

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** : IMINE Sofiane

TOUALA Mohammed

### **Sujet**

Analyse thermo-hydraulique d'un écoulement turbulent à l'intérieur  
d'un canal ondulé

Soutenu publiquement, le 19 /06 /2022 , devant le jury composé de :

M/ KORTI A. I. Nabil	Pr	Université de Tlemcen	Président
M/ ALIANE Abdennour	MCB	Université de Tlemcen	Examinateur
M/ BEGAG Abdelaziz	MAB	Université de Tlemcen	Encadreur
M/ SAIM Rachid	Pr	Université de Tlemcen	Co-Encadreur

Année universitaire : 2021 / 2022

## *Remerciements*

Nous remercions d'abord **ALLAH** tout-puissant. Pour la santé, la volonté et la patience qu'il nous a donnée durant toutes ces années.

Nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance et nos sincères remerciements à notre encadreur **Mr. BEGAG ABDELAZIZ** et Co-encadreur **Mr. SAJM Rachid** pour l'intérêt porté à notre travail, leurs disponibilités, leurs conseils précieux et surtout leur grande patience.

Nous tenons à remercier **Mr. Abdelilah Nabil KORTI** 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. ALIANE Abdennour** pour avoir acceptés d'examiner ce travail et prendre part au jury.

En fin, nous ne pouvons achever ce mémoire sans exprimer notre gratitude à tous les enseignantes et les enseignants du département génie mécanique de l'université de Tlemcen pour le dévouement et l'aide dont ils ont fait preuve tout au long de nos études universitaires.

# *Dédicaces*

*A mes chers parents*

*A mes chers frères*

*A tous mes amis et personnes qui m'ont soutenu de près ou de loin*

*Sofiane*

*A mes chers parents*

*A mes chers frères et ma chère sœur*

*A tous mes amis et personnes qui m'ont soutenu de près ou de loin*

*Mohammed*

## ملخص

يتم فحص الدراسات عددياً حول التدفق الحراري المضطرب داخل القنوات المموجة التي تسخنها درجة الحرارة ثابتة. من خلال تنفيذ طريقة الحجم المحدود لحل المعادلات. يتم فحص القنوات المموجة ذات السعات المموجة المختلفة 2.5، 3.5 و 4.5 ملم مع تأخير الطور 0 درجة و 90 درجة و 180 درجة. تراوح عدد رينولدز من 2000 إلى 8000 بالنسبة لظروف هندسية مختلفة. تم دراسة عدد نيسالت، عامل الاحتكاك وعدد رينولدز. كشفت النتائج أن معدل صرف الحرارة في القنوات المموجة يتجاوز معدل القنوات السلسلة. ارتفع عدد النيسالت ودرجة الحرارة المحلية. زاد عامل الاحتكاك حيث أظهرت نتائج تدفق القنوات المموجة تحسناً كبيراً في نقل الحرارة.

**الكلمات المفتاحية:** الحراري الجبري، قناة جيبيية موجهة، المبادل الحراري، طريقة الحجم المحدود، الاداء الهيدروليكي الحراري، التدفق المضطرب.

## ***Résumé***

Des études sur l'écoulement convectif turbulent à l'intérieur des canaux ondulés chauffés par une température constante sont examinées numériquement. En mettant en œuvre la méthode des volumes finis pour résoudre les équations gouvernantes. Les canaux ondulés avec différentes amplitudes onduleuses de 2.5, 3.5 et 4.5 mm sont examinées avec un retard de phase de  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  et  $180^\circ$ . Le nombre de Reynolds varie de 2000 à 8000. Pour différentes conditions géométriques, Le nombre de Nusselt, le facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds ont été étudiés. Les résultats ont révélé que le taux de transfert de chaleur dans les canaux ondulés dépasse celui des canaux lisses. Le nombre de Nusselt et la température locale augmentent. Le facteur de frottement augmente aussi avec l'espacement des canaux et son déphasage. Les résultats de l'écoulement des canaux ondulés ont montré une amélioration significative du transfert de chaleur.

**Mots clés :** Convection forcée ; Canal ondulé sinusoïdale ; Echangeur de chaleur ; Méthode volume finis ; Performance thermo-hydraulique.

## *Abstract*

Studies on turbulent convective flow within corrugated channels heated by a constant temperature are examined numerically. By using the finite volume method to solve governing equations. Corrugated channels with different corrugating amplitudes of 2.5, 3.5 and 4.5 mm are examined with a phase delay of  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  and  $180^\circ$ . The number of Reynolds ranged from 2000 to 8000. For different geometric conditions, Nusselt number, friction factor, Reynolds number were studied. The results revealed that the heat exchange rate in the corrugated channels exceeds that of the smooth channels. The local Nusselt number and local temperature increased. The friction factor increased with the spacing of the channels and phase shift. The flow results of the corrugated channels showed a significant improvement in heat transfer.

**Keywords:** Forced convection; Heat exchanger; Finite volume method; Thermal-hydraulic performance.

## ***Table des matières***

Remerciement

ملخص

Résumé

Abstract

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale ..... 1

<p style="text-align: center;"><b>Chapitre I</b> <b>Généralités sur les échangeurs de chaleurs</b></p>
--

Introduction ..... 3

I.1 Définition d'un échangeur de chaleur ..... 3

I.2 Principe de fonctionnement ..... 3

I.3 Type des échangeurs de chaleur ..... 4

I.3.1 Les échangeuses tubulaires ..... 4

I.3.1.1 Echangeur monotube ..... 4

I.3.1.2 Echangeur coaxial ..... 4

I.3.1.3 Echangeur multitubulaire ..... 5

I.3.1.3.1 Echangeur a tubes séparés ..... 5

I.3.1.3.2 Echangeur à tubes rapprochés ..... 5

I.3.1.3.3 Echangeur à tubes ailettes ..... 5

I.3.2 Echangeur tube et calandre ..... 6

I.3.2.1 Echangeur de chaleur à tête flottante ..... 6

I.3.2.2	Echangeur à tubes en U .....	6
I.3.2.3	Echangeur à plaque tubulaires fixes .....	7
I.3.3	Echangeurs à plaques .....	7
I.3.3.1	Principe de fonctionnement .....	7
I.3.3.2	Structure de l'échangeur à plaques .....	8
I.3.3.3	Caractéristiques géométriques d'un échangeur à plaques .....	8
I.3.3.4	Types des échangeurs à plaque .....	10
I.3.3.4.1	Echangeurs à surface primaire .....	10
I.3.3.4.2	Echangeurs à plaques et joints .....	10
I.3.3.4.3	Echangeurs à plaques soudées ou brasées .....	11
I.3.3.5	Technologie des plaques.....	13
I.3.3.5.1	Plaque à canal large .....	14
I.3.3.5.2	Plaque à double paroi.....	14
I.3.3.5.3	Plaque semi-soudée .....	14
I.3.3.5.4	Profil d'écoulement .....	15
I.3.3.6	Utilisation des échangeurs à plaques.....	15
I.3.4	Echangeurs de chaleur avec un fluide en changement de phase.....	15
I.3.4.1	Evaporateurs tubulaires .....	16
I.3.4.1.1	Evaporateurs à l'intérieur de tubes .....	16
I.3.4.1.2	Evaporation à tubes extérieur.....	16
I.3.4.2	Condenseurs tubulaires.....	16
I.4	Critères de classification des échangeurs de chaleurs .....	17
I.4.1	Classement suivant le mode de transfert de chaleur .....	17
I.4.2	Classement technologique .....	17
I.4.3	Classification suivant le procédé de transfert de chaleur .....	17
I.4.4	Classification fonctionnelle .....	17
I.4.5	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange .....	18

I.4.6 Classement suivant la disposition des écoulements ..... 18  
Conclusion..... 18

**Chapitre II**  
**Recherche bibliographique**

Introduction ..... 19  
II.1 Etudes numériques..... 19  
II.2 Etudes expérimentales ..... 27  
Conclusion..... 32

**Chapitre III**  
**Formulation mathématique et simulation**  
**numérique**

Introduction ..... 33  
III.1 Géométrie du problème..... 33  
III.2 Formulation mathématique du problème ..... 34  
III.3 Hypothèse..... 34  
III.3.1 Equations gouvernantes ..... 34  
III.3.1.1 Equation de Continuité ..... 34  
III.3.1.2 Equation de quantité de mouvement ..... 35  
III.3.1.3 Equation d'énergie..... 35  
III.3.1.4 Nombres adimensionnels ..... 36  
III.4 Conditions aux limites ..... 38  
III.5 Propriétés du fluide..... 39  
III.6 Méthode des volumes finis..... 40  
III.6.1 Principe de la méthode des volumes finis ..... 40  
III.6.2 Volume de contrôle..... 41  
III.7 Outil de simulation Gambit et Fluent ..... 41  
III.7.1 Gambit..... 41

III.7.1.1	Interface de Gambit .....	42
III.7.1.2	Présentation de la géométrie dans Gambit.....	42
III.7.2	Fluent .....	46
III.7.2.1	Etapes générales .....	46
III.7.2.1.1	Importation de la géométrie «Mesh» .....	46
III.8	Indépendance de maillage .....	53
Conclusion	.....	54

<p style="text-align: center;"><b>Chapitre IV</b> <b>Résultats et discussions</b></p>
---

Introduction .....	55	
IV.1	Validation des résultats de simulation .....	55
IV.2	Résultats et discussions.....	56
IV.2.1	Effet de déphasage sur les paramètres thermiques pour différents amplitudes d'ondulations. ....	56
IV.2.1.1	Nombre de Nusselt moyen.....	56
IV.2.1.2	Distribution de la température moyenne le long du canal chauffé.....	58
IV.2.1.3	Distribution du Nusselt local.....	60
IV.2.2	Effet de déphasage sur les paramètres dynamiques pour différents amplitudes d'ondulations. ....	62
IV.2.2.1	Facteur de frottement moyen .....	62
IV.2.2.2	Distribution du coefficient de friction local.....	64
IV.2.3	Critère d'évaluation des performances .....	66
IV.2.4	Les Contours de température et lignes des courants.....	68
Conclusion	.....	70
Conclusion générale	.....	71

## Liste des figures

Figure I. 1. Echangeur monotube. [2].....	4
Figure I. 2. Echangeur coaxial. [3] .....	4
Figure I. 3. Echangeur à tubes rapprochés. [2].....	5
Figure I. 4. Echangeur à tubes ailettes. ....	5
Figure I. 5. Echangeur de chaleur à tête flottante. [4] .....	6
Figure I. 6. Echangeur à tubes en U. [4] .....	6
Figure I. 7. Echangeur à plaque tubulaires fixes [4].....	7
Figure I. 8. Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaque. ....	7
Figure I. 9. Structure générale d'un échangeur de chaleur.....	8
Figure I. 10. Différentes types de géométries des plaques :a (Baba, et al, 2009) b) (Longo, 2008) c) (Djordjevic, 2008).....	9
Figure I. 11. Caractéristiques de la plaque ondulée. a. Vue 3D de l'empilement des plaques b. Caractéristiques géométriques de la plaque. ....	9
Figure I. 12. Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire. [2] .....	10
Figure I. 13. Echangeur platulaire et schéma canaux. [2].....	11
Figure I. 14. Echangeur Compabloc et l'empilement des plaques. [2].....	11
Figure I. 15. Echangeur de chaleur Packinox. [2] .....	12
Figure I. 16. Echangeur de chaleur lamellaire. [2] .....	12
Figure I. 17. Echangeur de chaleur à spirale. [2].....	13
Figure I. 18. Echangeur brasé. [2] .....	13
Figure I. 19. Plaque à canal large. [6].....	14
Figure I. 20. Plaque à double paroi. [6] .....	14
Figure I. 21. Plaque semi-soudée. [6] .....	14
Figure I. 22. Profil d'écoulement.....	15
Figure I. 23. Evaporateur noyés et arrosés. ....	16
Figure I. 24. Classification des échangeurs de chaleur en fonction de la disposition des écoulements : (a) courant parallèle ; (b) contre-courant ; (c) courant croisé; (d) courant croisé, fluide 1 (autour des tubes), fluide 2 dans les tubes. [8] .....	18
Figure II. 1. Représentation schématique du domaine de calcul. ....	19
Figure II. 2. Configuration des canaux utilisés dans l'étude en cours. ....	20
Figure II. 3. Représentation schématique d'un pore. ....	21

Figure II. 4. Canal ondulé avec différents paramètres géométriques. [13] .....	21
Figure II. 5. Schéma et géométrie du canal ondulé. ....	21
Figure II. 6. Canal formé de deux plaques ondulées avec sillon de croisement.....	22
Figure II. 7. Configurations des canaux trapézoïdaux ondulés. [17].....	23
Figure II. 9. Diagramme schématique du canal ondulé : (a) le domaine de calcul, et (b) diagramme schématique des différents angles ondulés.....	24
Figure II. 8. Schéma du modèle physique a) chenal du raton laveur, b) chenal serpentin. ....	24
Figure II. 10. Conditions limites du modèle physique.....	25
Figure II. 11. Schéma du modèle physique.....	25
Figure II. 12. Schéma du domaine de calcul. [22].....	26
Figure II. 13. Schéma du modèle physique.....	26
Figure II. 14. Canaux ondulés tridimensionnels : a) géométrie ; b) cycle de ondulation ; c) cellule de calcul. ....	27
Figure II. 15. Configuration des canaux testés. [25].....	27
Figure II. 16. a) les détails géométriques des plaques de l'échangeur de chaleur ; b) une photographie de l'une de ces plaques. ....	28
Figure II. 17. Canal ondulé formé par deux plaques de chevrons dans des directions opposées.....	28
Figure II. 18. Tôles ondulées dans la section d'essai. [23] .....	29
Figure II. 19. Schéma de la section d'essai. [35].....	30
Figure II. 20. Schéma de la section d'essai. ....	31
Figure II. 21. Sections d'essai avec différents modèles de canaux. ....	31
Figure III. 1. (a) Géométrie du problème étudié, (b) Différents canaux étudiés.....	33
Figure III. 2. Volume de contrôle dans le cas 2D.....	40
Figure III. 3. Schéma du maillage.....	41
Figure III. 4. Interface de travail du préprocesseur Gambit. ....	42
Figure III. 5. Type de solveur. ....	42
Figure III. 6. Création de la géométrie du canal ondulée simple.....	43
Figure III. 7. Maillage de canal simple sur Gambit. ....	43
Figure III. 8. Maillage de canal ondulé 0° sur Gambit. ....	44
Figure III. 9. Maillage de canal ondulé 90° sur Gambit. ....	44
Figure III. 10. Maillage de canal ondulé 180 ° sur Gambit.....	45
Figure III. 11. Définition les conditions aux limites sur Gambit.....	45
Figure III. 12. Exportation du maillage.....	46

Figure III. 13. Type de résolution.....	47
Figure III. 14. Interface ANSYS-Fluent. ....	47
Figure III. 15. Importation de la géométrie.....	48
Figure III. 16. Vérification du maillage sous Fluent.....	48
Figure III. 17. Etablir l'équation d'énergie. ....	49
Figure III. 18. Choix du modèle de turbulence. ....	50
Figure III. 19. Définition des caractéristiques du fluide. ....	50
Figure III. 20. Définition des conditions aux limites. ....	51
Figure III. 21. Initialisation de la vitesse et température à l'entrée. ....	52
Figure III. 22. Résiduels monitors. ....	52
Figure III. 23. Lancement les itérations. ....	53
Figure III. 24. Fenêtre des itérations.....	53
Figure III. 25. Nombre de Nusselt et le facteur de frottement pour différentes nombre de mailles... 54	
Figure III. 26. Maillage structuré du domaine de calcul.....	54
Figure IV. 1. Comparaison des nombres de Nusselt moyen avec les résultats empiriques de Dittus-Boelter et Petuhkov [41],[42].....	55
Figure IV. 2. Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour différents déphasages avec variation de l'amplitude d'ondulation. ....	58
Figure IV. 3. Distribution de la température moyenne du fluide le long du canal pour différents déphasage et à divers amplitude d'ondulation.....	60
Figure IV. 4. Distribution locale du nombre de Nusselt pour différents déphasage à divers amplitudes d'ondulations à $Re= 2000$ .....	62
Figure IV. 5. Facteur de frottement moyen en fonction de Reynolds pour différents déphasage à divers amplitude d'ondulation. ....	64
Figure IV. 6. Coefficient de friction local pour un nombre de Reynolds égale à ; pour différents déphasages et à divers amplitudes d'ondulations. ....	66
Figure IV. 7. Critère d'évaluation des performances du canal ondulé pour différents retard de phase et à divers amplitudes d'ondulations.....	68
Figure IV. 8. Contours de la température et lignes de courant pour différentes amplitudes et retard de phase pour un nombre de Reynolds de 6000.....	70

***Liste des tableaux***

Tableau III. 1 : Paramètres géométriques des canaux ondulés étudiés.[8] .....	34
Tableau III. 2 : Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis .....	39
Tableau III. 3: Conditions aux limites. ....	39
Tableau III. 4 : Propriétés physiques du fluide utilisé eau à $T=300K$ .....	40

## *Nomenclature*

### **Symboles :**

$a$	Amplitude d'ondulation [m]
$C_p$	Chaleur spécifique [J/kg.K]
$C_f$	Coefficient de friction
$D_h$	Diamètre hydraulique [m]
$f$	Facteur de frottement [m]
$H$	Hauteur du canal [m]
$h$	Coefficient de transfert convectif [W/m <sup>2</sup> .K]
$L$	Longueur de canal ondulée [m]
$k$	Energie cinétique turbulente [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$q_m$	Débit massique du fluide [kg/s]
$p$	Pression [Pa]
$Nu$	Nombre de nusselt
$Re$	Nombre de Reynolds
$Pr$	Nombre de Prandtl
$u, v$	Vitesse axiale suivant x,y respectivement [m/s]
$Q$	Flux de chaleur [W]
$s$	Longueur d'ondulation [m]
$T$	Température [K]
$x$	Cordonnée axiale [m]
$y$	Cordonnée axiale [m]
$S_p$	Section de passage [m <sup>2</sup> ]

### **Symboles grecs :**

$\rho$	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	Conductivité thermique [W/m.K]
$\mu$	Viscosité thermique [kg/m.s]
$\varepsilon$	Dissipation visqueuse turbulent [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\varphi$	Déphasage [°]

### **Indice :**

<i>moy</i>	Moyen
<i>in</i>	Entrée
<i>out</i>	Sortie
<i>s</i>	Solide
<i>W</i>	Paroi
<i>f</i>	Fluide
<i>t</i>	Turbulent

### **Introduction générale**

Aujourd'hui, l'économie d'énergie est l'un des enjeux majeurs auxquels le monde est confronté. D'accent accru sur ce que les progrès en matière de durabilité impliquent la société actuelle prend en compte son environnement et son héritage pour l'avenir générations. Par conséquent, les ressources énergétiques doivent être consommées d'une manière ou d'une autre raisonnable, économique et accorder de l'importance au développement de nouvelles ressources l'énergie et l'amélioration des processus de production et de transfert d'énergie existants.

Les échangeurs de chaleur sont des composants clés de tout système de production et de transfert d'énergie. Il existe de nombreux types d'échangeurs de chaleur, parmi lesquels les échangeurs de chaleur à plaques (*ECP*), dont notre sujet de master recherche s'intéresse.

Les *ECP* ont commencé à être utilisés à la fin du 19<sup>ème</sup> siècle, dans le domaine de la préparation des produits laitiers. Le premier brevet pour un échangeur de chaleur semblable à un échangeur à plaques appartient à un allemand appelé Albrecht Dracke (1878). Le premier *ECP* opérationnel a été réalisé par Richard Seligman, en 1923. Il a été utilisé pour la pasteurisation des produits laitiers. Plus tard, Seligman a fondé la compagnie APV International (the Aluminium Plant and Vessel) en Angleterre. Après quelques années, en 1930, Bergedorfer Eisenwerk qui travaillait dans une compagnie qui allait devenir plus tard Alfa Laval (Suède), a développé un *ECP* similaire.

De nos jours, il existe un nombre appréciable de compagnies qui fabriquent des *ECP*, parmi lesquelles : Alfa Laval, APV, Tranter, GEA, Sondex, Hisaka Works, etc.

Les *ECP* ont une multitude d'applications, parmi lesquelles :

- Traitement des produits laitiers : lait, yoghourt, beurre, crème glacée...
- Traitement des jus, purées, sauces, confitures, pâtes de fruits, légumes...
- Conditionnement de l'air, systèmes de réfrigération, chauffage et cogénération...
- Processus de chauffage / refroidissement du pétrole brut, des huiles, des lubrifiants...
- Sur les plateformes pétrolières et sur des bateaux.
- Traitement thermique dans les industries pharmaceutique, chimique, sidérurgique...
- Le traitement du papier, du sucre...
- Désalinisation de l'eau de mer .
- Refroidissement de l'huile de moteur dans les automobiles.

Le but de ce travail est d'étudier par simulation numérique le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de l'eau dans un canal avec des différentes amplitudes, retards de phase des ondulations.

Notre mémoire est structuré comme suit :

- Le premier chapitre est consacré à une description détaillée de l'échangeur à plaques.
- Dans une seconde partie, nous menons une étude bibliographique des recherches sur les canaux ondulés et leurs attitudes thermiques et dynamiques.
- Le chapitre 3 est consacré à la description du problème, son modèle physique, son formalisme mathématique ainsi que la création et le maillage de la géométrie sous le code «GAMBIT » et le code de calcul « FLUENT ».
- Le chapitre 4 comprend des résultats de simulation, qui seront interprétés par la suite.

Nous allons compléter notre mémoire par une conclusion générale et des points qui peuvent être logiquement tirés de ce travail.

# Chapitre I

## *Généralités sur les échangeurs de chaleur*

## Introduction

Dans la plupart des systèmes énergétiques plus ou moins complexes, les échangeurs de chaleur sont des composants essentiels qui permettent le transfert d'énergie thermique entre deux fluides à des températures différentes. Habituellement, les deux fluides ne sont pas en contact et le transfert thermique s'effectue par les surfaces d'échange. Il existe plusieurs types d'échangeurs sur le marché, tels que les échangeurs de chaleur à tube et calandre et les échangeurs de chaleur à plaques.

Historiquement, les échangeurs de chaleur à plaques ont été inventés pour l'industrie laitière et commercialisés au fil des années 1920-1930. Du fait de leur compacité, de leur rendement élevé et de leur rapport surface d'échange volume très important, ces échangeurs présentent un intérêt croissant et peuvent atteindre  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Par conséquent, les échangeurs de chaleur à plaques ont été introduits dans de nombreux domaines énergétiques, par exemple *HVAC*, chauffage, la cogénération, des procédés chimiques, etc.

La conception des plaques a évolué pour permettre une plus grande capacité d'échange et une plus grande résistance à des niveaux de pression et de température plus élevés pour répondre aux exigences des applications industrielles [1]. En effet, par rapport aux échangeurs de chaleur à calandre, les échangeurs de chaleur à plaques ont une structure compacte, réduisent leur masse de 70% à 80% et ont de faibles coûts de production.

L'objectif de ce chapitre est de présenter clairement les échangeurs de chaleur à plaques.

### I.1 Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui assure le transfert la chaleur entre deux fluides. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact et le transfert s'effectue à travers la surface d'échange. A l'intérieur de la paroi de séparation, le mécanisme de transfert de chaleur est la conduction, et sur chacune des deux surfaces en contact avec le fluide, le phénomène de convection est presque toujours prédominant.

### I.2 Principe de fonctionnement

Dans un échangeur, la chaleur est transférée d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique ou apparaître en deux étapes consécutives.

### I.3 Type des échangeurs de chaleur

#### I.3.1 Les échangeuses tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant des tubes comme composant principal de la paroi d'échange sont les plus courants. Trois catégories peuvent être distinguées en fonction du nombre de tubes et de leur disposition, donnant toujours le meilleur rendement pour une application donnée :

##### I.3.1.1 Echangeur monotube

Où le tube est placé à l'intérieur du réservoir, généralement en forme de bobine, comme indiqué dans la figure ci-dessous.



Figure I. 1. Echangeur monotube. [2]

##### I.3.1.2 Echangeur coaxial

L'endroit où le tube se plie le plus souvent ; généralement, un fluide chaud ou à haute pression s'écoule à travers le tube interne, comme indiqué ci-dessous. [2]

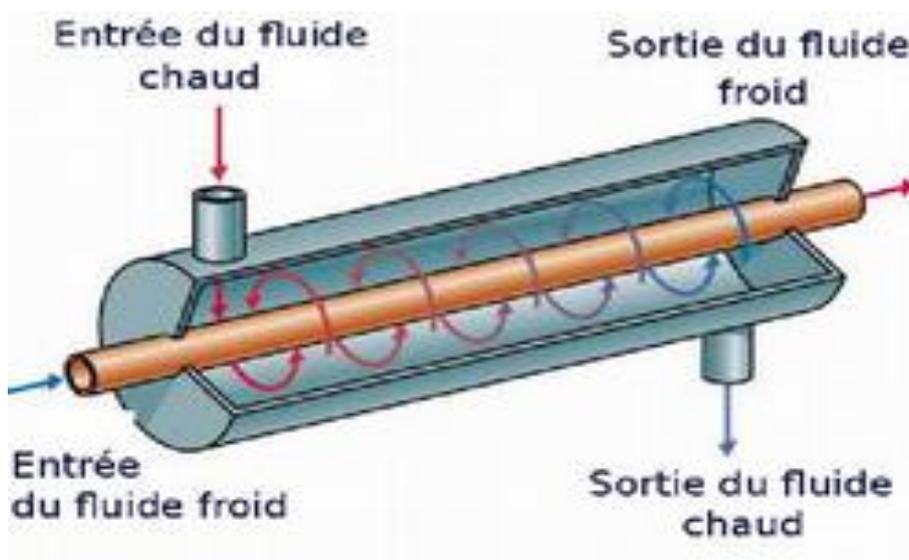


Figure I. 2. Echangeur coaxial. [3]

### I.3.1.3 Echangeur multitubulaire

Il existe sous trois formes :

#### I.3.1.3.1 Echangeur a tubes séparés

A l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (environ 100 mm), il y a plusieurs tubes de petit diamètre (de 8 à 20 mm) séparés par des entretoises. L'échangeur peut être droit ou spiralé [2].

