

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث 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 : GHODBANE Youcef Takieddine

BOUHASSOUN Mohamed

Sujet

**Caractérisation thermo-hydraulique d'un mini échangeur de chaleur
dotée avec des parois ondulées**

Soutenu publiquement, le 20 / 06 / 2022 , devant le jury composé de :

M. BENRAMDANE Mohammed	MCA	Université de Tlemcen	Président
Mme. MOSTEFAOUI Amina	MAB	Université de Tlemcen	Examineur
M. BEGAG Abdelaziz	MAB	Université de Tlemcen	Encadreur
M. SAIM Rachid	Professeur	Université de Tlemcen	Co-Encadreur

Année universitaire : 2021/2022

Remerciements

Tout d'abord, nous remercions Dieu qui nous a aidé et guidé pour compléter et terminer ce travail. Nous tenons également à exprimer notre grande gratitude à notre encadrant, Mr. *BEGAG Abdelaziz* et notre co - encadrant, Mr. *SAIM Rachid* pour leurs aide, leurs patience à notre égard avisé et le suivi continu de ce travail. Nous tenons à remercier, Mr. *BENRAMDANE Mohammed*, 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 Mme. *MOSTEFAOUI Amina* pour avoir accepté d'examiner ce travail et prendre part au jury.

Un salut sincère à nos professeurs respectés et loyaux qui ont été la raison de notre succès. Sans oublier de remercier toute l'équipe pédagogique : l'administration, le secrétariat et les différents services pour leur disponibilité et leur aide.

Nous remercions également tous les amis et parties prenantes pour leurs conseils. Sans oublier bien sûr nos parents et toute la famille pour leur précieux soutien tout au long de notre mémoire.

Dédicace

*Merci mon dieu d'avoir donné de la force et la volonté pour faire ce
modeste travail*

Je tiens à dédier ce mémoire à

*Mes parents, mes frères, A tous mes amis et tous mes camarades de la
promotion Énergétique 2022.*

GHODBANE

Dédicace

Je tiens à dédier ce modeste travail à tous mes proches :

Mes chers parents, que je n'oublierai jamais pour leur grand soutien et leurs encouragements tout au long de mon parcours d'études.

*Je voudrais dédier ce travail à mon ami et camarade **GHOUSBANE***

Yucef, je lui souhaite plein succès dans sa carrière.

BOUHASSOUN

Résumé

Cette étude vise à améliorer les performances des échangeurs de chaleur à double tube concentrique. Les paramètres thermo-hydrauliques ont été analysés grâce à l'utilisation simultanée de tubes à ondulation sinusoïdale, la simulation a été réalisée pour un écoulement à contre-courant, l'eau a été utilisée comme fluide de travail, dont les températures de fluide chaud et froid est de 40°C et 15°C respectivement. Les nombres de Reynolds ont été considérés dans la gamme 3000 à 11000, le modèle de turbulence ($k-\varepsilon$) standard a été utilisé. De plus, les équations gouvernantes ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis dans une disposition de grille uniforme structurée. Les résultats obtenus ont montré que les ondulations entraînent une amélioration du taux de transfert de chaleur, et un meilleur nombre de Nusselt était obtenu dans le cas d'un échangeur à tube intérieur ondulé et extérieur lisse.

Mots clés: Echangeur de chaleur, Ecoulement turbulent, Tube ondulé.

Abstract

This study aims to improve the performance of concentric double tube heat exchangers. The thermo-hydraulic parameters were analyzed through the simultaneous use of sinusoidal corrugated tubes, the simulation was carried out for counter-current flow, water was used as the working fluid, whose hot and cold fluid temperatures is 40°C and 15°C respectively. The Reynolds numbers were considered in the range of 3000 to 11000, the standard ($k-\varepsilon$) turbulence model was used. In addition, the governing equations were solved using the finite volume method in a structured uniform grid arrangement. The results obtained showed that corrugations lead to an improvement in the heat transfer rate, and a better Nusselt number was obtained in the case of a corrugated inner tube and smooth outer tube exchanger.

Keywords: Heat exchanger, Corrugated tube, Turbulent flow.

ملخص

تهدف هذه الدراسة إلى تحسين أداء المبادلات الحرارية ذات الأنابيب المزدوج متحدة المركز. تم تحليل الإعدادات الحرارية الهيدروليكية من خلال الاستخدام المتزامن للأنابيب المموجة الجيبية، وتم إجراء المحاكاة لتدفق التيار المعاكس، وتم استخدام الماء كسائل عامل، حيث تبلغ درجة حرارة السائل الساخن والبارد 40 درجة مئوية و 15 درجة مئوية على التوالي. تم اعتبار أرقام رينولد في النطاق من 3000 إلى 11000، وتم استخدام نموذج الاضطراب القياسي ($k-\varepsilon$). بالإضافة إلى ذلك، تم حل المعادلات الحاكمة باستخدام طريقة الحجم المحدد في ترتيب شبكي منظم. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن التموجات أدت إلى تحسين في معدل انتقال الحرارة، كما تم الحصول على رقم نسلت أفضل في حالة الأنابيب الداخلي المموج ومبادل الأنابيب الخارجي الأملس.

كلمات المفتاحية: مبادل حراري، الجريان المضطربة، انبوب مموج .

Table des matières

Remerciements	
Résumé	
Table des métiers	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Introduction générale	2

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1. Introduction.....	4
I.2. Définition	4
I.3. Types et classifications des échangeurs de chaleur	4
I.3.1. Classement suivant la disposition des écoulements	4
I.3.2. Classification selon les processus de transfert	5
I.3.3. Classement fonctionnel	6
I.3.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	6
I.3.5. Classification des échangeurs de chaleur selon le type de construction	7
I.3.5.1. Echangeurs tubulaires.....	7
I.3.5.2. Echangeurs de surfaces à ailettes	13
I.3.5.3. Echangeur de chaleur à plaques	15
I.4. Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur	16
I.4.1. Equations de transfert de chaleur de base	16
I.4.1.1. Résistance thermique R	17
I.4.2. Méthodes DTLM et NUT- ϵ	17
I.4.2.1.Méthodes DTLM.....	18

I.4.2.2. Méthodes (NUT- ϵ).....	18
I.5. Conclusion.....	19

<p>Chapitre II</p> <p>Etude bibliographique</p>

II.1. Introduction.....	21
II.2. Convection forcé écoulement interne.....	21
II.3. Méthodes d'amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur.....	21
II.3.1 Grossissement des surfaces des échangeurs de chaleur.....	21
II.3.2. Utilisation de nano fluides.....	31
II.3.3. Insertion de turbulateur de fluide.....	34
II.3. Conclusion.....	37

<p>Chapitre III</p> <p>Formulation mathématique du problème</p>

III.1. Introduction.....	39
III.2. Modèle physique.....	39
III.2.1. Hypothèses.....	40
III.3. Formulation mathématique.....	40
III.3.1. Equations gouvernantes.....	40
III.3.2. Modélisation de la viscosité turbulente.....	42
III.3.3. Modèle k- ϵ standard.....	42
III.3.3.1. Equation de l'énergie cinétique turbulente.....	42
III.3.3.2. Equation de la dissipation pour ϵ	42
III.3.4. Conditions aux limites.....	42
III.3.5. Paramètres caractéristiques.....	44

III.4. Méthode des volumes finis	44
III.4.1. Principe de la méthode des volumes finis	45
III.4.2. Volume de contrôle	45
III.4.3. Discrétisation de l'équation de transport par la méthode des volumes finis	46
III.5. Outil de simulation Gambit et Fluent.....	47
III.5.1. Gambit.....	47
III.5.1.1. Présentation de la géométrie dans Gambit :	48
III.5.1.1.1. Choix du solveur	48
III.5.1.2. Création de la géométrie	48
III.5.1.3. Maillage de la géométrie	48
III.5.1.4. Conditions aux limites	50
III.5.1.5. Enregistrement du fichier (.mesh)	50
III.5.2. Fluent.....	50
III.6. Contrôle de l'indépendance des mailles	56
III.7. Conclusion	57

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1. Introduction.....	59
IV.2. Validation des résultats	59
IV.3. Résultats et discussions.....	60
IV.3.1. Influence des ondulations des parois sur les paramètres moyens	60
IV.3.1.1. Nombre de Nusselt moyen	60
IV.3.1.2. Distribution de la température moyenne de sortie du fluide chaud.....	60
IV.3.1.3. Facteur de frottement moyen.....	61
IV.3.2. Influence des ondulations des parois sur les paramètres locaux	62
IV.3.2.1. Nombre de Nusselt local	62
IV.3.2.2. Coefficient de friction local.....	63

IV.3.2.3. Profil de vitesse axiale pour les deux fluides à $x=L/2$	65
IV.3.2.4. Profil de température axiale pour les deux fluides à $x=L/2$	66
IV.3.3. Contours de température et lignes de courant pour différents cas étudiés.....	68
IV.3.3.1. Contours de température.....	68
IV.3.3.2. Lignes de courant	70
IV.3.4. Critère d'évaluation des performances.....	71
IV.4. Conclusion	72
Conclusion générale	74

Références bibliographiques

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau. I.1. Disposition de l'écoulement dans l'échangeur de chaleur. [2].....	18
Tableau. I.2. Relation NUT- ε pour les deux dispositions.....	19
Tableau. III.1. Dimensions géométriques des différents cas étudiés.....	40

Liste des figures

Figure. I.1. Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur.....	5
Figure. I.2. Echangeur de chaleur à double tube. [2].....	8
Figure. I.3. Echangeur de chaleur à tube spiralé. [6].....	9
Figure. I.4. Echangeurs de chaleur à calandre et tube. [7].....	9
Figure. I. 5. Echangeur à plaques tubulaires fixes. [8].....	10
Figure. I.6. Echangeur à tête flottante. [10].....	10
Figure. I.7. Echangeur à Tubes en "U". [9].....	12
Figure. I.8. Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA). [3].....	13
Figure. I.9. Echangeur à plaques avec ailettes. [10].....	14
Figure. I.10. Echangeurs de chaleur de tubes avec ailettes. [3].....	15
Figure. I.11. Echangeur de chaleur à plaques. [12].....	15
Figure. I.12. Transfert de chaleur à travers une paroi composite. [14].....	17
Figure. II.1. Diagramme schématique d'un canal ondulé incurvé. [18].....	22
Figure. II.2. Illustration schématique des différentes configurations de l'échangeur de chaleur à double tube. [19].....	23
Figure. II.3. Tubes ondulés à paroi mince de diverses modifications 1 – Tube Dn12 avec une grande distance de pas de générateurs de vortex discrets ; 2 – tube Dn12 à pas moyen de générateurs de vortex discrets. [20].....	23
Figure. II.4. Géométrie du problème étudié (a) domaine d'investigation. [22].....	24
Figure. II.5. Schéma de la section d'essai. [23].....	24
Figure. II.6. Types de rugosité de surface. (a) Bobines de fil : pas hélicoïdal p, diamètre de fil e; (b) Tubes ondulés: pas d'ondulation p, hauteur d'ondulation h; (c) Tubes alvéolés: pas d'ondulation p, longueur entre les alvéoles l, hauteur des alvéoles h. [24].....	25
Figure. II.7. Tube ondulé utilisé dans les travaux de Aroonrat et al. [25].....	25
Figure. II.8. Géométrie du problème étudié. [26].....	26
Figure. II.9. Schéma de tube ondulé. [27].....	26
Figure. II. 10. Schéma de principe du tube rainuré, (a) rainures circulaires, (b) rectangulaires et (c) trapézoïdales. [31].....	27
Figure. II.11. Différentes dispositions des tubes. [33].....	28
Figure. II. 12. Schéma de la plaque ondulée. [35].....	28
Figure. II.13. Schéma de la section d'essai. [37].....	29
Figure. II.14. Schéma de la section d'essai. (a) circulaires, (b) carrés, (c) triangulaires. [39].....	30
Figure. II.15. Géométrie des tubes étudiés. [43].....	31
Figure. II.16. Géométrie des tubes étudiés. [44].....	31

Liste des figures

Figure. II.17. Schéma du domaine de calcul. [45].....	32
Figure. II.18. Tubes enroulés en spirale avec nervures hélicoïdales. [45].....	32
Figure. II.19. Géométrie proposée : (a) canal sinusoïdal, (b) canal triangulaire, (c) canal trapézoïdal. [49] ..	33
Figure. II.20. Schéma illustratif d'un canal ondulé en demi-cercle. [50].....	34
Figure. II.21. Schéma des inserts de bande et de la bielle. [52].....	34
Figure. II.22. Les rubans torsadés utilisés par Chu et al. [53]	35
Figure. II. 23. Turbulateurs à anneaux. [55].....	36
Figure. II. 24. Turbulateurs à anneaux torsadés. [56].....	36
Figure. III. 1. Géométrie du problème étudié, (a) domaine d'investigation, (b) différents cas étudiés.	39
Figure. III.2. Volume de contrôle dans le cas 2D.....	45
Figure. III.3. Schéma du maillage.	46
Figure. III.4. Interface de Gambit.....	47
Figure. III.5. Choix du solveur.	48
Figure. III.6. Création de la géométrie d'échangeur lisse.....	48
Figure. III.7. Maillage de cas 1 (Tube interne lisse, tube externe lisse).	48
Figure. III.8. Maillage de cas 2 (Tube interne ondulé, tube externe lisse).	49
Figure. III.9. Maillage de cas 3 (Tube interne lisse, tube externe ondulé).	49
Figure. III.10. Maillage de cas 4 (Deux tubes ondulés).....	49
Figure. III.11. Définition les conditions aux limites sur Gambit.	50
Figure. III.12. Exportation du maillage.	50
Figure. III.13. Type de résolution.....	51
Figure. III.14. Affichage du maillage.	51
Figure. III.15. Définition du modèle.	52
Figure. III.16. Définition le modèle d'écoulement.	52
Figure. III.17. Interface de la liste des fluides.	53
Figure. III.18. Interface de la liste des solides.....	53
Figure. III.19. Définition les conditions aux limites.....	54
Figure. III.20. Control de solution.....	54
Figure. III.21. Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée.	55
Figure. III.22. Résidus des calculs.....	55
Figure. III.23. Choix du nombre des itérations.....	56
Figure. III.24. Fenêtre des itérations.....	56
Figure. III.25. Grille de maillage pour un échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques ondulés.....	57

Figure. III.26. Nombre de Nusselt moyen pour différentes grilles de maillage	57
Figure. IV.1. Validation des résultats avec corrélation Dittus-Boelter. [66]	59
Figure. IV.2. Nombre de Nusselt moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.	60
Figure. IV.3. Température moyenne de sortie de l'eau chaude pour différentes géométries étudiées....	61
Figure. IV.4. Facteur de frottement moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.....	62
Figure. IV.5. Nombre de Nusselt local pour $Re=3000$ le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées.	63
Figure. IV.6. Nombre de Nusselt local pour $Re=11000$ le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées	63
Figure. IV.7. Coefficient de friction local pour $Re=3000$, le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées.	64
Figure. IV.8. Coefficient de friction local pour $Re=11000$, le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées.	65
Figure. IV.9. Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$, pour $Re=3000$	66
Figure. IV.10. Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$, pour $Re=11000$	66
Figure. IV.11. Profil de température dans la section $x=L/2$, pour $Re=3000$	67
Figure. IV.12. Profil de température dans la section $x=L/2$, pour $Re=11000$	68
Figure. IV.13. Contours de température pour différents cas étudiés, et pour deux valeurs de nombre de Reynolds.	69
Figure. IV.14 Lignes de courant pour différents cas étudiés, et pour deux valeurs de nombre de Reynolds..	71
Figure. IV.15. Critère d'évaluation des performances pour différentes géométries étudiées.	72

Nomenclature

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
A	Surface d'échange	[m ²]
C _p	Capacité calorifique du fluide	[J/kg K]
C _f	Facteur de frottement moyen	
D _h	Dimension caractéristique de la conduite	[m]
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne	[K]
ΔP	Chute de pression	[Pa]
e	Epaisseur de la paroi	[m]
f	Coefficient de frottement moyen	
h	Coefficient d'échange thermique	[W/m ² k]
I	Intensité turbulence	
k	Energie cinétique turbulente	[m ² /s ²]
h _G	Coefficient d'échange global	[W/m ² k]
L	Longueur de l'échangeur	[m]
P	Pression	[Pa]
Nu	Nombre de Nusselt moyen	
Nu(x)	Nombre de Nusselt local	
Pr	Nombre de Prandtl loca	
PEC	Coefficient de performance d'un échangeur	
r	Coordonnée de l'axe (or)	[m]
R ₀	Rayon interne de tube interne à la position x=0	[m]
R ₁ (x)	Rayon interne de tube interne en fonction de la position	[m]
R ₂ (x)	Rayon externe de tube interne en fonction de la position	[m]
R ₃	Rayon interne de tube externe	[m]
R ₄	Rayon externe de tube externe	[m]
R _L	Rayon interne de tube interne à la position x=L	[m]
R _e	Nombre de Reynolds	[m]
T	Température	[K]
u	Vitesse suivant l'axe (ox)	[m/s]
v	Vitesse suivant l'axe (or)	[m/s]
x	Coordonnée de l'axe (ox)	[m]
J _x	Flux de convection	
J _y	Flux de diffusion	

Nomenclature

Symboles grecs	Signification	Unité
ϕ	Flux de chaleur	[W/m ²]
ε	Dissipation turbulente	[m ² /s ³]
α	diffusivité thermique	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
λ	diffusivité thermique	[W/m K]
τ_w	Taux de cisaillement à la paroi	
σ_k	Nombre de Prandtl turbulent associé à k	
σ_ε	Nombre de Prandtl turbulent associé à ε	
Γ	Coefficient de diffusion	
S	Terme source	
ϕ	Vecteur composé des grandeurs $u, v, T, \text{ et } \varepsilon$	

Indice	Signification
atm	Atmosphérique
A	Surface d'échange
c	Chaud
e	Entrée
f	Froide
F	Fluide
p	Paroi
s	Sortie
S	Solid

Introduction Générale

L'idée de créer une structure de recherche propre aux échangeurs de chaleur est née de la nécessité d'aider et de coordonner les efforts de l'industrie.

Les échangeurs de chaleurs sont des appareils permettent de transférer la chaleur entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes.

A la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile. Le calcul de cet appareil est très complexe, on doit connaître exactement : sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides), ses caractéristiques thermo-physiques, les vitesses d'écoulements des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

L'étude des échangeurs des chaleurs est devenue aujourd'hui inévitable car ils jouent un rôle prépondérant dans diverses applications et installations thermiques.

L'ondulation de surface des échangeurs de chaleur est l'une des méthodes les plus courantes et les plus recherchées pour améliorer le transfert de chaleur en raison de son rôle efficace dans l'amélioration des performances thermo-hydrauliques, la production d'une masse plus légère, une taille d'échangeur plus petite et des coûts d'exploitation réduits.

Dans notre étude, nous avons comparé quatre types d'échangeurs de chaleur à double tube avec des tubes concentriques de géométries différentes, à savoir :

- Cas 1 : la surface du tube intérieur de l'échangeur de chaleur est lisse et la surface du tube extérieur est lisse
- Cas 2 : la surface du tube intérieur de l'échangeur de chaleur est lisse et la surface du tube extérieur est ondulée
- Cas 3 : la surface du tube intérieur de l'échangeur de chaleur est ondulée et la surface du tube extérieur est lisse
- Cas 4 : la surface du tube intérieur de l'échangeur de chaleur est ondulée et la surface du tube extérieur est ondulée **aussi**.

Cette étude comporte quatre chapitres différents :

- Le premier chapitre aborde des généralités sur les échangeurs de chaleur.
- Le deuxième chapitre est rayonné par une étude bibliographie présentant les travaux actuels étudiant les différentes méthodes d'améliorations des performances therm-hydrauliques de ces échangeurs de chaleur.

- Le troisième chapitre concerne la modélisation mathématique, en présentant la position du problème suivi de la formulation mathématique. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie, ainsi que les conditions aux limites imposées sur chaque géométrie. Le phénomène de turbulence est décrit par le modèle $(k-\varepsilon)$ standard nous allons présenter la méthode des volumes finis et le code de calcul **Fluent**, et le logiciel qui réalise la géométrie **Gambit**, et on va vérifier la relation entre le maillage et les résultats obtenus précédemment. De plus, on va confirmer que pour un résultat fiable il faut assurer un maillage très précis.
- Dans le dernier chapitre, nous évaluerons et discuterons les résultats de simulation.
- Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des équipements essentiels dans les industries permettant d'abaisser, de relever la température d'un fluide ou de modifier son état physique. Dans ce chapitre, on va citer et présenter quelques généralités sur ces équipements thermiques.

I.2. Définition

L'échangeur est un dispositif utilisé pour transférer de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides, entre une surface solide et un fluide ou entre des particules solides et un fluide à différentes températures et en contact thermique. L'avantage de ce dernier est que les deux circuits sont séparés et qu'il n'y a pas d'autre échange que de la chaleur. C'est-à-dire que les propriétés physico-chimiques de chaque liquide (pression, concentration d'éléments chimiques, etc.) ne changent que pour ce liquide. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les domaines de l'énergie, du pétrole, du transport, de la climatisation, de la réfrigération, de la cryogénie, de la récupération de chaleur, des carburants alternatifs, et d'autres industries. Des exemples courants d'échangeurs de chaleur qui nous sont familiers, (les radiateurs d'automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les réchauffeurs d'air et refroidisseurs d'huile).

I.3. Types et classifications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications industrielles et domestiques. De nombreux types d'échangeurs de chaleur ont été développés pour être utilisés dans les centrales à vapeur, les usines de traitement chimiques, les systèmes de chauffage et de refroidissement des bâtiments, les systèmes d'alimentation électrique des transports et les unités de réfrigération. Même la structure de l'échangeur de chaleur est un problème complexe. Cela comprend plus qu'une simple analyse de transfert de chaleur. Les coûts de fabrication et d'installation, le poids et la taille jouent un rôle important dans le choix de conception finale en termes de coût total de possession. Dans de nombreux cas, bien que le coût soit une considération importante, la taille et l'encombrement ont souvent tendance à être les facteurs dominants dans le choix d'une conception. La plupart des échangeurs de chaleur peuvent être classés parmi plusieurs types de base. [1]

I.3.1. Classement suivant la disposition des écoulements [1]

Les trois types les plus courants, basés sur la configuration du chemin d'écoulement sont illustrés

Co-courant : Les deux fluides entrent ensemble à une extrémité, s'écoulent dans la même direction et sortent ensemble à l'autre extrémité.

Contre-courant : Dans les échangeurs de chaleur à contre-courant, deux courants de fluide circulent dans des directions opposées.

Courant croisé : Dans un seul échangeur de chaleur à flux croisés, un fluide s'écoule à travers la surface de transfert de chaleur perpendiculairement au trajet d'écoulement de l'autre fluide.

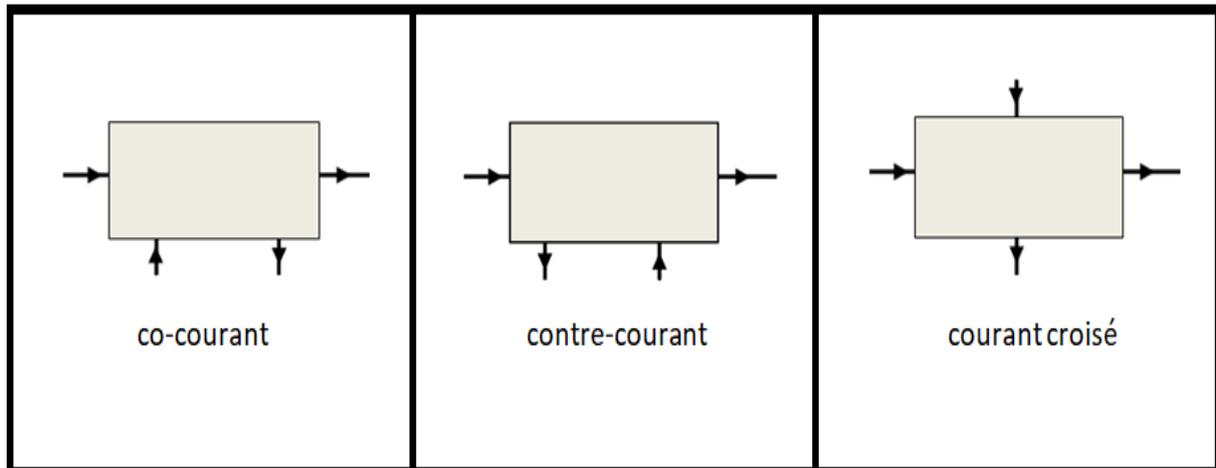


Figure. I.1. Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur.

