responsables de l'augmentation de taux de transfert de chaleur, et c'est ce qu'on voit dans le canal avec ondulation 40° pour l'angle d'inclinaison des chicane de 90° . Ces vortex sont plus intenses et permettent au fluide de se mélanger parfaitement.

Dans le canal à 60° , l'apparition des vortex et les zones de recirculation sont proportionnelles avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison des chicane.

On peut conclure, que l'effet d'inclinaison des chicane est plus favorable dans les plissements étroits ce qui conduit à orienter l'écoulement vers ces plissements. Contrairement aux plissements élargis, et c'est le cas pour le canal à ondulation de 20° .

IV. 5. Conclusion

Dans ce chapitre ; le comportement thermo-hydraulique d'un écoulement d'air en convection forcée turbulente à l'intérieur des mini- canaux ondulés en formes V et avec l'ajout des chicane sont présentés.

La première partie était l'objet d'une analyse sur l'effet de la surface ondulée. De ce fait des conclusions peuvent être tirées :

- Le transfert de chaleur et la chute de pression peuvent être considérablement améliorés par la surface ondulée par rapport à la surface lisse.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que l'angle d'inclinaison du canal ondulé augmente.
- La rupture et la déstabilisation de la couche limite thermique se produisent lorsque le fluide s'écoule à proximité des surfaces ondulées.

Dans la deuxième partie et afin d'améliorer la circulation du fluide à l'intérieur des plissements des mini-canaux ondulés, des chicane rectangulaires à différents angles d'inclinaison sont ajoutés. Les résultats obtenus nous ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- L'ajout des chicane à un effet significatif sur l'écoulement pour n'importe quel angle d'inclinaison. L'écoulement d'air est fortement impacté par la présence des chicane, dans lequel, on observe des zones de recirculations et des vortex qui sont formées.
- La taille et la forme des vortex sont les points clés responsables de l'augmentation de taux de transfert de chaleur, et c'est ce qu'on voit dans le canal avec ondulation 40° pour

l'angle d'inclinaisons des chicane de 90° . Ces vortex sont plus intenses et permettent au fluide de se mélanger parfaitement.

On peut conclure que l'emplacement et le nombre des chicane influent proportionnellement sur l'augmentation de la température du fluide.

Conclusion

Conclusion générale

Conclusion générale

Les résultats de cette étude constituent un rapport très important pour l'enrichissement des connaissances et des travaux de recherche sur la convection forcée turbulente à l'intérieur des conduites munies de chicanes.

A partir de cette recherche, on peut remarquer que l'augmentation des performances de l'échangeur de chaleur résulte essentiellement sur la présence des ondulations et la forme des chicanes qui intensifient le transfert thermique et minimisent la chute de pression.

On peut conclure à partir de ce travail après la création des géométries et le maillage par Gambit et la simulation numérique à l'aide de solveur Fluent, que :

Une amélioration de transfert de chaleur par la surface ondulée par rapport à la surface lisse.

La présence d'ondulations de formes différentes montrera de meilleures performances. D'une part, du point de vue du transfert de chaleur, il y aura aussi des amendes élevées à l'automne et de la pression d'autre part.

Une augmentation proportionnelle de nombre de Nusselt moyen par rapport à l'angle de l'inclinaison du canal.

L'écoulement d'air est fortement influencé par l'ajout des chicanes, pour lequel, on observe des zones de recirculations et des vortex qui sont formées.

Une déstabilisation de la couche limite thermique se produit lorsque le fluide s'écoule à côté des surfaces ondulées.

En se basant sur ce travail, plusieurs points et d'expériences peuvent être ajoutées et développées, citons :

- ✓ Une étude sur l'influence des paramètres géométriques sur les performances globales comme la variation de l'amplitude de l'ondulation.
- ✓ Utilisation des nano-fluides.
- ✓ Etudier le problème en expérimental et faire une approche avec la simulation numériques.