#### I.3.1.3.2 Echangeur à tubes rapprochés

Il y a suffisamment de passage pour le fluide à l'extérieur du tube pour assurer l'entretien des tubes et obtenir un enroulement du ruban autour de certains d'entre eux. [2]

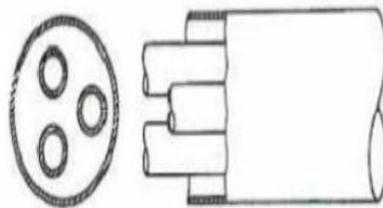


Figure I. 3. Echangeur à tubes rapprochés. [2]

#### I.3.1.3.3 Echangeur à tubes ailettes

L'échangeur de chaleur se compose de plusieurs tubes avec des ailettes, Ces tubes améliorent le coefficient d'échange thermique.

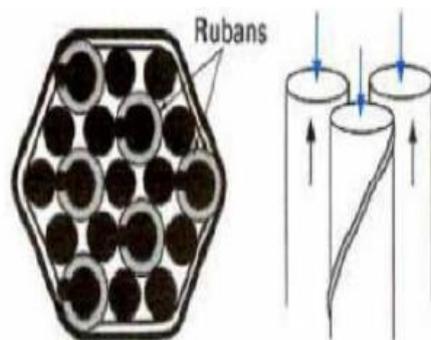


Figure I. 4. Echangeur à tubes ailettes.

I.3.2 Echangeur tube et calandre

I.3.2.1 Echangeur de chaleur à tête flottante

Une des plaques tubulaires est fixe et bloque entre la bride de la calandre et le boîtier de distribution. La deuxième plaque tubulaire est de diamètre inférieur et porte le boîtier de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du couvercle qui ferme la calandre [4].

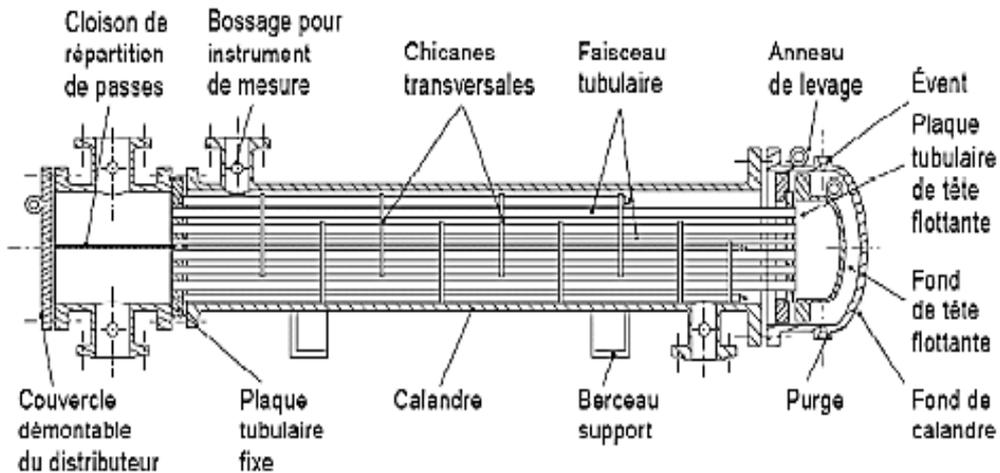


Figure I. 5. Echangeur de chaleur à tête flottante. [4]

I.3.2.2 Echangeur à tubes en U

Le faisceau à la forme d'une goupille faite de coudes, elle ne peut donc que s'user à travers une seule plaque tubulaire. Le système permet au faisceau de se dilater librement. D'autre part, le nettoyage des canalisations est difficile à réaliser sauf par des méthodes chimiques [4].

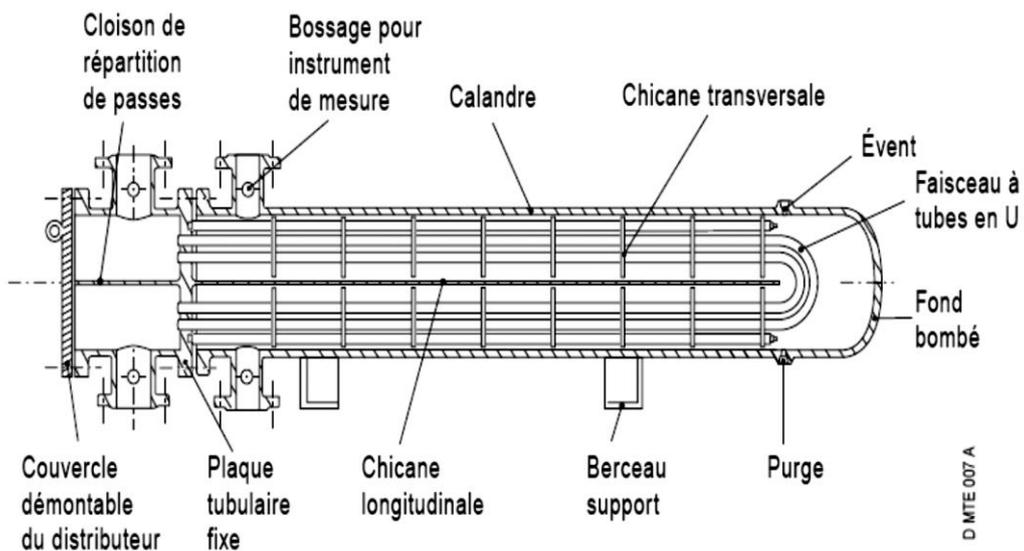


Figure I. 6. Echangeur à tubes en U. [4]

### I.3.2.3 Echangeur à plaque tubulaires fixes

Ici, les plaques tubulaires peuvent être soudées directement sur la calandre [4].

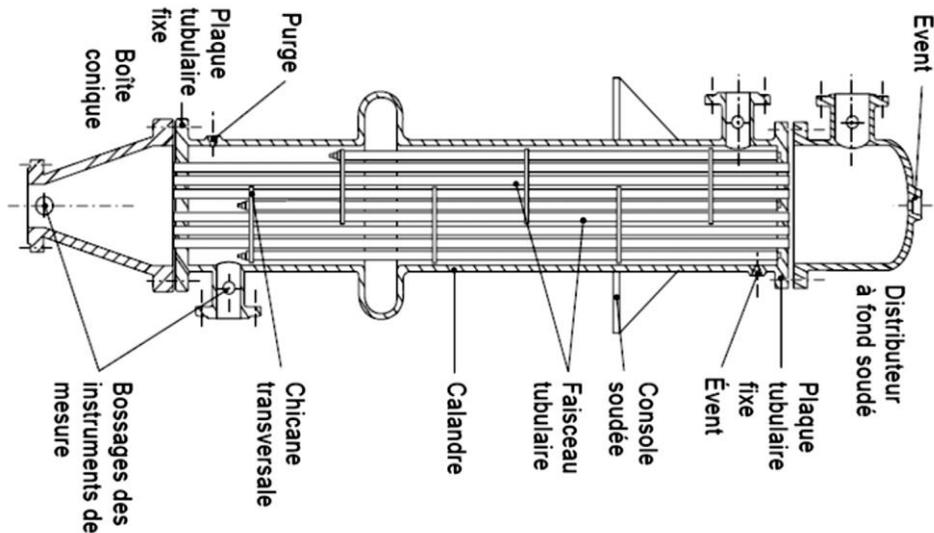


Figure I. 7. Echangeur à plaque tubulaires fixes [4].

### I.3.3 Echangeurs à plaques

#### I.3.3.1 Principe de fonctionnement

Les échangeurs de chaleur à plaques comprennent des plaques façonnées et empilées avec des trous traversant et formant un ensemble de canaux d'écoulement. Le canal (formé par l'empilement de plaques) est parcouru à vitesse réduite par les deux fluides impliqués dans l'échange thermique. Des canaux sont formés entre les plaques et les canaux angulaires sont agencés de sorte que les deux fluides s'écoulent à travers des canaux alternés. La chaleur est transférée à travers les plaques entre les canaux et un flux à contre-courant est créé pour assurer une plus grande efficacité. Les ondulations des plaques fournissent des canaux entre elles, soutenant chaque plaque sur la plaque adjacente et augmentant la turbulence pour un transfert de chaleur plus efficace.

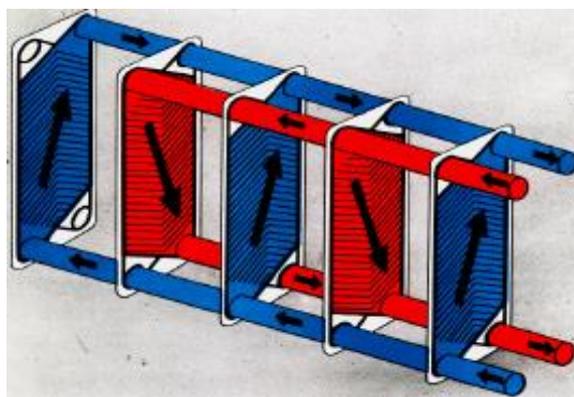


Figure I. 8. Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaque.

### I.3.3.2 Structure de l'échangeur à plaques

Le schéma ci-dessous montre la structure de base d'un échangeur à plaques. La mise en œuvre finale est spécifique à chaque application.

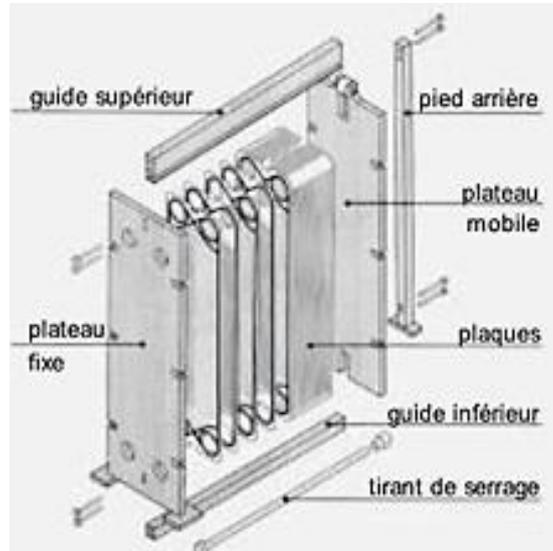


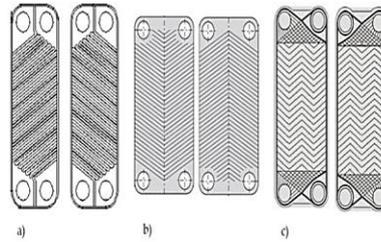
Figure I. 9. Structure générale d'un échangeur de chaleur.

### I.3.3.3 Caractéristiques géométriques d'un échangeur à plaques

Parmi les plaques de différentes géométries qui composent l'échangeur (Fig. I. 10), les plaques en forme de chevron (Figure. b et c) sont aujourd'hui les plus répandues dans les applications de chauffage et de refroidissement.

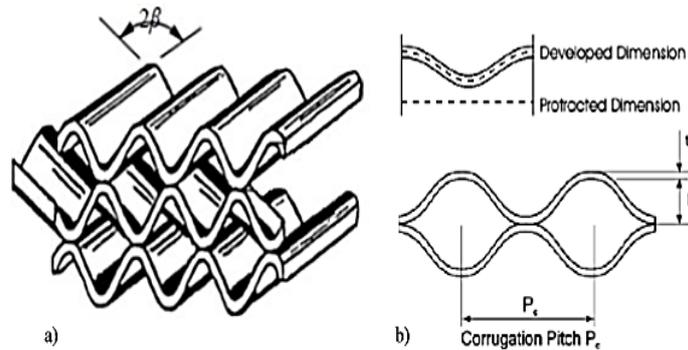
Sur la figure ci-dessous, les deux plaques représentées pour chaque modèle sont alternativement empilées pour former des canaux. De cette façon, les chevrons des panneaux adjacents se croisent et offrent un grand nombre de points de contact entre les panneaux pour une résistance mécanique accrue. Cette géométrie de canal génère alors un domaine d'écoulement tridimensionnel de géométrie complexe. Cette géométrie de canal est conçue pour induire des perturbations dans l'écoulement, même aux faibles nombres de Reynolds, ce qui a pour effet d'augmenter les coefficients d'échange et les pertes de charges.

La nature ondulée de la tôle crée un changement de sens d'écoulement et affecte la distribution de vitesse, augmentant ainsi la longueur effective et le temps de séjour de l'écoulement dans l'échangeur.



**Figure I. 10.** Différents types de géométries des plaques : a) (Baba, et al, 2009) b) (Longo, 2008) c) (Djordjevic, 2008).

Une vue 3D de la géométrie de l'échangeur de chaleur à plaques en chevron et ses grandeurs caractéristiques sont affichées (Figure. I.11). La structure ondulée de la plaque est réalisée par un procédé d'emboutissage, impliquant certaines limitations de la géométrie formée pour assurer une bonne tenue mécanique de la plaque. Ces limitations sont généralement liées aux propriétés du panneau, à savoir l'épaisseur et le matériau. L'inox est le matériau le plus couramment utilisé.



**Figure I. 11.** Caractéristiques de la plaque ondulée. a. Vue 3D de l'empilement des plaques b. Caractéristiques géométriques de la plaque.

$\beta$  est l'angle d'inclinaison des ondulations ou chevrons :  $\beta$  est mesuré de la verticale (l'axe de symétrie de la plaque) à la direction des ondulations ( $0^\circ < \beta < 90^\circ$ ).

$P_c$  est l'espacement entre les ondulations mesuré entre deux crêtes consécutives ou deux creux d'ondulations perpendiculaires à la direction d'inclinaison des chevrons.

$t$  est l'épaisseur de la plaque (0,3 à 0,6 mm) : parfois notée « e » dans la littérature.

$b$  est l'amplitude de l'ondulation (mesurée entre la crête et le creux) : c'est cette dimension qui apparaît préférentiellement dans l'expression du diamètre hydraulique.

Les lois de comportements thermo-hydrauliques de l'échangeur sont en général exprimées à partir d'une grandeur caractéristique qui est le diamètre hydraulique. Deux définitions se distinguent dans la littérature [1].

$$1. D_h = 2b$$

$$2. D_h = \frac{2b}{\varphi}$$

$\varphi$  correspond au facteur d'élargissement de la surface lié aux ondulations.  $\varphi$  est égal au rapport entre la surface réelle d'échange et la surface projetée (Figure II.11.b).

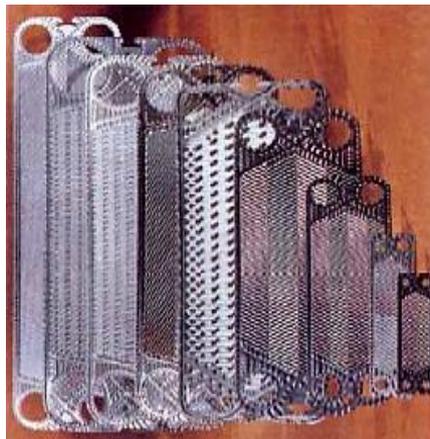
Ces deux définitions du diamètre hydraulique sont basées sur la compacité de l'échangeur, avec ou sans le paramètre d'agrandissement de la surface d'échange. Ils ne représentent pas spécifiquement les dimensions de la géométrie du canal par rapport au développement de l'écoulement, et pour cause, la géométrie du canal est tridimensionnelle. [5] ont proposé une autre définition, traitant un canal comme une ellipse avec un petit axe  $b$  et un grand axe  $P_c$ , ensuite, écrivant le diamètre hydraulique comme :

$$Dh = \frac{2b.Pc}{\sqrt{4b^2 + Pc^2}} \quad \text{I.1}$$

### I.3.3.4 Types des échangeurs à plaque

#### I.3.3.4.1 Echangeurs à surface primaire

Les échangeurs de chaleur à surface primaire sont constitués de plaques ondulées, nervurées ou piquées. La conception des plaques peut varier considérablement, mais elle a toujours le double effet d'augmenter le transfert de chaleur et la résistance à la pression en ajoutant des points de contact [2].



**Figure I. 12.** Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire. [2]

#### I.3.3.4.2 Echangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors constituée de plaques, munies de joints, serrées entre elles à l'aide de tirants entre deux brides, l'une fixe et l'autre mobile.

### I.3.3.4.3 Echangeurs à plaques soudées ou brasées

- **Echangeur platulaire**

Il se compose d'un ensemble de plaques embouties plates. Il existe différents types Matériel : Certains sont constitués de chambres plates équipées de tabulatrices, d'autres sont constituées de broches embouties et soudées [2].

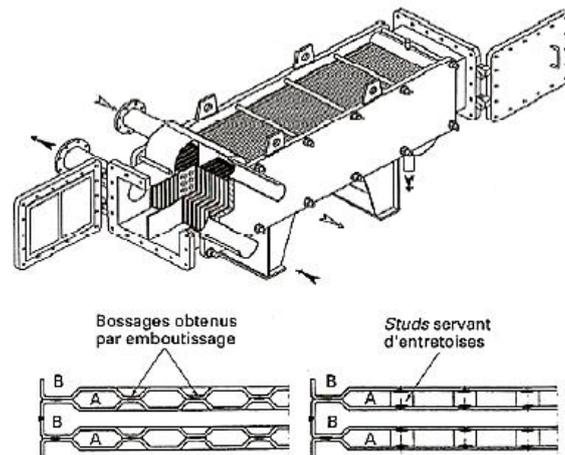


Figure I. 13. Echangeur platulaire et schéma canaux. [2]

- **Echangeur Compabloc**

Il est constitué d'un jeu de tôles ondulées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et combinés, la circulation du fluide est tangentielle [2].

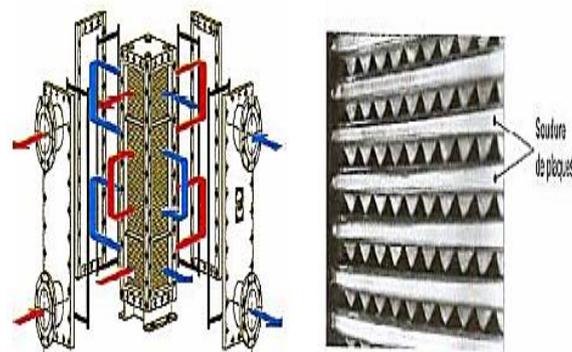


Figure I. 14. Echangeur Compabloc et l'empilement des plaques. [2]

- **Echangeur Packinox**

Il s'agit d'un grand échangeur de chaleur à plaques soudées. Le faisceau de tubes se compose d'un empilement de plaques, formées par des explosions et insérées dans des coques jusqu'à 10 m de long. Cet échangeur de chaleur peut être chauffé à environ 600 °C et 50 bar de pression [2].

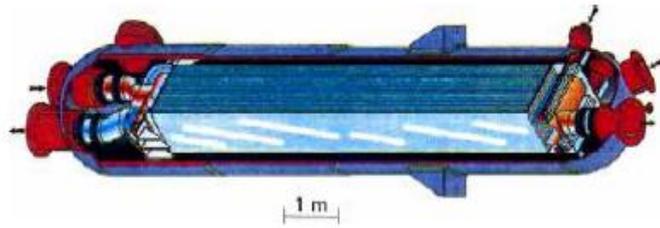


Figure I. 15. Echangeur de chaleur Packinox. [2]

- **Echangeur lamellaire**

Il s'agit d'une variante de l'échangeur de chaleur à calandre et tube, où le faisceau de tubes est composé de tubes plats ou de feuilles. Ces tôles sont constituées de deux plaques soudées entre elles et forment les canaux par lesquels circule l'un des fluides.

Chaque feuille peut contenir un élément interne (tabulateur) qui offre une meilleure résistance à la pression et un meilleur échange thermique [2].

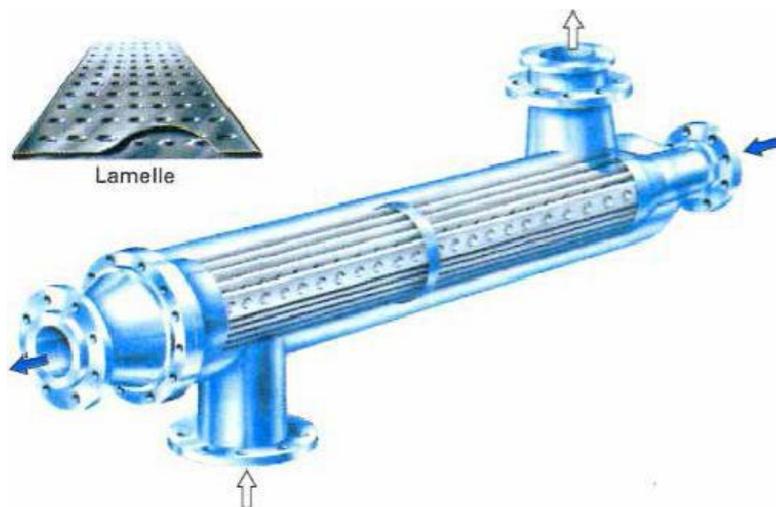
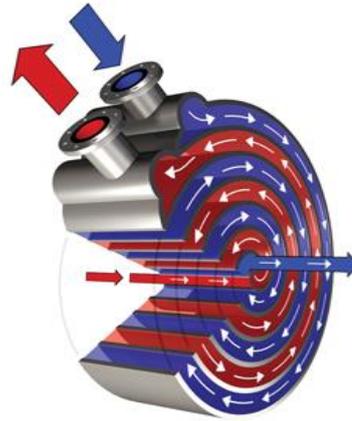


Figure I. 16. Echangeur de chaleur lamellaire. [2]

- **Echangeur à spirale**

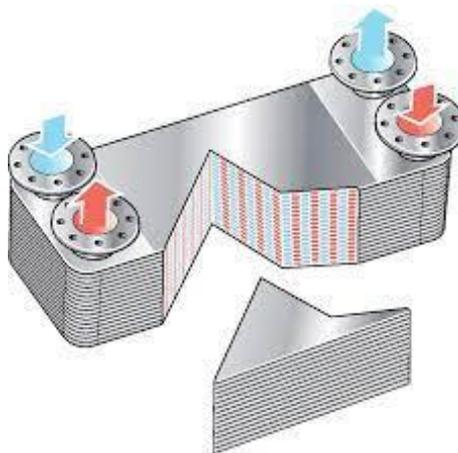
Il est constitué de deux tôles quadrillées enroulées et maintenues parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante au moyen de tasseaux soudés à la plaque. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bars et des températures de l'ordre de 300 °C [2].



**Figure I. 17.** Echangeur de chaleur à spirale. [2]

- **Echangeur brasé**

Il s'agit d'une variante de l'échangeur traditionnel à plaques et rondelles, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à rainures inclinées [2].



**Figure I. 18.** Echangeur brasé. [2]

### I.3.3.5 Technologie des plaques

Les plaques de l'échangeur de chaleur sont généralement en forme de chevron pour augmenter la turbulence et fournir des points d'appui pour résister à la pression. Leur faible épaisseur permet l'utilisation de matériaux de haute qualité (acier inoxydable, titane, etc.) avec une bonne résistance à la corrosion. De plus, les joints en polymère jouent un double rôle dans les échangeurs de chaleur à plaques et joints :

- étanchéité,
- répartition des fluides dans l'échangeur.

Parmi les technologies de fabrication de plaques d'échangeurs de chaleur, nous mentionnons les plus populaires sur le marché.

### I.3.3.5.1 Plaque à canal large

Canal de 12 mm sans points de contact, cette planche est idéale pour les fluides contenant des fibres ou de grosses particules. Chaque canal est conçu pour empêcher les solides d'entrer dans la zone d'entrée. La figure ci-dessous représente une plaque à canal large [6].

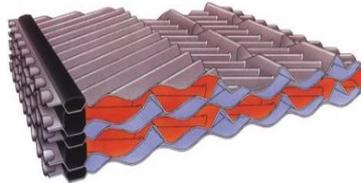


Figure I. 19. Plaque à canal large. [6]

### I.3.3.5.2 Plaque à double paroi

Se compose d'une plaque qui est comprimée simultanément et d'une plaque qui est soudée au laser au port, cette plaque est conçue pour les applications où une fiabilité totale est requise pour empêcher le colmatage. La défaillance d'une plaque entraîne une détection externe sans fuite interne. La deuxième paroi se situe entre le fluide et fournit une double barrière entre les pièces et respecte les normes d'hygiène locales [6].

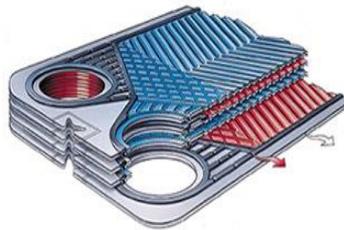


Figure I. 20. Plaque à double paroi. [6]

### I.3.3.5.3 Plaque semi-soudée

La Figure suivante présente deux plaques semi-soudées, séparées avec des joints.

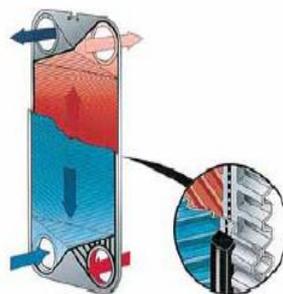


Figure I. 21. Plaque semi-soudée. [6]

#### I.3.3.5.4 Profil d'écoulement

Le profil optimisé assure une bonne répartition du fluide dans toute l'épaisseur de la plaque. Il en résulte le meilleur taux de transfert de chaleur et la perte de charge la plus faible.



Figure I. 22. Profil d'écoulement.

#### I.3.3.6 Utilisation des échangeurs à plaques

Largement utilisé dans certaines applications liquide-liquide (en particulier dans l'industrie alimentaire). Dans le cas des échangeurs gaz-liquide ou gaz-gaz, la faible densité du gaz se traduit par une diminution de la vitesse de passage du gaz par rapport au liquide si l'on veut maintenir des niveaux de perte de charge acceptables.

Baisser la vitesse, c'est aussi baisser le coefficient de convection de la paroi du fluide, ce qui nécessite d'augmenter la surface d'échange pour un même volume.

Pour les échangeurs gaz-gaz, les surfaces d'échange utilisées sont typiquement constituées de plaques planes séparées par des ailettes agitées dessus, entre lesquelles circulent alternativement les deux fluides. Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange, et en les plaçant sur n'importe quoi, elles peuvent créer des interruptions de l'écoulement favorisant les turbulences, améliorant l'échange de chaleur.

Dans les échangeurs gaz-liquide, il est recommandé d'obtenir une surface d'échange ayant des étendues différentes au contact des deux fluides. C'est la raison pour laquelle on utilise des batteries de tubes à ailettes ou des radiateurs dans l'automobile [7].