I.3.2. Classification selon les processus de transfert

Les échangeurs de chaleur sont classés selon les processus de transfert en types de contact indirect et direct.

✓ *Echangeurs de chaleur à contact indirect*

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les courants de fluide restent séparés et la chaleur est transférée en continu à travers une paroi de séparation imperméable ou dans et hors d'une paroi de manière transitoire. Ainsi, idéalement, il n'y a pas de contact direct entre les fluides en interaction thermique. Ce type d'échangeur de chaleur, également appelé échangeur de chaleur de surface, peut en outre être classé en type à transfert direct, type à stockage et échangeurs à lit fluidisé. [1]

✓ *Echangeurs de chaleur à contact direct*

Dans un échangeur à contact direct, deux courants de fluide entrent en contact direct, échangent de la chaleur et sont ensuite séparés. Les applications courantes d'un échangeur à contact direct impliquent un transfert de masse en plus du transfert de chaleur. [1]

I.3.3. Classement fonctionnel

Fondamentalement, un service peut être monophasé (comme le refroidissement ou le chauffage d'un liquide ou d'un gaz) ou biphasé (comme la condensation ou la vaporisation, cela peut conduire à plusieurs combinaisons de services. De manière générale, les services peuvent être classés comme suit : monophasé (à la fois côté calandre et côté tube) ; condensation (condensation d'un côté et monophasé de l'autre) ; vaporisation (un côté vaporisant et l'autre côté monophasé) ; et condensation/vaporisation (condensation d'un côté et vaporisation de l'autre côté). [2]. La nomenclature suivante est généralement utilisée :

Chauffe-eau : Augmenter la température d'un liquide ou d'un gaz en ajoutant de la chaleur à l'aide de la vapeur de condensation, huile chaude, etc.

Condenseur : Retirer la chaleur d'un gaz, le transformer en liquide.

Evaporateurs : Utilisé pour la concentration de la solution par évaporation de l'eau.

Rebouilleurs : Fournir de la chaleur sous forme de chaleur latente au liquide au fond d'une tour de distillation. La chaleur peut être fournie soit par de la vapeur, soit par un flux de processus chaud.

Refroidisseur : Refroidir un liquide ou un gaz en utilisant un réfrigérant au lieu de l'eau.

Effectuer deux fonctions, Ils peuvent chauffer un flux de procédé froid en utilisant un fluide de procédé chaud, ou ils peuvent refroidir un flux de procédé chaud en utilisant un fluide de procédé froid fluide de procédé.

I.3.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur :

En thermodynamique, la compacité est le rapport entre la surface d'échange et le volume de l'échangeur.

$$\beta = \frac{A}{V} \quad (I.1)$$

A : est la surface d'échange [m^2]

V : est le volume de l'échangeur [m^3]

Gaz-liquide :

Compact, est $\beta \geq 700m^2/m^3$

Non compact est $\beta < 700m^2/m^3$.

Liquide à liquide et changement de phase :

Compact, est $\beta \geq 400\text{m}^2/\text{m}^3$

Non compact est $\beta < 400\text{m}^2/\text{m}^3$

I.3.5. Classification des échangeurs de chaleur selon le type de construction

Les échangeurs de chaleur peuvent également être classés en fonction de leurs caractéristiques de construction, Les principaux types de construction sont les tubes, les plaques.

I.3.5.1. Echangeurs tubulaires

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont constitués de tubes circulaires. Un fluide s'écoule à l'intérieur des tubes et l'autre s'écoule à l'extérieur des tubes. Le diamètre du tube, le nombre de tubes, la longueur du tube, le pas des tubes et la disposition des tubes peuvent être modifiés. Par conséquent, il y a une grande flexibilité dans leur conception. Les échangeurs de chaleur tubulaires peuvent être classés comme suit [3] :

- Echangeurs de chaleur à double tube
- Echangeurs de chaleur à calandre et tube
- Echangeurs de chaleur à tube spiralé

a. Echangeur de chaleur à double tube

Un échangeur de chaleur simple, facile à construire, est celui dans lequel les fluides sont pompés à travers deux tuyaux, l'un dans l'autre. Cet échangeur à double tube est représenté sur la figure (I.1), Les fluides peuvent circuler dans le même sens (co-courant) ou dans des sens opposés (contre-courant). La différence de température transfère la chaleur entre les liquides. Un fluide est chauffé et un fluide est refroidi. Il peut y avoir ou non un changement de phase dans l'un des fluides, Les échangeurs à double tube sont couramment utilisés dans des applications impliquant des débits relativement faibles et des températures ou pressions élevées, pour lesquelles ils sont bien adaptés. Parmi les spécificités, citons le faible coût d'installation, la facilité d'entretien et la flexibilité. [3]

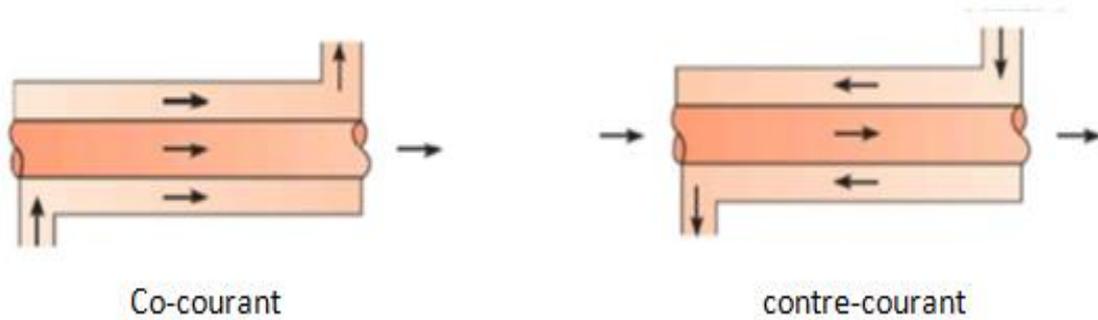


Figure. I.2. Echangeur de chaleur à double tube. [2]

a. 1. Avantages de l'échangeur de chaleur à double tube

- Il est extrêmement facile à construire et à utiliser. Il gère les dilatations thermiques différentielles par la construction du composant de type épingle à cheveux.
- L'utilisation de tubes longitudinaux à ailettes, aura un faible coefficient de transfert de chaleur.
- Facile à nettoyer, entretenir, réparer.
- La conception modulaire permet l'ajout de sections ultérieurement ou le réaménagement des sections pour de nouveaux services.
- La construction simple facilite l'inspection du nettoyage et le remplacement de l'élément tubulaire.

a. 2. Inconvénients de l'échangeur de chaleur à double tube

- Diverses sections d'échangeurs de chaleur en épingle à cheveux ne sont pas toujours rentables et compétitives avec un échangeur de chaleur à calandre et tube distinct.
- La conception de fermeture exclusive nécessite des joints spéciaux. [5]

b. Echangeur de chaleur à tube spirale

L'échangeur de chaleur spirale (figure. I.2) se compose de deux canaux concentriques formés par deux plaques en métal enroulées de manière hélicoïdale, idéal pour une variété d'applications industrielles, Ces échangeurs de chaleur conviennent aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides qui peuvent provoquer un encrassement important avec d'autres types d'échangeurs de chaleur. [6]

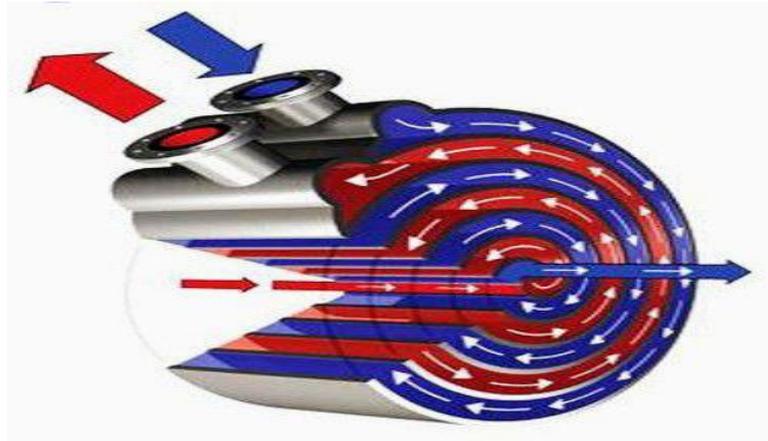


Figure. I.3. Echangeur de chaleur à tube spiralé. [6]

c. Echangeurs de chaleur à tube et calandre

L'échangeur de chaleur à coque et tube est constitué de tubes ronds montés dans une coque cylindrique avec l'axe du tube parallèle à celui de la coque. Un fluide à l'intérieur du tube, l'autre fluide à travers et le long des tubes. Ils sont largement utilisés comme refroidisseurs d'huile, condenseurs de puissance, préchauffeurs dans les centrales électriques, générateurs de vapeur dans les centrales nucléaires, dans les applications de traitement et dans l'industrie chimique.

La forme la plus simple d'un condenseur horizontal de type tube et calandre avec divers composants est illustrée à la figure (I.3). [6]

Echangeur de chaleur à tube et calandre est divisé en trois catégories suivantes :

- Plaque tubulaire fixe
- Tête flottante
- Tubes en "U"

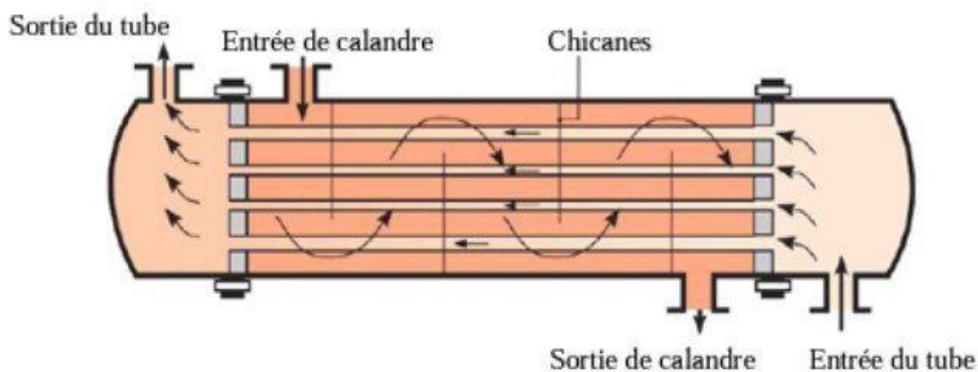


Figure. I.4. Echangeurs de chaleur à calandre et tube. [7]

c. 1. Echangeur à plaques tubulaires fixes

L'échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixes (Figure I.4) comporte des tubes droits qui sont fixés aux deux extrémités à des plaques tubulaires soudées à la calandre, mais ils ne peuvent pas être utilisés que si la différence des températures de deux fluides chaud et froid est assez faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau sont acceptables, Le principal avantage de la construction à plaque tubulaire fixe est son faible coût en raison de sa construction simple. En fait, la plaque tubulaire fixe est le type de construction le moins cher, tant qu'aucun joint de dilatation n'est requis. [8]

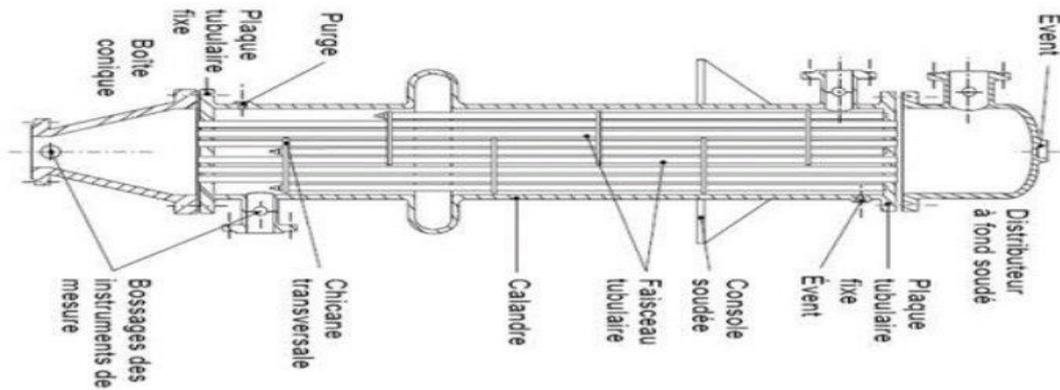


Figure. I. 5. Echangeur à plaques tubulaires fixes. [8]

c. 2. Echangeurs à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe (Fig. I.5), prise en sandwich entre la coque et la bride du boîtier de distribution. La deuxième plaque, d'un diamètre plus petit, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. [10] Constituent presque la totalité des échangeurs utilisés en industrie pétrochimique.

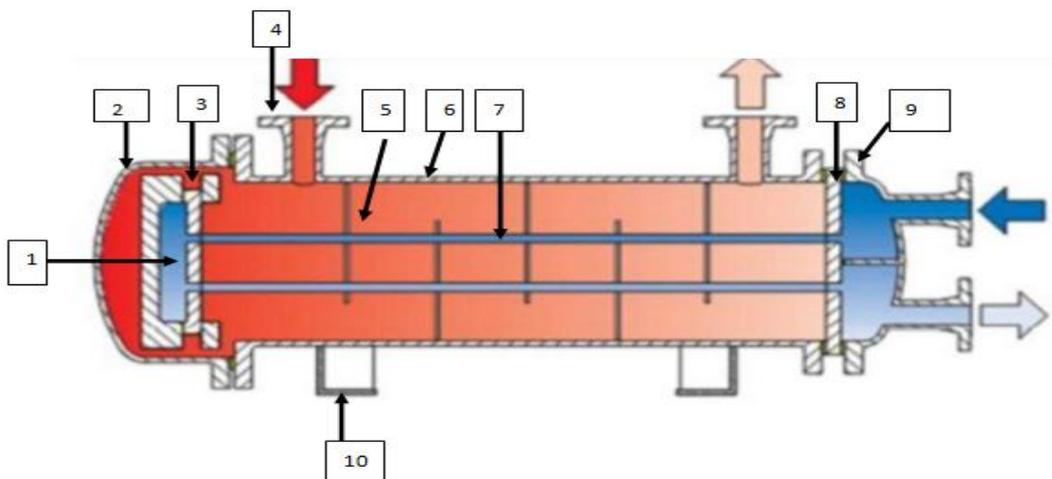


Figure. I.6. Echangeur à tête flottante. [10]

- | | |
|---|---------------------------|
| 1. cloison de couvercle de tête flottante | 7. tube de faisceau |
| 2. couvercle calandre | 8. plaque fixe |
| 3. plaque flottante | 9. bride calandre |
| 5. chicane | 10. support de l'appareil |
| 6. calandre | |

c. 3. Echangeur à Tubes en "U"

L'utilisation des tubes en forme d'épingles à cheveux supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante, ces faisceaux en U sont utilisés surtout dans les rebouilleurs à vapeur [9].

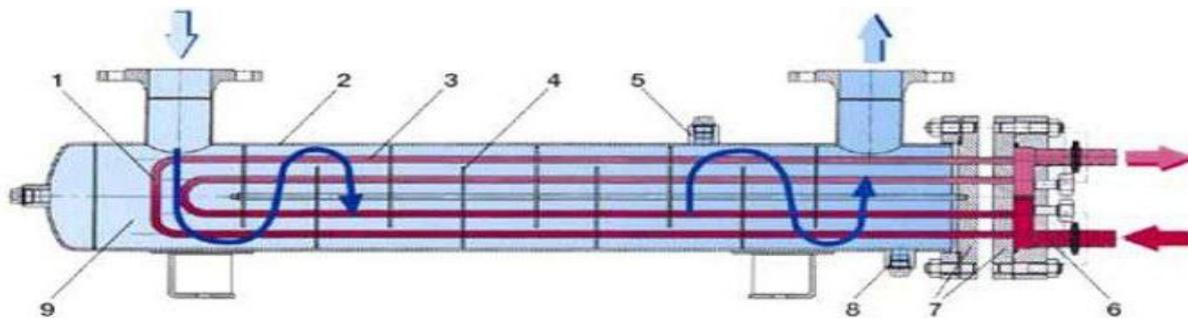


Figure. I.7. Echangeur à Tubes en "U". [9]

- | | | |
|-----------------------|--------------------------|------------------------|
| 1. Faisceau tubulaire | 4. Chicane | 7. Plaque tubulaire |
| 2. Enveloppe | 5. Raccord évent | 8. Raccord vidange |
| 3. Intérieur tube | 6. Intérieur boîte à eau | 9. Intérieur enveloppe |

c. 4. Norme TEMA

Les échangeurs sont construits conformément à trois normes mécaniques qui spécifient la conception, la fabrication et les matériaux des échangeurs de chaleur à tube et calandre non chauffés.

La classe R est destinée aux exigences généralement sévères du pétrole et des applications de traitement connexes.

La classe C correspond aux exigences généralement modérées pour les applications commerciales et générales.

La classe B est pour le service de traitement chimique. Les échangeurs sont construits pour se conformer à la section VIII du code des chaudières et des récipients sous pression ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) applicable, ou à d'autres codes et normes pertinents. [3]

La norme TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturer's Association*) définit les principaux types d'échangeurs.

API: *American Petroleum Institute*.

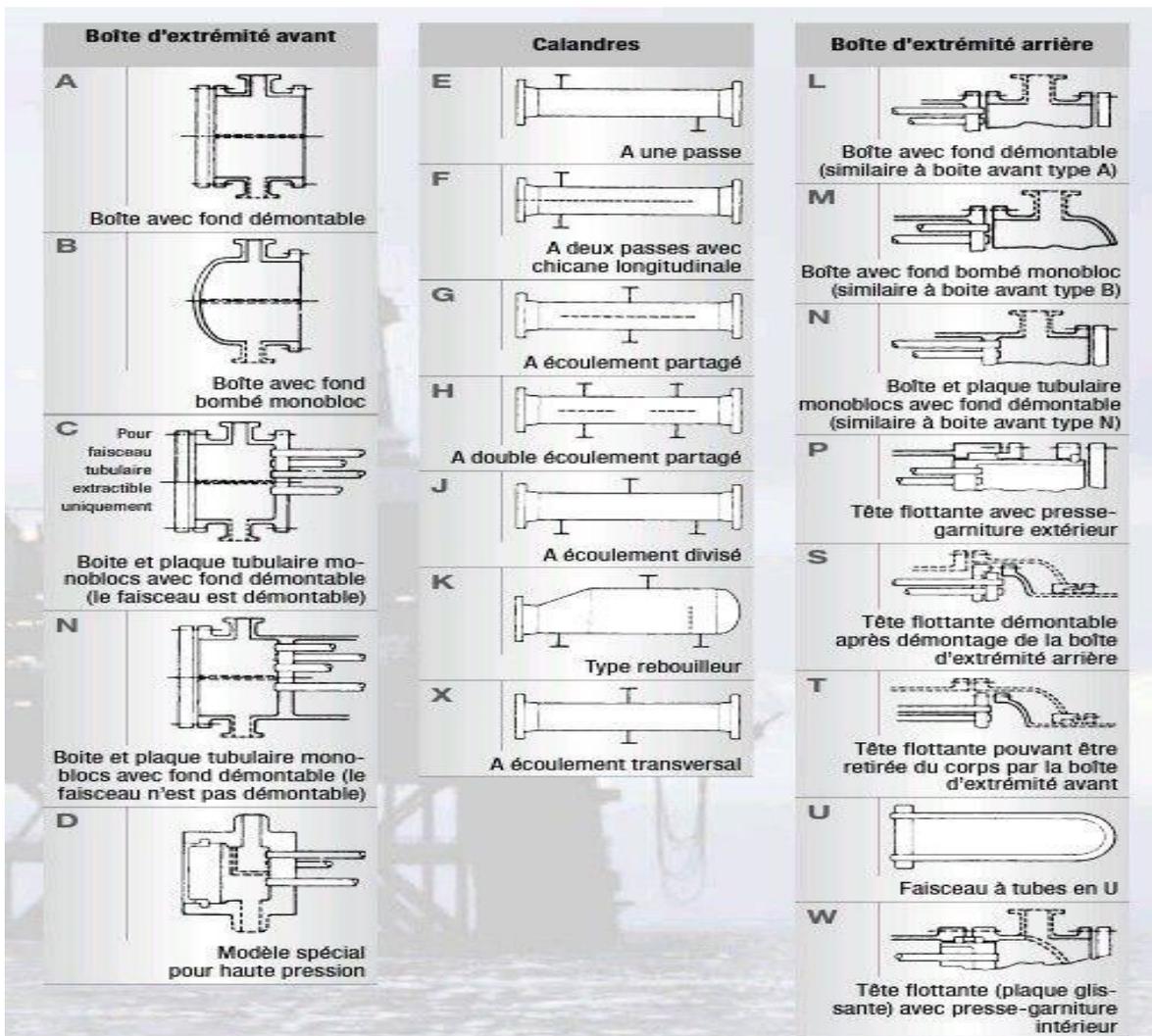


Figure. I.8. Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA). [3]

I.3.5.2. Echangeurs de surfaces à ailettes

Consiste d'une conduite cylindrique ou rectangulaire sur laquelle des lames métalliques de différentes formes sont fixées. Comme il est bien connu que le coefficient de transfert de chaleur côté gaz est bien inférieur à celui du côté liquide, des surfaces de transfert de chaleur à ailettes sont utilisées côté gaz pour augmenter la surface de transfert de chaleur.

Les ailettes sont largement utilisées dans les échangeurs de chaleur gaz-gaz et gaz-liquide lorsque le coefficient de transfert de chaleur d'un ou des deux côtés est faible. [12]

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons

a. Echangeurs à plaques avec ailettes

Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme rectangulaire ou triangulaire.