Références bibliographique

Références bibliographique

- [1] Echangeur thermique fonctionnement-types et efficacité.Parlons Energie. totalenergie.fr
- [2] Ramesh K. Shah¹, Alfred C. Mueller, "*Heat Exchange*" in *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Wiley-VCH, DOI: 10.1002/14356007. b03_02, 15 juin 2000, 114 p.
- [3] fr.wikipedia.org/ Echangeur_de chaleur
- [4] Benladghem djamel, « Analyse numérique de la convection forcée développe dansMicro-canaux : Etude comparative entre deux conduite à parois simples et à parois ondulées »,Mémoire de Master, Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen, 2013-2014.
- [5] Batalha L G, Suaiden K T, Andrade M R, “Assessment with computational fluid dynamics of the effects of baffle clearances on the shell side flow in a shell and tube heat exchanger” *Applied Thermal Engineering*, 112, 497-506,(2017).
- [6] Ambekar A S, Sivakumar R, Anantharaman N, Vivekenandan M,“CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations” *Applied Thermal Engineering*, 108,999-1007,(2016).
- [7] Mellal M, Benzeguir R, Sahel D, Ameer H, ” Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation” *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 138-149, (2017).
- [8] Tahery A A, Khalilarya S,Jafarmadar S, “Effectively designed NTW shell-tube heat exchangers with segmental baffles using flow hydraulic network method” *Applied Thermal Engineering*, 120, 635-644(2017).
- [9] Handry A, Tanshen M R, Munkhbayar B, Suryo U T, Hanshik C, Hyomin J, “A numerical investigation on LNG flow and heat transfer characteristic in heat exchanger” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68, 110 -118,(2014).
- [10] Farhad N T, Sirous Z M, Kazem R, Reza T A, “Baffle space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchangers” *Applied Thermal Engineering*, 44 143-149,(2012).

Références bibliographique

- [11] Jian-Fei Z, Ya-Ling H, Wen-Quan T “3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles–Part II: Simulation results of periodic model and comparison between continuous and non-continuous helical baffles” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5381- 5389,(2009).
- [12] Dipankar De, Tarun K P, Santanu B, “Helical baffle design in shell and tube type heat exchanger with CFD analysis” *International Journal of Heat And Technology*, 35, 378-383,(2017).
- [13] Jian FY, Yuan-Sheng L, Han-Bing K ,Min Z, Qiu-Wang W, “Investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles” *Energy* 118, (2016).
- [14] El Maakoul A, Laknizi A, Saadeddine S, El Metoui M, Zaite A, Meziane M, Ben Abdellah A, “Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles” *Applied Thermal Engineering*, 109, 175-185,(2016).
- [15] Zhang J F, Li B, Huang W, Lei Y G, He Y L, Tao W Q, “Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles” *Chemical Engineering Science* 64(8), 1643-1653,(2009).
- [16] Kral D, Stelik P, Van Der Ploeg H J, BASRIR M, “Helical baffles in shell-and- tube heat exchangers, Part One: experimental verification” *Heat Transfer Engineering*, 17,93-101,(1996).
- [17] Chen Y P, Cao R B, Dong C, Wu J F, Wang M C, “Numerical simulation on the performance of trisection helical baffle heat exchangers with small baffle incline angles” *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 69:2,180-194,(2016).
- [18] LuM,Wang K, Liu M, Wang D, Liu T, Wang Y, Liu Z, “Numerical study on performances of shell-side in trefoil-hole and quatrefoil-hole baffle heat exchangers” *Applied Thermal Engineering*, 123, 1444-1455,(2017).
- [19] SunilS, Chavan U, “Numerical and experimental analysis on shell side thermo- hydraulic performance of shell and tube heat exchanger with continuous helical FRP baffles” *Thermal Science and Engineering Progress*, 5,158171,(2018).

Références bibliographique

- [20] Kumaresan G , Ravichandran S, Ponnukutti D, Ramar V, Nathamani S K "Numerical Analysis of Baffle Cut on Shell Side Heat Exchanger Performance with Inclined Baffles" Heat Transfer Engineering 1-10,(2017).
- [21] H.A. Mohammed, A.K. Abbas, J.M. Sheriff, « Influence of geometrical parameters and forced convective heat transfer in transversely corrugated circular tubes, International Communications in Heat and Mass Transfer », Vol 44, p.p 116–126, 2013.
- [22] Liu XP ,J.L.Niu, « effects of geometrical parameters on the thermo hydraulic characteristics of periodic cross-corrugated channels », Vol 84, p.p 542–549, Mai 2015.
- [23] M. Ahmed, M. Yusoff, N. Shuaib, Effects of geometrical parameters on the flow and heat transfer characteristics in trapezoidal-corrugated channel using nanofluid, Int. Commun. Heat Mass Transfer 42 (2013): 69–74.
- [24] M. Ahmed, N. Shuaib, M. Yusoff, A. Al-Falahi, Numerical investigations of flow and heat transfer enhancement in a corrugated channel using nanofluid, Int. Commun. Heat Mass Transfer 38 (2011): 1368–1375.
- [25] Ahmed, N. Shuaib, M. Yusoff, Numerical investigations on the heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluid, Int. J. Heat Mass Transfer 55 (2012): 5891–5898.
- [26] M.A. Ahmed , M.Z. Yusoff, K.C. Ng , N.H. Shuaib, « effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using copper–water nano fluid ». vol 4,p.p 65-75, Novembre 2014.
- [27] Huadong L, VOLKER K, “Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement” International Journal of Heat and Mass Transfer, 41(2), 425 - 433,(1998).
- [28] Roetzel W, Deiyong. W. Lee “Effect of Baffle/Shell Leakage Flow on Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers” Experimental Thermal and Fluid Science, 8, 10-20,(1994).
- [29] Yingshuang W, Zhichun L, Suyi H, Wei L, Weiwei L, “Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles” Heat and Mass Transfer 47, 833-839,(2011).