#### I.3.4 Echangeurs de chaleur avec un fluide en changement de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase au sein de l'échangeur. C'est le cas des évaporateurs si le fluide froid passe de liquide à gaz, et du condenseur si le fluide chaud se condense de vapeur à liquide.

### I.3.4.1 Evaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer des solutions, refroidir des fluides ou générer de la vapeur. Les fluides chauffants peuvent être soit la phase liquide transférant sa chaleur sensible, soit la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur les parois. Il existe deux types d'évaporateurs, ils sont :

#### I.3.4.1.1 Evaporateurs à l'intérieur de tubes

Il y a une différence entre l'évaporateur à tube vertical et l'évaporateur à tube horizontal :

- Évaporations à tubes verticaux
- Évaporateurs à tubes horizontaux

#### I.3.4.1.2 Evaporation à tubes extérieur

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés) [2].

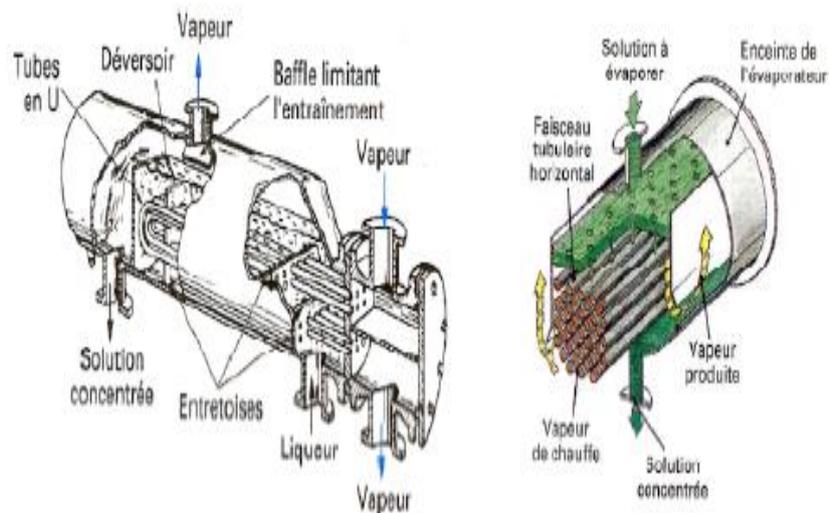


Figure I. 23. Evaporateur noyés et arrosés.

### I.3.4.2 Condenseurs tubulaires

Ces échangeurs ont pour but de condenser la vapeur d'eau à l'aide d'un fluide frigorigène. Ils interviennent dans des secteurs d'activité très différents, tels que la production d'énergie (centrales thermiques), l'industrie chimique (colonnes de distillation), le CVC, l'agroalimentaire, l'industrie du séchage. , ETC. [2]

## **I.4 Critères de classification des échangeurs de chaleurs**

### **I.4.1 Classement suivant le mode de transfert de chaleur**

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération des gaz de combustion, etc.) ; il existe généralement un mode de transfert de chaleur dominant. Pour tout transfert de chaleur qui transfère la chaleur à travers les murs, l'appareil, la conduction se produira [2].

### **I.4.2 Classement technologique**

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

### **I.4.3 Classification suivant le procédé de transfert de chaleur**

Suivant qu'il y a ou non le stockage de la chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc un récupérateur, avec deux ou plusieurs passages et un écoulement en général continu ;
- Transfert avec stockage, donc un régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [2].

### **I.4.4 Classification fonctionnelle**

Le passage du fluide à travers l'échangeur peut ou non changer la phase ; selon la situation, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou un écoulement diphasique. On a alors les différentes situations suivantes :

- Les deux fluides sont à écoulement monophasique ;
- Fluides simples à écoulement à changement de phase, tels que les évaporateurs ou les condenseurs ;
- Les deux fluides ont un écoulement à changement de phase, comme c'est le cas avec le condenseur de l'évaporateur. [2]

#### I.4.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On gardera les deux types de paroi :

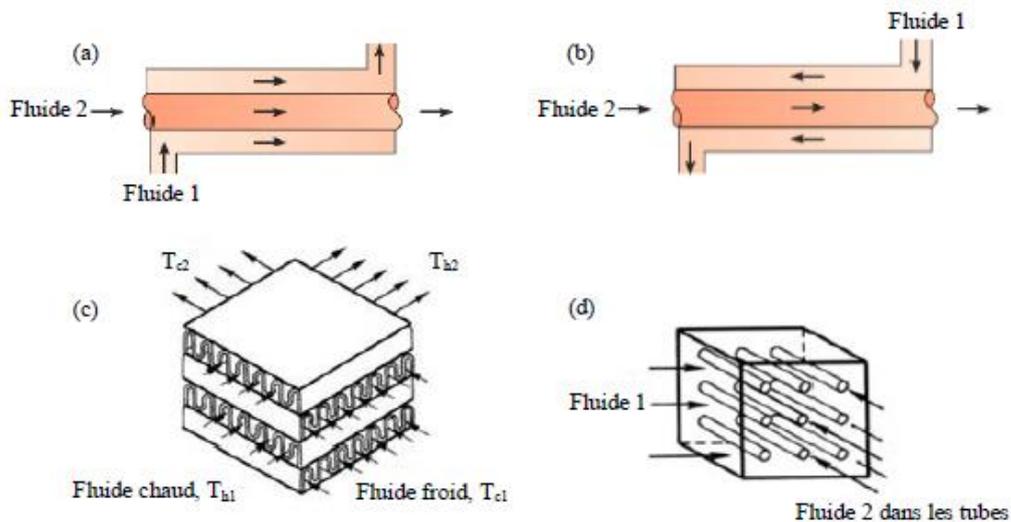
- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [2]

#### I.4.6 Classement suivant la disposition des écoulements

Dans un échangeur de chaleur à fluide séparé, le schéma de circulation du fluide peut être agencé en deux catégories :

- Même sens « Co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».

Où les vecteurs de vitesse sont perpendiculaires les uns aux autres ; cette fois, c'est le cas «courant croisés ».



**Figure I. 24.** Classification des échangeurs de chaleur en fonction de la disposition des écoulements : (a) courant parallèle ; (b) contre-courant ; (c) courant croisé; (d) courant croisé, fluide 1 (autour des tubes), fluide 2 dans les tubes. [8]

#### Conclusion

Plusieurs types d'échangeurs de chaleur interviennent dans des nombreux secteurs industriels. Dans ce chapitre on a parlé de ces appareils d'une façon générale et l'échangeur de chaleur à plaque d'une façon spéciale.

Ce type des échangeurs sont construits avec des plaques minces, lisses et peuvent comporter certaines ondulations pour augmenter la surface d'échange en favorisant le transfert thermique.

# Chapitre II

## *Recherche Bibliographique*

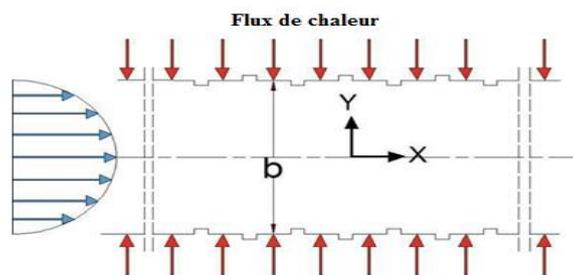
## Introduction

De nos jours les canaux à parois ondulées sont utilisés beaucoup plus dans les écoulements car ils sont très rencontrés dans nombreuses applications d'ingénierie, tels que les échangeurs de chaleurs, les réacteurs nucléaires, les capteurs solaires, le refroidissement des turbomachines, les composants électroniques et dans le domaine biomédical. Les chercheurs font toujours des études afin de trouver des meilleures façons pour améliorer ses performances globales qui favorisent un bon échange de chaleur.

Ce chapitre est consacré pour une recherche bibliographique sur les différents travaux numériques et expérimentaux.

### II.1 Etudes numériques

**Dhaidana et Abbas [9]** ont étudié numériquement les caractéristiques de l'écoulement turbulent à l'intérieur des canaux ondulés chauffés par un flux de chaleur constant. Le taux de transfert de chaleur, la chute de pression et le critère d'évaluation des performances sont déterminés pour les canaux lisses et les diverses conceptions de canaux ondulés au nombre de Reynolds variaient de 5000 à 60000. Les différentes configurations de nervures des canaux ondulés sont également testées. Les résultats ont révélé que le taux de transfert de chaleur dans les canaux ondulés dépasse celui des canaux lisses, mais avec une chute de pression supplémentaire.



**Figure II. 1.** Représentation schématique du domaine de calcul.

**Goldstein. L [10]** a mené une étude pour déterminer les caractéristiques locales et moyennes de transfert de chaleur pour un écoulement dans un canal à paroi ondulée. La gamme des expériences englobait les régimes turbulents et laminaires, de transition et à faible nombre de Reynolds. Les expériences ont démontré l'existence d'une variété de processus de transfert complexes et de phénomènes d'écoulement des fluides. Pour le régime laminaire, les coefficients de transfert moyens pour le canal à paroi ondulée n'étaient que modérément plus élevés que ceux pour un canal lisse.

D'autre part, pour le régime turbulent à faible nombre de Reynolds, les ondulations des parois ont été responsables d'une augmentation importante dans les paramètres moyens par rapport au canal à paroi lisse.

Ajeel et al [11] ont effectué une étude numérique sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un écoulement turbulent de nano-fluides dans un canal trapézoïdal-ondulé utilisant la méthode des volumes finis. Quatre types différents de nano-fluides (ZnO, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, CuO et SiO<sub>2</sub>), avec quatre différentes fractions de volume de nanoparticules de 2%, 4%, 6% et 8% utilisant l'eau comme fluide de travail est analysée et discutée en détail. Les résultats ont montré que le canal trapézoïdal-ondulé a un grand effet sur la performance thermique par rapport à un canal lisse sans ondulation et un profil zigzag. Le nombre de Nusselt a diminué à mesure que le diamètre des nanoparticules augmente ; cependant, il a augmenté à mesure que la fraction volumique des nanoparticules diminue.

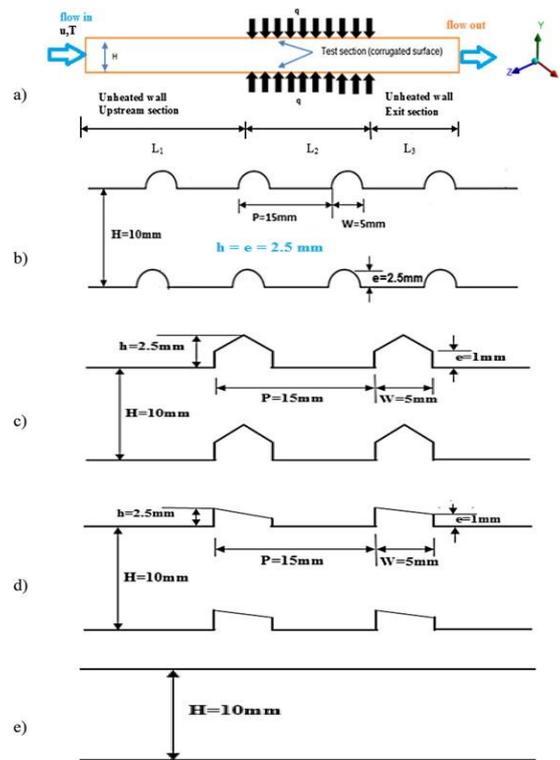
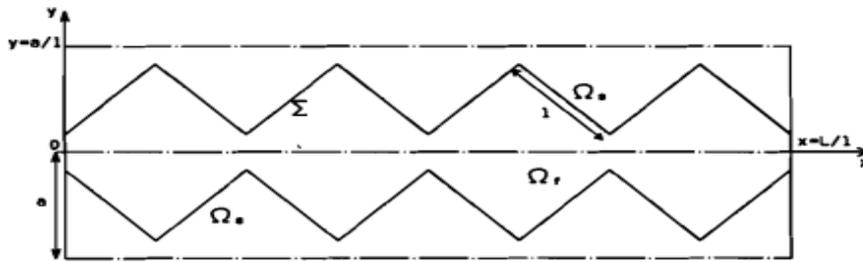


Figure II. 2. Configuration des canaux utilisés dans l'étude en cours.

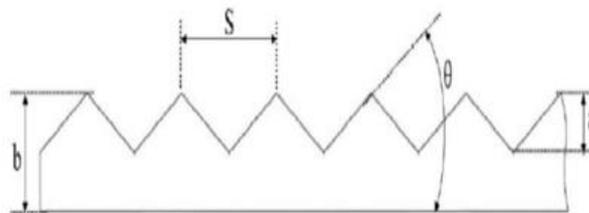
Maubourguet et Pellerin [12] ont étudié un modèle numérique basé sur la méthode des éléments finis afin d'estimer le transfert de chaleur entre un solide et un écoulement de fluide à travers une interface. L'interface a une géométrie ondulée. Les résultats ont été présentés à l'aide de graphiques vectoriels de vitesse, d'isothermes et de variations du coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds et du rapport de conductivité thermique. Ils ont conclu que le code d'éléments finis pour résoudre les équations de Navier-Stokes et d'énergie a été développé.

La formulation de la fonction de pénalité utilisée pour l'hydrodynamique semble donner une bonne précision. Ces phénomènes sont importants dans des problèmes pratiques tels que le transfert de chaleur dans les milieux poreux ou dans les échangeurs de chaleur.



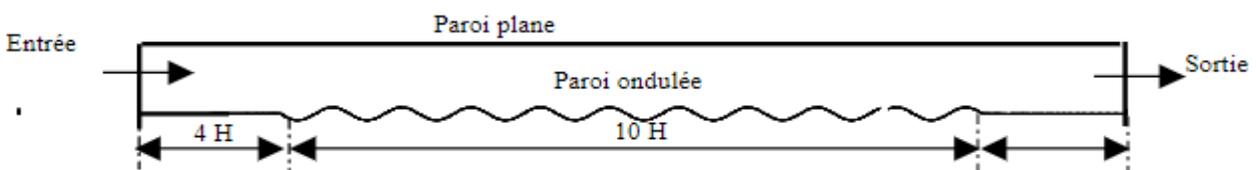
**Figure II. 3.** Représentation schématique d'un pore.

Aslan et al [13] ont mené une étude sur le comportement thermo-hydraulique des canaux avec des ondulations triangulaires pour deux angles d'inclinaisons différentes à savoir  $30^\circ$  et  $45^\circ$ . Le nombre de Reynolds varie entre 2000 à 7500. Les résultats ont montré que l'augmentation de l'angle d'inclinaison a un effet considérable sur les performances globales.



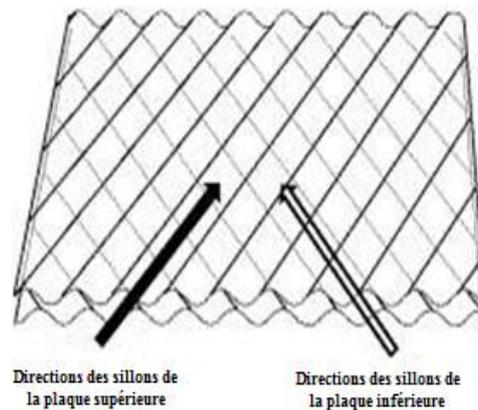
**Figure II. 4.** Canal ondulé avec différents paramètres géométriques. [13]

Ahmed Zineddine Dellil et al [14] ont effectué une étude qui présente une modélisation du transfert de chaleur par convection forcée le long d'une paroi ondulée. Un modèle de viscosité turbulente à deux équations (modèle bicouche) est utilisé. Cette dernière consiste à combiner le modèle standard de turbulence  $k-\varepsilon$  pour l'écoulement du noyau externe et un modèle à une équation pour la Résolution des équations dans la région au voisinage de la paroi. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt augmente jusqu'à atteindre une valeur critique, avec un accroissement de la chute de pression.



**Figure II. 5.** Schéma et géométrie du canal ondulé.

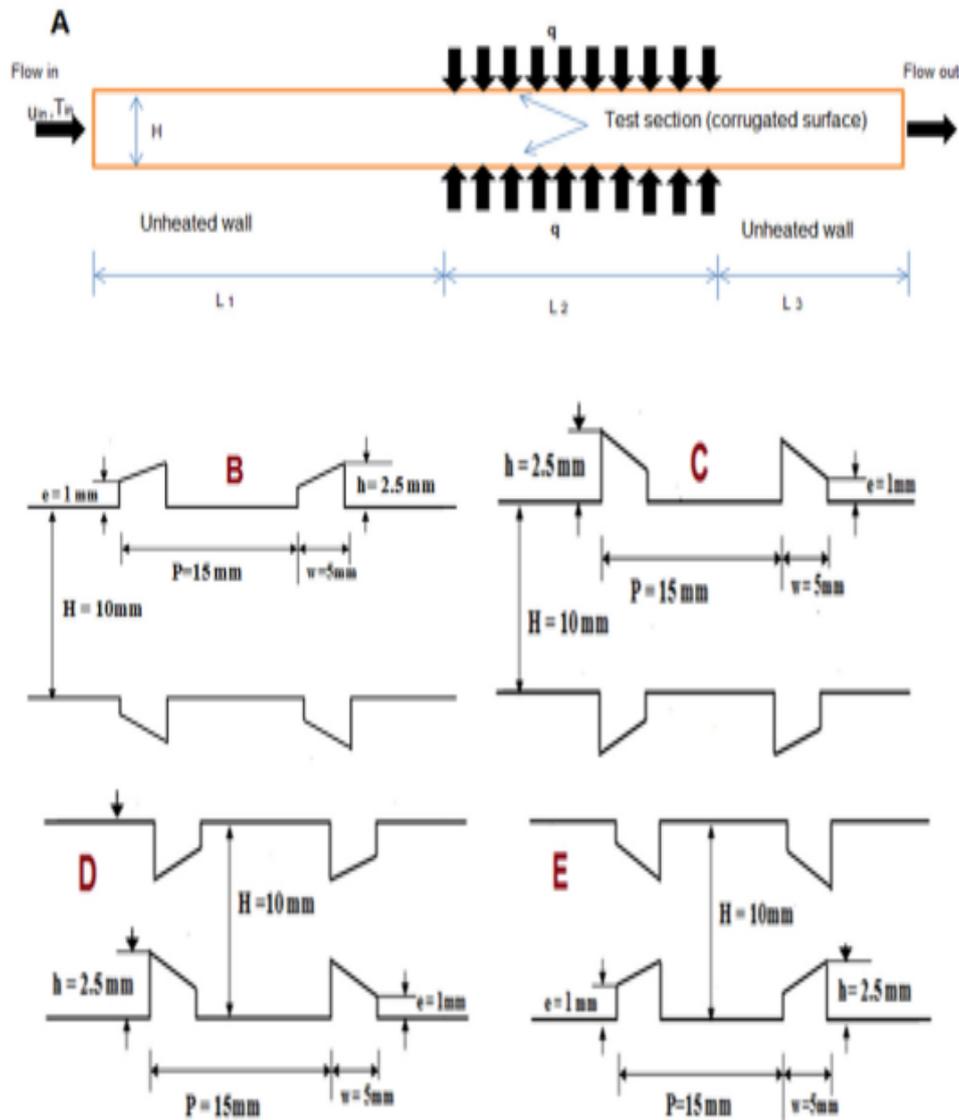
Une étude de transfert de chaleur par convection d'un écoulement turbulent entre deux plaques ondulées a été menée par **Forooghi et Hooman [15]**. Trois géométries des canaux différentes, avec des rapports largeur-pas égaux à 0,2, 0,32 et 0,5 sont étudiées pour les nombres de Reynolds allant entre 2200 et 13500. Les résultats montrent que pour un écoulement parallèle, le transfert de chaleur diminue avec le nombre de Grashoff. Pour un écoulement croisé, le transfert de chaleur augmente proportionnellement avec le nombre de Grashoff.



**Figure II. 6.** Canal formé de deux plaques ondulées avec sillon de croisement.

Des études numériques et expérimentales sur le transfert thermique, dans des canaux ondulés ont été présentées par **Fodemski et al [16]**. Différentes formes de paroi (sinusoïdales et demi-cercles) avec un angle d'inclinaison égale à  $90^\circ$  ont été l'objet de discussion. Les résultats liés au champ de vitesse, l'analyse de l'efficacité, basée sur la génération d'entropie irréversible ont été l'objet des discussions. Une bonne concordance a été observée entre les deux résultats expérimentaux et numériques.

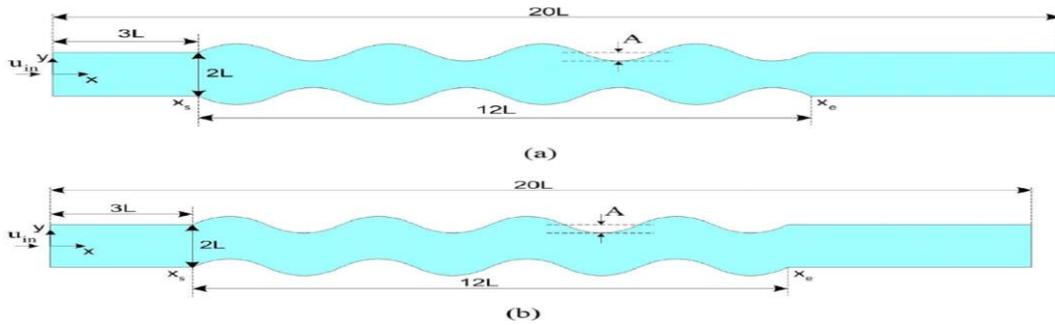
**Ajeel, R et al [17]** ont étudié la convection forcée turbulente d'un écoulement de nano-fluide dans différentes configurations de canaux ondulés trapézoïdaux sur des gammes de nombres de Reynolds de 10000 à 30000. Cette étude évalue les effets de quatre différents types de nano-fluides qui sont  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CuO}$ ,  $\text{SiO}_2$  et  $\text{ZnO}$ -eau dans des conditions de flux thermique constant ( $10\text{kw/m}^2$ ). Les équations gouvernantes ont été résolues utilisant la méthode des volumes finis (MVF). L'étude a été réalisée à une fraction volumique de nanoparticules de 8 % avec un diamètre de particules de 20nm. Les résultats de simulation montrent que le profil ondulé a un impact significatif sur la performance thermique par rapport au profil droit. Parmi les nano-fluides évalués, le  $\text{SiO}_2$ -eau offre la plus grande amélioration du transfert de chaleur.



**Figure II. 7.** Configurations des canaux trapézoïdaux ondulés. [17]

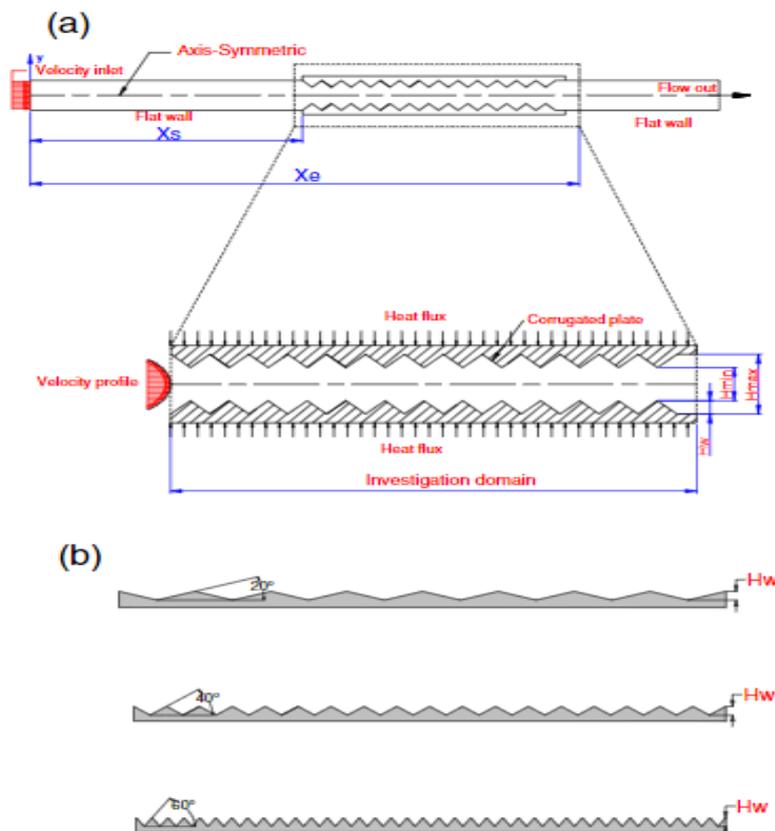
**Sukumar Pati et al [18]** ont réalisé une étude sur les caractéristiques thermo-hydraulique pour l'écoulement laminaire dans un canal ondulé sinusoïdal. Les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression sont évaluées pour deux canaux différents, le raton laveur et la serpentine pour différentes valeurs d'amplitude et de longueur d'onde de l'ondulation de la paroi.

Les résultats révèlent que la dépendance du transfert de chaleur sur la géométrie de la paroi est fortement influencée par la longueur d'onde. Ils ont conclu que le facteur de performance global d'un canal serpentin est toujours plus que celui d'un canal de raton laveur. Les résultats peuvent être considérés comme une base pour le choix de la géométrie de paroi de canal pour la conception d'échangeurs de chaleur compacts.



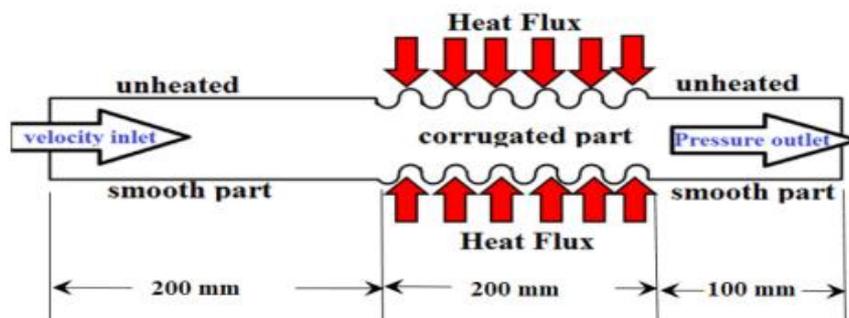
**Figure II. 8.** Schéma du modèle physique a) canal du raton laveur, b) canal serpentin.