Les échangeurs de chaleur à plaques et ailettes sont principalement utilisés pour les applications gaz-gaz et les échangeurs à tubes et ailettes pour les échangeurs de chaleur liquide-gaz. Dans la plupart des applications (c'est-à-dire dans les camions, les voitures et les avions), les réductions de masse et de volume sont particulièrement importantes. En raison de ce gain de volume et de masse, les échangeurs de chaleur compacts sont également largement utilisés dans la cryogénie, la récupération d'énergie, l'industrie des procédés et les systèmes de réfrigération et de climatisation.[]

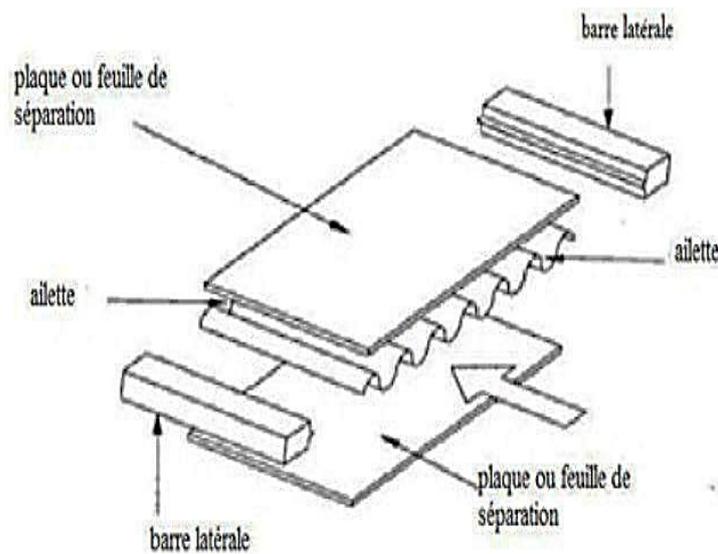


Figure. I.9. Echangeur à plaques avec ailettes. [10]

b. Echangeurs de tubes avec ailettes

Elles sont constituées d'un faisceau de tubes. Un premier fluide s'écoule dans les tubes tandis que le second se trouve à l'extérieur, les tubes sont entourés de fines ailettes. Les tubes à ailettes sont utilisés uniquement dans le cas où un côté du tube (côté ailettes) présente un faible coefficient d'échange de chaleur (circulation ; d'une vapeur sèche, d'un gaz, d'un mélange gazeux,..). [3]

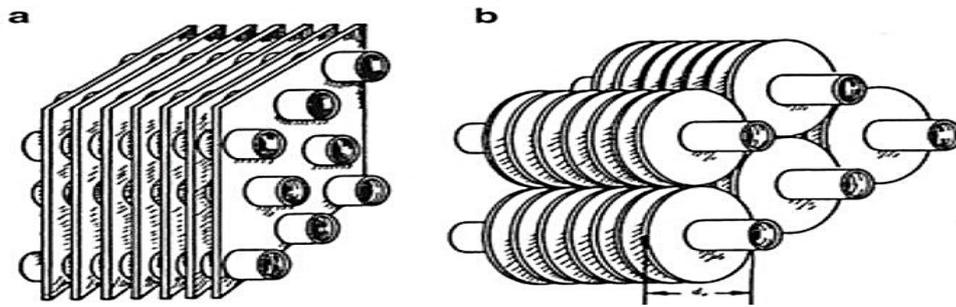


Figure. I.10. Echangeurs de chaleur de tubes avec ailettes. [3]

c. 1. Avantages de l'échangeur de chaleur à ailettes

- Bon rendement.
- Peut prendre des formes précises.
- Faible poids et volumes.

c. 2. Inconvénients de l'échangeur de chaleur à ailettes

- Difficiles à nettoyer.
- Difficiles à réparer.

I.3.5.3. Echangeur de chaleur à plaques

Ce type d'échangeurs est constitué de plaques assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. Les courants de fluide sont séparés par des plaques planes lisses ou entre lesquelles se trouvent des ailettes ondulées. Les échangeurs de chaleur à plaques sont utilisés pour transférer la chaleur de toute combinaison de flux gazeux, liquides et bi-phasiques. [12]

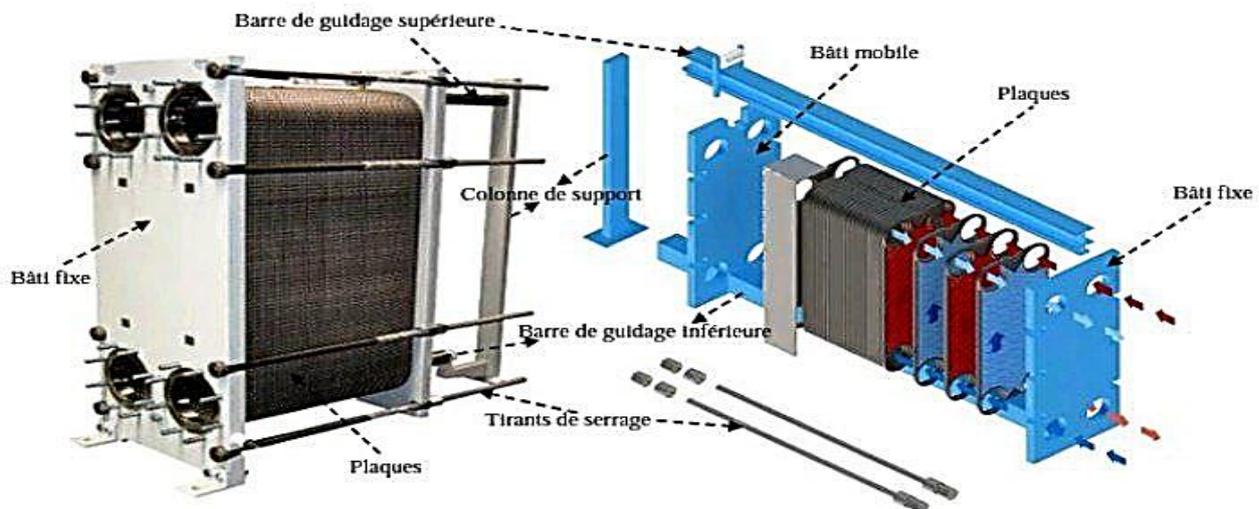


Figure. I.11. Echangeur de chaleur à plaques. [12]

a. 1. Avantages de l'échangeur de chaleur à plaques

- Prix compétitifs.
- Peu de perte thermique.
- Très bon coefficient de transfert.

a. 2. Inconvénients de l'échangeur de chaleur à plaques

- Perte de charge importante.
- Faible écart de température envisageable.
- Pression de travail limitée.

I.4. Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur**I.4.1. Equations de transfert de chaleur de base [13]**

Le taux de transfert de chaleur est la quantité de chaleur qui est transférée par unité de temps (généralement par seconde). Si une barre de métal chaud a une température de surface de T_2 d'un côté et T_1 de l'autre côté, le taux de transfert de chaleur de base dû à la conduction peut être donné par

$$\Phi = h_G \cdot A \cdot \Delta T \quad (I.2)$$

Ou

Φ = la puissance (flux) thermique échangée [W]

h_G = le coefficient globale d'échange thermique [$W/m^2 \cdot K$]

A = la surface d'échange [m^2]

ΔT = la différence de température [K]

Si une paroi chaude à une température T_2 est exposée à un fluide froid à une température T_1 d'un côté, le taux de transfert de chaleur par convection peut être donné par

$$\Phi = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (I.3)$$

Ou

h = le coefficient d'échange thermique [$W/m^2 \cdot K$]

Pour les matériaux composites en série comme illustré à la Figure. I.11, le coefficient de transfert de chaleur global K dû au transfert de chaleur combiné par conduction et convection est donné par

$$\frac{1}{h_G} = \frac{1}{h_A} + \sum \frac{x}{\lambda} + \frac{1}{h_B} \tag{I.4}$$

Où :

h_A = le coefficient d'échange thermique du fluide A

h_B = le coefficient d'échange thermique du fluide B

λ = conductivité thermique des matériaux

x = épaisseur de paroi

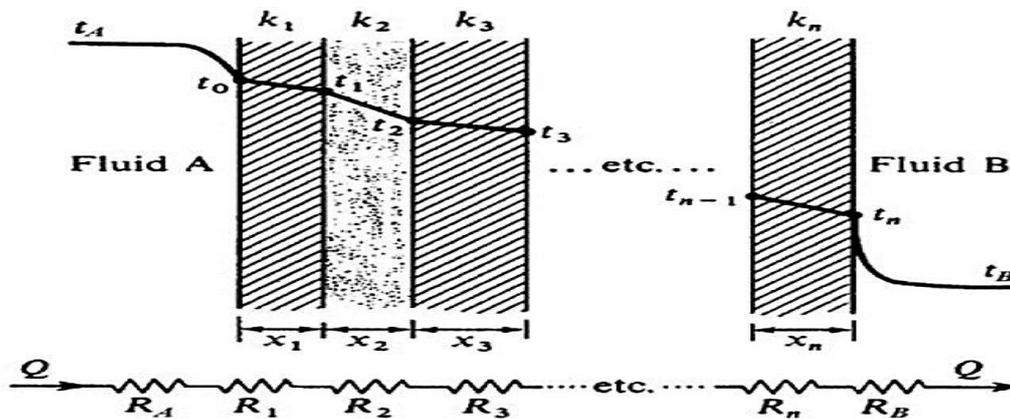


Figure. I.12. Transfert de chaleur à travers une paroi composite. [14]

I.4.1.1. Résistance thermique R

$$R_A = \frac{1}{h_A A} \quad R_1 = \frac{x_1}{\lambda_1 A} \quad \dots \quad R_n, R_B = \frac{1}{h_B A} \tag{I.5}$$

La résistance totale au flux de chaleur à travers un cylindre, R_T

$$R_T = \frac{1}{h_o A_o} + \sum \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda} + \frac{1}{h_i A_i} \tag{I.6}$$

I.4.2. Méthodes DTLM et NUT- ϵ [2]

Il existe deux méthodes de base pour l'analyse des échangeurs de chaleur :

- la méthode la différence de température moyenne logarithmique (DTLM)
- la méthode du nombre d'unités de transfert (NTU).

I.4.2.1. Méthodes DTLM

Il existe deux principaux types d'écoulement dans les échangeurs tubulaires :

- Echangeur à co-courant
- Echangeur à contre-courant.

$$\Phi = h_G \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \tag{I.7}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \tag{I.8}$$

Tableau. I.1. Disposition de l'écoulement dans l'échangeur de chaleur. [2]

<p>Co-courant</p>	$\Delta T_a = T_{ce} - T_{fe}$ $\Delta T_b = T_{cs} - T_{fs}$	
<p>Contre-courant.</p>	$\Delta T_a = T_{ce} - T_{fs}$ $\Delta T_b = T_{cs} - T_{fe}$	

I.4.2.2. Méthodes (NUT-ε)

L'efficacité d'un échangeur : est le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur aux flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions.

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \tag{I.9}$$

Si en pose: $C = m \cdot C_p$

$$C_{min} < C_{max}$$

$$\Phi_{max} = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \tag{I.10}$$

$$\Phi_{\text{réel}} = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{I.11})$$

On appelle nombre d'unités de transfert, le nombre adimensionnel

$$\text{NUT} = \frac{h_G}{C_{\min}} \quad (\text{I.12})$$

a. Relation NUT- ε . [2]

Tableau. I.2. Relation NUT- ε pour les deux dispositions

co-courant	$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-\text{NUT} \cdot (1+R)]}}{1+R} \quad \text{ou } R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$
contre courant	$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-\text{NUT} \cdot (1+R)]}}{1 - R \cdot e^{[-\text{NUT} \cdot (1-R)]}}$

I.5. Conclusion

Des généralités sur les échangeurs de chaleur, leurs types et classification, ainsi la méthode de calcul ont été présentés en détail dans ce chapitre.

On peut conclure qu'il y a plusieurs paramètres nécessaires comme les propriétés physiques des fluides utilisés, leur agressivité, ainsi que les températures et les pressions qu'il faut les vérifier en tant que des énergéticiens afin de choisir l'échangeur de chaleur le plus conforme pour une application donnée.

Chapitre II

Etude bibliographique

II.1. Introduction

De nos jours, les économies d'énergie sont une question importante. L'une des applications les plus courantes est les échangeurs de chaleur.

Les échangeurs de chaleur sont conçus pour obtenir un transfert de chaleur maximal, une faible perte de charge, une efficacité élevée, un volume et un poids optimum, ainsi qu'un faible coût. L'objectif de ce chapitre est de faire une étude bibliographique sur leurs performances ainsi que les méthodes et les outils employés afin d'améliorer ses performances.

II. 2. Convection forcé écoulement interne

Contrairement à l'écoulement externe, le développement de la couche limite est limité par la surface dans l'écoulement interne. Dans l'écoulement interne, l'entrée hydrodynamique ou les régions d'écoulement pleinement développées déterminent les conditions d'écoulement en plus le type d'écoulement laminaire ou turbulent. [13]

II.3. Méthodes d'amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur

Les méthodes d'amélioration des performances des échangeurs de chaleur focalisent principalement sur l'amélioration de la convection forcée.

Généralement, ces méthodes peuvent être classées en trois types principaux :

- Grossissement des surfaces des échangeurs de chaleur
- Utilisation de nano fluides
- Insertion de turbulateur de fluide.

II.3.1 Grossissement des surfaces des échangeurs de chaleur

L'une des stratégies passives les plus efficaces pour l'amélioration du taux de transfert de chaleur par convection à l'intérieur des tubes est l'utilisation des canaux compliqués, et cela se fait par l'amélioration du mélange et le niveau de turbulence de l'écoulement de fluide.

Les chercheurs dans ces dernières années ont fait plusieurs études et des recherches expérimentales et numériques, nous citerons ici leurs propres expériences et leurs résultats :

Sunden et Skoldheden [15] présentent une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et la chute de pression dans les tubes ondulés et les tubes lisses. Le nombre de Reynolds varie de 800 à 5000. Ils ont constaté que le transfert de chaleur du canal ondulé est jusqu'à 3,5 fois supérieur à celui du canal lisse. La chute de pression est cependant importante.

Une étude numérique a été réalisée par **Piroozfam et al.** [16] Ils ont examiné les performances thermiques de trois méthodes pour améliorer le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur à contre-courant, à savoir la géométrie du canal, la géométrie de l'obstruction du canal, la fréquence et l'amplitude d'ondulation. Ils ont conclu que toutes les méthodes amélioreraient les performances des échangeurs de chaleur à contre-courant.

Une étude numérique a été effectuée par **Mirzaei et al.** [17] sur le transfert de chaleur convectif pour un écoulement turbulent d'un canal semi-ondulé. Des simulations ont été effectuées pour différentes rapport d'amplitude d'onde variant de 0 à 0,15 (le rapport de la hauteur d'onde à la longueur d'onde). Les résultats ont montré que l'augmentation de l'amplitude des ondulations est proportionnelle avec l'augmentation du transfert de chaleur.

Un canal ondulé incurvé a été proposé par **Zhang et al.** [18] afin d'améliorer les performances thermiques du canal ondulé sous diverses amplitudes d'ondes, comme le montre la figure II.1 La courbure des canaux ondulés classiques conduit à augmenter le taux de transfert de chaleur pour plusieurs valeurs d'amplitudes.

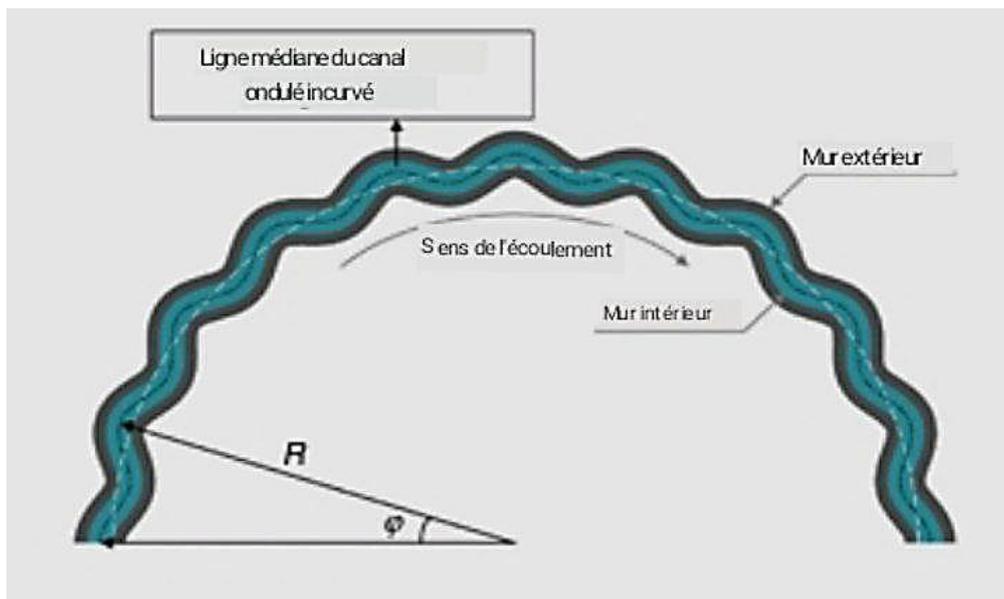


Figure. II.1. Diagramme schématisé d'un canal ondulé incurvé. [18]

Une étude numérique a été effectuée par **Hashemian.** [19] pour un échangeur de chaleur concentrique. Un tube conique a été utilisé au lieu d'un tube cylindrique, le modèle 3D d'un échangeur de chaleur conique à double tube a été étudié numériquement pour neuf cas. Les résultats montrent une augmentation de 55 % et 40 % de l'efficacité et du transfert de chaleur.

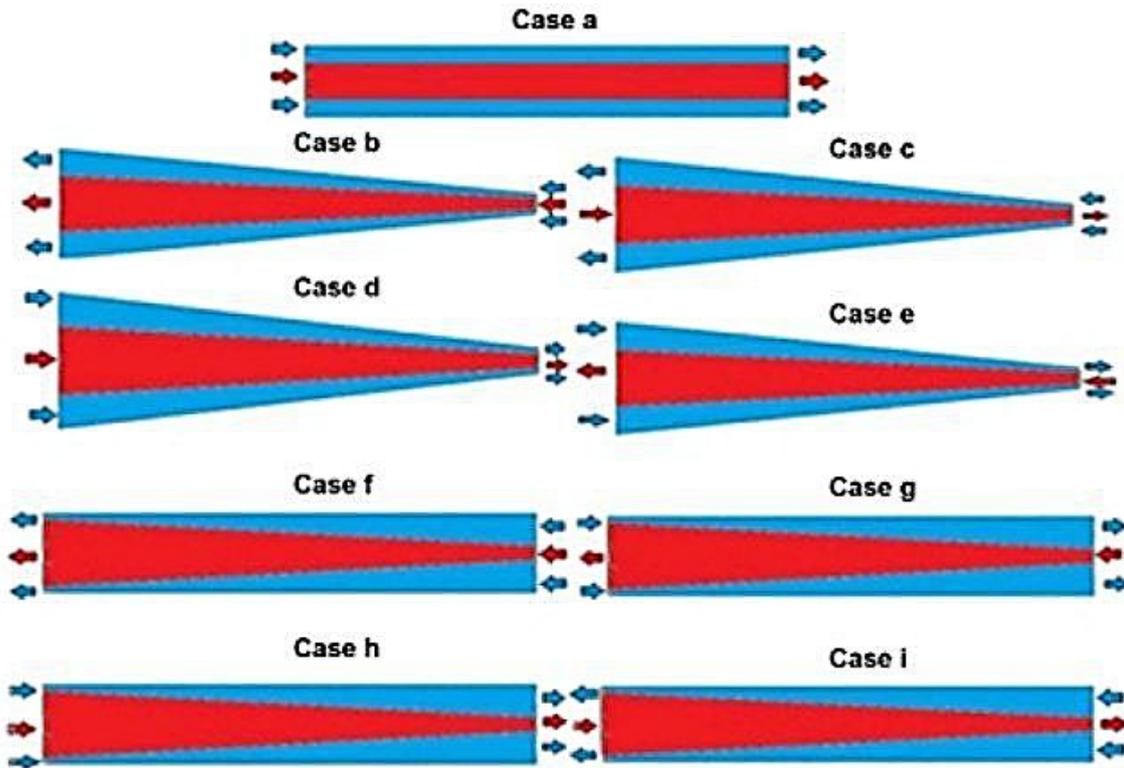


Figure. II.2. Illustration schématique des différentes configurations de l'échangeur de chaleur à double tube. [19]

Afin de comparer à des simulations numériques, une étude expérimentale a été effectuée par **Chalaev et al.** [20] pour l'échangeur de chaleur concentrique avec un tube intérieur ondulé, Les nombres de Reynolds varient de 4000 à 40000. Les résultats montrent que l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur est de 2 fois lors de l'augmentation de la résistance hydraulique de et les résultats expérimentaux sont en bonne concordance avec les celles du numérique.

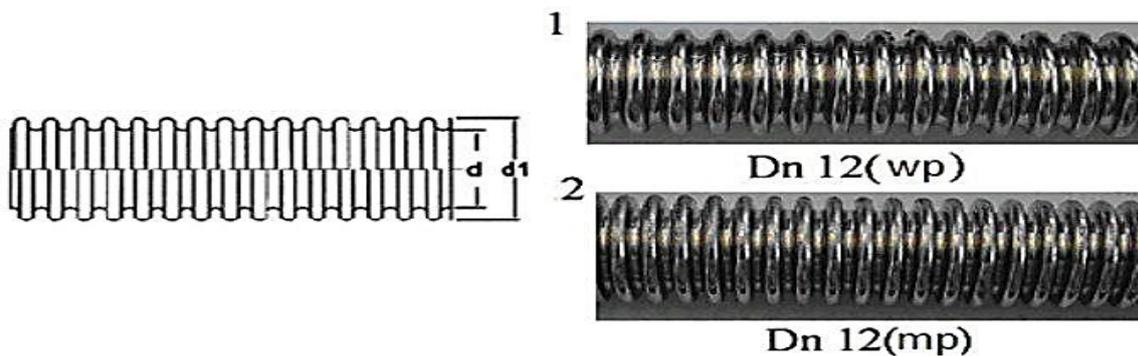


Figure. II.3. Tubes ondulés à paroi mince de diverses modifications 1 – Tube Dn12 avec une grande distance de pas de générateurs de vortex discrets ; 2 – tube Dn12 à pas moyen de générateurs de vortex discrets. [20]

Une étude expérimentale communiquée par **Rainieri et Pagliarini** [21] afin d'analyser les performances thermiques des tubes à parois ondulées. Des ondulations axiales symétriques et hélicoïdales avec différentes valeurs de pas ont été prises en compte. Les résultats montrent que l'ondulation hélicoïdale induit des composantes de tourbillon importantes auxquelles cependant, une amélioration du transfert de chaleur aussi importante n'est pas associée. La variation des propriétés physiques du fluide avec la température favorise le passage à un écoulement instable.

C'était aussi un objectif semblable celui de **Begag et al.** [22] ils ont fait une étude numérique des caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à mini-tubes concentriques à ondulations en V en considérant différents cas. De plus, l'eau chaude et l'eau froide ont été utilisées comme fluides de travail pour un écoulement laminaire et des tubes ondulés en concaves avec un angle de déphasage de 180° . Les résultats montrent que les ondulations entraînent une amélioration du taux de transfert de chaleur grâce à une surface d'échange plus élevée.

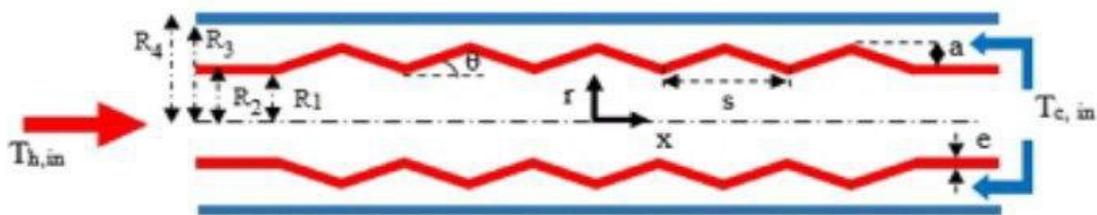


Figure. II.4. Géométrie du problème étudié (a) domaine d'investigation. [22]

Ahn [23] a étudié expérimentalement le transfert de chaleur pour un écoulement d'eau monophasique dans les espaces annulaires avec des tubes intérieurs ondulés. Dans les tubes à écoulement parallèle, dix dispositions différentes pour un débit d'eau correspond au nombre de Reynolds qui varie entre 1700 et 13 000. Les résultats montrent des effets significatifs à la fois du rapport entre le pas et la hauteur de l'ondulation (P/e), le nombre de Nusselt correspond proportionnellement avec l'augmentation du rapport (P/e).

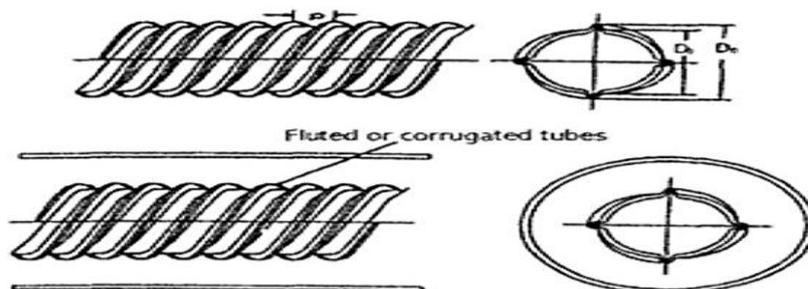


Figure. II.5. Schéma de la section d'essai. [23]

Garcia et al. [24] ont fait une investigation numérique des caractéristiques thermo-hydrauliques de trois types de techniques de rehaussement basées sur la rugosité artificielle : les tubes annelés, les tubes alvéolés et les bobines de fil. Les nombres de Reynolds varient de 200 à 2000. Les résultats montrent que la forme de la rugosité artificielle exerce une plus grande influence sur les caractéristiques de chute de pression que sur l'augmentation du transfert de chaleur. De même, cette forme affecte fortement l'avancement de la transition vers la turbulence et ses caractéristiques.