Références bibliographique

[30] Du W, Wang H, Chen L, “Effects of shape and quantity of helical baffle on the shell-Side heat transfer and flow performance of heat exchangers” *Fluid Dynamics and Transport Phenomena, Chinese Journal of Chemical Engineering*, 22(3), 243-251, (2014).

[31] Huadong L, Volker K “Effect of Baffle Spacing on Pressure Drop and Local Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers for Staggered Tube Arrangement” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1303-1311,(1997).

[32] Peng B, Wang Q W, Zhang C, Xie G N, Luo L Q, Chen Q Y, Zeng M, “An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles” *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1425-1431,(2007).

[33] Wang Q W, Xie G N, Peng B T, Zeng M, “Experimental study and genetic- algorithm-based correlation on shell-side heat transfer and flow performance of three different types of shell-and-tube heat exchangers” *Journal of Heat and Mass Transfer*, 129(9), 1277-1285,(2007).

[34] Wang Q W, Chen Q Y, Chen G D, Zeng M, “Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1214-1222,(2009).

[35] Zhang J F, Li B, Huang W, Lei Y G, He Y L, Tao W Q, “Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles” *Chemical engineering Science* 64(8), 1643-1653,(2009).

[35], [36] Naphon P, «Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with Vcorrugated upper and lower plates. *Energy Convers Manag* », Vol 48, p.p 1516–1524, 2007.

[38] Zhenhui Dai, David F. Fletcher, Brian S. Haynes, « Impact of tortuous geometry on laminar flow heat transfer in micro-channels, *School of Chemical and Biomolecular Engineering* », University of Sydney, NSW, Australia, 2006.

[39] W. Qu, Mala, M. Ghand D .Li, « Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* », Vol43, p.p 3925-3936,2000.

Références bibliographique

- [40] E.A.M. Elshafei, « Heat transfer and pressure loss in narrow channels with corrugated walls» P.P 279 – 290, 2008.
- [41] H. Pehlivan I. Taymaz Y. İslamoğlu, « Experimental study of forced convective heat transfer in a different arranged corrugated channel », Vol 46, p.p 106-111, juin 2013.
- [42] Sakr M, Convective heat transfer and pressure drop in V-corrugated channel with different phase shifts, Heat and Mass Transfer, 51, (2015), 129-141.
- [43] <https://fr.scribd.com/user/157927816/Ahmed-Bha>
- [44] Launder B. E., Spalding, D. B., The numerical computation of turbulent flow, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, (1974), 269-289.
- [45] RL .Webb, NH. Kim , Principles of enhanced heat transfer, 2nd ed., Taylor & Francis, New York, 2005.
- [46] K.Bilen, U.Akyol, S.Yapici, Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface, Energy Conversion and Management 42 (2001) 1071-1083.
- [47] FLUENT User's Guide 6.3, «http://www.arc.vt.edu/ansys_help/flu_ug/flu_ug.html », 2010.
- [48] SuhasV.Pakantar, « Numerical heat transfer and fluid flow; Hemisphere publishing corporation, Etas-Unis d'Amérique », 1980.
- [49] Begag A, Effet des ondulations internes des surfaces sur les caractéristiques dynamiques et thermiques des écoulements forcés dans les tubes concentriques : applications aux mini-échangeurs de chaleur. Thèse de Doctorat, Université de Tlemcen. (2020).
- [50] Présentation Fluent Et Gambit BHA | PDF – Scribd <https://fr.scribd.com> › Presentation-Fluent-Et-Gambit-BHA.
- [51] Gestion de procédés discontinus : méthodologie de modélisation et d'optimisation d'opérations de dispersion liquide-liquide en cuve agitée.

Références bibliographique

[52] Zerguine et Moualek., Mémoire de fin d'études sujet : Simulation numérique de la convection mixte dans une nouvelle conception de dissipateur de chaleur rotatif utilisé pour le refroidissement d'un CPU. Université de M'sila.