Dans un canal ondulé d'un échangeur de chaleur à plaques. Le canal ondulé avec trois différentes angles d'inclinaisons ondulée de 20°, 40° et 60° avec différentes hauteurs de canaux de 12,5, 15 et 17,5 mm et différentes amplitudes ondulées de 2,5, 3,5 et 4,5 mm ont été testés. Le nombre de Reynolds et le flux de chaleur sont 8000–20 000 et 0,4–6 kW/m<sup>2</sup>, respectivement. Les résultats numériques indiquent que l'angle ondulé de 60° avec une amplitude d'ondulation de 2,5 mm et hauteur de canal de 17,5 mm sont les paramètres optimaux au point de vue transfert de chaleur.



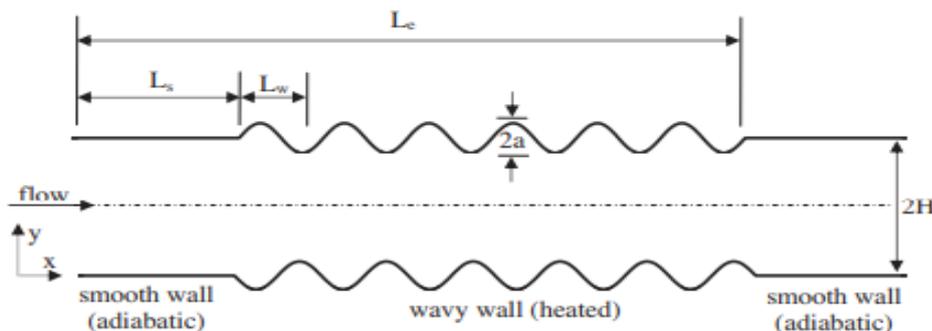
**Figure II. 9.** Diagramme schématique du canal ondulé : (a) le domaine de calcul, et (b) diagramme schématique des différents angles ondulés.

La combinaison des nano-fluides avec des surfaces ondulées est considérée comme une stratégie très rentable pour fournir une haute performance de transfert de chaleur pour un processus de chauffage et refroidissement. **Raheem K et al [20]** ont présenté une étude comparative sur la performance thermique de différents canaux ondulés utilisant des nano-fluides dans des conditions d'écoulement turbulent et de flux de chaleur constant. Trois formes des canaux ondulés à savoir semi-circulaire, trapézoïdal et canal lisse sont testées avec des fractions volumiques des nano-fluides de 1% et 2%. Les résultats montrent que le transfert de chaleur et la chute de pression augmentent à mesure que la fraction volumique de nanoparticules augmente.



**Figure II. 10.** Conditions limites du modèle physique.

**M.A. Ahmed et al [21]** ont effectué une étude numérique bidimensionnelle de transfert de chaleur dans un canal ondulé utilisant le nano-fluide CuO/eau. Le nombre de Reynolds et la fraction volumique de nanoparticules considérés sont 100 à 800 et de 0 à 5 % respectivement. Ils ont conclu que l'amélioration de la chaleur transfert dépend principalement de la fraction de volume de nanoparticules, l'amplitude de la paroi ondulée plutôt que la longueur d'onde.



**Figure II. 11.** Schéma du modèle physique.

**Wei Wang et al [22]** ont étudié le mécanisme dynamique d'un écoulement turbulent à fin d'améliorer le transfert de chaleur dans les tubes ondulés avec un nombre de Reynolds allant de 3800 à 43800 pour une température de paroi constante.

Les expériences ont été menées pour un cas de tube ondulé transversal et cinq cas de tube ondulé hélicoïdal afin de déterminer la relation entre la structure géométrique et la dynamique d'écoulement. Ils ont conclu que pour toute la gamme de Reynolds, les cas de  $H/D = 0,10$ ,  $p/D = 1,5$  et  $H/D = 0,1$ ,  $p/D = 1,0$  sont les meilleurs paramètres géométriques.

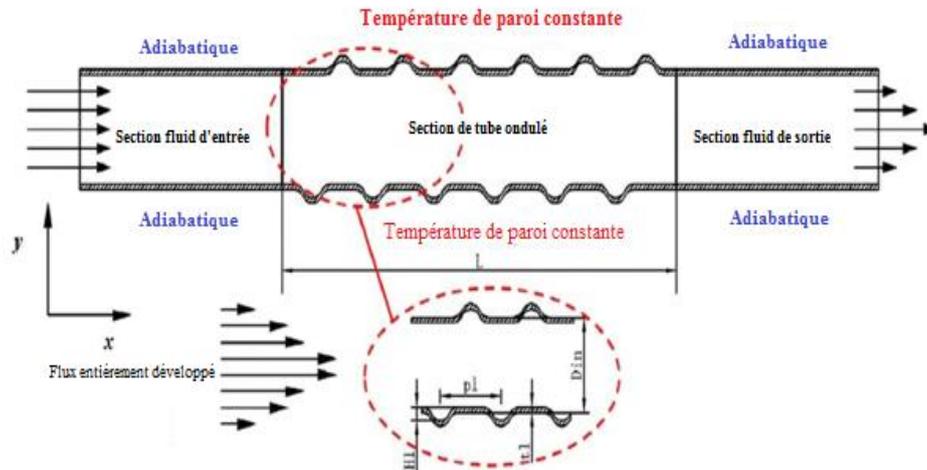


Figure II. 12. Schéma du domaine de calcul. [22]

Shubhama et al [23] ont mené une étude sur les caractéristiques thermo-hydrauliques des fluides non newtoniens dans les canaux ondulés. Les résultats obtenus peuvent avoir des conséquences importantes sur le choix de la configuration géométrique ondulée des canaux pour la manipulation des fluides non Newtoniens vers un processus rentable de transfert de chaleur.

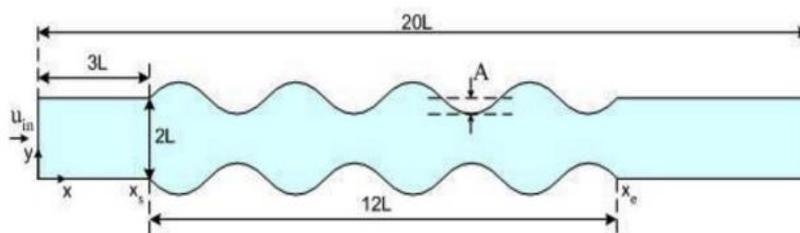
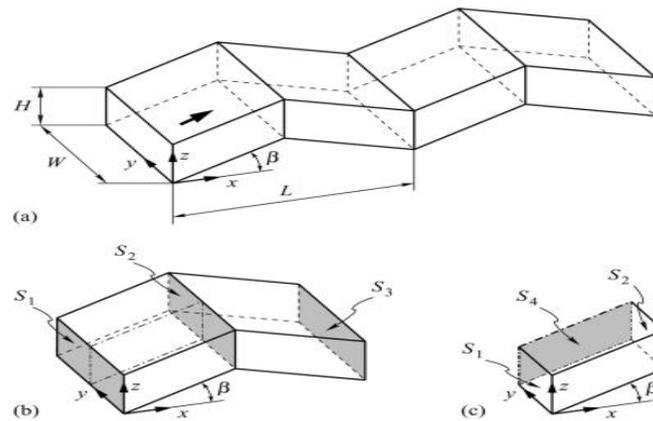


Figure II. 13. Schéma du modèle physique.

Les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression sont étudiées par G. Comini et al [24] dans la région entièrement développée pour des canaux ondulés. Les simulations numériques montrent que les nombres de Nusselt et les facteurs de frottement augmentent avec les rapports géométriques décroissants. Dans tous les canaux considérés, les facteurs de frottement diminuent à mesure que le nombre de Reynolds augmente, tandis que les nombres de Nusselt augmentent significativement seulement au-dessus de la valeur critique du nombre de Reynolds.

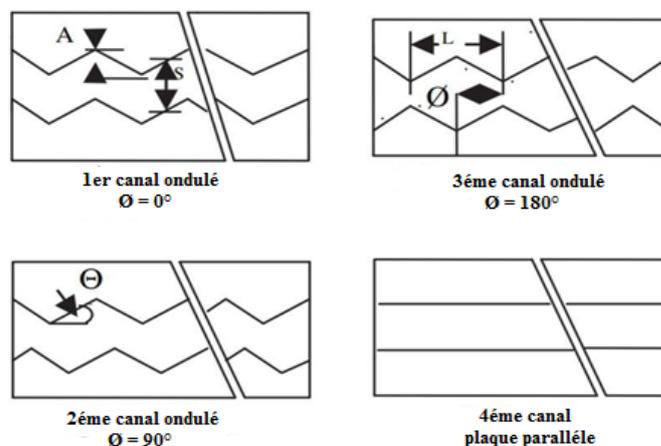


**Figure II. 14.** Canaux ondulés tridimensionnels : a) géométrie ; b) cycle de ondulation ; c) cellule de calcul.

## II.2 Etudes expérimentales

Les caractéristiques de transfert de chaleur par convection et de chute de pression de l'écoulement dans les canaux ondulés ont été expérimentalement étudiées par **Elshafei et al [25]** Des expériences ont été réalisées sur des canaux de température de paroi uniforme et de rapport d'ondulation fixe. Le nombre de Reynolds variaient de 3220 à 9420. Les effets de l'espacement des canaux et des variations de déphasage sont discutés.

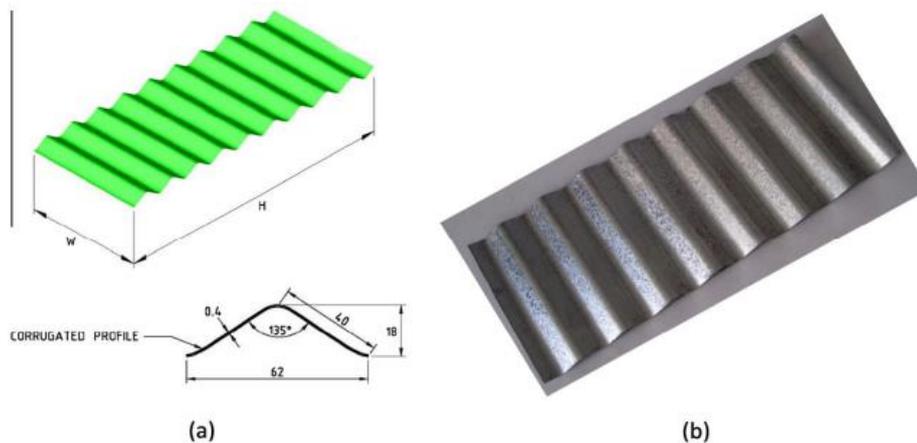
Les résultats ont montré une amélioration significative du transfert de chaleur accompagnée d'une pénalité de chute de pression accrue. En comparant les résultats des canaux testés en considérant le facteur de qualité de la zone d'écoulement ( $j/f$ ), il était préférable pour les canaux ondulés avec un rapport d'espacement,  $\varepsilon = 3.0$  et de déphasage,  $\varphi = 90^\circ$ .



**Figure II. 15.** Configuration des canaux testés. [25]

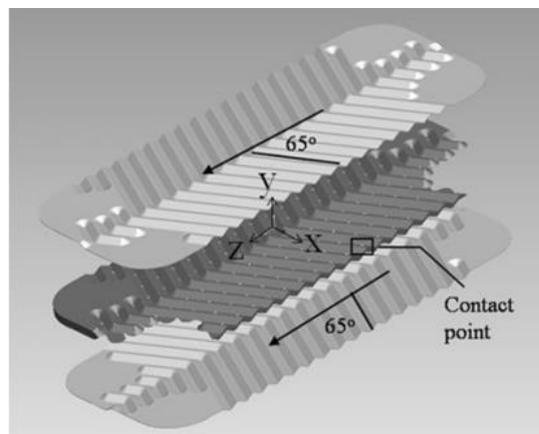
**N. Singh et al [26]** ont mené une étude expérimentale sur des échangeurs à plaques ondulées avec des angles d'inclinaison des canaux des tôles ondulées de  $0^\circ$  à  $80^\circ$ , l'eau c'était le fluide utilisé dans les canaux chauds et froids. Les températures des deux milieux entre lesquels la chaleur a été échangée de  $25,4^\circ\text{C}$  pour l'eau froide et de  $38^\circ\text{C}$  pour l'eau chaude. Dans cette expérience le débit de l'eau chaude a été maintenu constant tandis que celui de l'eau froide a été modifié.

Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur augmente pour tous les angles d'inclinaison à mesure que le débit d'eau froide augmente, et pour l'inclinaison d'ondulation de  $20^\circ$  le coefficient global de transfert de chaleur était le plus élevé.



**Figure II. 16.** a) les détails géométriques des plaques de l'échangeur de chaleur ; b) une photographie de l'une de ces plaques.

**Fung-Bao et al [27]** ont étudié expérimentalement et numériquement un fluide s'écoulant dans un canal ondulé-croisé avec un nombre de Reynolds allant de 660 à 2000. Ils ont constaté que les coefficients de frottement entre le calcul numérique et les données expérimentales sont raisonnables.



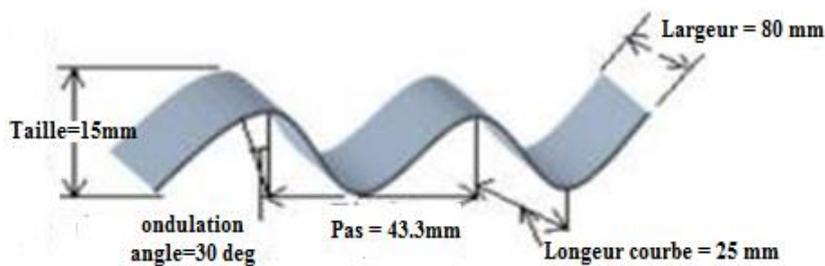
**Figure II. 17.** Canal ondulé formé par deux plaques de chevrons dans des directions opposées.

Une autre étude expérimentale a été menée par **Fotukian et al [28]** sur le transfert de chaleur et la chute de pression du nano-fluide à l'intérieur d'un tube circulaire, les expériences ont été effectuées par l'ajout de petites quantités de nanoparticules au fluide de base, ils ont trouvé que l'ajout de nanoparticules aux fluides augmentent le transfert de chaleur.

**k. Ghanbari et al [29]** ont mené une étude expérimentale sur les effets de convection forcée du nano-fluide dans un tube annulaire. L'expérience a été effectuée avec un régime d'écoulement laminaire par l'utilisation de plusieurs concentrations de nano-fluide avec des nombres élevés de Reynolds, un flux de chaleur uniforme appliqué sur la coque extérieure avec une condition adiabatique au tube intérieur. Les résultats expérimentaux ont montré que l'ajout de nanoparticules au fluide de base augmente le coefficient de transfert de chaleur et le nombre moyen de Nusselt.

**Naseer et al [30]** ont fait une étude expérimentale et numérique sur l'amélioration de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur, ils ont constaté que l'utilisation de la paroi ondulée c'est la meilleure technique pour améliorer le transfert de chaleur dans les échangeurs en question.

Une étude expérimentale a été faite par **S.D Pandey et al [31]** porte sur le comportement global dans un échangeur de chaleur à plaques (ECP) avec utilisation de deux types de nano-fluides CuO/eau et ZnO/eau. Les résultats expérimentaux montrent que les meilleures performances de transfert de chaleur sont obtenues à partir des nano-fluide ZnO/eau.



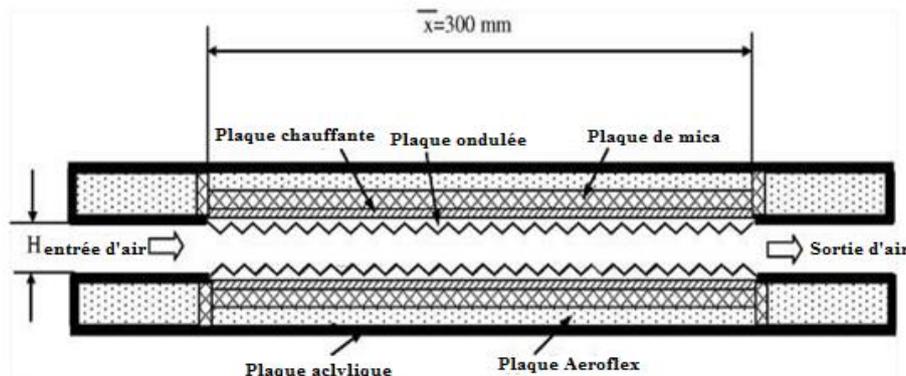
**Figure II. 18.** Tôles ondulées dans la section d'essai. [23]

**Torii et Shuichi [32]** ont fait une étude expérimentale sur le comportement de transfert de chaleur par convection pour des nanoparticules circulant à travers un tube horizontal chauffé en condition de flux de chaleur constant. Ils ont constaté qu'il y a une amélioration significative des performances de transfert de chaleur à cause de la suspension de nanoparticules dans l'écoulement circulaire du tube en comparaison avec l'eau, et l'amélioration de transfert de chaleur s'intensifie avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration des nanoparticules.

Une étude expérimentale a été menée par **S. Zeinali et al [33]** sur le transfert de chaleur par convection forcée à écoulement laminaire du nano-fluide  $AL_2O_3/eau$  à l'intérieur d'un tube circulaire à température de paroi constante avec le changement des concentrations de nanoparticules, les résultats expérimentaux montrent que le coefficient de transfert de chaleur augmente par augmentation de la concentration des nanoparticules.

**Lemont et al [34]** ont étudié expérimentalement le développement de zones turbulentes dans un écoulement des canaux, avec vélocimétrie d'image de particules stéréoscopiques résolues dans le temps, ils ont observé des ondes au bord de fuite de la zone turbulente et montrent que l'écoulement dans cette zone est un quadruple asymétrique centré.

Une étude expérimentale a été faite par **P. naphon [35]** sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression dans un canal avec des surfaces ondulées doubles, avec un flux de chaleur imposé de 0,5 à 1,2  $KW/m^2$  et un nombre de Reynolds allant de 2000-9000. Il a utilisé un modèle mathématique pour pouvoir déterminer les distributions de température et de vitesse. Il a trouvé que la surface ondulée a des effets significatifs sur l'amélioration du transfert de chaleur et la chute de pression.



**Figure II. 19.** Schéma de la section d'essai. [35]

**H. Pehlivan et al [36]** ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur d'un écoulement d'air dans différents types des canaux ondulés pointus et arrondi (convergent, divergent), avec un flux de chaleur imposé au niveau de chaque paroi de  $616 W/m^2$  et un nombre de Reynolds allant de 1500 à 8000. Les effets de la hauteur du canal sur le transfert de chaleur et la chute de charge sont obtenus et discutés. Ils ont remarqué que l'augmentation d'angle ondulé et la hauteur du canal tendent à accroître le transfert de chaleur.

Y. Sui et al [37] ont effectué une étude expérimentale sur le comportement thermique et dynamique dans des micro-canaux sinusoïdaux, avec des sections transversales rectangulaires. Les expériences ont été effectuées sur ces canaux par l'utilisation de l'eau comme fluide caloporteur et un nombre de Reynolds allant de 300 à 800. Les résultats montrent que l'effet de l'ondulation sur le transfert de chaleur est beaucoup plus important par rapport à son effet sur la chute de pression.

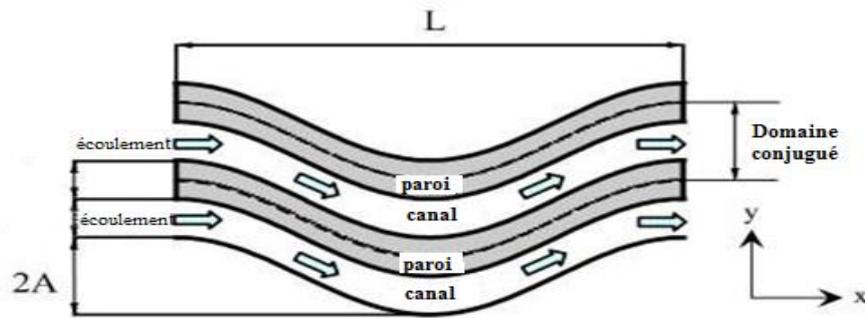


Figure II. 20. Schéma de la section d'essai.

Koo et Kleinstreuer [38] ont fait une étude comparative expérimentale et numérique d'un écoulement entièrement développé dans un micro-canal à plaque parallèle sur l'effet de la dissipation visqueuse sur le champ de température. Ils ont trouvé que cet effet est très important pour les fluides à faible chaleur spécifique et à viscosité élevée, même si l'écoulement est à faible vitesse.

Zhenhui Dai et al [39] ont mené une étude expérimentale des caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur de l'eau dans des mini-canaux avec un nombre de Reynolds d'environ 50 à 900. Ils ont constaté que l'amélioration significative de transfert de chaleur est réalisée dans des canaux ondulés comparé avec le canal lisse correspondant.

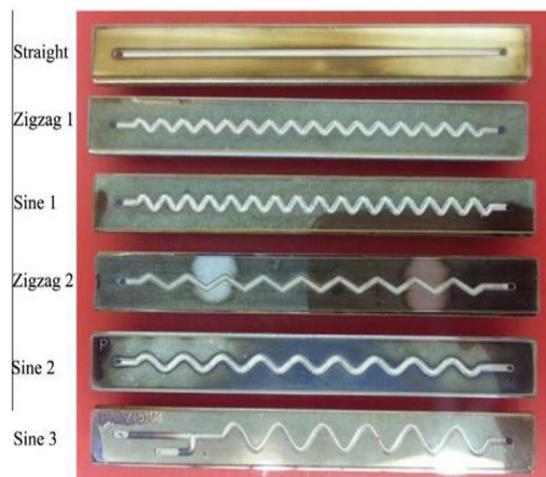


Figure II. 21. Sections d'essai avec différents modèles de canaux.

**Peng et al [40]** ont étudié expérimentalement l'influence de diamètre hydraulique sur le transfert de chaleur thermique de convection forcée d'un écoulement d'eau à travers des micro-canaux rectangulaires. Ils ont constaté que la forme des canaux n'a pas d'influence sur les régimes d'écoulement.

### **Conclusion**

Dans ce chapitre, plusieurs études numériques et expérimentales ont été présentées à fin d'obtenir une amélioration des performances globales des différents types d'échangeurs de chaleur, et aussi pour savoir mieux comprendre et maîtriser le comportement dynamique et thermique des écoulements à l'intérieur de ces échangeurs thermiques en particulier dans les canaux ondulés.

# Chapitre III

*Formulation mathématique  
et simulation numérique*

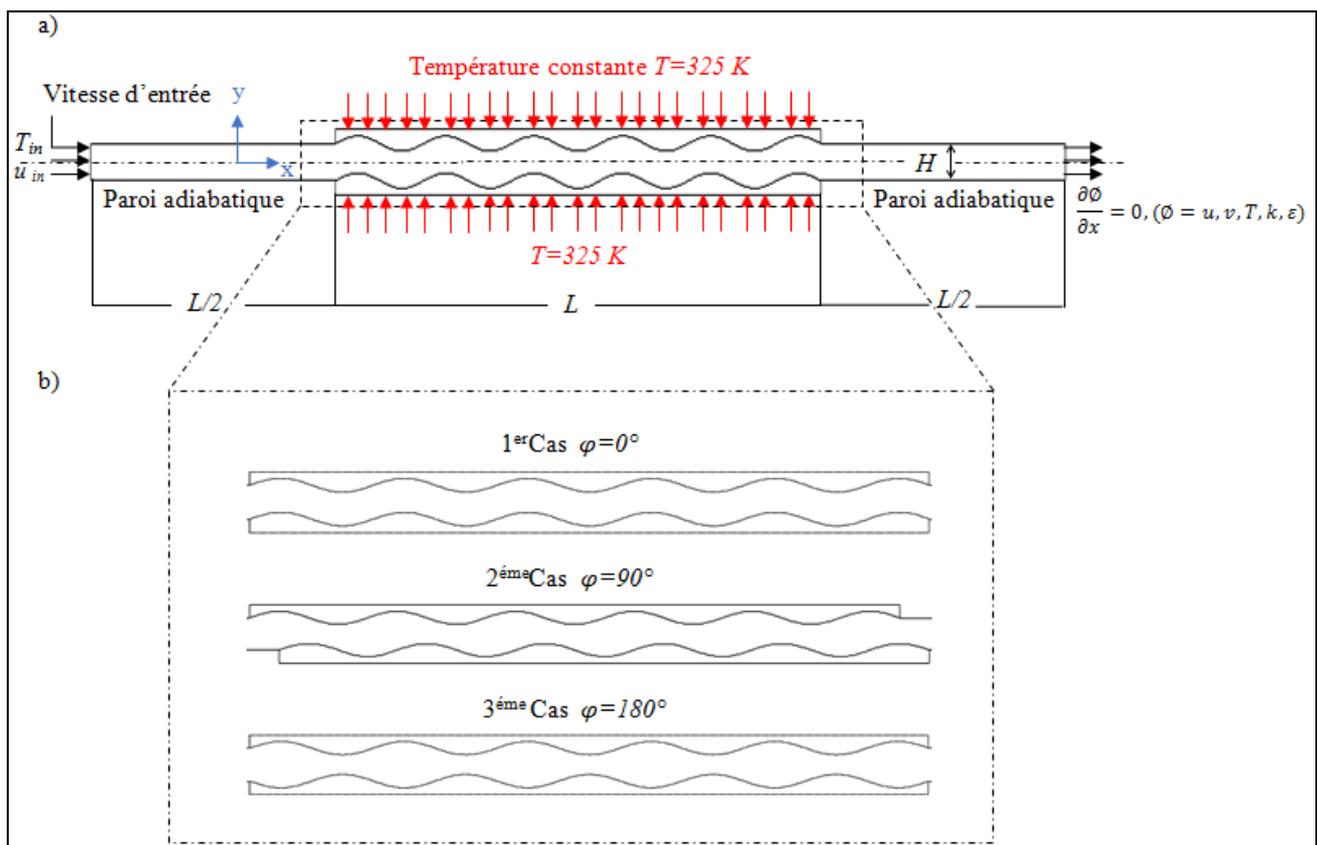
## Introduction

Ce chapitre contient une analyse numérique sur l'écoulement convectif turbulent dans un canal rectangulaire chauffée par une température constante uniforme, muni des ondulations sinusoïdales. Le problème physique, le modèle mathématique, ainsi que les conditions aux limites et le maillage seront présentés en détail.

### III.1 Géométrie du problème

Un canal rectangulaire composé de deux plaques ondulées sinusoïdales supérieure et inférieure traversé par un écoulement d'eau turbulent stationnaire. Différentes amplitudes onduleuses de 2.5, 3.5 et 4.5 mm sont examinées avec un retard de phase de  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  et  $180^\circ$ .