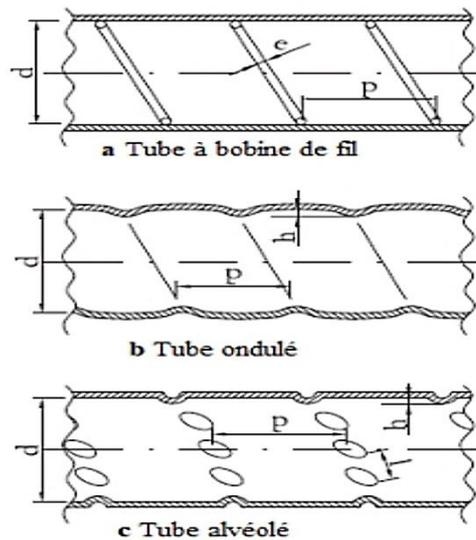


Figure. II.6. Types de rugosité de surface. (a) Bobines de fil : pas hélicoïdal p , diamètre de fil e ; (b) Tubes ondulés: pas d'ondulation p , hauteur d'ondulation h ; (c) Tubes alvéolés: pas d'ondulation p , longueur entre les alvéoles l , hauteur des alvéoles h . [24]

Aroonrat et al. [25] ont mené une investigation expérimentale du comportement thermo hydraulique du R-134a par évaporation s'écoulant vers à l'intérieur des tubes ondulés verticaux avec différents pas d'ondulation. Ils ont observé que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression par frottement obtenus à partir des tubes ondulés sont supérieurs à ceux du tube lisse.

De plus, le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression par frottement augmentent à mesure que le pas d'ondulation diminue.

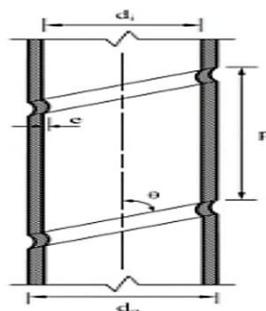


Figure. II.7. Tube ondulé utilisé dans les travaux de **Aroonrat et al.** [25]

Une étude expérimentale a été effectuée par **Pethkool** [26] pour l'amélioration du transfert de chaleur convectif turbulent dans un échangeur de chaleur utilisant un tube hélicoïdal ondulé. Les nombres de Reynolds varient de 5500 à 60000. Les résultats expérimentaux montrent que les performances thermiques de tube ondulé sont considérablement augmentées par rapport à ceux du tube lisse.

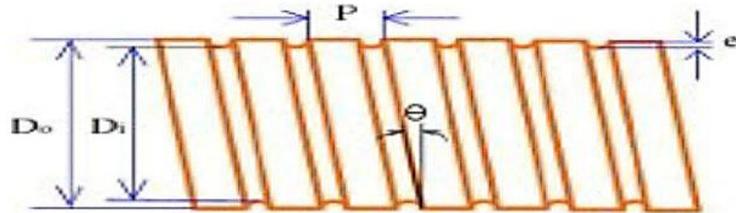


Figure. II.8. Géométrie du problème étudié. [26]

Une étude expérimentale a été effectuée par **Vicente et al.** [27] pour deux écoulements laminaire et transitoire, en utilisant de l'eau et de l'éthylène glycol comme fluides de travail dans des tubes ondulés. Leurs résultats indiquent que l'amélioration produite par les tubes ondulés peut atteindre 30 % à mesure que l'écoulement se rapproche du régime transitoire.

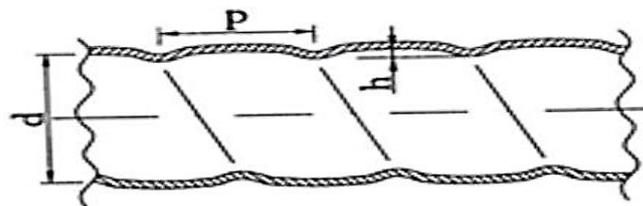


Figure. II.9. Schéma de tube ondulé. [27]

Une étude expérimentale a été effectuée par **Ali et Ramadhani.** [28] sur le transfert de chaleur par convection dans la région d'entrée de canaux ondulés pour un angle d'inclinaison d'ondulation de 20° et un nombre de Reynolds d'environ 150 à 4000. Ils ont constaté que les canaux ondulés intensifient le transfert de chaleur contrairement au canal à plaques parallèles.

Une autre étude numérique a été effectuée par **suabsakul** [29] sur la convection forcée avec micro-canaux à l'aide des tubes alvéoles. Les nombres de Reynolds vont de 50 à 350. Les résultats de simulation montrent que l'amélioration du transfert de chaleur dans les dissipateurs thermiques à micro-canaux à l'aide d'alvéoles est utile lorsque le nombre de Reynolds est supérieur à 125.

Mebarki et al. [30] ont effectué une étude numérique sur le transfert de chaleur dans un prototype de dissipateur de chaleur à mini-canaux destiné au refroidissement de l'absorbeur de lumière sur la ligne PSICHE du synchrotron soleil.

Les mini-canaux sont gravés sur une partie de sa face externe avec écoulement turbulent. On montre que la configuration (c), avec collecteur et répartiteur de fluide de forme convexe, permet d'avoir la meilleure répartition des débits

Bilen et al. [31] ont mené une étude expérimentale sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un écoulement d'air turbulent. Les nombres de Reynolds varient de 10000 à 38000 et pour différentes formes géométriques d'ondulations (circulaire, trapézoïdale et rectangulaire). Les résultats expérimentaux montrent que l'amélioration du transfert de chaleur est obtenue jusqu'à 63% pour l'ondulation circulaire, 58% pour l'ondulation trapézoïdale et 47% pour l'ondulation rectangulaire, ils ont observé également qu'il existe une valeur optimale du nombre de génération d'entropie pour $Re = 17\ 000$ pour tous les cas étudiés.

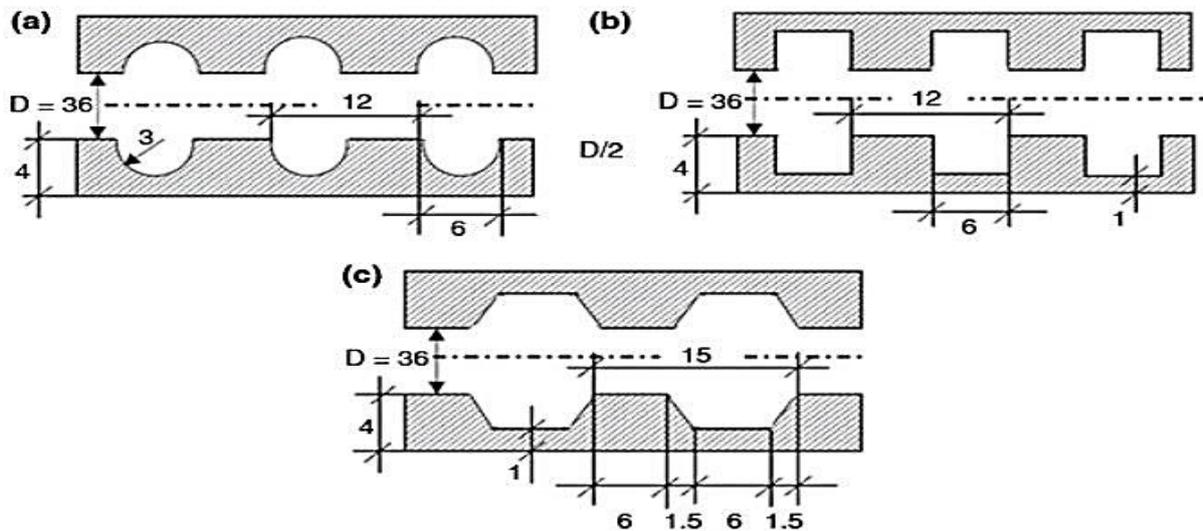


Figure. II. 10. Schéma de principe du tube rainuré, (a) rainures circulaires, (b) rectangulaires et (c) trapézoïdales. [31]

Les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à mini-tubes concentriques ondulés avec ruban torsadé ont été étudiées numériquement par **Mokkapati et al.** [32]. Les résultats montrent que les ondulations entraînent une amélioration du taux de transfert de chaleur grâce à une surface d'échange plus élevée.

Une étude expérimentale a été effectuée par **Dizaji et al.** [33] porte sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à mini-tubes concentriques avec la présence des ondulations. Les températures d'entrée de l'eau chaude (tube interne) et de l'eau froide (tube externe) ont été maintenues à environ 40°C et 8°C respectivement, Les nombre de Reynolds varient de 3500 à 18000.

Les résultats montrent que les ondulations des tubes extérieurs et le type de disposition des tubes ont un effet significatif sur les caractéristiques thermiques et dynamiques.

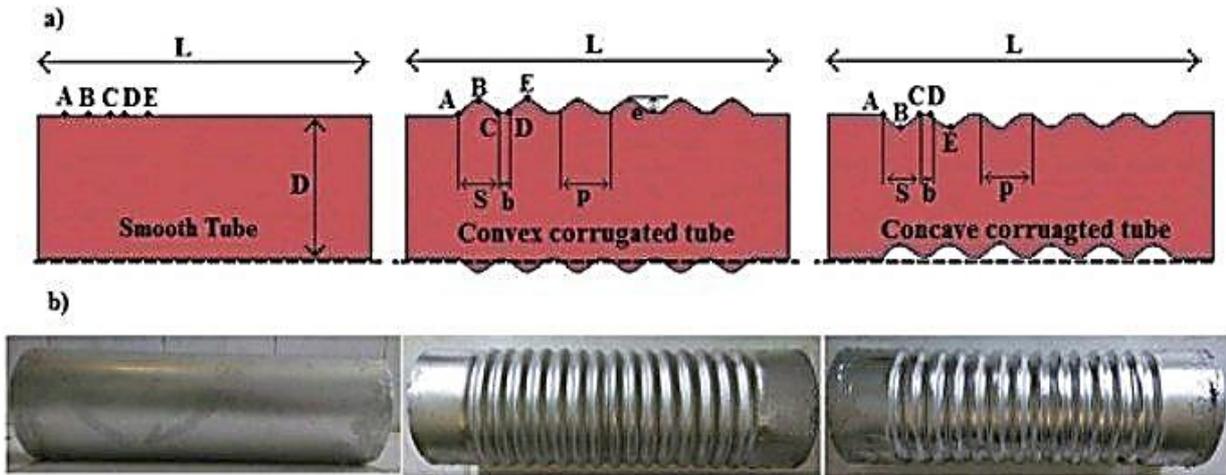


Figure. II.11. Différentes dispositions des tubes. [33]

Verma et al. [34] ont mené une étude expérimentale afin d'améliorer le transfert de chaleur dans un échangeur thermique utilisant un tube hélicoïdal ondulé, une plage de nombres de Reynolds varie de 5000 à 17000. Les résultats ont indiqué que le coefficient de transfert de chaleur est maximale est atteint avec des nervures de forme hélicoïdale de 4 mm de pas et de 1,5 mm de profondeur.

Une étude numérique a été effectuée par Begag et al. [35] sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression dans un canal avec des surfaces à doubles ondulations, avec un nombre de Reynolds de 600 à 1400 dans des conditions de flux de chaleur constant appliqués aux parois. Ils ont constaté que la surface ondulée a un effet significatif sur l'amélioration des performances globales des canaux. (Figure. II.3).

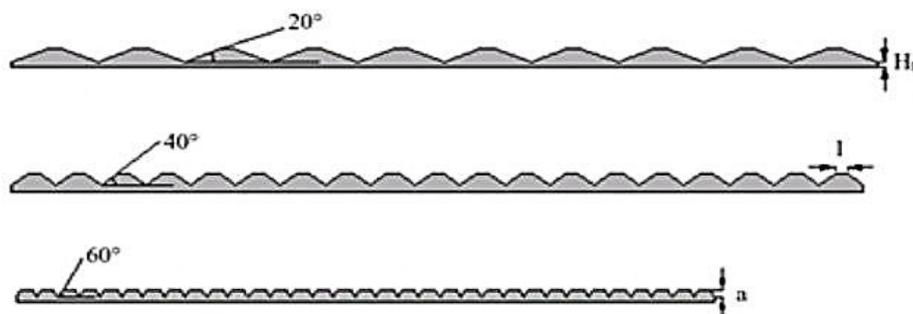


Figure. II. 12. Schéma de la plaque ondulée. [35]

Ces mêmes **Islamoglu et Parmaksizoglu** [36] ont mené une étude expérimentale pour évaluer les coefficients de transfert de chaleur et le facteur de frottement à l'aide d'un canal ondulé en zigzag. Des expériences ont été réalisées avec une plage de nombres de Reynolds de 1200 à 4000 en utilisant de l'air comme liquide de refroidissement. Deux hauteurs de caniveau différentes ont été considérées avec un angle d'ondulation de 20° . A mesure que Reynolds augmente, le nombre de Nusselt et la chute de pression étaient améliorés. De plus, l'augmentation de la hauteur du canal présentait un nombre de Nusselt et un facteur de friction plus élevés.

Une étude expérimentale a été effectuée par **Pehlivane** [44] sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de la chute de pression pour un écoulement d'air dans les canaux ondulés. Les nombre de Reynolds varient de 2000 à 9000. L'effet des pics d'ondulation était l'objet de discussion. Les résultats ont montré que l'augmentation de l'angle d'ondulation et de la hauteur du canal tend à améliorer le transfert de chaleur.

Naphon [37] a étudié numériquement l'impact d'ajout des canaux ondulés en zigzag sur l'amélioration du transfert de chaleur sous un flux de chaleur constant. Il a examiné trois angles d'inclinaison différents de 20° , 40° et 60° . L'air a été utilisé comme fluide de travail. Les nombre de Reynolds varient de 400 à 1600. L'augmentation de l'angle d'ondulation a montré un meilleur taux de transfert de chaleur.

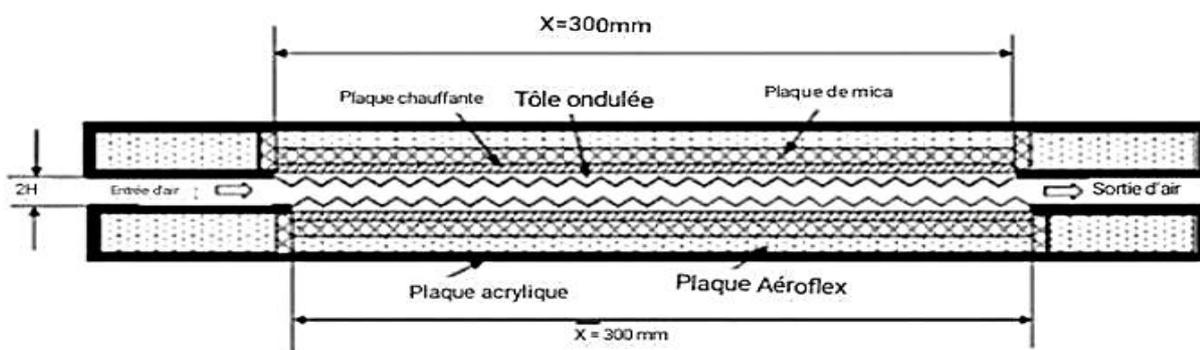


Figure. II.13. Schéma de la section d'essai. [37]

Harlesß et al. [38] ont mené un ensemble d'expériences pour les tubes ondulés hélicoïdaux pour plusieurs configurations d'échangeurs de chaleur. Ils ont découvert que l'évaluation des performances basée sur une puissance de pompage constante obtenue avec un tube à un pas d'ondulation est de 0,517.

Wang et al. [39] ont effectué une investigation numérique sur un échangeur de chaleur multitube ondulé hélicoïdal. Trois types d'arrangements de tubes ont été étudiés qui sont : circulaires, carrés et triangulaires.

Le tube triangulaire a montré des performances thermo-hydrauliques les plus élevées par rapport au tube lisse pour un nombre de Reynolds en dessous de 40 000.

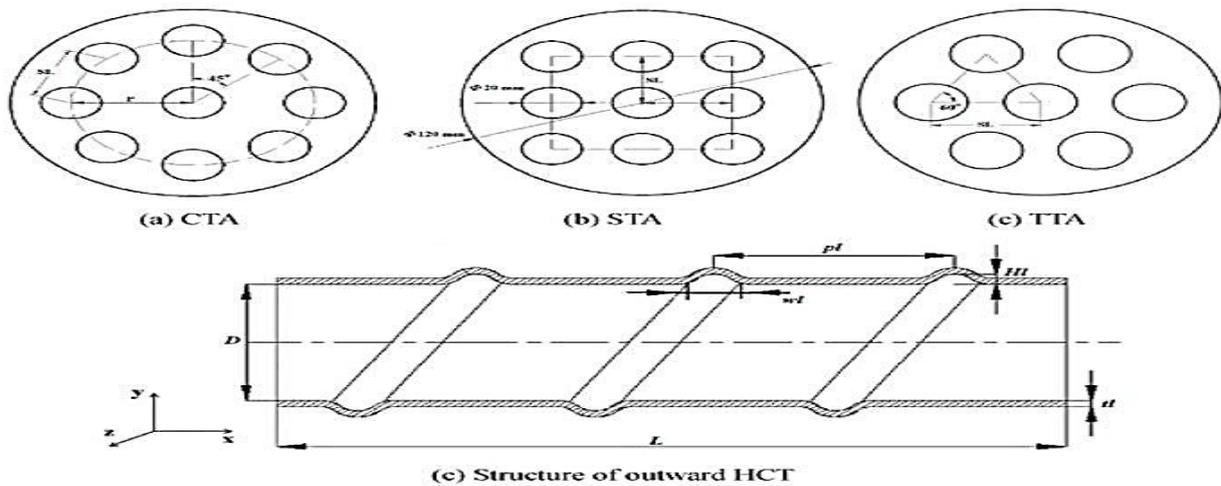


Figure. II.14. Schéma de la section d'essai. (a) circulaires, (b) carrés, (c) triangulaires. [39]

Dans une autre étude similaire, **Vicente et al.** [40] ont réalisé des expériences sur un tube ondulé hélicoïdal pour évaluer le comportement thermique et hydraulique d'un mini échangeur de chaleur. Ils ont conclu que le tube ondulé hélicoïdal pouvait améliorer le transfert de chaleur et la chute de pression jusqu'à 300 % et 250 %, respectivement, en appuyant avec le tube modèle. De plus, les tubes ondulés hélicoïdaux ont montré de meilleures performances thermiques pour $Re < 10\,000$.

Barba et al. [41] ont découvert expérimentalement l'effet des tubes ondulés hélicoïdaux, qui sont utilisés dans les industries chimiques et alimentaires, sur le transfert de chaleur et les propriétés d'écoulement des fluides en utilisant de l'éthanol glycol comme fluide de travail pour une gamme de Reynolds entre 100 et 800. Les résultats ont montré une augmentation très sensible du nombre de Nusselt Nu par rapport à un tube lisse sans ondulations, de même, le facteur de frottement accru à 2,45 fois par rapport au tube lisse.

Une étude numérique porte sur l'effet des ondulations hélicoïdales des tubes afin d'améliorer le comportement convectif de l'écoulement turbulent au sein de l'échangeur de chaleur a été effectuée par **Cordoles et al.** [42]. Ils ont indiqué que le Nu augmente en augmentant le rapport hauteur diamètre d'ondulation sur à moins de 0,05. Le nombre de Nusselt et la chute de pression ont chuté de manière linéaire à mesure que le rapport (pas/diamètre) augmente. De plus, le Nu et la chute de pression ont été améliorés avec l'augmentation rapport (hauteur/diamètre).

Jaffal et al. [43] ont mené une étude numérique d'un tube transversal ondulé avec l'ajout de l'ondulation discontinue.

Ils ont utilisé l'eau comme fluide de travail pour un Reynolds varie entre 1200 et 2240. Plusieurs paramètres de composition ont été testés. Ils ont conclu que le facteur de performance maximal atteint était de 1,28 pour un nombre de Reynolds de 1200.

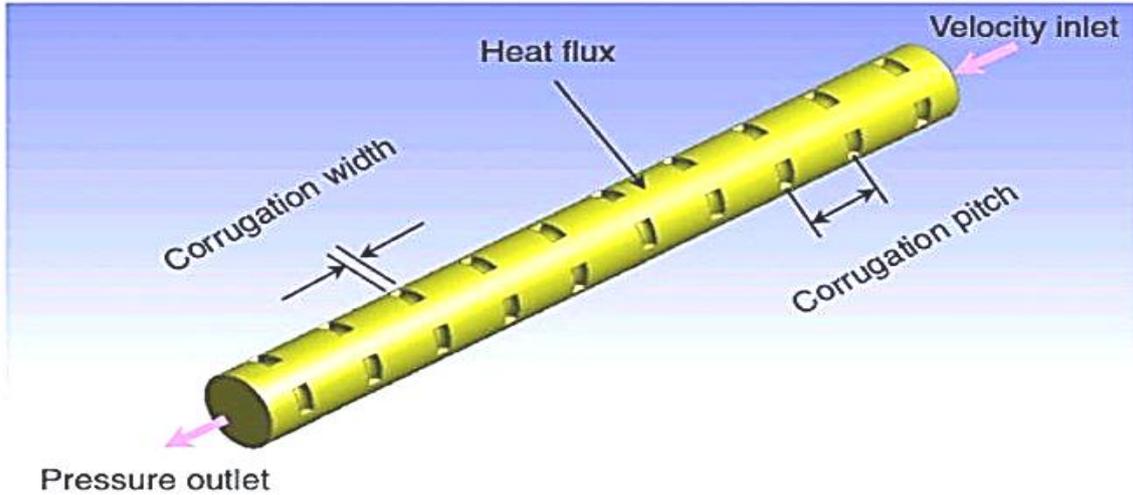


Figure. II.15. Géométrie des tubes étudiés. [43]

Lioa et al. [44] ont testé l'effet des paramètres géométriques tels que : la largeur, le pas et la profondeur d'ondulation dans un tube convexe transversal externe, en termes de transfert de chaleur et de caractéristiques d'écoulement de fluide. Ils ont conclu que le tube ondulé est meilleur que le tube lisse en termes de transmission hydro-thermique, et le coefficient d'évaluation des performances (*PEC*) a été augmenté en augmentant la profondeur d'ondulation.

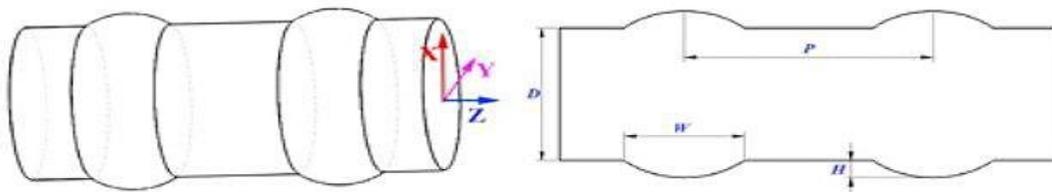


Figure. II.16. Géométrie des tubes étudiés. [44]

II.3.2. Utilisation de nano fluides

Aliabadi [45] a analysé les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un canal ondulé sinusoïdal à l'aide d'un nano-fluide utilisant les particules Al_2O_3 au moyen d'une simulation numérique bidimensionnelle. Dans son étude, la méthode paramétrique a été utilisée afin d'analyser les performances du canal ondulé sinusoïdal dans des applications pratiques. Le nombre de Nusselt et le facteur de friction sont des paramètres de performance. Les valeurs du nombre de Nusselt et du facteur de friction sont fortement affectées par la hauteur du canal et l'amplitude d'ondulation.