Cette recherche couvre un nombre de Reynolds et une température dans la gamme de 2000 à 8000 et 325 K, respectivement. La figure III.1 illustre la géométrie du problème.



**Figure III. 1.** (a) Géométrie du problème étudié, (b) Différents canaux étudiés.

**Tableau III. 1.** Paramètres géométriques des canaux ondulés étudiés. [8]

	H (mm)	a (mm)	L (mm)	$\varphi$ (°)	s (mm)	Nombre d'ondulation
1 <sup>er</sup> cas	12.5	2.5	300	0	27.27	11
				90		
				180		
2 <sup>ème</sup> cas	12.5	3.5	300	0	27.27	11
				90		
				180		
3 <sup>ème</sup> cas	12.5	4.5	300	0	27.27	11
				90		
				180		

### III.2 Formulation mathématique du problème

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur des équations reliant les divers paramètres : vitesse, pression et 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.

### III.3 Hypothèse

L'étude est conduite en adoptant les hypothèses suivantes :

- Le régime de l'écoulement est turbulent ;
- L'écoulement est supposé bidimensionnel et permanent ;
- Le fluide est supposé incompressible ;
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes ;
- Les profils de vitesse et de température à l'entrée sont supposés constants et uniformes.

#### III.3.1 Equations gouvernantes

##### III.3.1.1 Equation de Continuité

Ceci est l'équation qui exprime elle-même la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement de la façon suivante:

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

### III.3.1.2 Equation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les rapports entre les caractéristiques du fluide en mouvement et les causes qui le produisent. Il s'écrit sous la forme:

✓ Suivant x :

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

✓ Suivant y :

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

### III.3.1.3 Equation d'énergie

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

- **Equations de turbulence k-ε**

Il s'agit d'un modèle semi-empirique de l'équation de transport basé sur l'énergie cinétique turbulente  $k$  et le taux de dissipation  $\varepsilon$ . L'équation de transport du modèle pour  $k$  est dérivée de l'équation exacte, tandis que l'équation de transport du modèle pour  $\varepsilon$  est obtenue par un raisonnement physique et ressemble peu à la contrepartie mathématiquement exacte.

Les deux équations de turbulence proposée sont données comme suit :

✓ Equations énergie cinétique  $k$  :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho k u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad \text{III.5}$$

✓ Equation de la dissipation pour  $\varepsilon$  :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho \varepsilon u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \left( \frac{\varepsilon}{k} \right) G_k + C_{2\varepsilon} \rho \left( \frac{\varepsilon^2}{k} \right) \quad \text{III.6}$$

On peut modéliser la viscosité turbulente  $\mu_t$  comme suit.

$$\mu_t = \rho C_p k^2 / \varepsilon \quad \text{III.7}$$

Cette viscosité turbulente est un paramètre couramment utilisé dans les équations énergétiques, de quantité de mouvement, de cinétique turbulente et taux de dissipation turbulent. Les constantes empiriques ont été données comme ci-dessous:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

### III.3.1.4 Nombres adimensionnels

On utilise des équations adimensionnelles pour simplifier et trouver des solutions générales aux problèmes physiques.

- **Nombre de Reynolds ( $Re$ )**

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 turbulent. Le nombre de Reynolds est lié à la viscosité, densité, et une longueur de référence, il est défini de la manière suivante :

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

$u$  : La vitesse moyenne à l'entrée du canal a été calculée à partir du nombre de Reynolds

$$u = \frac{Re v}{D_h} \quad \text{III.9}$$

Le diamètre hydraulique  $D_h$  est défini par la relation :

$$D_h = \frac{4Sp}{P} = 2H_{moy} \quad \text{III.10}$$

- **Nombre de Prandtl ( $Pr$ )**

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

$$Pr = \frac{\mu Cp}{\lambda} \quad \text{III.11}$$

- **Nombre de Nusselt ( $Nu$ )**

Est un nombre adimensionnel du coefficient  $h$ , utilisé dans les opérations de transfert thermique.

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad \text{III.12}$$

- **Coefficient de frottement  $f$**

Le coefficient de frottement local à la paroi  $C_f$  est donné par :

$$C_f = \frac{2 \tau_w}{\rho u^2} \quad \text{III.13}$$

Le coefficient de frottement moyen est donné par :

$$f = \frac{(\Delta p/L) D_h}{\frac{1}{2} \rho u^2} \quad \text{III.14}$$

$\Delta p$  représente la chute de pression entre l'entrée et la sortie du canal ondulé

$$\Delta p = p_{moy,e} - p_{moy,s} \quad \text{III.15}$$

Le coefficient de transfert de chaleur local  $h(x)$  est calculé à partir de la relation :

$$h(x) = \frac{Q_w(x)}{T_w(x) - T_b(x)} \quad \text{III.16}$$

$Q_w$  est la densité du flux thermique à la paroi,  $T_w(x)$  et  $T_b(x)$  représentent respectivement les températures moyennes de la paroi et du fluide calculées sur une section d'abscisse  $x$ .

Le coefficient de transfert thermique moyen sur une longueur  $L$  du canal est calculé par :

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad \text{III.17}$$

Les nombres du Nusselt local et moyen sont donnés par les relations :

$$Nu(x) = \frac{D_h}{\lambda} h(x) \quad \text{III.18}$$

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) dx \quad \text{III.19}$$

Le critère d'évaluation des performances de l'écoulement est donné par :

$$PEC = \frac{(Nu_{ondulé}/Nu_{lisse})}{(f_{ondulé}/f_{lisse})^{1/3}} \quad \text{III.20}$$

Où  $Nu_{lisse}$  et  $f_{lisse}$  sont respectivement le nombre de Nusselt moyen et le facteur de frottement calculés pour une paroi lisse.

- Le flux de chaleur  $Q$  :

$$Q = q_m C_p (T_f - T_i) \quad \text{III.21}$$

$q_m$  : Débit massique du fluide (kg/s).

$C_p$  : Chaleur spécifique (kJ/kg. K).

$T_f$  : Température final de fluide.

$T_i$  : Température initial de fluide.

#### III.4 Conditions aux limites

Pour la résolution du système d'équations précédemment obtenu. Les conditions aux limites doivent être combinées pour chaque variable dépendante. Pour notre problème, ces conditions sont les suivantes :

- La température de fluide est constante à l'entrée du canal ondulée  $T_{in} = 288 \text{ K}$
- La vitesse à l'entrée de canal ondulée  $u_{in}$  est constante et correspond à un nombre de Reynolds fixe. Cette vitesse s'exprime par l'équation suivante :

$$u_{in} = \frac{Re \mu}{\rho D_h} \quad \text{III.22}$$

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

Reynolds	Vitesse correspondante
2000	0.08
4000	0.16
6000	0.24
8000	0.32

Les deux parois supérieure et inférieure sont soumises à une température constante :

$$T_{w,sup} = T_{w,inf} = 325 \text{ K.}$$

**Tableau III. 3.** Conditions aux limites.

Limite	Condition thermique
Paroi supérieure : $y=0, 0 < x < L$	$T=325 \text{ K}$
Paroi inférieure : $y=H, 0 < x < L$	$T=325 \text{ K}$
Entrée : $x=0, 0 < y < H$	$T_{in}=288 \text{ K}$ $u_{in} = \frac{Re \mu}{\rho D_h}$
Sortie : $x=L, 0 < y < H$	$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial k}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$

### III.5 Propriétés du fluide

Dans notre étude, nous avons utilisé l'eau comme fluide caloporteur et l'aluminium comme matériau de canal ondulé, et le tableau III.4 ci-dessous montre ses propriétés thermo-physiques à  $T=300\text{K}$ .

**Tableau III. 4.** Propriétés physiques du fluide utilisé eau à  $T=300K$ .

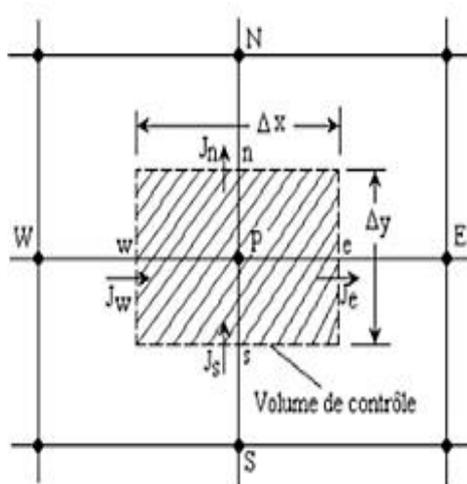
Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	$\rho$	998.2
La conductivité thermique ( $\text{kg}/\text{m} \cdot \text{K}$ )	$K$	0.6
Capacité thermique spécifique ( $\text{kg}/\text{kg} \cdot \text{K}$ )	$C_p$	4182
Viscosité dynamique ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )	$\mu$	0.001003

### III.6 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur des volumes qui entourent chaque nœud du maillage. Cette méthode possède des propriétés qui en font l'une des méthodes les plus appropriées pour étudier particulièrement les écoulements turbulents. En effet, elle est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non-linéaires.

#### III.6.1 Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à diviser le champ arithmétique en plusieurs petits volumes non superposés dont la somme est exactement la taille du champ arithmétique à étudier.

**Figure III. 2.** Volume de contrôle dans le cas 2D.

### III.6.2 Volume de contrôle

Le volume de contrôle contient un nœud appelé nœud maître P, qui est entouré des faces n, s, e et w, les points E et W (est et ouest) sont adjacents dans la direction x, et N et S (nord et Sud) est la direction y, comme le montre la Figure III.3. Ainsi, des scalaires tels que la pression P et la température T sont évalués aux nœuds du maillage principal (voir Figure III.3) ; dans le cas de vecteurs tels que les vitesses axiale  $u$  et radiale  $v$ , aux surfaces du volume de contrôle du maillage principal calculé ci-dessus (pour vitesse axiale sur les faces s et n, vitesse radiale sur les faces w et e). Différentes équations de conservation sont intégrées sur le volume de contrôle pour déterminer les variables scalaires et vectorielles du problème.

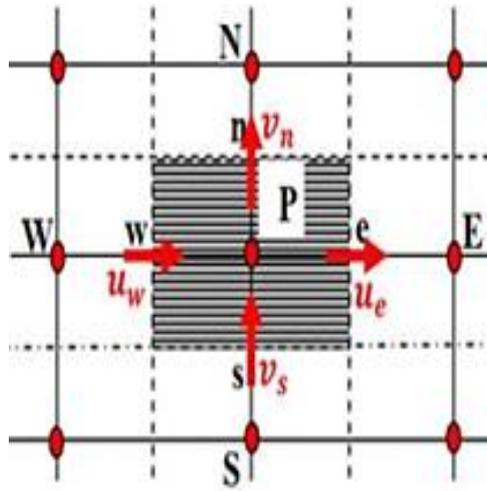


Figure III. 3. Schéma du maillage.

## III.7 Outil de simulation Gambit et Fluent

### III.7.1 Gambit

Gambit est un logiciel qui permet de créer des maillages utilisables notamment sous Fluent. Ce logiciel permet de définir et de créer des modèles d'études (surfaces ou volumes) et de les mailler selon le bon vouloir de l'utilisateur.

### III.7.1.1 Interface de Gambit

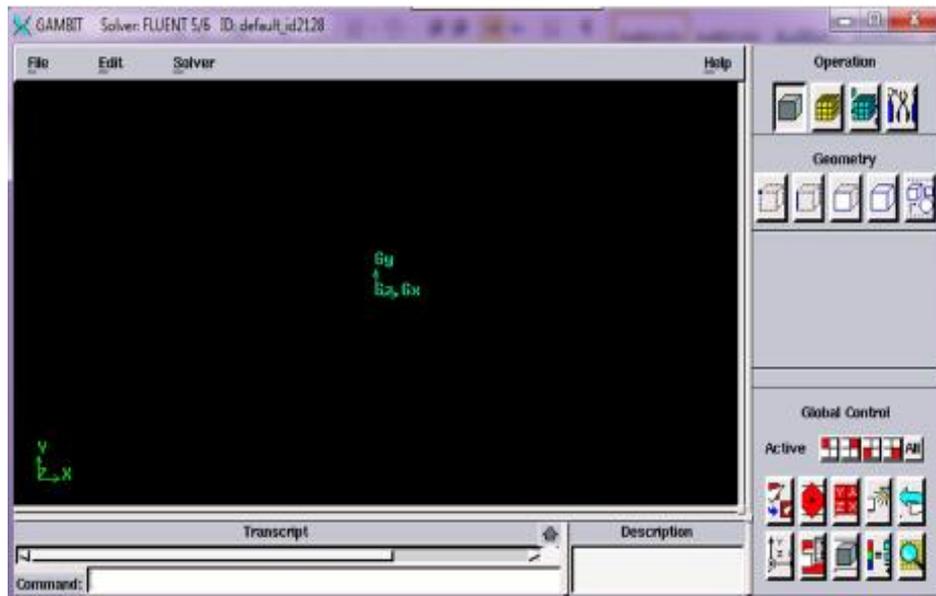


Figure III. 4. Interface de travail du préprocesseur Gambit.

### III.7.1.2 Présentation de la géométrie dans Gambit

Pour notre simulation, le travail sous Gambit est de procéder comme suit :

➤ **Le choix de solveur**

Avant de créer la géométrie, il faut choisir le type de solveur, c'est à dire le type de logiciel que vous utiliserez plus tard (Fluent ici) (dans notre cas choisissez la bonne version du logiciel, choisissez Fluent 5/6) (Figure III.5).

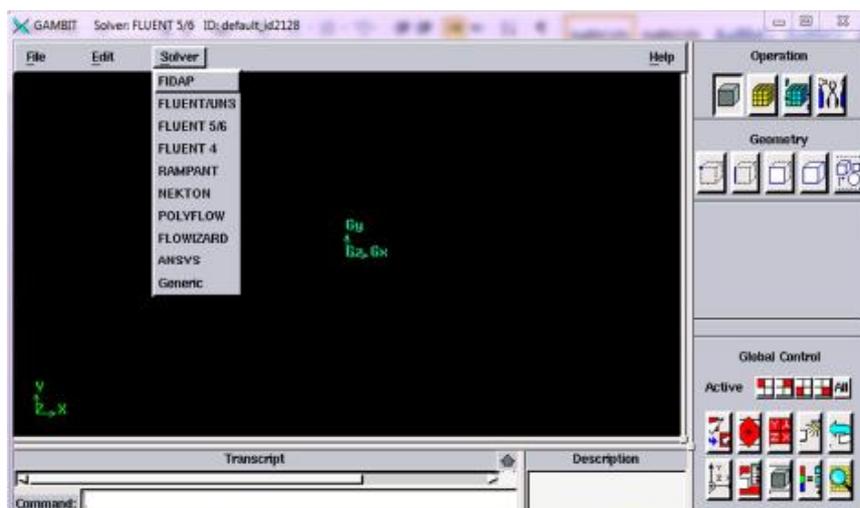
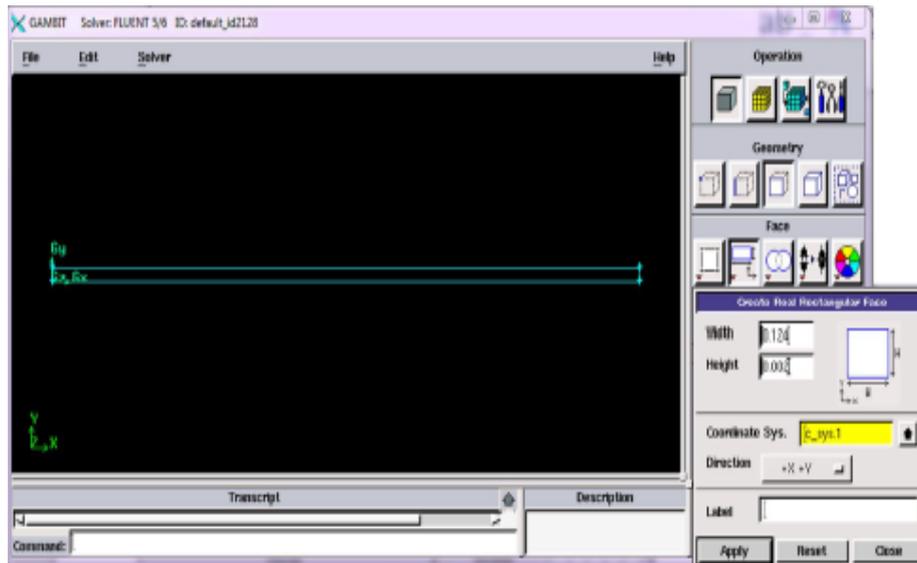


Figure III. 5. Type de solveur.

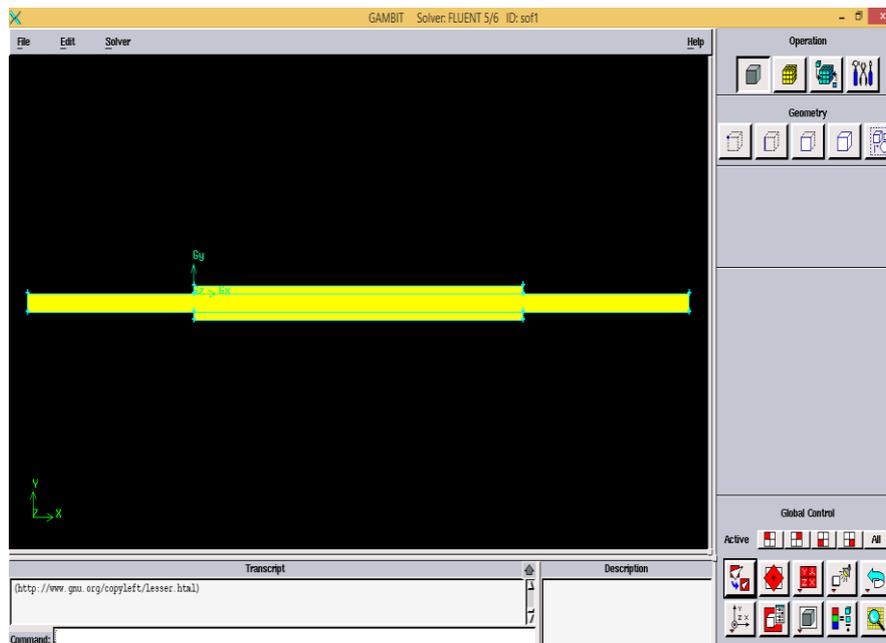
➤ **Création de la géométrie**



**Figure III. 6.** Création de la géométrie du canal ondulée simple.

➤ **Maillage de la géométrie**

Il est préférable d'utiliser un logiciel de simulation pour le prétraitement. Il peut générer des maillages structurés ou non structurés en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut générer des maillages complexes en 2D ou 3D, Rectangle ou triangle de grille.



**Figure III. 7.** Maillage de canal simple sur Gambit.

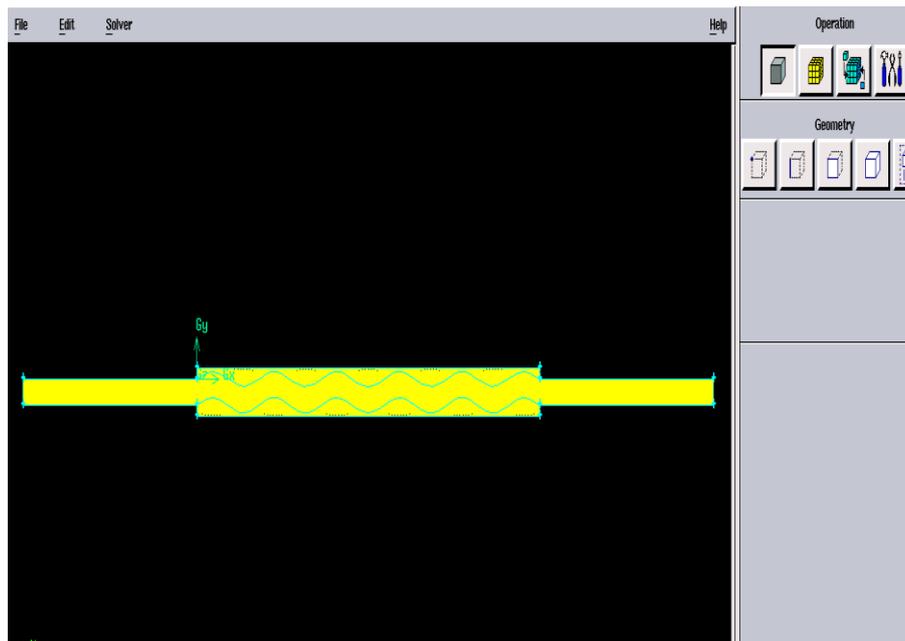


Figure III. 8. Maillage de canal ondulé 0° sur Gambit.

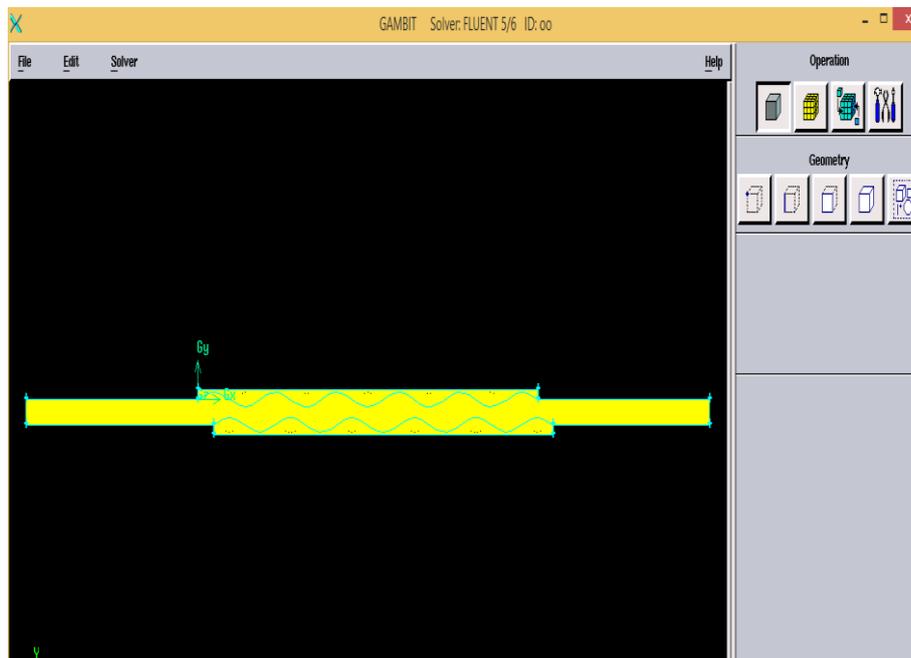


Figure III. 9. Maillage de canal ondulé 90° sur Gambit.

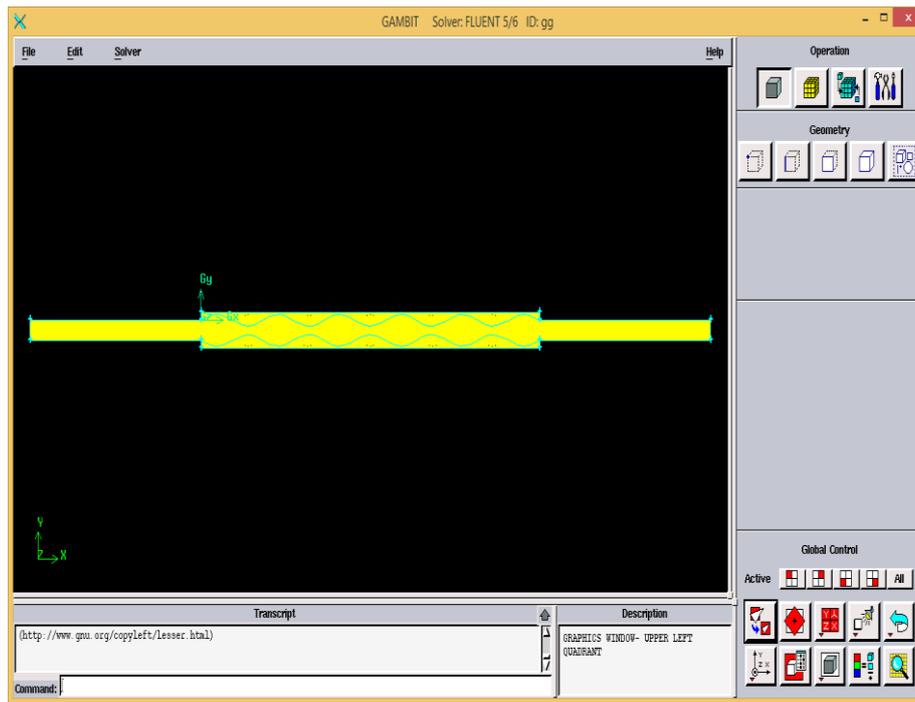


Figure III. 10. Maillage de canal ondulé 180 ° sur Gambit.

- Vérification du maillage.
- Spécification de la nature des zones et les conditions aux limites.

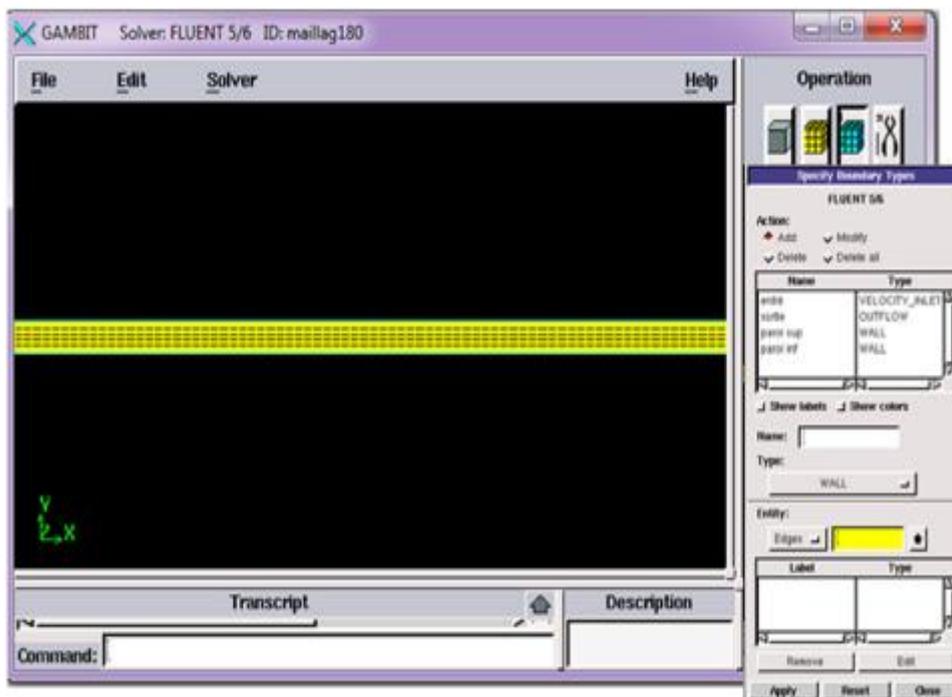


Figure III. 11. Définition des conditions aux limites sur Gambit.

Enregistrement du fichier «. Mesh».

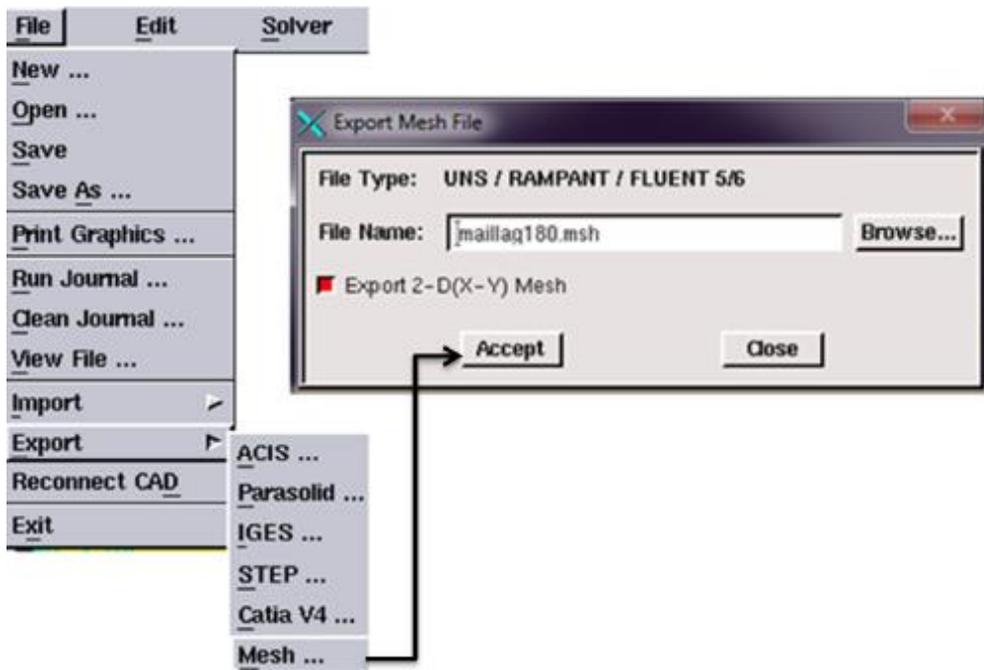


Figure III. 12. Exportation du maillage.

### III.7.2 Fluent

La simulation numérique de la dynamique des fluides est utilisée pour la modélisation, la visualisation et l'analyse de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur. Elle permet aux utilisateurs d'optimiser les performances des nouvelles conceptions tout en réduisant les délais de mise sur le marché, les risques associés et les coûts.

Fluent est un logiciel largement utilisé dans de nombreuses applications industrielles. Il permet de résoudre l'écoulement des fluides (champ de vitesse, température, etc.), c'est pourquoi nous l'avons choisi pour nos simulations.

#### III.7.2.1 Etapes générales

##### III.7.2.1.1 Importation de la géométrie «Mesh»

###### ➤ Ouvrir la version de Fluent

On va choisir la résolution 2D.

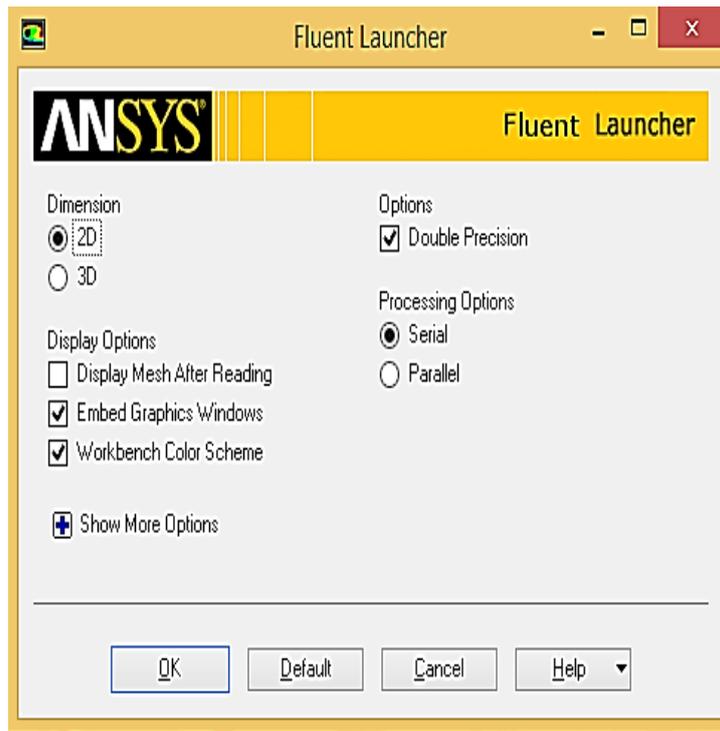


Figure III. 13. Type de résolution.

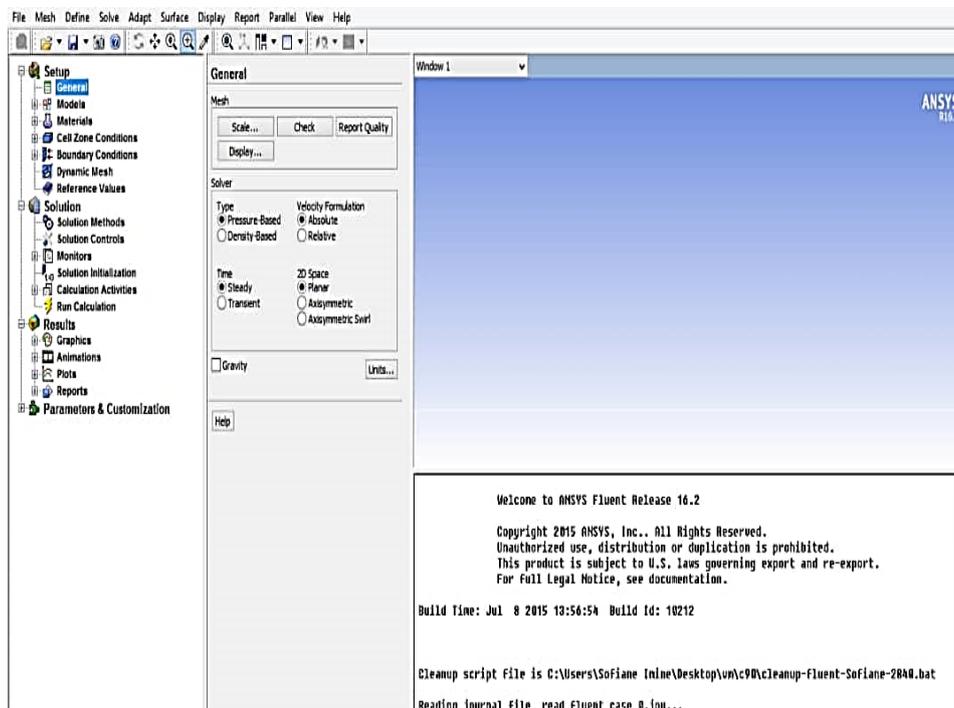


Figure III. 14. Interface ANSYS-Fluent.

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

**File ==>Read ==>Case...**

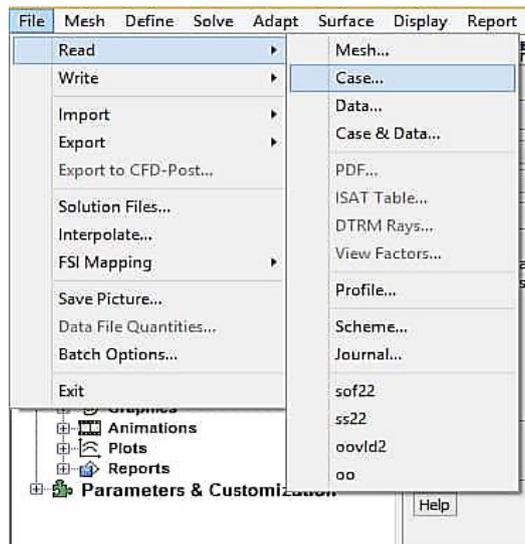


Figure III. 15. Importation de la géométrie.

➤ **Vérification du maillage importé**

**Mesh==>Check...**

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

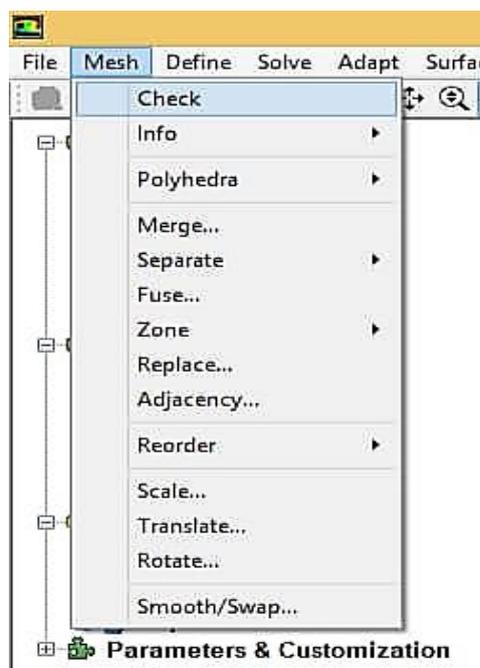


Figure III. 16. Vérification du maillage sous Fluent.

➤ **Vérification de l'échelle :**

**Mesh ==>Scale ...**

C'est pour vérifier l'unité.

➤ **Choix du solveur :**

**Define==>Models==>Solver ...**

Pour préciser le solveur de propriété.

➤ **Affichage de la grille :**

**Display==>Grid ...**

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

➤ **Choix la formulation de l'équation d'énergie :**

**Define ==>Models==>energy...**

C'est la formulation de l'équation d'énergie.

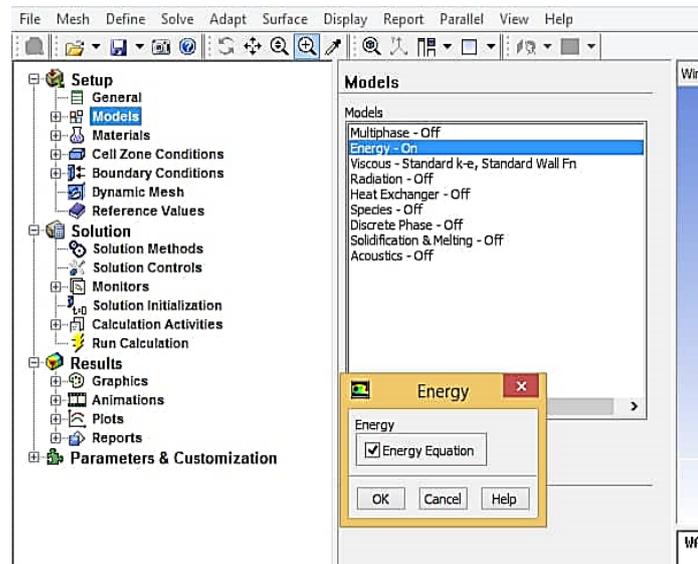


Figure III. 17. Etablir l'équation d'énergie.

➤ **Choix du modèle de turbulence :**

**Define ==>Models ==>Viscous...**

Pour définir le modèle de régime de l'écoulement.

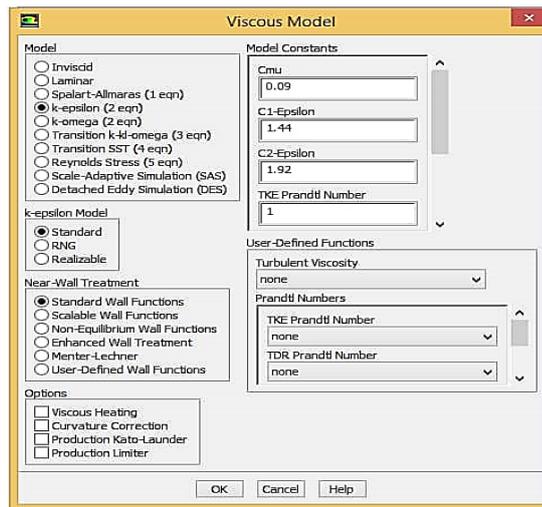


Figure III. 18. Choix du modèle de turbulence.

➤ Définition des caractéristiques des matériaux :

Define ==>Materials....

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

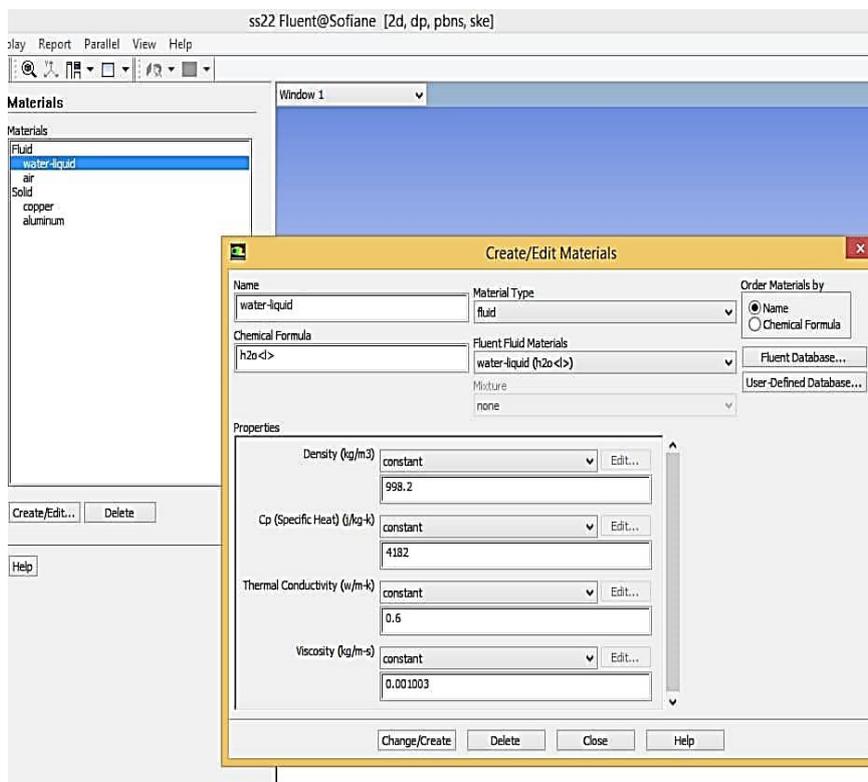


Figure III. 19. Définition des caractéristiques du fluide.

➤ Définition condition aux limites :

Define ==>Boundary condition...

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies à l'aide de la fenêtre boundary condition, après chaque sélection, les délimitations pertinentes (entrée, sortie, paroi sup, paroi inf, fluide), et introduire des conditions aux limites.

Il existe de nombreuses conditions, notamment :

- Velocity inlet à l'entrée : Pour un débit incompressible ou modérément compressible lorsque la vitesse d'entrée est connue.
- Pressure outlet à la sortie est utilisé pour simuler la sortie du fluide, et nous ne connaissons pas à l'avance les détails de la vitesse et de la pression à la sortie.
- paroi supérieure et inférieure : utilisés pour séparer la zone solide de la zone fluide.

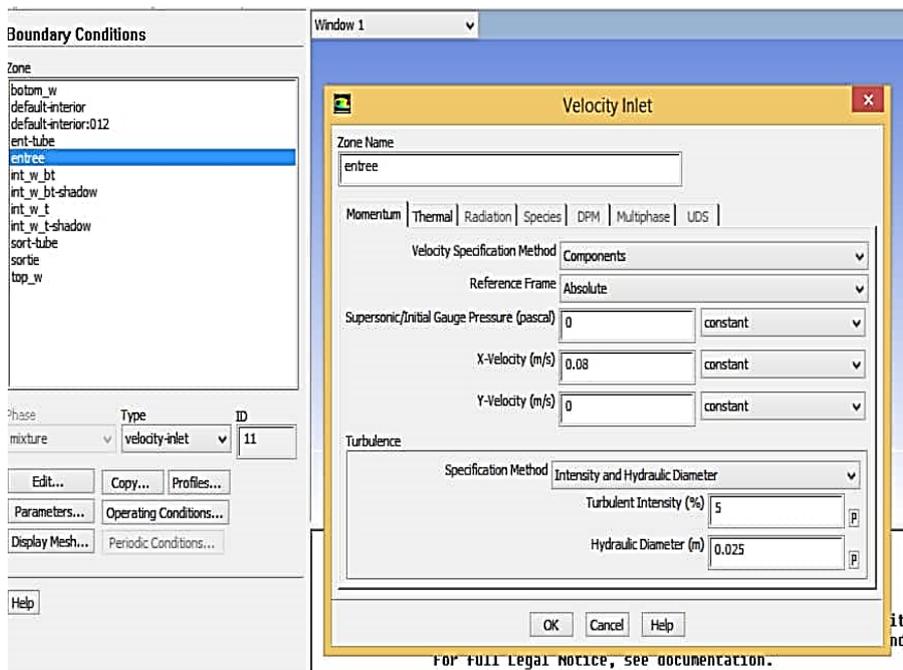


Figure III. 20. Définition des conditions aux limites.

➤ Choix de solution :

Solve==>intialize==>initialize...

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

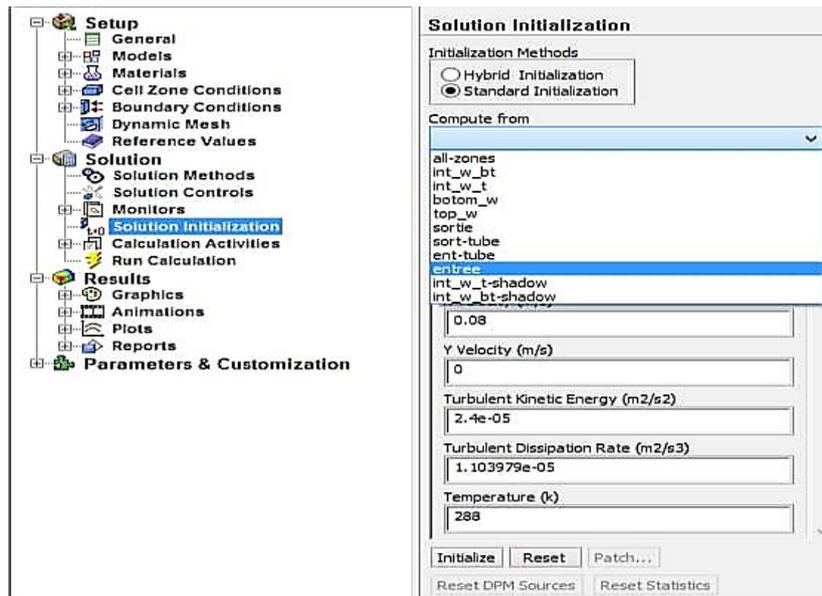


Figure III. 21. Initialisation de la vitesse et température à l'entrée.

Solve ==>Monitors==>Residual...

Faire activer l'option plot dans la fenêtre résiduel monitor et on a choisi 1000 pour faciliter les calculs.

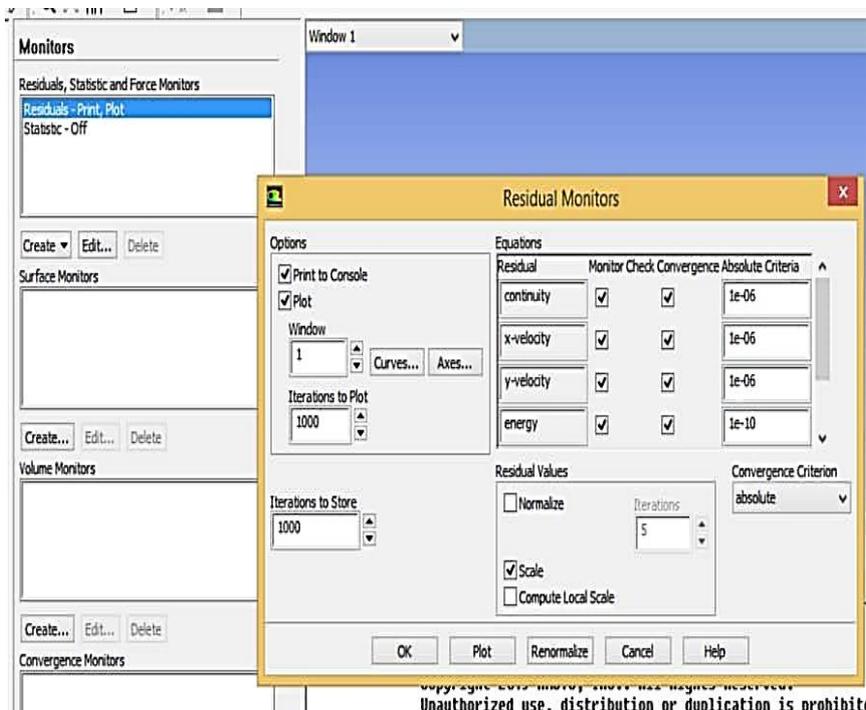


Figure III. 22. Résiduels monitors.

Solve==>Iterate...

Lancement des itérations jusqu'à la convergence.

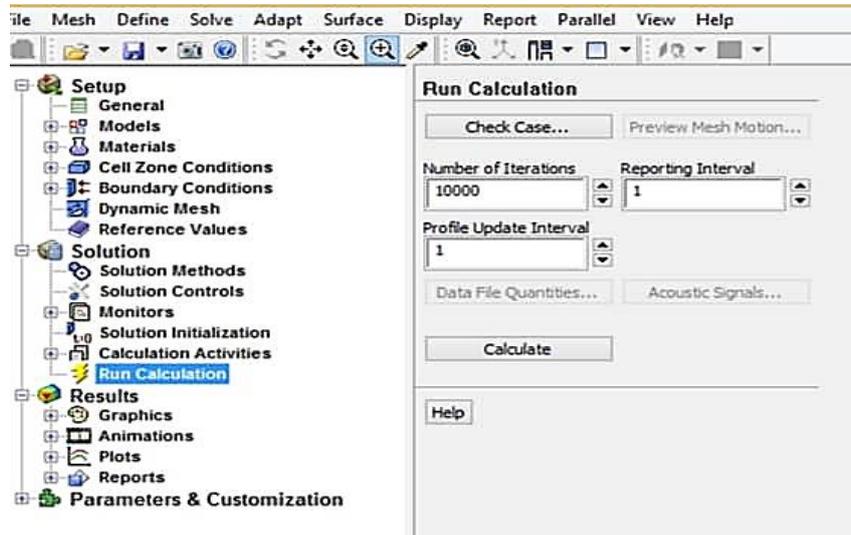


Figure III. 23. Lancement les itérations.

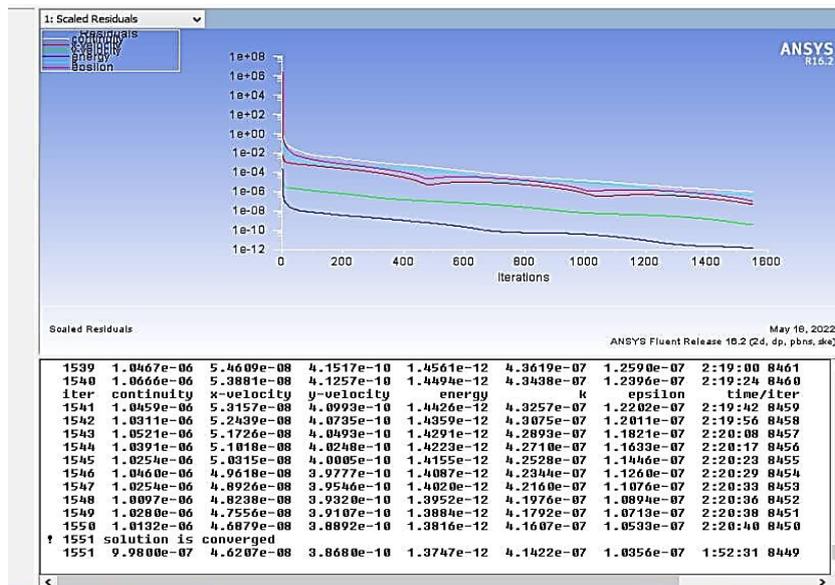
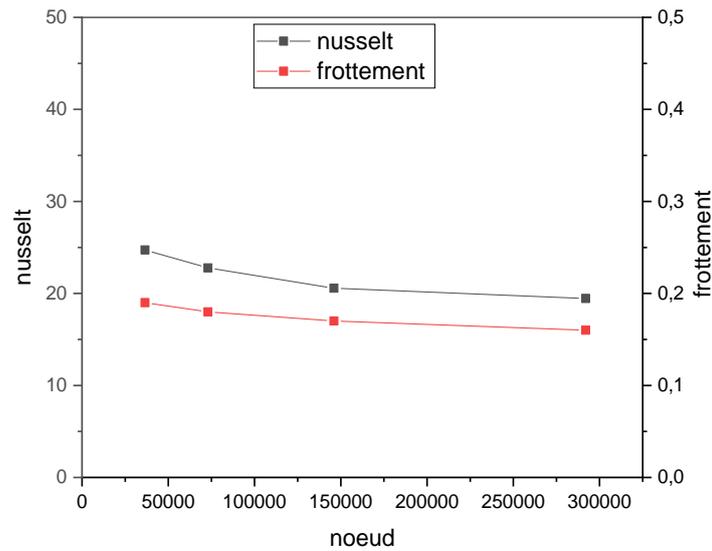


Figure III. 24. Fenêtre des itérations.

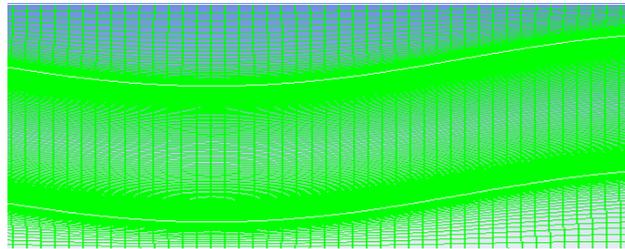
### III.8 Indépendance de maillage

Pour analyser le maillage, nous avons testé quatre grilles composées de 36500, 72000, 146000 et 292000 mailles pour  $Re=2000$ . Les variations du nombre de Nusselt et de facteur de frottement avec le nombre des nœuds près des parois chaudes sont vérifiées comme le montre la figure III.25.