Les résultats ont également montré que l'écoulement du nano-fluide dans les canaux sinusoïdaux ondulés fournit des valeurs plus élevées du nombre de Nusselt par rapport au fluide de base, tandis que le facteur de friction du nano-fluide et du fluide de base obtient presque les mêmes valeurs. Des corrélations ont été proposées pour prédire le nombre de Nusselt, le facteur de frottement de nano-fluide Al_2O_3 dans des canaux sinusoïdaux ondulés.

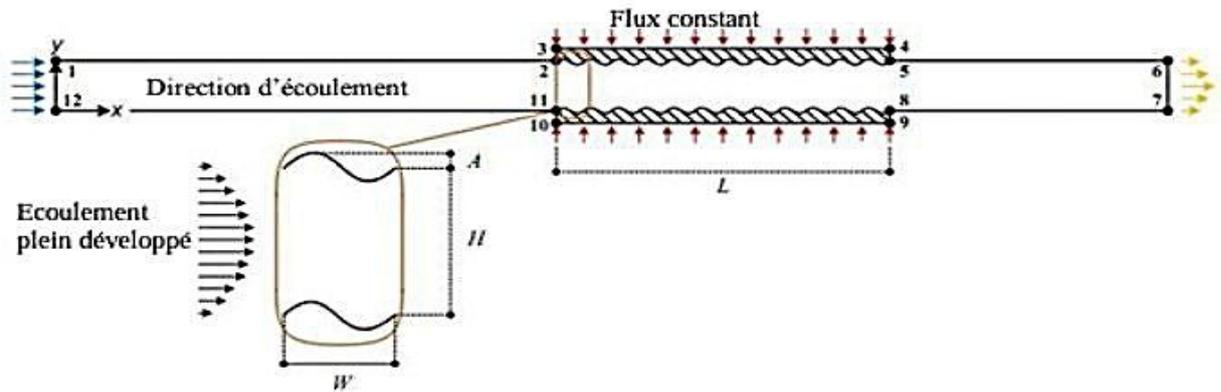


Figure. II.17. Schéma du domaine de calcul. [45]

Salami et al. [46] ont effectué une analyse paramétrique sur l'écoulement des nano-fluides Al_2O_3 à travers des canaux ondulés chauds. Ils ont constaté que le canal à faible déphasage offre de meilleures performances, et que le taux de transfert de chaleur et le facteur de performance s'améliorent avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

Navon et al. [47] Ils ont étudié l'effet de la force centrifuge qui apparaît dans un tube enroulé avec des nervures hélicoïdales sur le transfert de chaleur pour un écoulement de fluide à l'intérieur d'un échangeur de chaleur. Ils ont découvert que le taux de transfert de chaleur dans un tube enroulé en spirale avec des nervures est supérieur à celui d'un tube similaire sans nervures. Les propriétés thermiques changent si des nanoparticules sont ajoutées au fluide de base résultant dans un tube enroulé de manière hélicoïdale avec des nervures hélicoïdales, augmentant ainsi le nombre de Nusselt d'écoulement de fluide. En outre, l'augmentation de la concentration du nano-fluide améliore le taux de transfert de chaleur en fonction de la direction de ses nervures hélicoïdales.

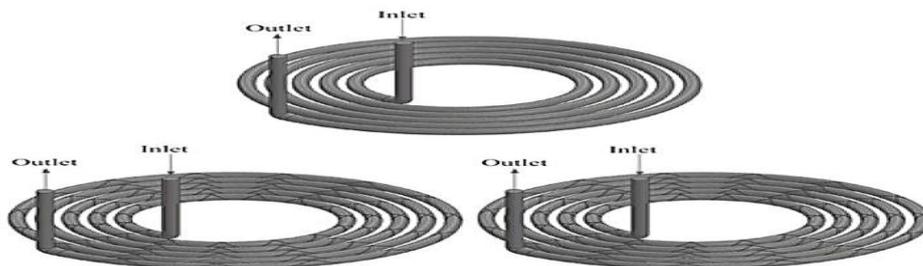


Figure. II.18. Tubes enroulés en spirale avec nervures hélicoïdales. [45]

Bahmani et al. [48] ont étudié le transfert de chaleur pour un écoulement turbulent d'un nano-fluide eau/ AL_2O_3 à disposition parallèle ainsi à contre-courant d'un échangeur de chaleur à double tube. Ils notent dans leur expérience que la température minimale dans l'écoulement contre-courant est considérablement réduite par rapport à l'écoulement parallèle. Cependant, l'augmentation du nombre de Reynolds tend à améliorer l'efficacité thermique de l'échangeur de chaleur progressivement vers une valeur constante. Ce comportement est plus prononcé dans les échangeurs de chaleur à disposition parallèle. Ils ont donc conclu qu'il est souhaitable d'utiliser des échangeurs de chaleur à contre-courant avec des nombres de Reynolds plus élevés.

Ahmed et al. [49] ont étudié numériquement les propriétés thermo-hydrauliques d'un nano-fluide aqueux de CuO pour les canaux droits et ondulés avec des ondulations sinusoïdales, triangulaires et trapézoïdales. Leurs résultats ont montré que le canal trapézoïdal a le nombre de Nusselt le plus élevé, suivi du canal sinusoïdal, triangulaire et droit. Le canal trapézoïdal ondulé est recommandé comme structure optimale pour un nombre de Reynolds de 220, tandis que pour des nombres de Reynolds plus élevé au-delà de 220, le canal sinusoïdal est préféré à d'autres formes de canal pour obtenir des performances plus élevées et une conception de dispositif thermique plus compacte.

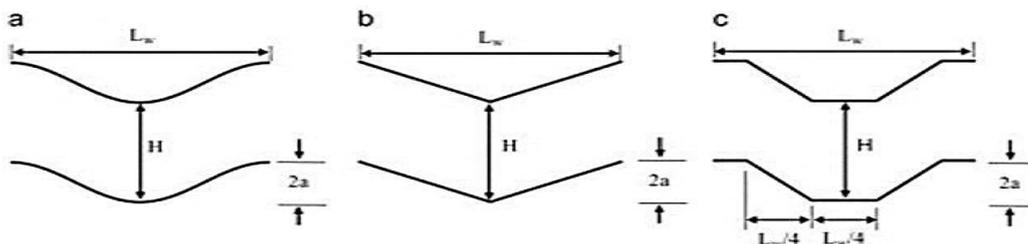


Figure. II.19. Géométrie proposée : (a) canal sinusoïdal, (b) canal triangulaire, (c) canal trapézoïdal. [49]

Ajeel et al [50] ont optimisé numériquement le rapport hauteur/largeur et le rapport pas/longueur du canal ondulé en demi-cercle de symétrie avec le nano-fluide SiO_2 -eau (0–8,0 vol. %). pour $10\,000 < Re < 30\,000$. Les résultats indiquent que le rapport hauteur/largeur de 0,05 avec un rapport pas/longueur de 0,075 sont des paramètres optimaux et ont montré une amélioration significative du facteur de performance thermique. De plus, des nouvelles corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de friction sont développées et rapportées.

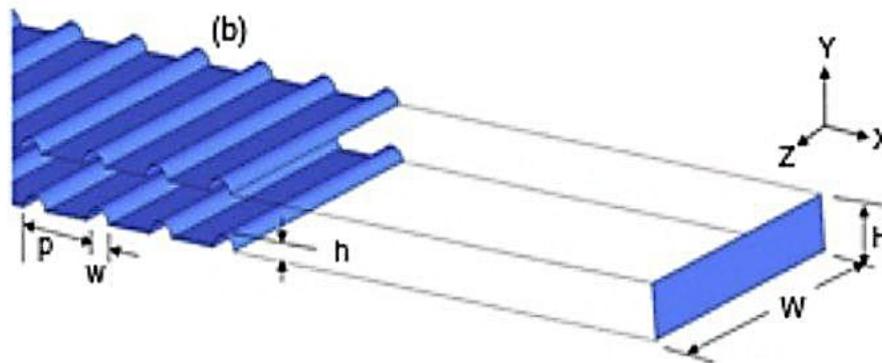


Figure. II.20. Schéma illustratif d'un canal ondulé en demi-cercle. [50]

II.3.3. Insertion de turbulateur de fluide.

Différents types de turbulateurs ont été utilisés par les chercheurs pour améliorer le taux de transfert de chaleur en utilisant différentes géométries d'insert. Notamment des robinets hélicoïdaux et torsadés, des bobines de fil, des chicanes et des anneaux vortex.

Lin et al. [51] ont étudié numériquement l'utilisation de ruban torsadé avec des générateurs de vortex à ailettes en parallélogramme comme moyen efficace de réduire la zone de contact entre le fluide et le torsadé, réduisant ainsi f . Le principal avantage est que l'ailette en parallélogramme et le ruban torsadé lui-même contribuent à renforcer le flux secondaire local qui à son tour améliore considérablement le Transfert de chaleur à des pénalités de perte de charge plus faibles.

Khodabandeh et al. [52] ont évalué les caractéristiques thermo-hydrauliques et l'efficacité énergétique d'un nano-fluide utilisant les nanoparticules d'argent (eau-Ag) en circulation équipé d'un ruban conique torsadé. Ils concluent que la diffusion des nanoparticules est plus intense à des angles de torsion plus petits et s'intensifie avec l'augmentation de la distance par rapport à l'entrée du tube. De plus, l'alignement à une seule pale montre des configurations plus élevées de PEC . Un PEC minimal se produit dans la configuration à trois pales avec un angle d'enveloppement de 5° et un angle géométrique de 60° .

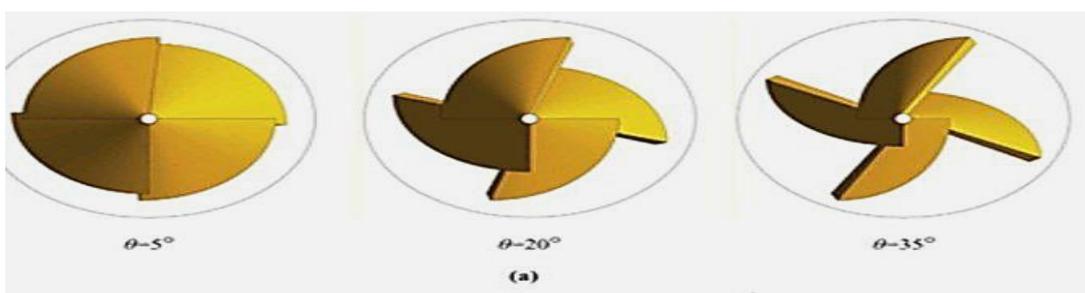


Figure. II.21. Schéma des inserts de bande et de la bielle. [52]

Chu et al. [53] ont étudié expérimentalement les performances thermo-hydrauliques de tubes avec différentes configurations de coupe en V. L'effet de l'écart entre le ruban torsadé et la paroi du tube a également été étudié. Diverses configurations de coupe en V ont été testées dans le régime d'écoulement transitoire. Il a été démontré que la configuration obtuse en coupe en V permet d'obtenir le Nu le plus élevé. La coupe en V obtuse a produit une performance thermique complète de 1,18 à 1,23.



Figure. II.22. Les rubans torsadés utilisés par **Chu et al. [53]**

Une étude numérique porte sur L'une des techniques utilisées pour améliorer le transfert de chaleur consiste à insérer des anneaux coniques à l'intérieur du tube pour agir comme des turbulateurs. L'air est utilisé comme fluide de travail avec un nombre de Reynolds compris entre 6000 et 25000, qui a été effectuée par **Ibrahim et al. [54]**. Des inserts annulaires coniques ont été appliqués à travers trois configurations de : anneaux coniques convergents, anneaux coniques convergents-divergents et anneaux coniques divergents .On a constaté que Nu et f diminuaient avec une augmentation des valeurs du rapport de pas et du rapport de diamètre, et cela a été attribué à la réduction de l'intensité de la turbulence.

Kongkaiptaiboon et al. [55] ont présenté une étude expérimentale pour l'amélioration du transfert de chaleur d'un tube lisse avec des pompes de circulation circulaires dans un système à écoulement turbulent. Les paramètres géométriques tels que le rapport de diamètre ($DR = d_i/DC$) et le rapport de pas ($PR = P/DC$) différaient, et leur effet sur les caractéristiques d'écoulement a été étudié. Ils ont constaté qu'il augmente avec la diminution du rapport de pas en raison de l'augmentation de l'intensité de l'écoulement turbulent et de la surface de contact plus élevée, ce qui dissipe la charge de pression dynamique dans le système.



Figure. II. 23. Turbulateurs à anneaux. [55]

Thianpong et al. [56] ont mené une étude expérimentale sur le transfert de chaleur, le facteur de frottement et les propriétés de performance thermique des tubes toronnés (TR), et ont utilisé trois largeurs différentes ($W/D = 0,05, 0, 1$ et $0,15$) et trois rapports d'étape ($P/D = 0,15$) pour leurs expériences 1 et 1,5 et 2) pour des nombres de Reynolds allant de 6000 à 20000 en utilisant l'air comme fluide d'essai. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement augmentent avec l'augmentation du rapport de largeur et la diminution du rapport de pas. Cependant, le facteur de performance thermique maximal est en corrélation avec les TR avec le plus petit rapport de largeur et de pente. Les corrélations empiriques du transfert de chaleur (Nu) et du facteur de frottement (f) sont également incluses dans ce chapitre.

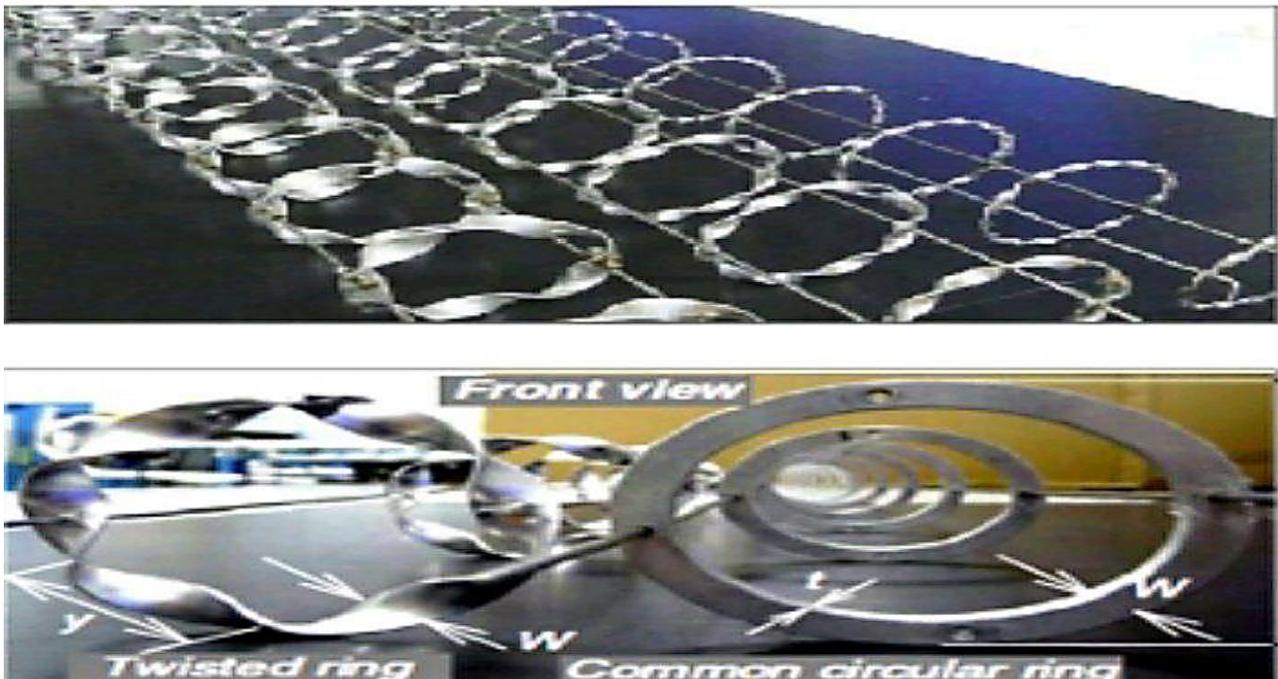


Figure. II. 24. Turbulateurs à anneaux torsadés. [56]

II.3. Conclusion

Nous constatons que certains sujets de recherche sont toujours attrayants et nécessitent d'avantages d'investigations, tandis que d'autres sujets présentent des limites, soit dans l'application, soit dans des effets secondaires tels que la chute de pression supplémentaire, des coûts d'usinages supplémentaires, de matériel supplémentaire ou de coûts supplémentaires pour reconstituer les fluides de refroidissements comme les nano-fluides ou la sédimentation.

Chapitre III

Formulation mathématique du problème

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons le problème physique de la convection forcée turbulente dans un tube concentrique ondulé. Les équations de conservation de masse, de la quantité de mouvement ainsi que l'énergie sont présentées en détail, la turbulence et les conditions aux limites sont imposées.

III.2. Modèle physique

Le modèle physique considéré est schématisé sur la figure. III.1. Il s'agit d'un système contre-courant composé de deux tubes concentriques avec des ondulations sinusoïdales sur leurs parois, le fluide froid (eau froide) s'écoule dans l'espace annulaire avec une vitesse variable. Le fluide chaud (eau chaude) circule dans le tube interne avec une vitesse constante.

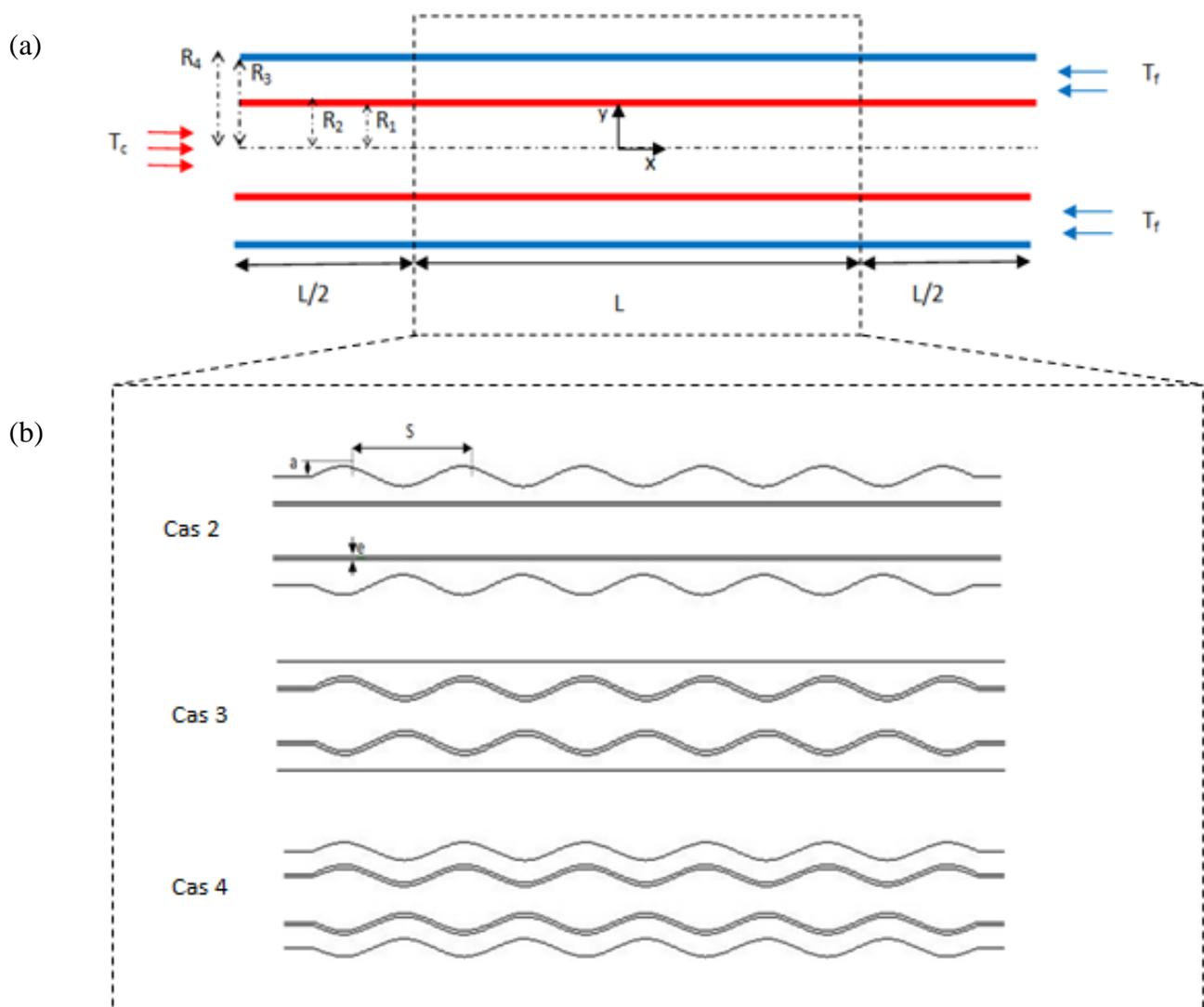


Figure. III. 1. Géométrie du problème étudié, (a) domaine d'investigation, (b) différents cas étudiés.

Le tableau III.1. Présente les dimensions géométriques détaillées des échangeurs en questions. Le fluide caloporteur utilisé est l'eau, dont le nombre de Prandtl égale 7, et les nombres de Reynolds (Re) considérés varient de 3000 à 11000. [22]

Tableau. III.1. Dimensions géométriques des différents cas étudiés.

	Tubes	D_{\max} (mm)	D_{\min} (mm)	L (mm)	e (mm)	a (mm)	s (mm)	N° ondulé
Cas 1	Tube extérieur (lisse)	27	27	300	-	-	-	-
	Tube intérieur (lisse)	12.5	12.5	300	1	-	-	-
Cas 2	Tube extérieur (lisse)	27	27	300	-	-	-	-
	Tube intérieur (ondulé)	17.5	7.5	300	1	2.5	27.27	11
Cas 3	Tube extérieur (ondulé)	32	22	300	-	2.5	27.27	11
	Tube intérieur (lisse)	12.5	12.5	300	1	-	-	-
Cas 4	Tube extérieur (ondulé)	32	22	300	-	2.5	27.27	11
	Tube intérieur (ondulé)	17.5	7.5	300	1	2.5	27.27	11

III.2.1. Hypothèses

Les équations décrivant les caractéristiques du transfert de chaleur et de l'écoulement à l'intérieur du tube ont été prises en compte en se basant sur les hypothèses simplificatrices suivantes:

- Le fluide est incompressible.
- Le régime de l'écoulement est turbulent, bidimensionnel et stationnaire.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide sont supposées constantes.
- Les effets de la dissipation visqueuse sont négligeables.
- Les conditions de non glissement sur les parois des tubes internes et annulaires sont adoptées.
- Modèle de turbulence ($k-\varepsilon$) standard est appliqué.

III. 3. Formulation mathématique

III. 3. 1. Equations gouvernantes

Les équations gouvernantes (continuité, quantité de mouvement et énergie) peuvent s'écrire en coordonnées cylindriques comme suit (**Patankar** [57], **Anderson** [58]):

Pour le fluide chaud :

(1) *Continuité* :

$$\frac{\partial u_c}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_c)}{\partial r} = 0 \quad (\text{III.1})$$

(2) *Quantité de mouvement* :

Suivant l'axe (ox) :

$$u_c \frac{\partial u_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial u_c}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_c}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial (u_c)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.2})$$

Suivant le rayon (or) :

$$u_c \frac{\partial v_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial v_c}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_c}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial (v_c)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.3})$$

(3) *Energie* :

$$u_c \frac{\partial T_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \alpha_c \left(\frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial (T_c)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.4})$$

Pour le fluide froid :

(1) *Continuité* :

$$\frac{\partial u_f}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_f)}{\partial r} = 0 \quad (\text{III.5})$$

(2) *Quantité de mouvement*

Suivant l'axe (ox) :

$$u_f \frac{\partial u_f}{\partial x} + v_f \frac{\partial u_f}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_f}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_f}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial (u_f)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.6})$$

Suivant le rayon (or) :

$$u_f \frac{\partial v_f}{\partial x} + v_f \frac{\partial v_f}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_f}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_f}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial (v_f)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.7})$$

(3) *Energie*

$$u_f \frac{\partial T_f}{\partial x} + v_f \frac{\partial T_f}{\partial r} = \alpha_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial (T_f)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.8})$$

Dans le solide du tube interne : Il est limité à équation de l'énergie.

$$\left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial (T_f)}{\partial r} \right)\right) \quad (\text{III.9})$$

III.3.2. Modélisation de la viscosité turbulente

La viscosité turbulente μ_t a été modélisée à l'aide de divers modèles de turbulence.