**Figure III. 25.** Nombre de Nusselt et le facteur de frottement pour différentes nombre de mailles.

La comparaison des nombres de Nusselt et facteur de frottement moyens a montré un écart de l'ordre de 5% et de 6% respectivement entre les grilles 146 000 et 292 000, figure III-26. Pour la suite, nous avons retenu la grille composée de 146 000 nœuds.



**Figure III. 26.** Maillage structuré du domaine de calcul.

## Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté le modèle physique et mathématique qui régit le phénomène de la convection forcée en régime turbulent et stationnaire à l'intérieur d'un canal ondulé. Les résultats obtenus à travers les simulations réalisées sont présentés et discutés en détail dans le chapitre suivant.

# Chapitre IV

## *Résultats et discussions*

## Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats numériques se rapportant à l'étude dans un mini-canal rectangulaire muni d'ondulations sinusoïdales. Nous présentons la validation du code de calcul à l'aide de données puisées de la littérature, les résultats obtenus sont présentés et discutés dans la section IV.2. Ce chapitre est clôturé par une conclusion synthétique des différentes observations.

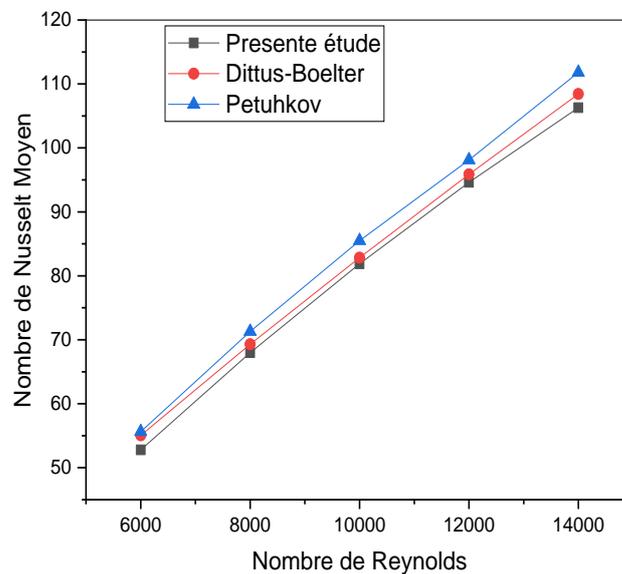
### IV.1 Validation des résultats de simulation

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 corrélations empiriques publiés par **Dittus-Boelter** et **Petuhkov** [41], [42].

$$Nu = 0.024Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \text{IV.1}$$

$$Nu = \frac{RePr(f/8)}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{IV.2}$$

La figure IV. 1. montre un accord satisfaisant entre résultats obtenus et ceux de la bibliographie.



**Figure IV. 1.** Comparaison des nombres de Nusselt moyen avec les résultats empiriques de Dittus-Boelter et Petuhkov [41],[42].

## IV.2 Résultats et discussions

### IV.2.1 Effet de déphasage sur les paramètres thermiques pour différents amplitudes d'ondulations.

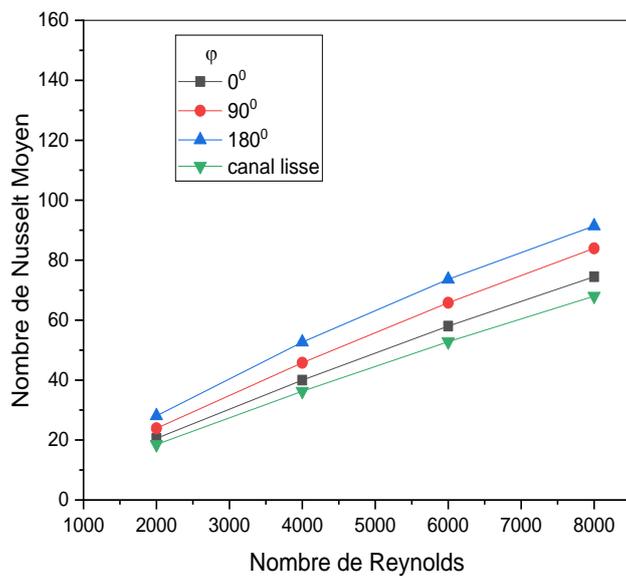
#### IV.2.1.1 Nombre de Nusselt moyen

L'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents retard de phase d'ondulations et pour divers amplitude d'ondulation est illustrée sur les figures IV-2 (a, b, c). Il est facile d'observer que le nombre de Nusselt augmente à mesure que le nombre de Reynolds augmente, ce qui peut être attribué au fait que le nombre de Nusselt dépend du taux de transfert de chaleur. Ses valeurs atteignent des valeurs supérieures à celles obtenues un canal lisse, pour tous les canaux ondulés étudiés.

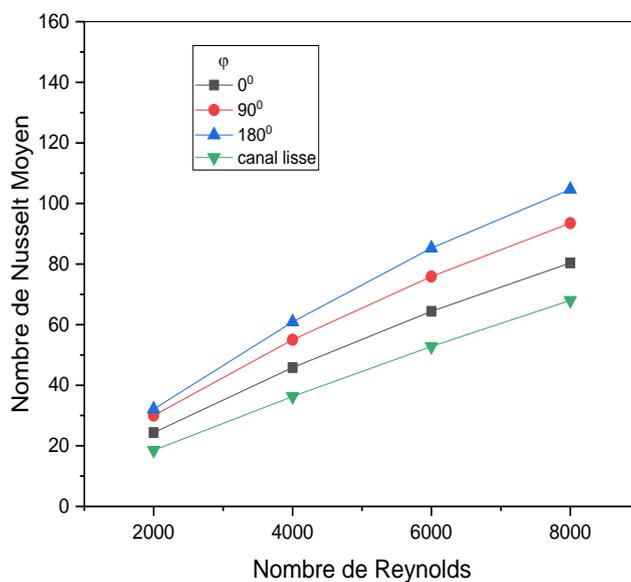
La même figure IV-2 montre l'effet de déphasage sur le nombre de Nusselt. On peut noter que le nombre de Nusselt est plus important en augmentant le retard de phase jusqu'à  $180^\circ$ , cela peut s'expliquer par le passage convergent-divergent entre les deux plaques. Il est à noter que ce passage permet d'augmenter la vitesse du fluide, et par suite le coefficient de transfert thermique. Par conséquent, le nombre de Nusselt augmente à mesure que  $\varphi$  augmente.

La variation de l'amplitude d'ondulation a un effet significatif sur le taux de transfert de chaleur, à mesure qu'on augmente l'amplitude, le nombre de Nusselt augmente considérablement, ceci est dû à l'augmentation de l'espace où il y a une recirculation de fluide plus élevée avec un écoulement plus important, ce qui se traduit par une plus grande intensité de transfert.

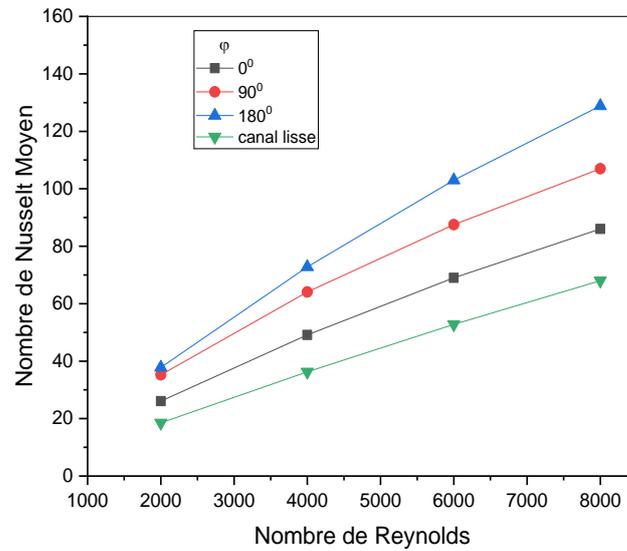
✓ a. pour  $a=2.5$  mm



✓ b. pour  $a=3.5$  mm



✓ c. pour  $a=4.5$  mm



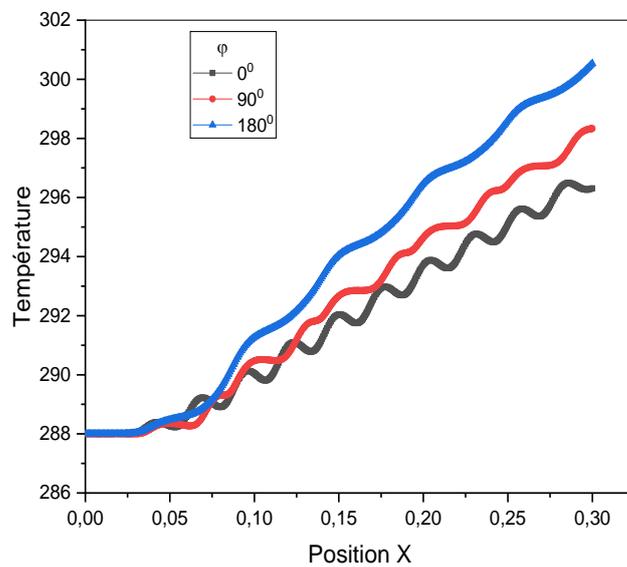
**Figure IV. 2.** Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour différents déphasages avec variation de l'amplitude d'ondulation.

#### IV.2.1.2 Distribution de la température moyenne le long du canal chauffé

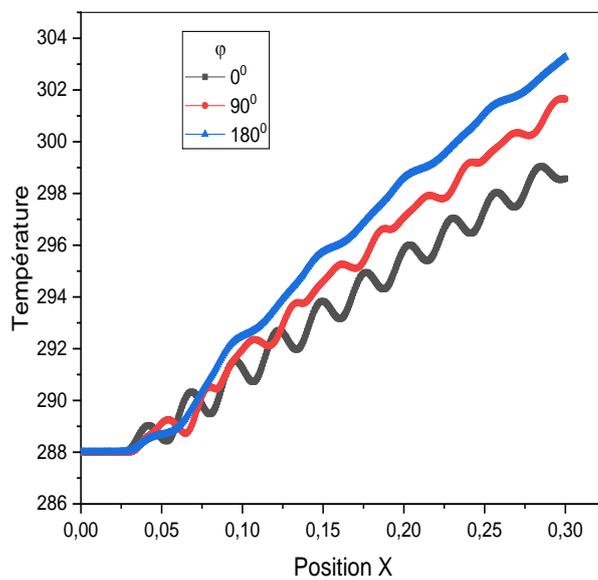
La distribution de la température moyenne de l'eau le long de l'écoulement, est présentée sur les figures IV.3 (a, b, c), pour différents déphasage avec divers amplitude d'ondulation.

Il est important de voir que l'évolution de la température change, due d'une part à la disposition de température sur les deux parois, et d'autre part à l'amplitude d'ondulation. On remarque bien que l'évolution de la température moyenne est meilleure pour un déphasage de  $180^\circ$  comparant au deux autres déphasages  $0^\circ$  et  $90^\circ$ , ceci est vu pour les trois amplitudes d'ondulation, à mesure que l'amplitude augmente, une perturbation de la distribution de la température est observée.

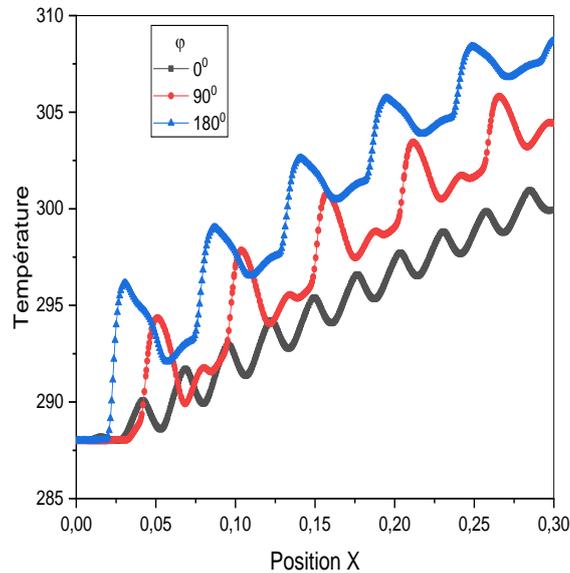
✓ a. pour  $a=2.5$  mm



✓ b. pour  $a=3.5$  mm



✓ c. pour  $a=4.5$  mm



**Figure IV. 3.** Distribution de la température moyenne du fluide le long du canal pour différents déphasage et à divers amplitude d'ondulation.

#### IV.2.1.3 Distribution du Nusselt local

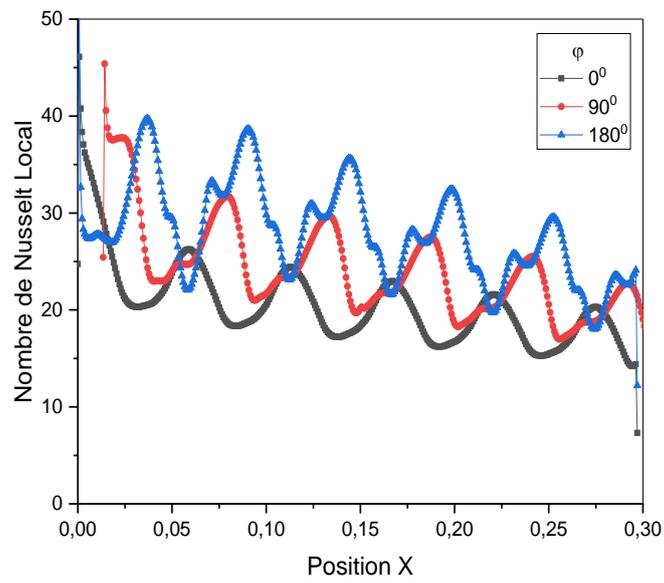
Les figures IV.4 (a, b, c) montrent la répartition du nombre de Nusselt local sur la partie chauffée du canal, pour un nombre de Reynolds de 2000 à divers amplitude d'ondulations et pour différents déphasage.

Les résultats montrent que les canaux ondulés améliorent les nombres de Nusselt locaux par rapport au cas d'un canal lisse. La surface ondulée améliore la diffusion de la chaleur le long de l'axe, ce qui se traduit par une distribution plus uniforme de la température dans le fluide.

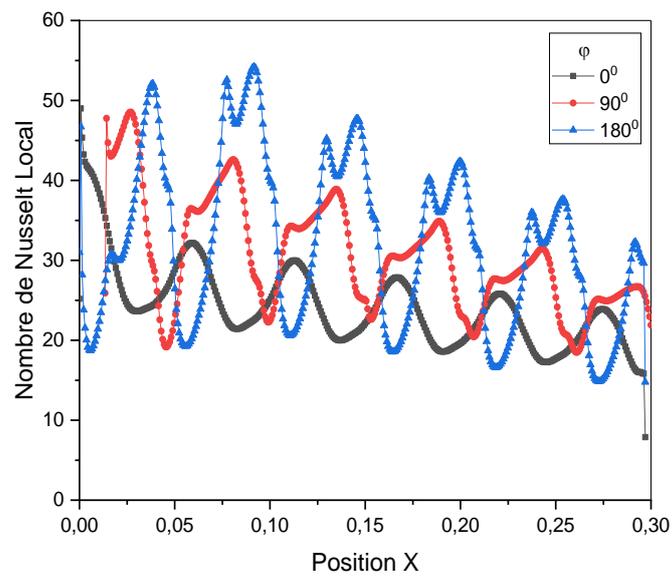
Il est clair de voir que le Nusselt local tend à diminuer le long du canal en raison de l'équilibre thermique observé entre la paroi chaude et l'eau.

Le modèle avec un déphasage de  $180^\circ$  améliore le transfert de chaleur en augmentant la vitesse axiale du fluide grâce au passage convergent-divergent. Il offre de meilleurs résultats pour le nombre de Nusselt comparé au déphasage nul et au déphasage de  $90^\circ$ .

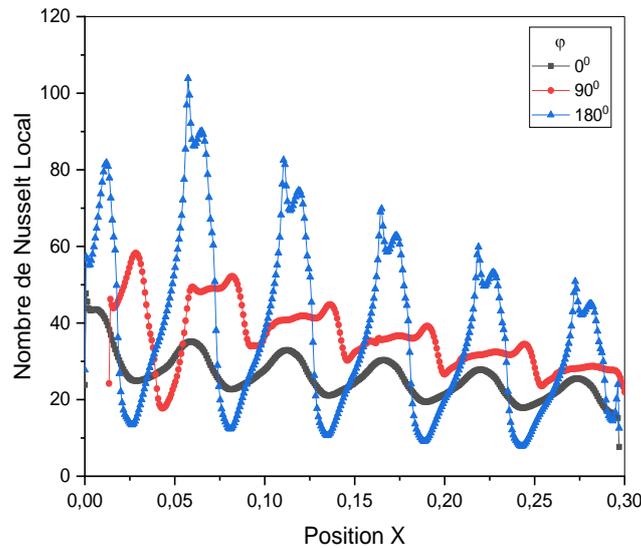
✓ a. pour  $a=2.5$  mm



✓ b. pour  $a=3.5$  mm



✓ c. pour  $a=4.5$  mm



**Figure IV. 4.** Distribution locale du nombre de Nusselt pour différents déphasage à divers amplitudes d'ondulations à  $Re=2000$ .

#### IV.2.2 Effet de déphasage sur les paramètres dynamiques pour différents amplitudes d'ondulations.

##### IV.2.2.1 Facteur de frottement moyen

Le facteur de frottement moyen est comparé pour différentes retard de phase et à divers amplitudes d'ondulation.

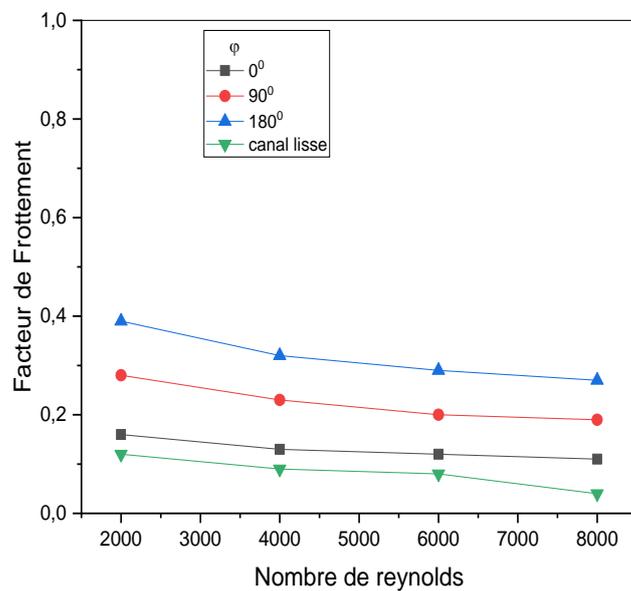
Comme l'illustre les figures IV. 5 (a, b, c). On peut clairement voir que lorsque le nombre de Reynolds augmente, le facteur de frottement diminue progressivement.

La présence d'ondulations conduit à un facteur de friction  $f$  plus élevé que dans le cas d'un canal lisse.

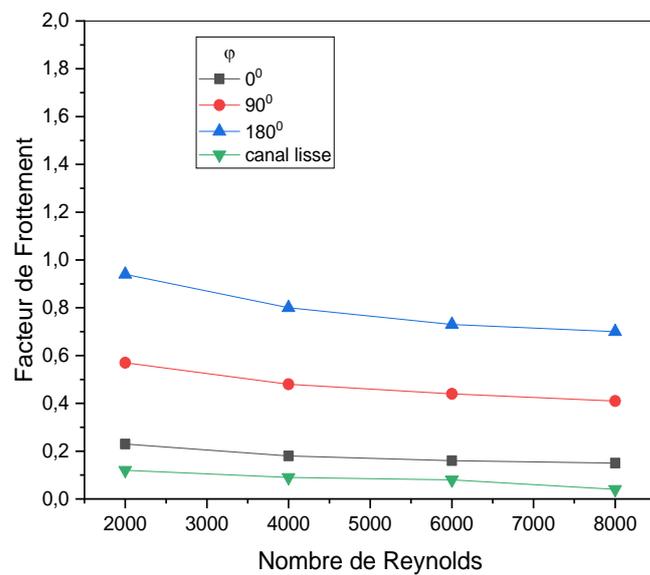
Le retard de phase a un effet significatif sur le facteur de frottement moyen  $f$  ; ceci est clairement visible dans le cas d'un déphasage de  $180^\circ$ , où le passage convergent-divergent permet d'augmenter le facteur  $f$  par rapport au cas où le déphasage est de  $90^\circ$  et le déphasage nul.

A mesure que l'amplitude d'ondulation augmente, l'écart de  $f$  entre les différents cas de déphasage augmente ceci est dû à l'augmentation des plissements des ondulations ce qui induit d'attraper une quantité supplémentaire de fluide qui provoque autant de frottement avec les parois.

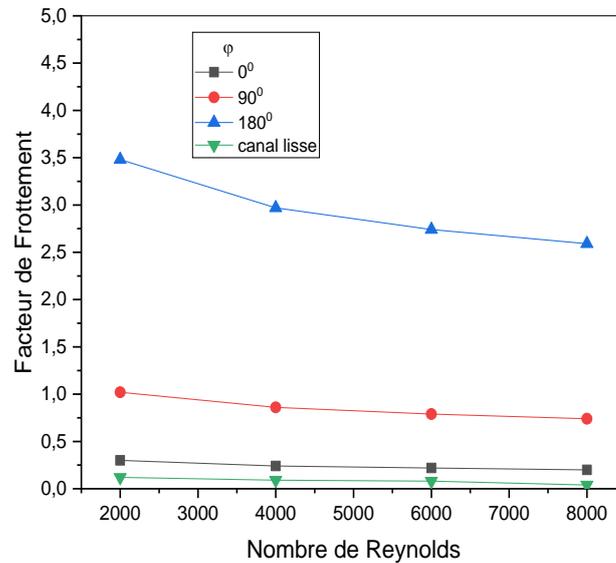
✓ a. pour  $a=2.5$  mm



✓ b. pour  $a=3.5$  mm



✓ c. pour  $a=4.5$  mm



**Figure IV. 5.** Facteur de frottement moyen en fonction de Reynolds pour différents déphasage à divers amplitude d'ondulation.

#### IV.2.2.2 Distribution du coefficient de friction local

Pour un nombre de Reynolds égal à 2000, on présente sur les figures IV.6 (a, b, c), le coefficient de friction local le long du canal chauffé.

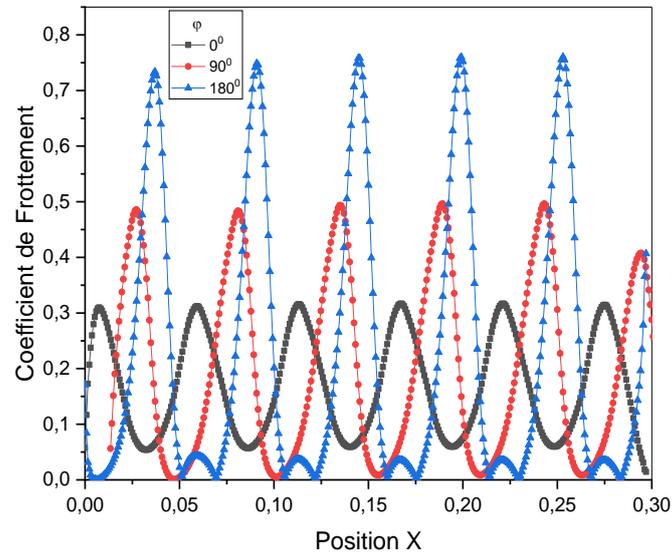
A travers ces figures, on peut voir que, le coefficient de friction local varie en fonction de la longueur du canal. On constate que le coefficient local  $C_f$ , atteint des valeurs importantes avec un déphasage égal à  $180^\circ$ , ceci est observé pour toutes les amplitudes d'ondulation.

L'évolution du coefficient de frottement  $C_f$ , pour un déphasage de  $180^\circ$  est bien différent de celle observé pour un déphasage de  $0^\circ$  et  $90^\circ$ , ceci est dû au changement de section entre les parois, où les deux pics d'ondulation sont en position opposée.

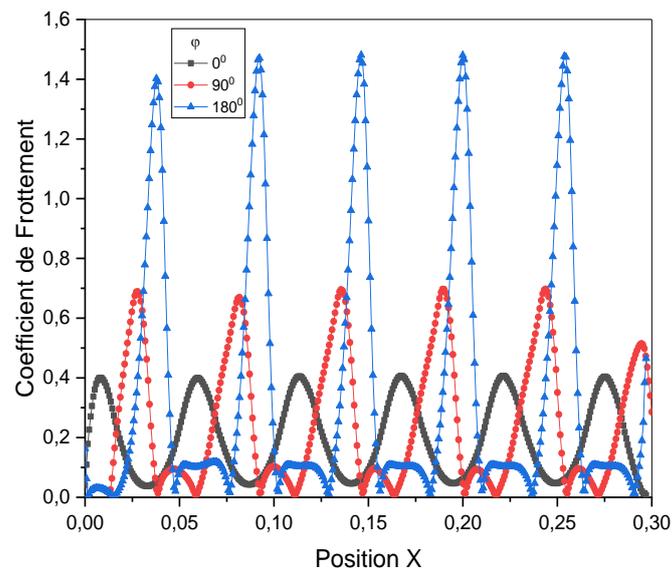
L'augmentation du coefficient de frottement au sommet de l'ondulation se fait d'une manière progressive, une augmentation brusque de ce coefficient due à la diminution de la section de passage pour le canal à déphasage  $180^\circ$ , où les deux pics d'ondulations sont opposés, c'est-à-dire une succession de convergent-divergent. Ce passage favorise l'augmentation de la vitesse axiale du fluide et par suite l'augmentation du coefficient de frottement, contrairement au déphasage nul où la disposition des ondulations est à direction parallèle.

Dans le cas d'un canal lisse, le coefficient  $C_f$ , présente des valeurs stables et plus faibles, dues principalement à l'absence des ondulations.