III.3.3. Modèle k - ε standard

Il a été proposé par **Launder** et **Spalding** [59] en 1974. Il est les plus simples des modèles de turbulence qui est basé sur les équations de transport pour une énergie cinétique turbulente k et un taux de dissipation ε .

Le modèle de turbulence (k - ε) standard est utilisé afin de modéliser de la turbulence à l'intérieur de l'échangeur de chaleur à double tube concentrique. L'énergie cinétique turbulente k et son taux de dissipation ε sont obtenus à partir des équations de transport suivantes [60] :

III.3.3. 1. Equation de l'énergie cinétique turbulente

L'équation de transport du modèle pour k découle de l'équation exacte,

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial u_i} \right) - \rho \varepsilon \quad (\text{III.10})$$

III.3.3.2. Equation de la dissipation pour ε

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\vartheta \varepsilon}} \quad (\text{III.11})$$

La viscosité turbulente μ_t peut être modélisée comme suit [60] :

$$\mu_t = \frac{\rho C_p k^2}{\varepsilon} \quad (\text{III.12})$$

Les valeurs des constantes empiriques ont été données comme ci-dessous [60] :

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

III.3.4. Conditions aux limites

Pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment, il est nécessaire d'incorporer des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. Pour notre étude, ces conditions se posent comme suit :

Fluide chaud (eau chaude)

$$\text{Entre : } x = 0 \text{ et } 0 < r < R_1(x) \quad \left\{ \begin{array}{l} u = u_{in,c} \\ v_{in,c} = 0 \\ T = T_{in,c} = 313K \\ k_{in,c} = 0.005u_{in,c}^2 \\ \varepsilon_{in,c} = 0.1k_{in,c}^3 \end{array} \right. \quad (\text{III.13})$$

$$\text{Sortie : } x = L \text{ et } 0 < r < R_1(x) \quad \left\{ \begin{array}{l} P_c = P_{atm} \\ \left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{x=L} = 0 ; \phi = (u, v, T, k, \varepsilon) \end{array} \right. \quad (\text{III.14})$$

Fluide froide (eau froide) :

$$\text{Entrée : } x = L \text{ et } R_2(x) \leq r \leq R_3(x) \quad \left\{ \begin{array}{l} u_f = u_{in,f} \\ v_{in,f} = 0 \\ T = T_{in,f} = 288K \\ k_{in,c} = 0.005u_{in,c}^2 \\ \varepsilon_{in,c} = 0.1k_{in,c}^3 \end{array} \right. \quad (\text{III.15})$$

$$\text{Sortie : } x = 0 \text{ et } R_2(x) \leq r \leq R_3(x) \quad \left\{ \begin{array}{l} P_f = P_{atm} \\ \left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{x=0} = 0 ; \phi = (u, v, T, k, \varepsilon) \end{array} \right. \quad (\text{III.16})$$

Pour les parois solides : $R_1(x) \leq r \leq R_2(x)$, et $R_3(x) \leq r \leq R_4(x)$

$$x=0, \text{ et } x=L: \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0$$

Aux interfaces fluides solides :

$$\text{Interface fluide chaud-paroi interne : } r = R_1(x) \quad T_c = T_s \text{ et } \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \quad (\text{III.17})$$

$$\text{Interface paroi interne-fluide froid : } r = R_2(x) \quad T_s = T_f \text{ et } \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = \lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \quad (\text{III.18})$$

$$\text{Interface fluide froid-paroi externe : } r = R_3(x) \quad T_s = T_f \text{ et } \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = \lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \quad (\text{III.19})$$

$$\text{Paroi adiabatique : } r = R_4(x) \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0$$

Dans la symétrie :

$$\text{Pour : } r = 0 \text{ et } 0 < x < L \quad \left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \text{ avec } (\phi = u, v, T, k, \varepsilon) \quad (\text{III.20})$$

III.3.5. Paramètres caractéristiques

a. Caractéristiques (hydrodynamiques et thermiques)

a. 1 Paramètres hydrodynamiques

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{u_{in} D_h}{\nu} = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (\text{III.21})$$

Le coefficient de frottement local à la paroi

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho u^2} \quad (\text{III.22})$$

Le coefficient de frottement moyen

$$f = \frac{(\Delta p/L) D_h}{\frac{1}{2} \rho u_{moy}^2} \quad (\text{III.23})$$

a. 2 Paramètres thermiques

Coefficient de transfert thermique

$$h = \frac{\dot{Q}}{A(T_f - T_A)} \quad (\text{III.24})$$

Nombre de Nusselt

$$Nu(x) = \frac{h(x) D_h}{\lambda_f} \quad (\text{III.25})$$

b. Performances thermo-hydrodynamiques

Le facteur d'amélioration thermique (**Webb et Kim [62]** ; **Bilen et al [63]**)

$$PEC = \frac{Nu_{ondulée}}{Nu_{lisse}} \Big|_{pp} = \left(\frac{Nu_{ondulée}}{Nu_{lisse}} \right) / \left(\frac{f_{ondulée}}{f_{lisse}} \right)^{1/3} \quad (\text{III.26})$$

III.4. 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. De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de contrôle. Elle peut être utilisée également avec des maillages relativement grossiers, ce qui permet d'implémenter le code pour un cout raisonnable.

Comme la plupart des codes commercialisés, le code ANSYS-Fluent utilise la méthode des volumes finis pour la modélisation numérique des écoulements de fluides. Pour en savoir plus, on pourra se référer aux ouvrages de **Patankar [57]** et **Versteeg et Malalasekera [64]**.

III.4.1. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à diviser le champ arithmétique en plusieurs petits volumes qui ne se recouvrent pas et dont la somme est exactement la taille du champ arithmétique à étudier.

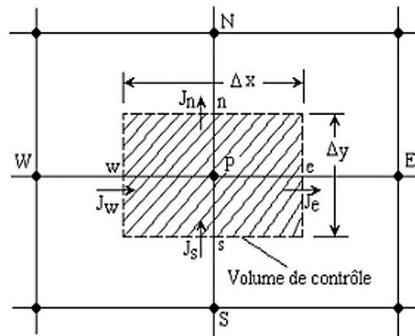


Figure. III.2. Volume de contrôle dans le cas 2D.

III.4.2. Volume de contrôle

Le volume de contrôle englobe un nœud dit nœud principal P, ce volume de contrôle est limité par les faces n, s, e et w, les points E et W (Est et West) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y comme indiqué dans la figure III. 2.

Ainsi, Les grandeurs scalaires telles que la pression p et la température T sont évaluées au niveau des nœuds du maillage principal (voir figure III .4) ; Dans le cas où les grandeurs vectorielles telles que les vitesses axiale u et radiale v sont calculées sur les faces des volumes de contrôle du maillage principal (aux faces s et n pour la vitesse axiale, et aux faces w et e pour la vitesse radiale). Les différentes équations de conservation sont intégrées sur le volume de contrôle afin de déterminer les variables scalaires et vectorielles du problème concerné.

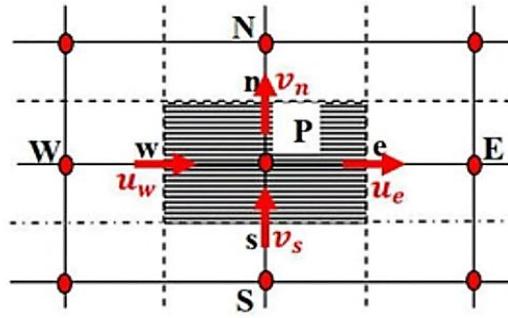


Figure. III.3. Schéma du maillage.

III.4.3. Discrétisation de l'équation de transport par la méthode des volumes finis

L'équation différentielle générale sous la forme conservative [59] :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_1 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi)}_2 = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)}_3 + \underbrace{S}_4 \quad (III.27)$$

Avec

1 : terme transitoire.

2 ; terme de convection.

3 : terme de diffusion.

4 : terme source.

L'équation différentielle générale dans le cas 2D instationnaire est la suivante (**Yang et Hwang** [65]) :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] + S \quad (III.28)$$

L'équation (III.27) peut être écrite sous sa forme bidimensionnelle (**Patankar** [57]) comme :

$$\frac{\partial}{\partial x}(J_x) + \frac{\partial}{\partial y}(J_y) = S \quad (III.29)$$

Avec

$$\begin{cases} J_x = (\rho u \phi) - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ J_y = (\rho v \phi) - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \end{cases} \quad (III.30)$$

Où J_x et J_y sont respectivement le flux total (de convection et diffusion)

$$J_e - J_w + J_n - J_s = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta r \quad (III.31)$$

On obtient, finalement, la forme générale de l'équation discrétisée :

$$a_P \phi_P = a_N \phi_N + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_W \phi_W + b \quad (\text{III.32})$$

$$b = S_C \Delta x \Delta r \quad (\text{III.33})$$

$$a_P = a_N + a_E + a_S + a_W + S_P \Delta x \Delta r \quad (\text{III.34})$$

III.5. Outil de simulation Gambit et Fluent

III.5.1. Gambit

Le logiciel Gambit est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD qu'on utilise pour construire des géométries 2D /3D et créer des maillages et usage particulier sous Fluent.

Le Gambit regroupe trois fonctions :

- ✓ Définition de la géométrie du problème.
- ✓ Maillage et sa vérification.
- ✓ Définition des conditions aux limites (des frontières) et définitions des domaines de calculs .



Figure. III.4. Interface de Gambit.

III.5.1.1. Présentation de la géométrie dans Gambit

III.5.1.1.1. Choix du solveur

Le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6.3 :

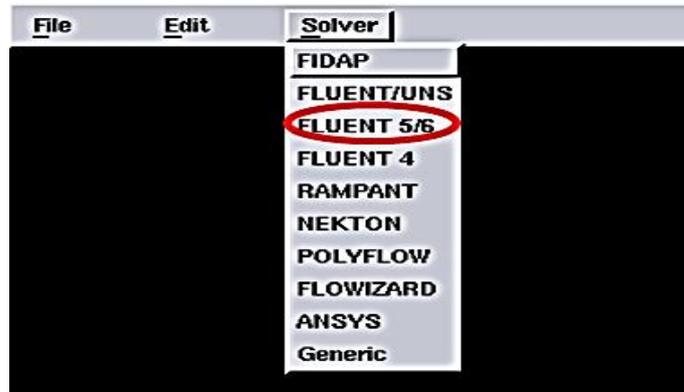


Figure. III.5. Choix du solveur.

III.5.1.2. Création de la géométrie :

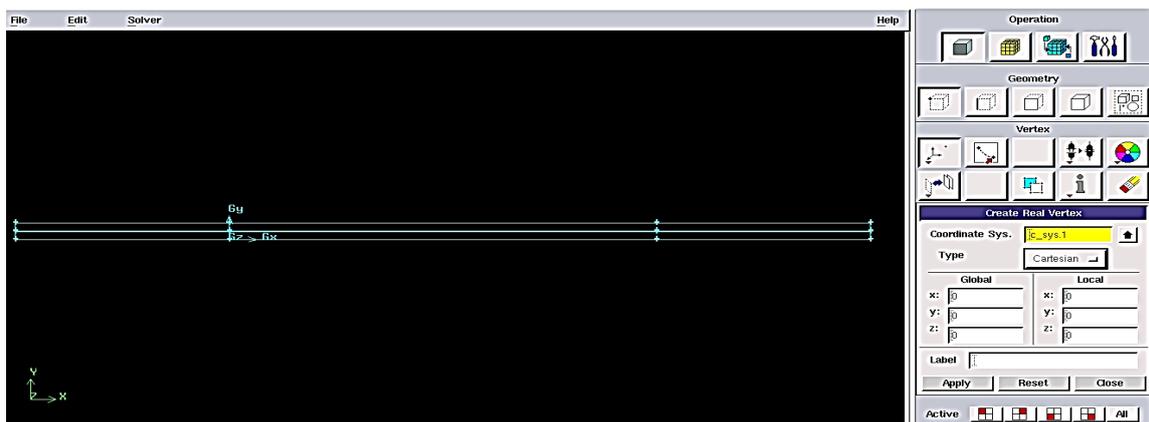


Figure. III.6. Création de la géométrie d'échangeur lisse.

III.5.1.3. Maillage de la géométrie :

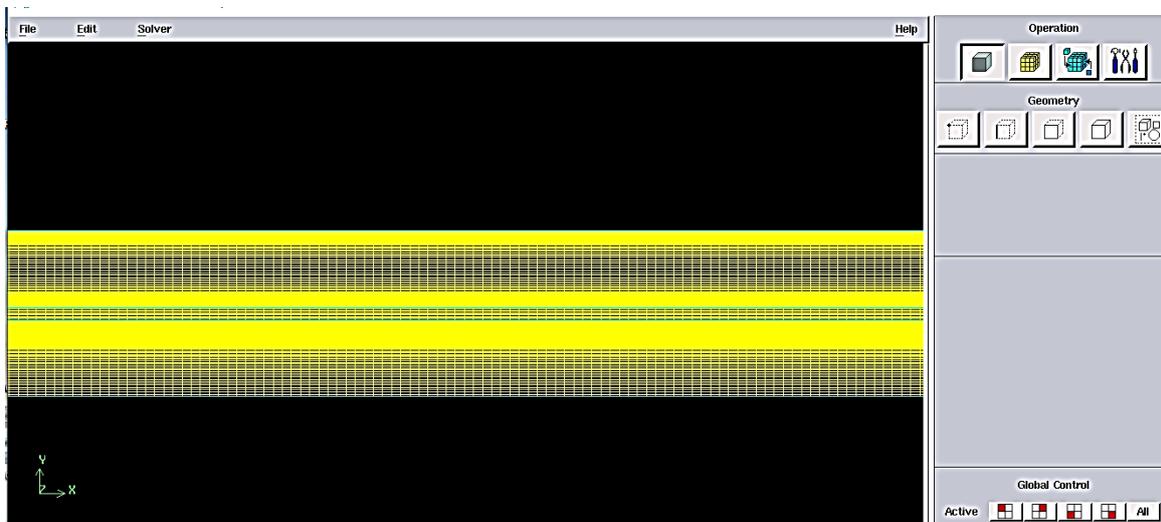


Figure. III.7. Maillage de cas 1 (Tube interne lisse, tube externe lisse).

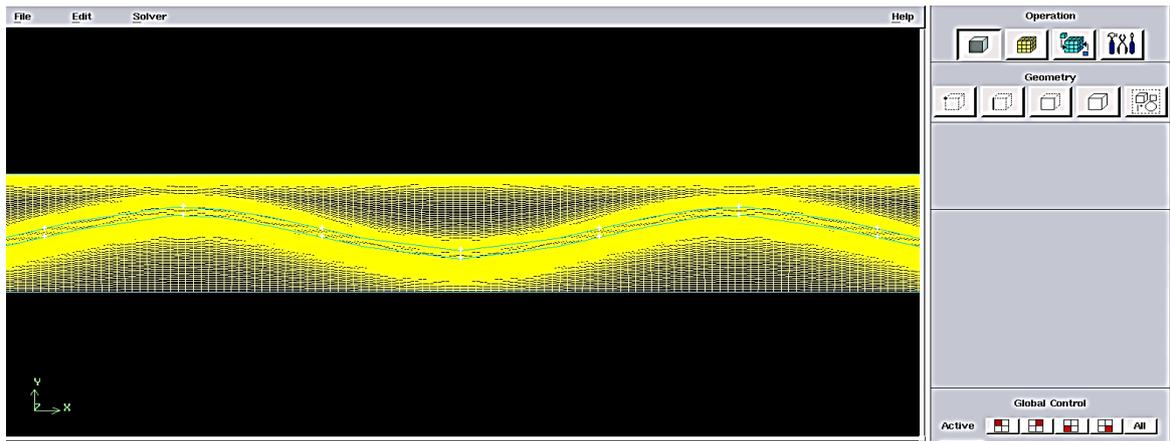


Figure. III.8. Maillage de cas 2 (Tube interne ondulé, tube externe lisse).

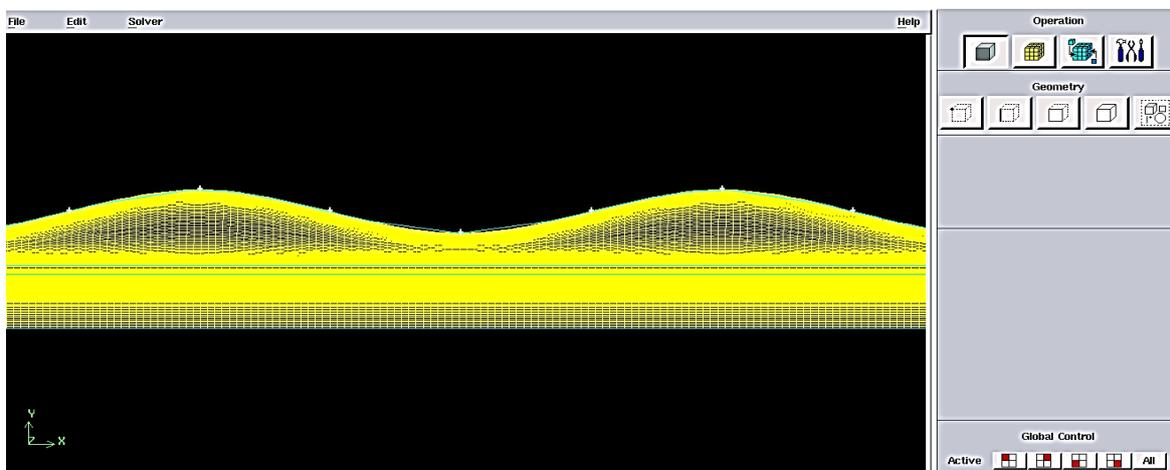


Figure. III.9. Maillage de cas 3 (Tube interne lisse, tube externe ondulé).

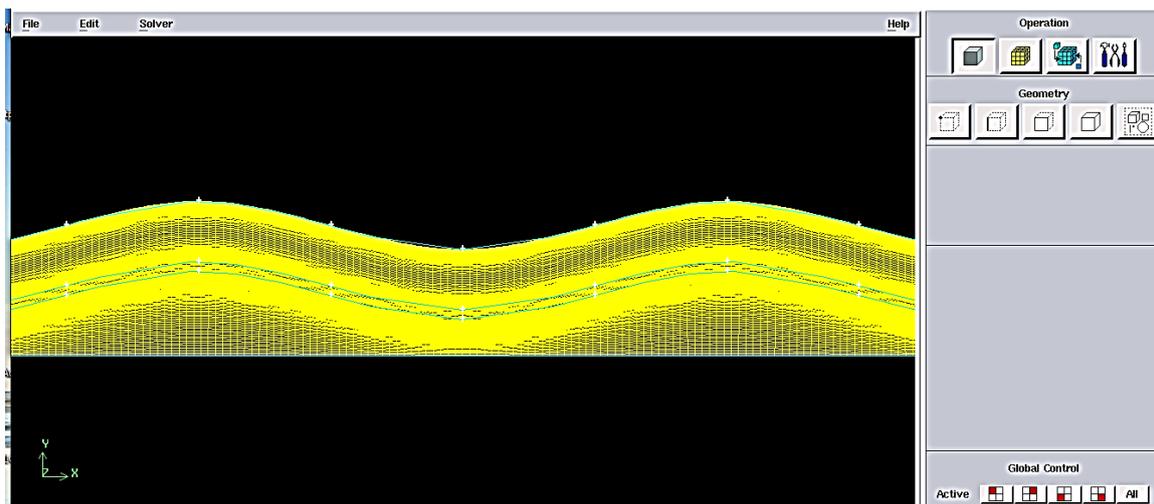


Figure. III.10. Maillage de cas 4 (Deux tubes ondulés).

III. 5.1.4. Conditions aux limites

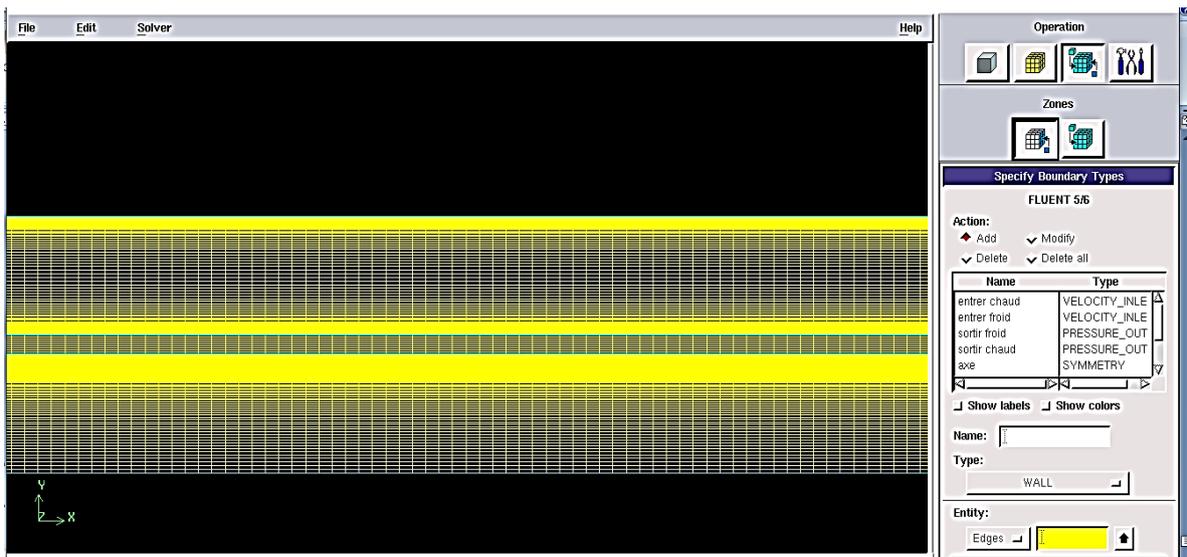


Figure. III.11. Définition des conditions aux limites sur Gambit.

III.5.1.5. Enregistrement du fichier (.mesh)

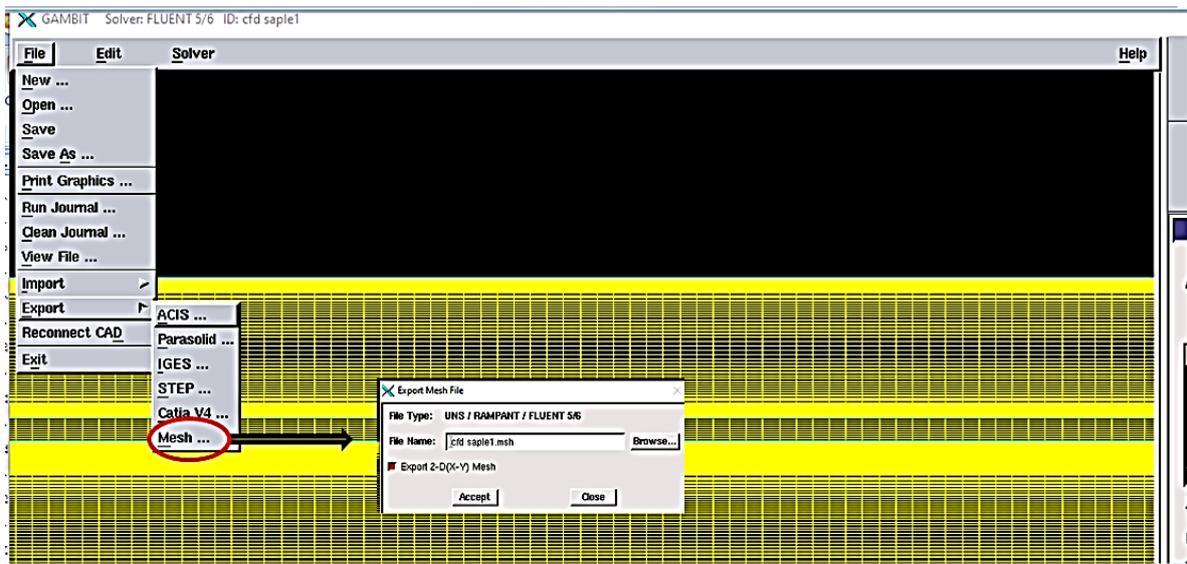


Figure. III.12. Exportation du maillage.

III.5.2. Fluent

Fluent est un logiciel utilisé pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries et nous pouvons connaître la valeur d'une grandeur physique telle que la température à un certain point.

III.5.2.1. Etapes à suivre sur fluent :

- *Choisir le type de résolution :*



Figure. III.13. Type de résolution.

- Lire le fichier échangeur.msh

File > Read > Case

- *Vérification du maillage*

Grid > Check

- Contrôler la taille

Grid > Info > Size

- *Vérifier l'unité*

Grid > Scale

- Afficher le maillage

Display > Grid

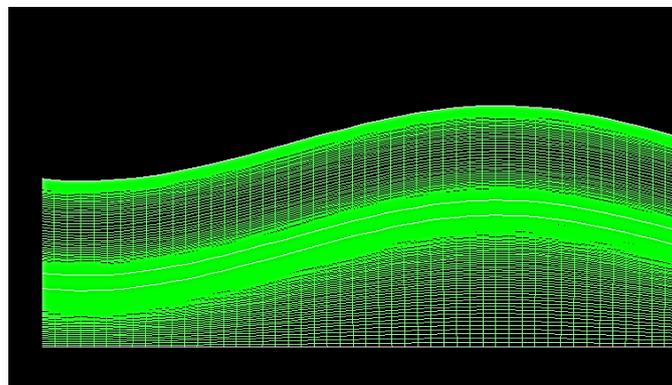


Figure. III.14. Affichage du maillage.

- Préciser le solveur de propriétés

Define > Models > Solver

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 2D.

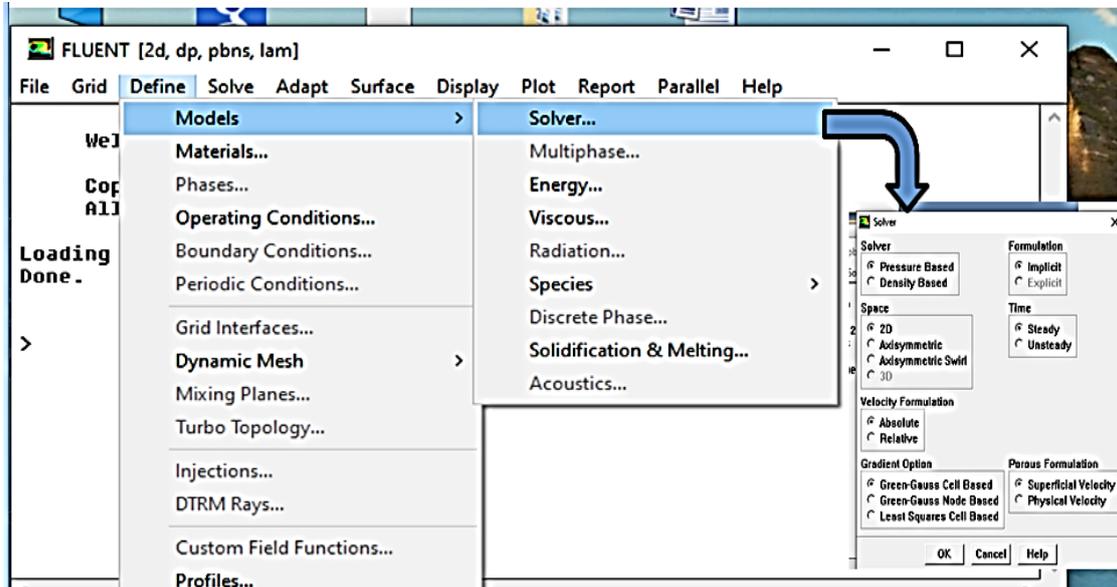


Figure. III.15. Définition du modèle.

Define > Models > Energy

Formulation de l'équation d'énergie.

Define > Models > Viscous

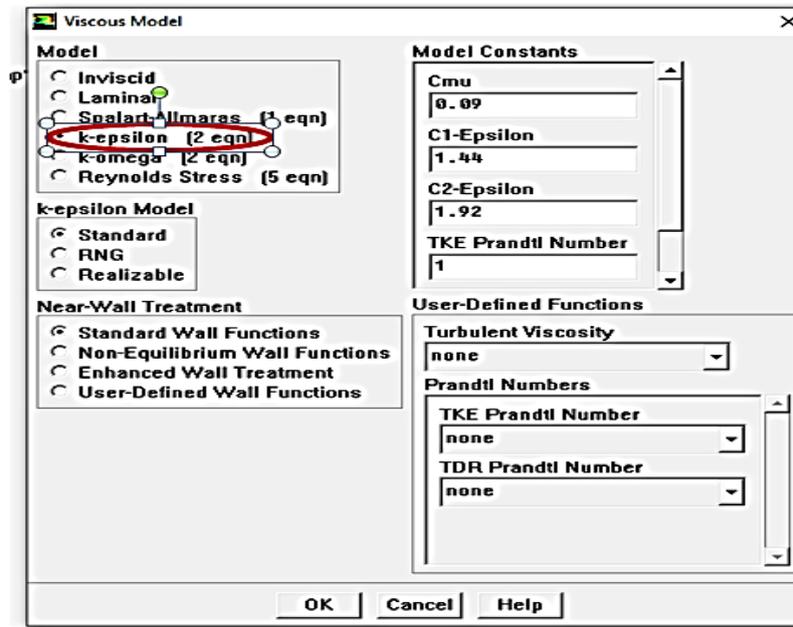


Figure. III.16. Définition le modèle d'écoulement.

- Définir les propriétés des matériaux

Pour le fluide c'est l'eau.

Define > Materials

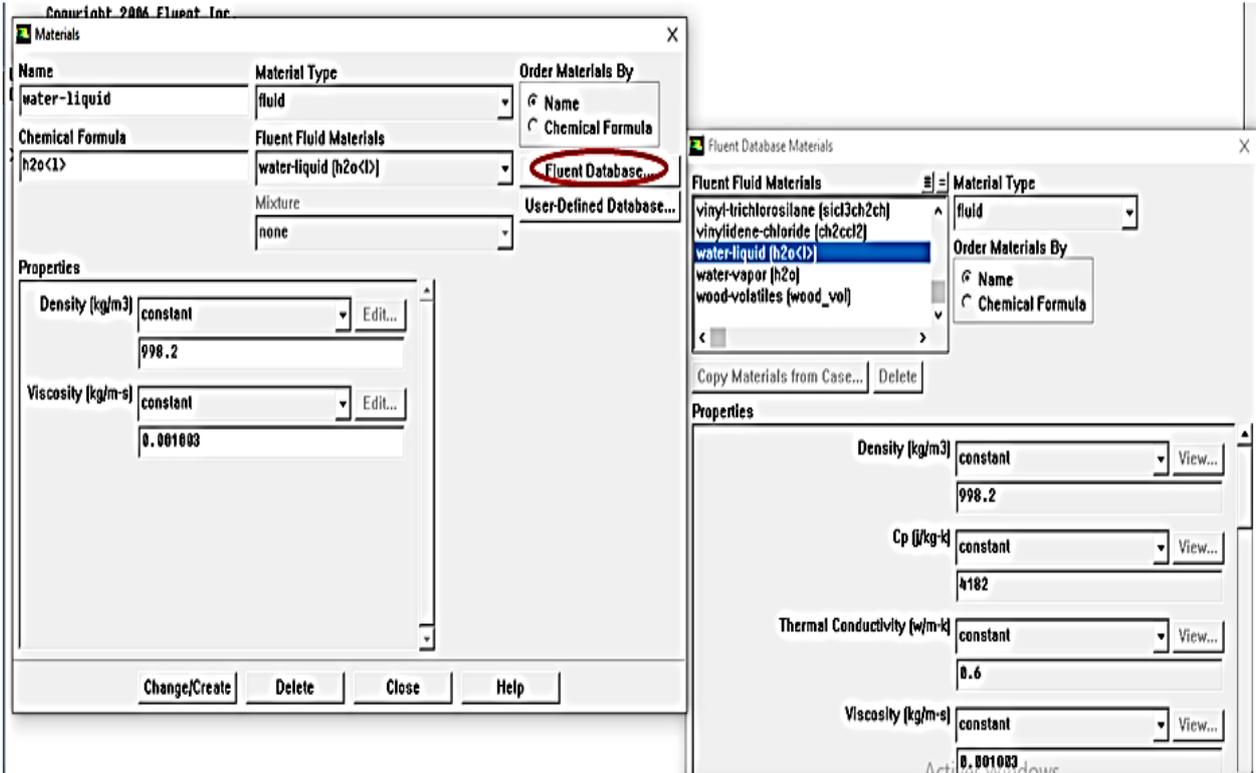


Figure. III.17. Interface de la liste des fluides.

Pour le solide c'est le cuivre

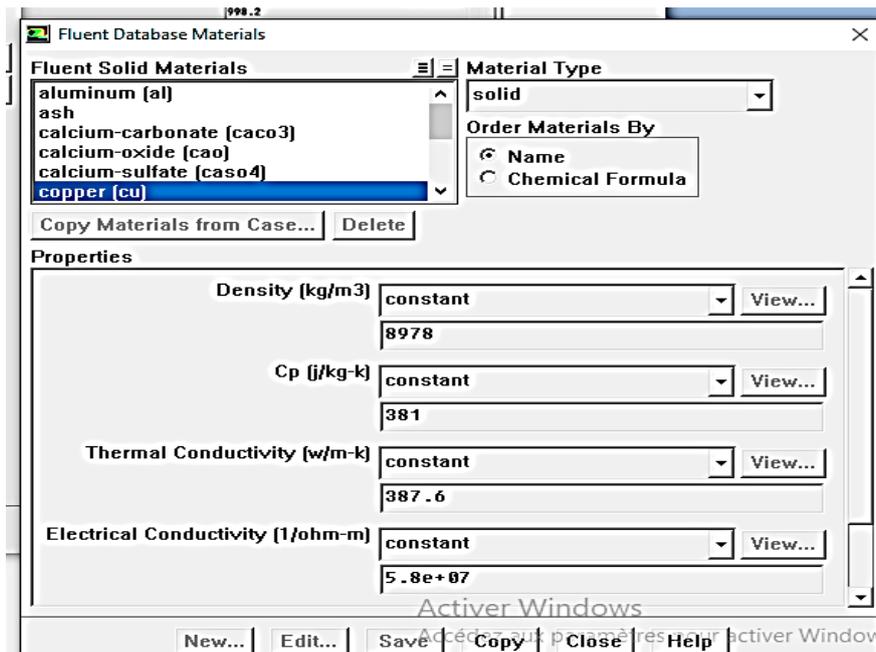


Figure. III.18. Interface de la liste des solides.

- Définir les conditions aux limites

Define > Boundary Conditions

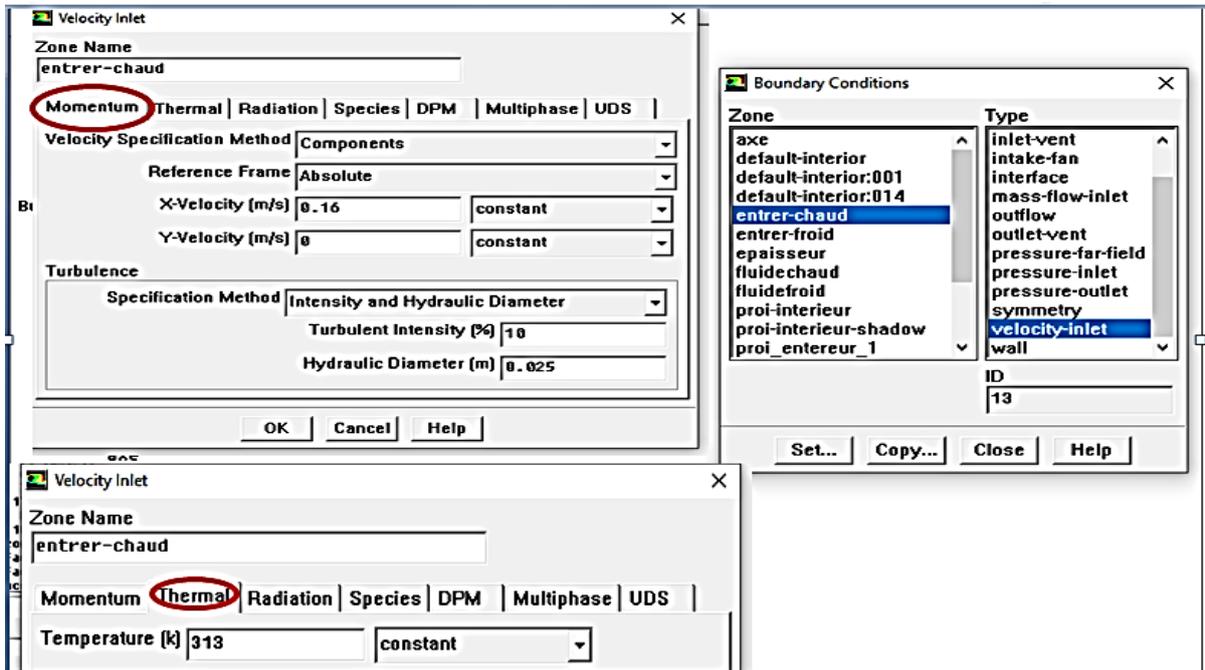


Figure. III.19. Définition les conditions aux limites.

- Solution

Solve > Controls > Solution.

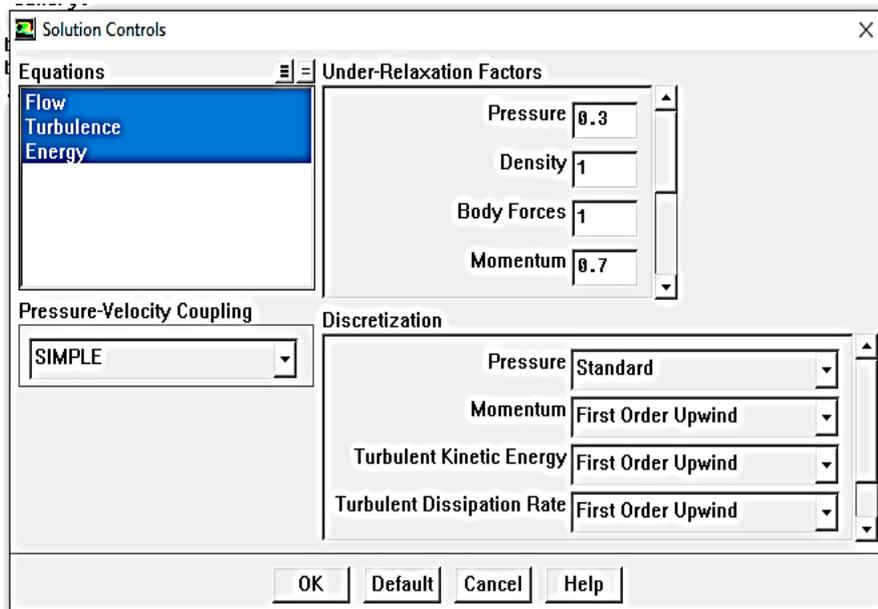


Figure. III.20. Control de solution.

Solve > Initialize > Initialize.

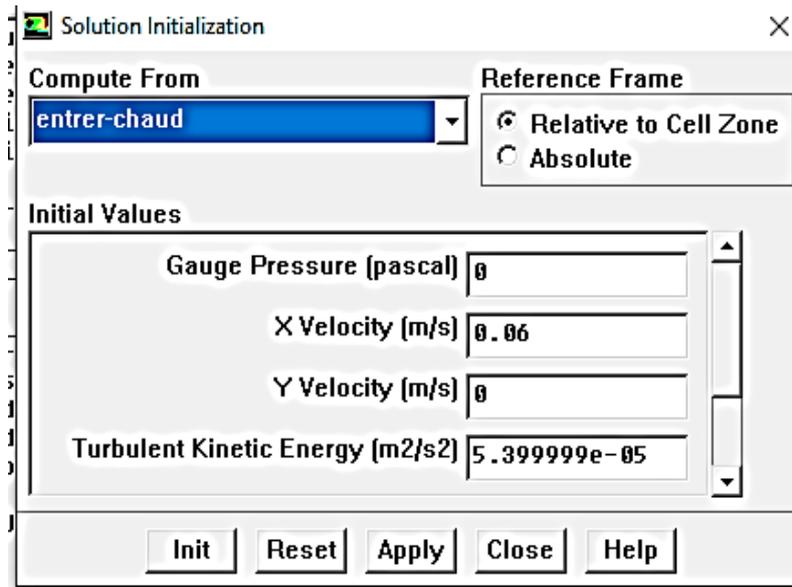


Figure. III.21. Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée.

Solve > Monitors > Residual.

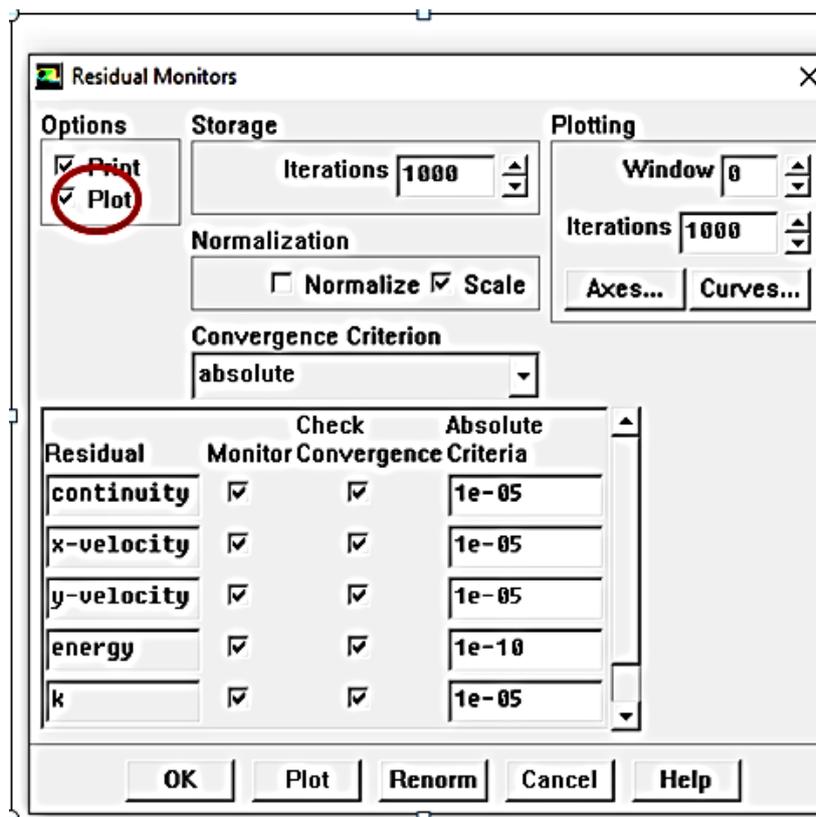


Figure. III.22. Résidus des calculs.

Solve > Iterate



Figure. III.23. Choix du nombre des itérations.

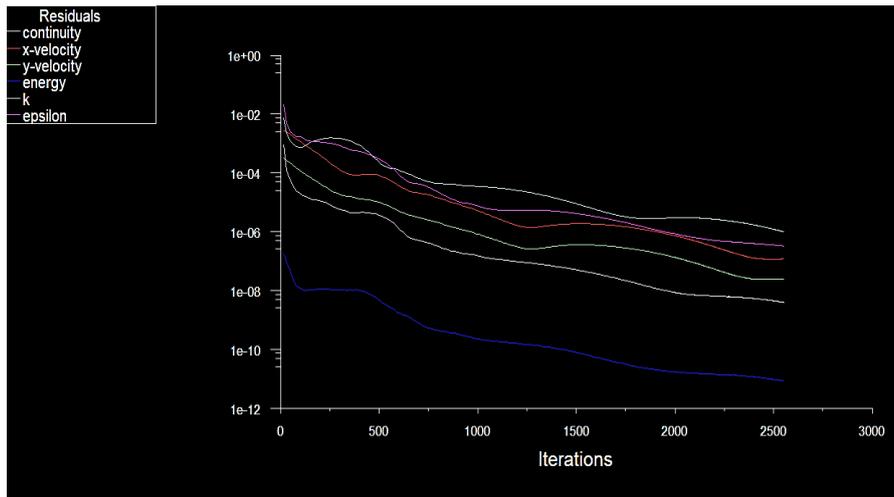


Figure. III.24. Fenêtre des itérations.

III.6. Contrôle de l'indépendance des mailles

Comme l'illustre la figure. III.25. Les maillages ont été améliorés dans certaines régions critiques, c'est-à-dire près des interfaces paroi-fluide où les gradients de vitesse et de température devaient être élevés afin de garantir une bonne couverture pour une solution acceptable, et aussi entre les ondulations afin de capter l'accélération du fluide en raison de la diminution de la section transversale. Pour les régions les plus éloignées des parois, le maillage est uniforme, L'indépendance du maillage est testée à travers le nombre de Nusselt moyen sur des grilles allant de 30000 à 220 000.

Figure III.26. ne montre aucun effet significatif sur les résultats au-delà de 120 000 mailles avec par rapport à ceux obtenus avec une grille de 220 000 mailles, Ainsi, un domaine avec des cellules de maille de 120 000 est employé pour réduire le temps de calcul.

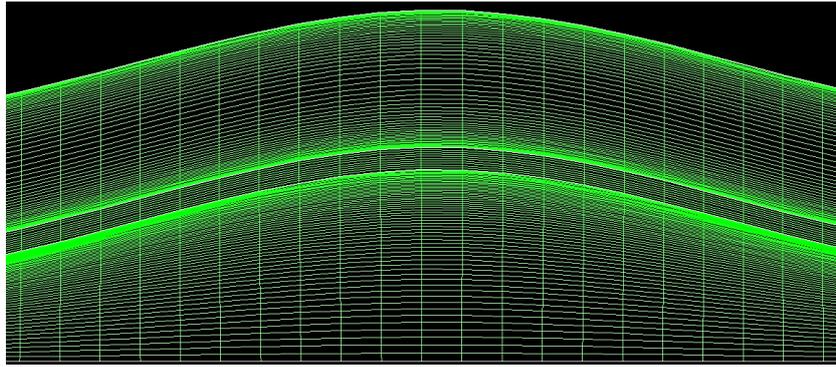


Figure. III.25. Grille de maillage pour un échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques ondulés.

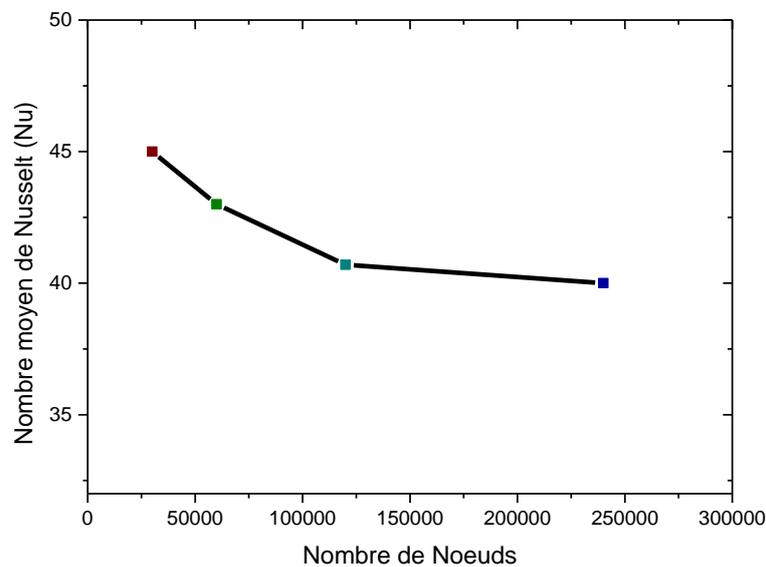


Figure. III.26. Nombre de Nusselt moyen pour différentes grilles de maillage

III.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons introduit les équations gouvernantes du transport et de transfert de chaleur dans les écoulements de fluide ainsi qu'une description succincte des méthodes numériques les utilisées pour la simulation numérique. Dans le chapitre qui se suite, nous présenterons les résultats des différentes simulations numériques réalisées pour étudier le transfert thermique dans les tubes concentriques ondulés.