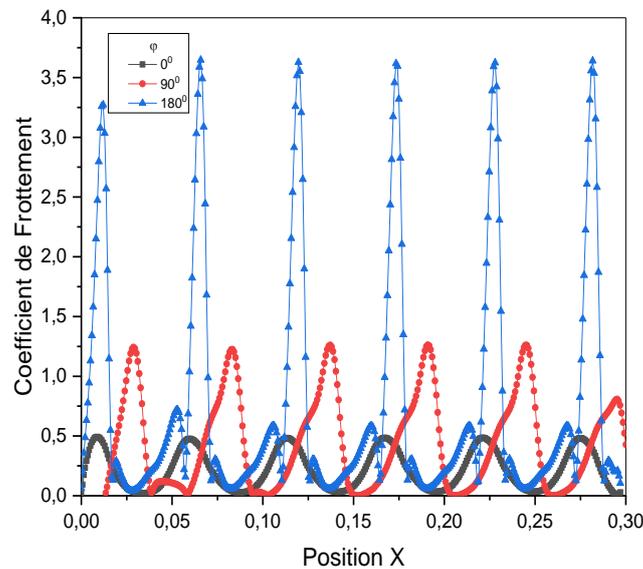
✓ a. pour  $a=2.5$  mm



✓ b. pour  $a=3.5$  mm



✓ c. pour  $a=4.5$  mm



**Figure IV. 6.** Coefficient de friction local pour un nombre de Reynolds égale à ; pour différents déphasages et à divers amplitudes d'ondulations.

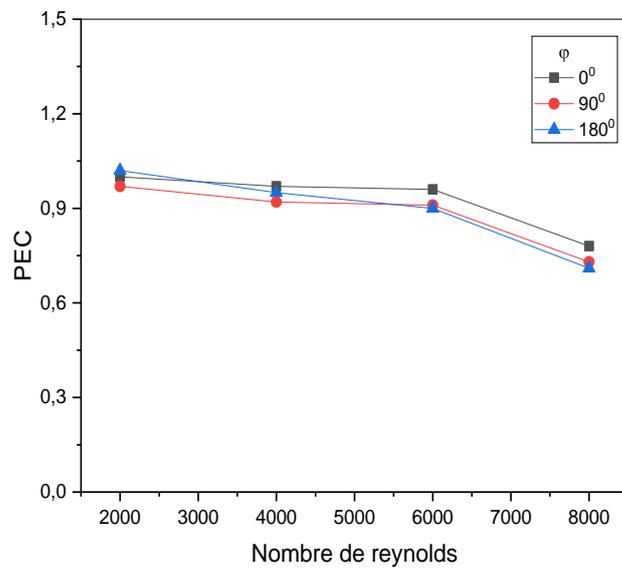
### IV.2.3 Critère d'évaluation des performances

Les figures IV. 7 (a, b, c) montrent la variation du critère d'évaluation des performances en fonction de nombre de Reynolds pour différents déphasages ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$  et  $180^\circ$ ), et à divers amplitudes d'ondulation.

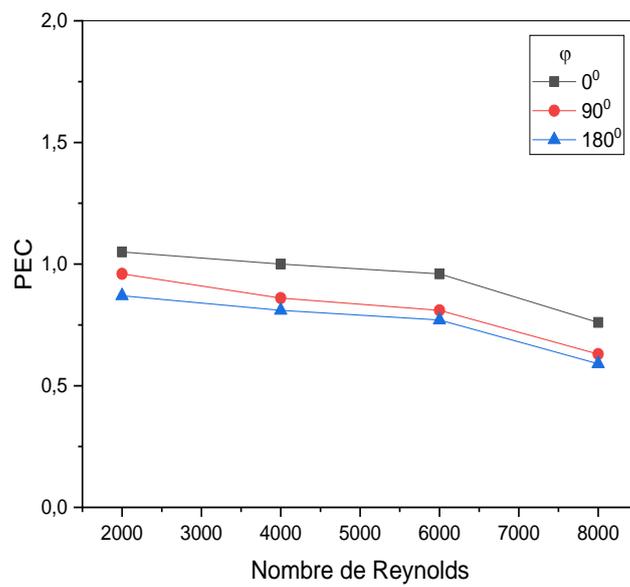
Ces figures montrent que les valeurs de  $PEC$  les plus élevées correspondent à un déphasage de  $0^\circ$  pour tous les cas d'amplitudes étudiés, ceci peut être expliqué par l'augmentation du frottement dans les canaux avec déphasage  $90^\circ$  et  $180^\circ$ , ce qui entraîne une diminution du facteur d'amélioration thermique.

Il est également facile de voir que, pour tous les cas étudiés, lorsque le nombre de Reynolds augmente, la valeur du  $PEC$  diminue. En outre, il convient de noter que l'augmentation de Reynolds améliore à la fois le nombre de Nusselt moyen  $Nu$  et le facteur de friction  $f$ .

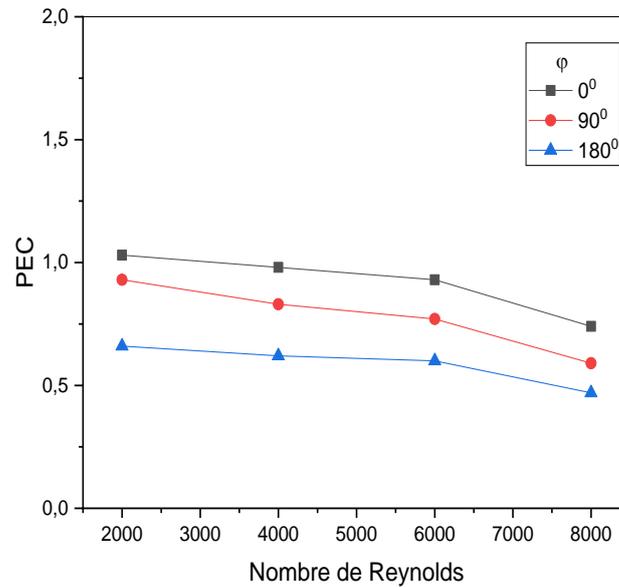
✓ a. pour  $a=2.5$  mm



✓ b. pour  $a=3.5$  mm



✓ c. pour  $a=4.5$  mm



**Figure IV. 7.** Critère d'évaluation des performances du canal ondulé pour différents retard de phase et à divers amplitudes d'ondulations.

#### IV.2.4 Les Contours de température et lignes des courants

La figure IV.8 présente les contours de la température et les lignes de courant pour différents amplitudes et retard de phase avec une température constante imposée sur les deux parois supérieur et inférieur  $T=325$  K pour Reynolds égale à 6000.

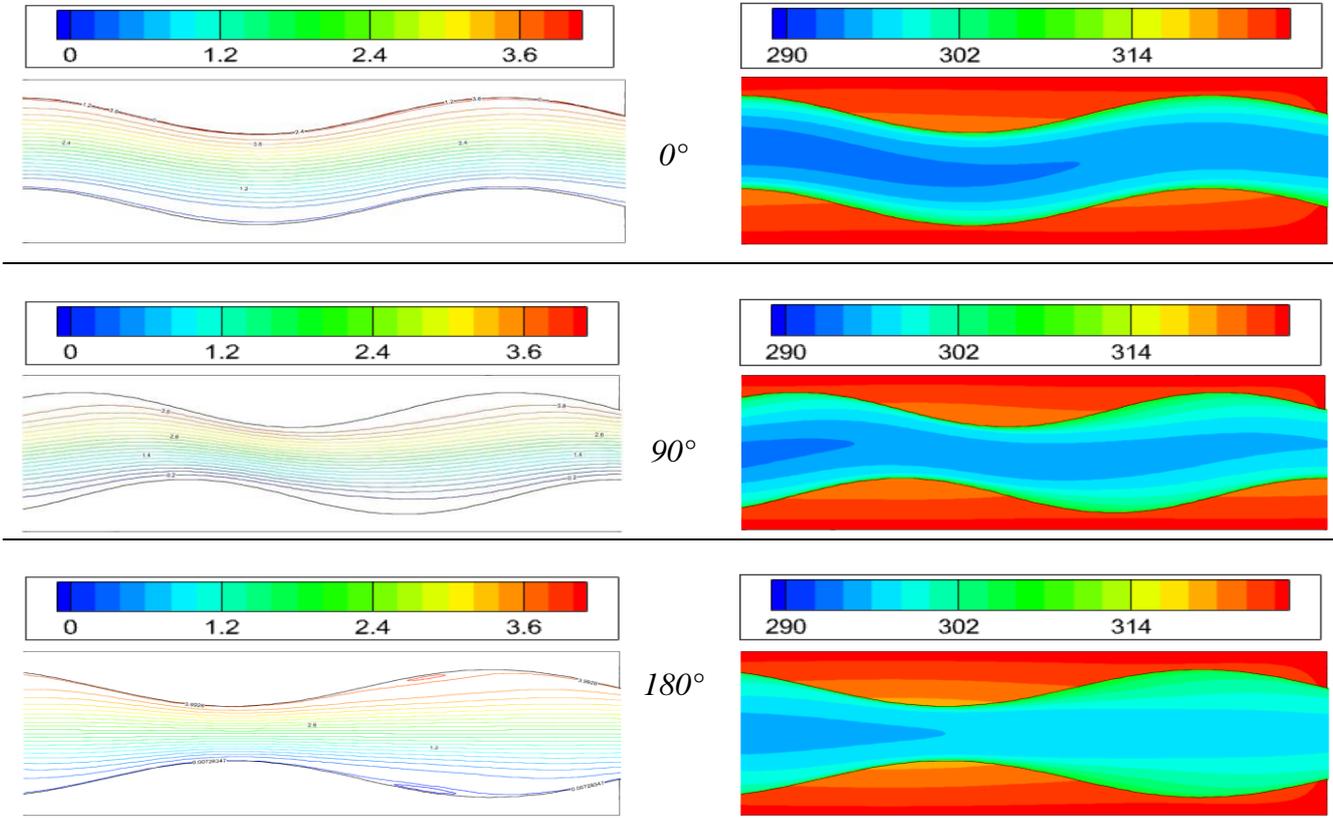
On peut remarquer l'effet de la paroi ondulée sur la distribution de température et sur la structure d'écoulement dans le canal.

Par conséquent on peut conclure de la figure IV.8 ci-dessous que l'augmentation d'amplitude ondulée et le retard de phase de canal ondulé entraîne à l'apparition des régions tourbillonnaires, qui continue de se multiplier dans la plupart des champs d'écoulement en particulier dans la voie étroite.

En conséquent, des gradients de températures plus élevés apparaissent près des parois ondulées comme le montre la figure, cela indique l'augmentation du taux de transfert de chaleur entre la paroi et le fluide.

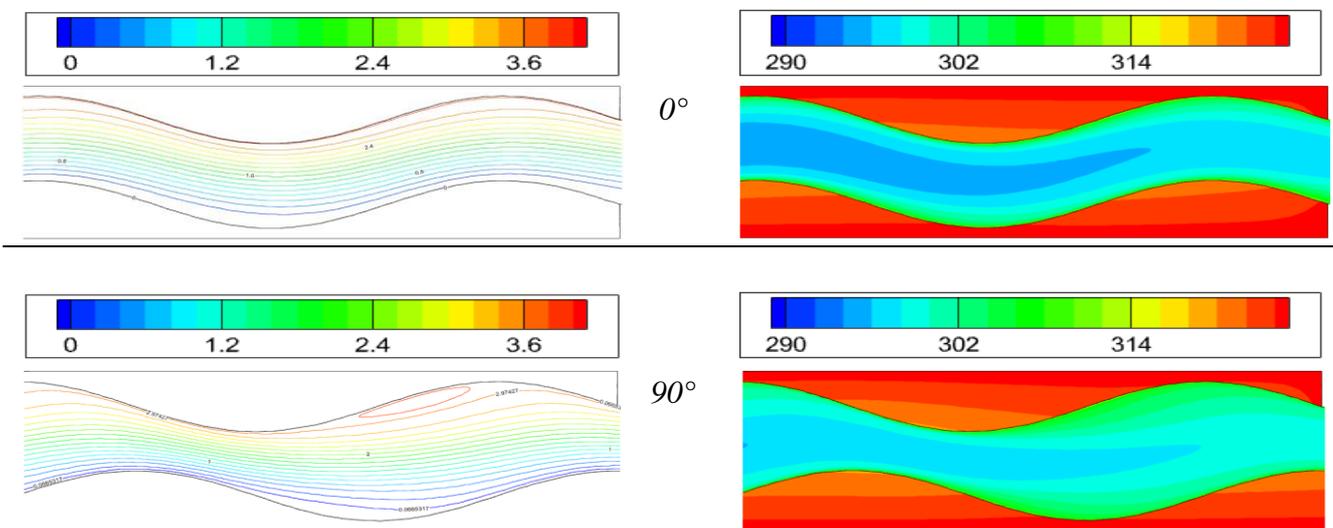
✓ a. Pour  $a=2.5$  mm

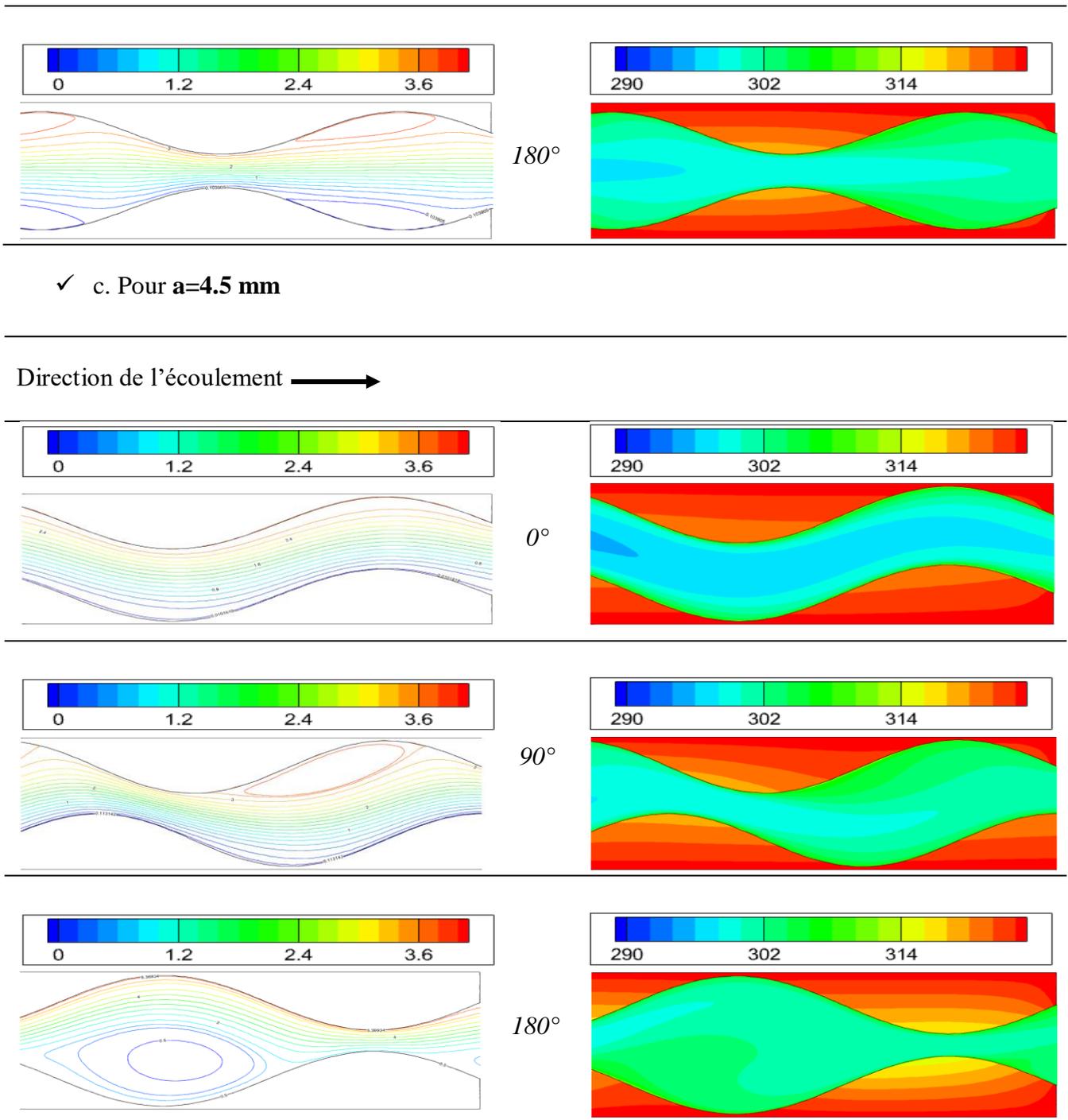
Direction de l'écoulement →



✓ b. Pour  $a=3.5$  mm

Direction de l'écoulement →





**Figure IV. 8.** Contours de la température et lignes de courant pour différentes amplitudes et retard de phase pour un nombre de Reynolds de 6000.

**Conclusion**

Après une analyse préliminaire, nous avons observé, à travers les différents résultats obtenus que la présence d'ondulation a un effet significatif sur les performances globales des canaux, le retard de phase ainsi l'amplitude d'ondulation sont deux paramètres importants qui doivent être considérés lors de la conception des canaux ondulés.

### **Conclusion générale**

Ce mémoire rapporte les résultats du comportement dynamique et thermique d'un l'écoulement d'eau en convection forcée turbulente dans des canaux ondulés d'amplitudes et déphasages différents.

Le but de cette étude est d'approfondir les connaissances des échangeurs de chaleur à plaques, pour cela des simulations numériques ont été réalisées à l'aide de la méthode des volumes finis.

Une analyse bibliographique a permis d'établir un bilan des résultats numériques et expérimentaux concernant les problèmes des écoulements dans les canaux avec différentes géométries.

Pour différents nombres de Reynolds, le coefficient de frottement, la distribution de température et le nombre de Nusselt dans les sections sélectionnées sont présentés et analysés.

Après avoir créé la géométrie et le maillage avec Gambit et obtenu des résultats de simulation numérique avec le solveur Fluent, nous pouvons tirer les conclusions suivantes :

- La présence des ondulations favorisera des meilleures performances de transfert de chaleur.
- Les canaux ondules présentent un bon échange thermique par rapport au canal lisse car l'effet de cette amélioration est observé par le nombre de Nusselt dont la valeur est augmentée par rapport au canal lisse.
- Le nombre de Nusselt moyen et le frottement moyen augmente à mesure que le nombre de Reynolds augmente.
- L'amplitude et le retard de phase ont une influence directe sur l'échange thermique comme ont montré les résultats favorisant le déphasage et l'amplitude de 180° et 4.5 mm, respectivement.

Enfin, nous espérons que ce travail, qui demande beaucoup de temps et d'énergie, pourra également apporter plus de bénéfices aux élèves-ingénieurs et techniciens concernés.

## *Références*

- [1] Wang L., Sundén B., and Manglik R.M., plate heat exchangers : Design, Applications and Performance.: WIT Press, (2007).
- [2] Bontemps, A., Garrigue, A., Goubier, C., Huetz, J., Marvillet, C., Mercier, P., & Vidil, R. Echangeurs de chaleur. Ed. Techniques Ingénieur. (1974).
- [3] Attar L, Rahoui A. Etude numérique bidimensionnelle d'un échangeur de chaleur à double tubes concentriques muni d'une conduite centrale conique ondulée. Mémoire de Master. Université de Tlemcen. (2019).
- [4] MENIDJEL.A, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/ SPA. SKIKDA (2009).
- [5] Meziani S., Altazin M., Thibaud L., Jurkowski R., and Bailly A., "Condensation dans les Échangeurs à Plaques Brasées EXEL," Proc. of Journée SFT. Thermodynamique et transfert en condensation, (2004).
- [6] [www.alfalaval.com](http://www.alfalaval.com).
- [7] Comolet, R. "Mécanique expérimentale des fluides, Tome 2, 2<sup>e</sup> édition." (1976).
- [8] 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).
- [9] Dhaidana, N. S., & Abbas, A. K. Thermal-Hydrodynamic Characteristics of Turbulent Flow in Corrugated Channels. In Boundary Layer Flows-Theory, Applications and Numerical Methods. Intech Open,(2019).
- [10] Goldstein Jr, L, and Ephraim M. Sparrow. "Heat/mass transfer characteristics for flow in a corrugated wall channel." (1977): 187-195.
- [11] Ajeel, R K., WI Salim W I, and Hasnan K. "Thermal performance comparison of various corrugated channels using nanofluid: Numerical study." Alexandria Engineering Journal 58.1 (2019): 75-87.

- [12] Maubourguet-Petterin, M. M., and Pellerin F. "Evaluation of mean heat transfer coefficient in periodically corrugated channels." *Numerical Heat Transfer, Part A Applications* 11.2 (1987): 213-227.
- [13] Aslan, E, and Kepekci H. "Investigation of Convective Heat Transfer and Friction Factor in Corrugated Channels with Different Inclination Angles Using Computational Fluid Dynamics." *Journal of Advanced Thermal Science Research* 8 (2021): 21-29.
- [14] Dellil, Ahmed Azzi Z,A, and Lachi M. "Ecoulement turbulent et transfert de chaleur par convection dans un canal à paroi ondulée." *JITH 2007. ENSTIMAC, (2007).*
- [15] Forooghi, P., &Hooman, K. Effect of buoyancy on turbulent convection heat transfer in corrugated channels—a numerical study. *International journal of heat and mass transfer*, 64(2013), 850-862.
- [16] Fodemski, T. R., Górecki, G., &Jasinski, P. Corrugated channels heat transfer efficiency Analysis based on velocity fields resulting from computer simulation and PIV Measurements. *HEFAT* (2011).
- [17] Ajeel, R. K., Salim, W. S. I. W., & Hasnan, K. Impacts of corrugation profiles on the flow and heat transfer characteristics in trapezoidal corrugated channel using nanofluids. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 49.2(2018), 170-179.
- [18] Pati, S., Mehta, S. K., & Borah, A. Numerical investigation of thermo-hydraulic transport characteristics in wavy channels: comparison between raccoon and serpentine channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 88(2017), 171-176.
- [19] Mohammed, H. A., Abed, A. M., & Wahid, M. A. (2013). The effects of geometrical parameters of a corrugated channel with in out-of-phase arrangement. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40 (2013), 47-57.
- [20] Ajeel, R. K., Saiful-Islam, W., Sopian, K., & Yusoff, M. Z. Analysis of thermal-hydraulic performance and flow structures of nanofluids across various corrugated channels: An experimental and numerical study. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19 (2020), 100604.

- [21] Ahmed, M. A., Shuaib, N. H., & Yusoff, M. Z. Numerical investigations on the heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21-22) (2012), 5891-5898.
- [22] Wang, W., Zhang, Y., Li, B., & Li, Y. Numerical investigation of tube-side fully developed turbulent flow and heat transfer in outward corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116(2018), 115-126.
- [23] Saikia, A., Dalal, A., & Pati, S. Thermo-hydraulic transport characteristics of non-Newtonian fluid flows through corrugated channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 129 (2018), 201-208.
- [24] Comini, G., Nonino, C., & Savino, S. Effect of aspect ratio on convection enhancement in wavy channels. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 44(1) (2003), 21-37.
- [25] Elshafei, E. A. M., Awad, M. M., El-Negiry, E., & Ali, A. G. Heat transfer and pressure drop in corrugated channels. *Energy*, 35(1) (2010), 101-110.
- [26] Singh, N., Sivan, R., Sotoa, M., Faizal, M., & Ahmed, M. R. Experimental studies on parallel wavy channel heat exchangers with varying channel inclination angles. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 75 (2016), 173-182.
- [27] Liu, F. B., & Tsai, Y. C. An experimental and numerical investigation of fluid flow in a cross-corrugated channel. *Heat and mass transfer*, 46(5) (2010), 585-593.
- [28] Fotukian, S. M., & Esfahany, M. N. Experimental investigation of turbulent convective heat transfer of dilute  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid inside a circular tube. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31(4) (2010), 606-612.
- [29] Ghanbari, K, Golneshan, AA, Yazdani, M, Moghadasi, H, Malekian, N. An experimental study of forced convective heat transfer for fully developed Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid in an annulus tube. *Heat Transfer*. 2021; 50: 5697- 5713.
- [30] Khata N D , Khalefa Z K , and Khalaf K A , « Numerical and experimental Study of Heat Transfer Enhancement in Contour Corrugated Channel Using nanofluid and Engine Oil , Article in IOP Conference Series Materials Science and Engineering » ,February 2021.

- [31] Pandey, S. D., & Nema, V. K. Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in a corrugated plate heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38 (2012), 248-256.
- [32] TORII, S. Experimental study on thermal transport phenomenon of nanofluids as working fluid in heat exchanger. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 22(01) (2014), 1450005.
- [33] Heris, S. Z., Esfahany, M. N., & Etemad, S. G. Experimental investigation of convective heat transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid in circular tube. *International journal of heat and fluid flow*, 28(2) (2007), 203-210.
- [34] Lemoult, G., Gumowski, K., Aider, J. L., & Wesfreid, J. E. Turbulent spots in channel flow: an experimental study. *The European Physical Journal E*, 37(4)(2014), 1-11.
- [35] Naphon, P. Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates. *Energy conversion and management*, 48(5) (2007), 1516-1524.
- [36] Pehlivan, H., Taymaz, I., & İslamoğlu, Y. Experimental study of forced convective heat transfer in a different arranged corrugated channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46(2013), 106-111.
- [37] Sui, Y., Lee, P. S., & Teo, C. J. An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy micro channels with rectangular cross section. *International journal of thermal sciences*, 50(12) (2011), 2473-2482.
- [38] Koo, J., & Kleinstreuer, C. Viscous dissipation effects in micro tubes and micro channels. *International journal of heat and mass transfer*, 47(14-16) (2004), 3159-3169.
- [39] Dai, Z., Fletcher, D. F., & Haynes, B. S. (2015). Impact of tortuous geometry on laminar flow heat transfer in micro channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83 (2015), 382-398.
- [40] Peng X.F., Peterson G.P et Wang B.X, « Heat transfer characteristics of water flowing through micro channels», *Experimental Heat Transfert*, 7 (1994), 265-283.

- [41] Aliabadi, M. K., & Hormozi, F. Performance analysis of plate-fin heat exchangers: different fin configurations and coolants. *Journal of thermophysics and heat transfer*, 27(3) (2013), 515-525.
- [42] Khoshvaght-Aliabadi M, Hormozi F, Zamzamian A. Experimental analysis of thermal–hydraulic performance of copper–water nanofluid flow in different plate-fin channels. *Exp Thermal Fluid Sci* 52 (2014), 248–58.