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Ce chapitre contient les résultats se rapportant à l'étude sur la modélisation numérique du comportement thermo-hydraulique dans les échangeurs de chaleur à doubles tubes concentriques à paroi ondulée. Quatre configurations traduisant différentes dispositions d'ondulations entre les surfaces interne et externe des parois ont été étudiées. Les résultats ont été validés avec des corrélations empiriques de **Dittus-Boelter** [66]. Cette partie présente en détail les principales caractéristiques géométriques de l'échangeur qui peuvent affecter le comportement de l'écoulement et du transfert de chaleur.

En plus d'analyser les effets des paramètres géométriques sur les performances thermiques et hydrauliques de cet échangeur, les résultats de l'écoulement local seront également expliqués et discutés. Cette partie est clôturée par une conclusion rassemblant les différentes observations.

IV.2. Validation des résultats

Afin de valider les résultats numériques employés dans la présente étude, le nombre moyen de Nusselt pour l'écoulement d'eau dans un tube lisse sont calculés et comparés avec la corrélation empirique de **Dittus-Boelter** [66].

La comparaison de nombre de Nusselt moyen entre nos résultats numériques et celles obtenus de la littérature, montre une bonne concordance avec une erreur de 6,25 %.

$$Nu = 0.024Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \text{pour } 2500 \leq Re \leq 1.24 \times 10^5 \quad (\text{IV.1})$$

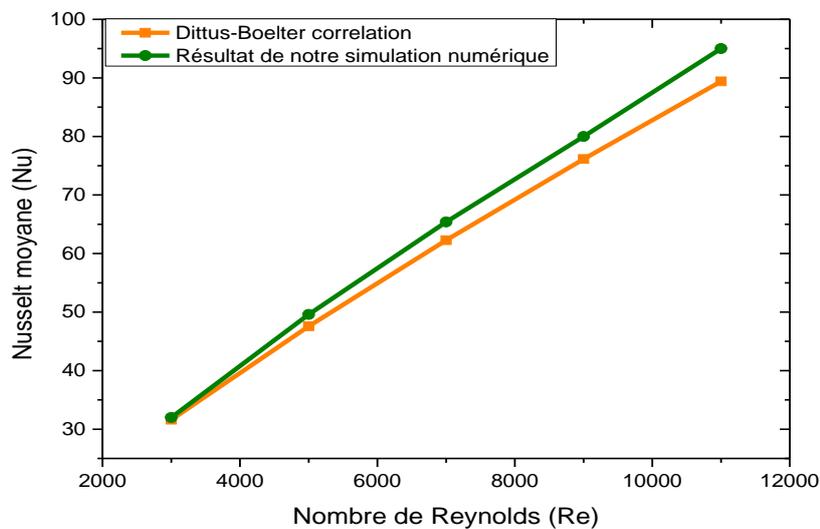


Figure. IV.1. Validation des résultats avec corrélation **Dittus-Boelter**. [66]

IV.3. Résultats et discussions

IV.3.1. Influence des ondulations des parois sur les paramètres moyens

IV. 3.1.1. Nombre de Nusselt moyen

Le nombre de Nusselt moyen du tube interne pour différentes géométries est présenté sur la figure IV. 2. Cette figure permet de déduire que le nombre de Nusselt moyen tend à augmenter à mesure que le nombre de Reynolds du fluide froid augmente.

Il est important de noter que le nombre de Nusselt moyen des tubes ondulés est toujours supérieur à celui des tubes lisses en raison de la présence d'ondulations. Le nombre de Nusselt le plus élevé correspond à la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse) ; cela peut s'expliquer par le rétrécissement entre le tube intérieur et annulaire. Il est à noter que ce passage permet d'augmenter la vitesse du fluide froid, et par suite le coefficient de transfert thermique.

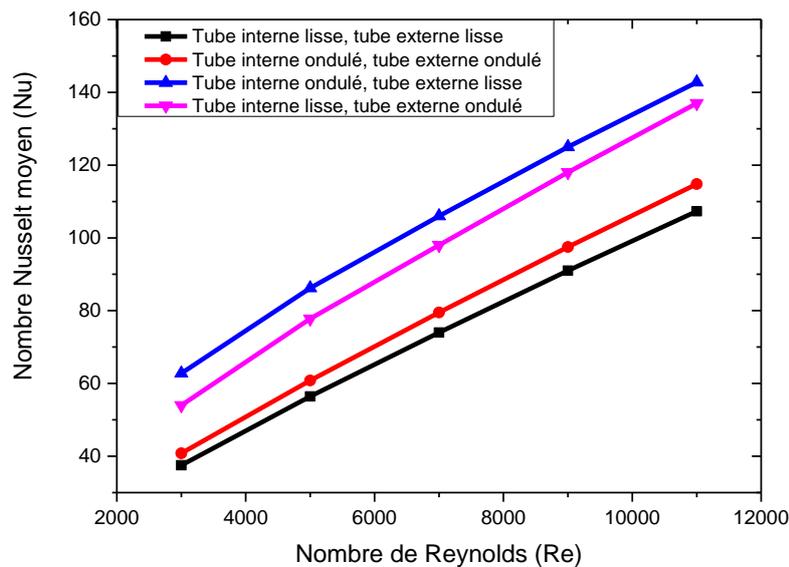


Figure. IV.2. Nombre de Nusselt moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.

IV.3.1.2. Distribution de la température moyenne de sortie du fluide chaud

La figure IV.3. illustre la variation de la température moyenne de sortie de l'eau chaude en fonction du nombre de Reynolds du fluide froid, pour différentes dispositions d'ondulations. La valeur la plus élevée de la température a été observée pour la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse). Ce résultat est dû à la réduction du diamètre intérieur du tube annulaire, qui se traduit par une augmentation de la vitesse de l'écoulement du fluide froid ce qui induit à un taux de transfert de chaleur plus élevé.

L'augmentation de la température de sortie du fluide chaud $T_{c,s}$ peut être attribuée à deux mécanismes ; le premier concerne les tubes ondulés qui poussent le fluide chaud vers la surface extérieure du tube intérieur. Une telle situation provoque des mouvements supplémentaires du fluide à l'intérieur de la cavité. La seconde est liée au fait que les ondulations jouent un rôle de mélangeur d'eau lorsque celle-ci pénètre dans les ondulations à travers l'espace annulaire entre les deux tubes.

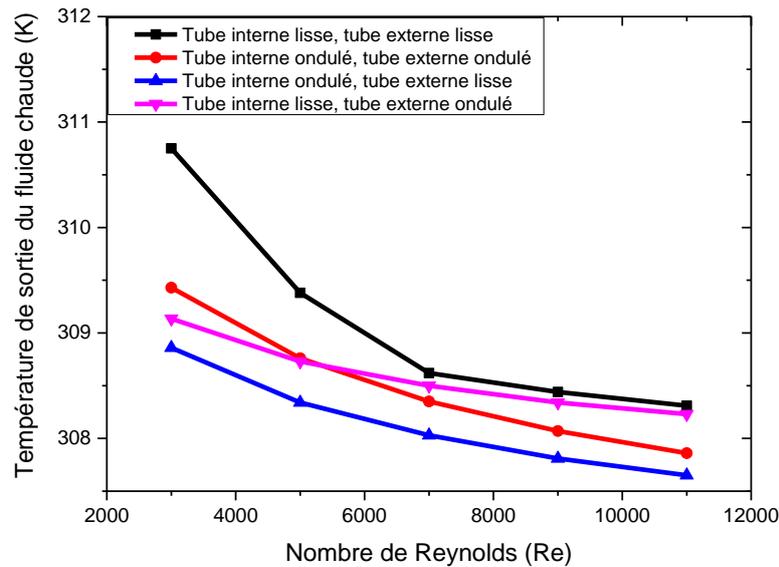


Figure. IV.3. Température moyenne de sortie de l'eau chaude pour différentes géométries étudiées

IV.3.1.3. Facteur de frottement moyen

Le facteur de frottement dans le tube interne est comparé pour différents cas. Comme l'illustre la figure IV.4. Cette figure montre clairement que lorsque le nombre de Reynolds du fluide froid augmente, le facteur de friction diminue progressivement.

La présence d'ondulations conduit à un facteur de friction f plus élevé que dans le cas de tubes lisses.

La disposition des ondulations a un effet significatif sur le facteur de frottement moyen f ; ceci est clairement visible dans le cas de (tube interne ondulé, tube externe lisse), où le passage convergent-divergent permet d'augmenter le facteur f d'environ 21% par rapport à la disposition (tube interne lisse, tube externe ondulé) ceci est dû à l'absence des frottements dans le tube interne.

La disposition (deux tubes ondulés), n'a pas un impact important sur les résultats de f , suite à l'arrangement des ondulations où le déphasage est nul entre les deux tubes interne et annulaire.

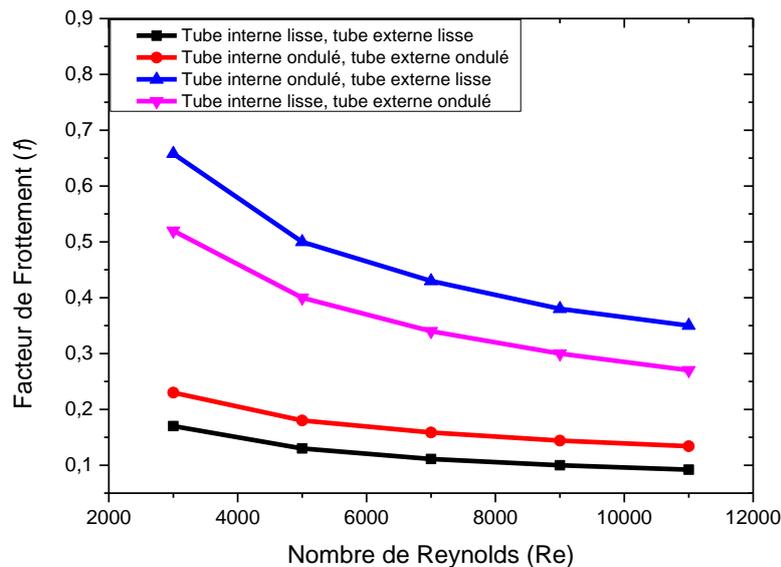


Figure. IV.4. Facteur de frottement moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.

IV.3.2. Influence des ondulations des parois sur les paramètres locaux

IV.3.2.1. Nombre de Nusselt local

La figure IV. 5 montre la répartition du nombre de Nusselt local sur toute la partie ondulée de l'échangeur, pour un nombre de Reynolds des deux fluides égale à 3000 et divers dispositions d'ondulations.

Les résultats montrent que les tubes ondulés améliorent les nombres de Nusselt locaux par rapport au cas des tubes lisses. La surface ondulée améliore la diffusion de la chaleur le long de l'axe, ce qui se traduit par une diminution plus uniforme de la température dans le fluide chaud.

Sur la figure IV.6 la distribution locale de Nusselt à l'interface des deux fluides pour un nombre de Reynolds du fluide froid égale à 11000, en gardant la vitesse du fluide chaud constante à divers dispositions d'ondulations est indiquée. Il est facile de voir que le Nusselt local tend à augmenter le long de la paroi annulaire en raison de la disposition à contre-courant, qui permet d'observer un gradient important à partir du point central de l'échangeur.

Le modèle (tube interne ondulé, tube externe lisse) améliore le transfert de chaleur en augmentant la vitesse axiale du fluide froid grâce au passage convergent-divergent.

Cette disposition offre de meilleurs résultats pour le nombre de Nusselt comparé à d'autres cas et au cas d'un tube lisse sans ondulation.

✓ Avec $Re = 3000$

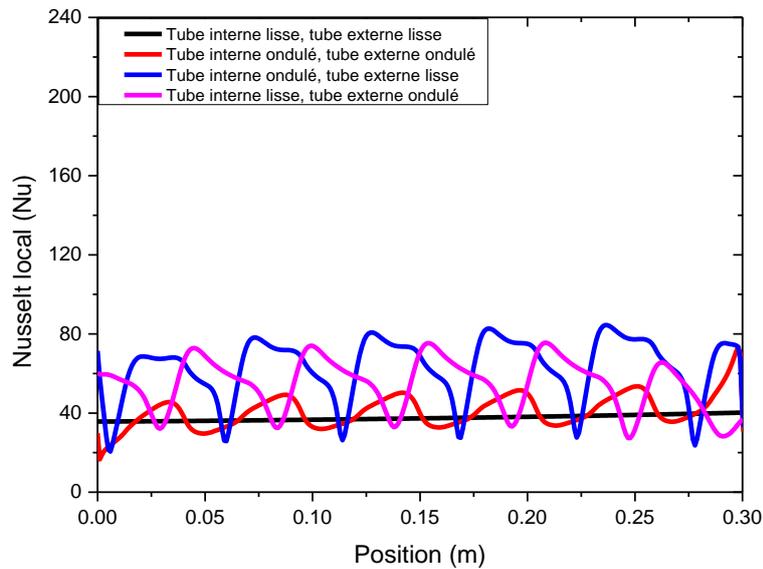


Figure. IV.5. Nombre de Nusselt local pour $Re=3000$ le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées.

Avec $Re = 11000$

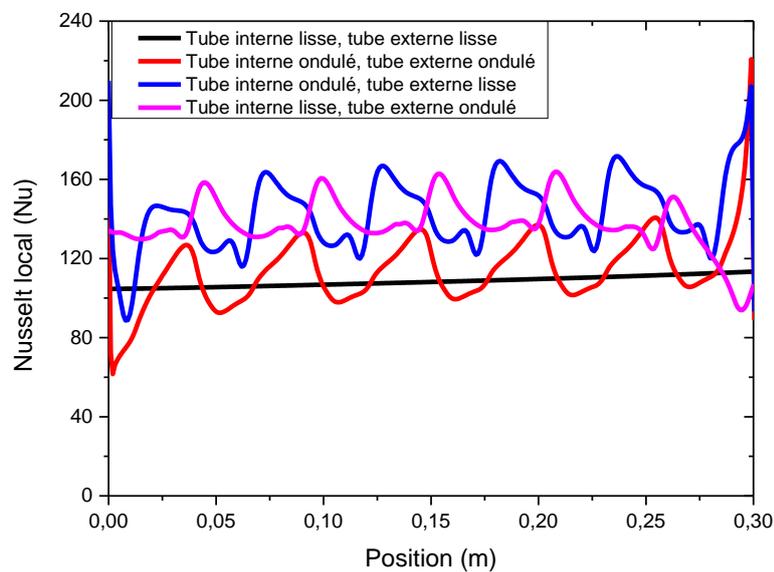


Figure. IV.6. Nombre de Nusselt local pour $Re=11000$ le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées

IV.3.2.2. Coefficient de friction local

Pour un nombre de Reynolds égale à 3000, et 11000, on présente sur les figures IV. (7, 8), le coefficient de friction local le long de l'échangeur.

A travers ces figures, on peut voir que, le coefficient de friction local varie en fonction de la longueur du tube. On constate que le coefficient local C_f , atteint des valeurs importantes avec la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse). Ceci est dû principalement au changement de section dans l'espace annulaire, où il y'avait des rétrécissements entre les deux tubes ce qui provoque autant de frottement.

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, c'est-à-dire une succession de convergent-divergent. Ce passage dans l'espace annulaire favorise l'augmentation de la vitesse axiale du fluide froid et par suite l'augmentation du coefficient de frottement, contrairement à la disposition des deux tubes ondulés où les ondulations sont à direction parallèle.

L'augmentation de nombre de Reynolds a un effet significatif sur le coefficient de frottement où des valeurs importantes peuvent être vu pour un $Re= 11000$.

Dans le cas des tubes lisses, le coefficient C_f , présente des valeurs stables et plus faibles, dues principalement à l'absence des ondulations.

✓ Avec $Re = 3000$

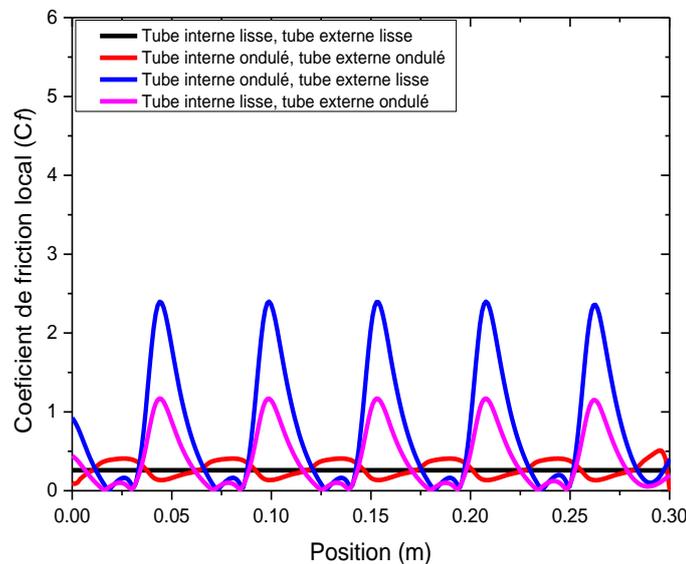


Figure. IV.7. Coefficient de friction local pour $Re=3000$ le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées.

✓ Avec $Re = 11000$

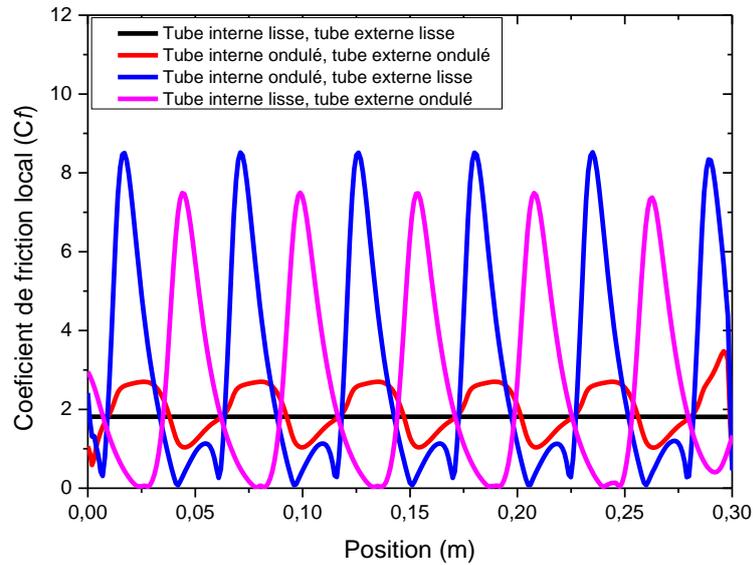


Figure. IV.8. Coefficient de friction local pour $Re=11000$, le long de paroi externe du tube interne pour différentes géométries étudiées.

IV.3.2.3. Profil de vitesse axiale pour les deux fluides à $x=L/2$

Les figures IV. (9, 10) montrent le profil de vitesse axiale, dans tout le domaine étudié pour une section correspond à une distance $x=L/2$.

Il est clair de voir que la vitesse axiale tant à augmenter dans le centre des deux tubes internes et externes, et diminue près des parois. Une différence claire peut être vue entre les deux valeurs de nombre de Reynolds de fluide froid dans le tube annulaire.

Pour les mêmes valeurs de vitesse dans le tube annulaire, la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse) provoque une augmentation considérable de la vitesse du fluide chaud, ceci est dû principalement à la diminution de la section, cette différence permet de favoriser le transfert thermique par la création des zones de recirculation dans les cavités des ondulations.

✓ Avec $Re = 3000$

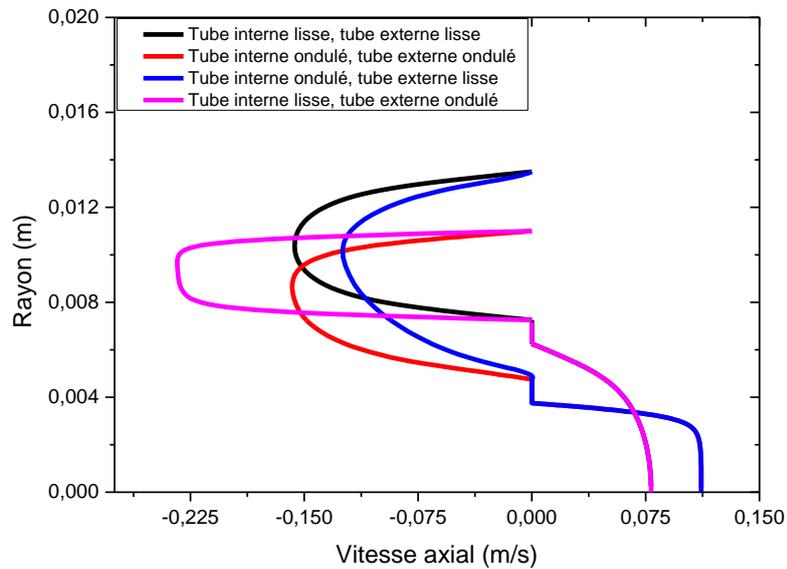


Figure. IV.9. Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$, pour $Re=3000$.

✓ Avec $Re = 11000$

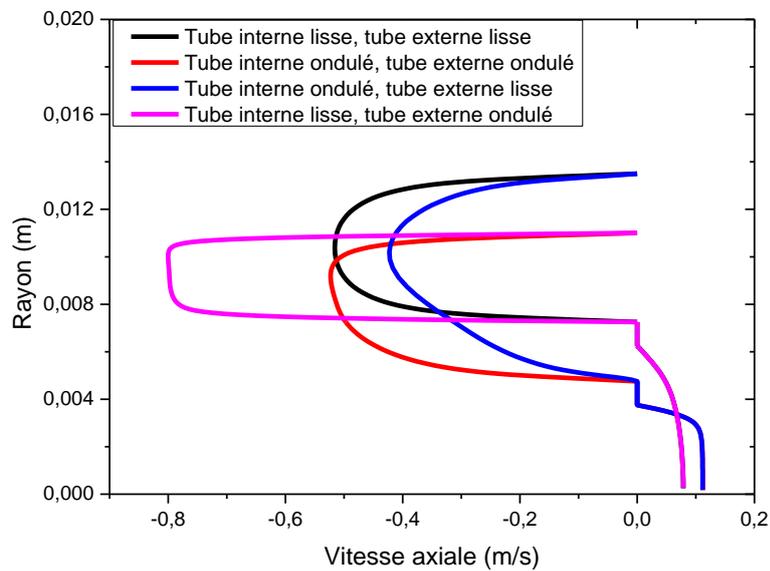


Figure. IV.10. Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$, pour $Re=11000$.

IV.3.2.4. Profil de température axiale pour les deux fluides à $x=L/2$

La distribution de la température axiale dans les deux tubes interne et annulaire pour les différentes géométries étudiées est présentée sur les figures IV. (11, 12).

Il est important de voir qu'en augmentant le nombre de Reynolds de fluide froid, la température de fluide chaud diminue graduellement, ceci est observé pour les deux dispositions où les ondulations sont présentées dans le tube interne.

Ce résultat peut s'expliquer par la diminution de l'espace annulaire en présence des ondulations où circule le fluide froid, ce qui provoque un rétrécissement du tube externe. Les deux figures indiquent que la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse) donne le meilleur profil de température pour les deux fluides chaud et froid. La présence des ondulations favorise le transfert de chaleur entre les deux fluides.

✓ Avec $Re = 3000$

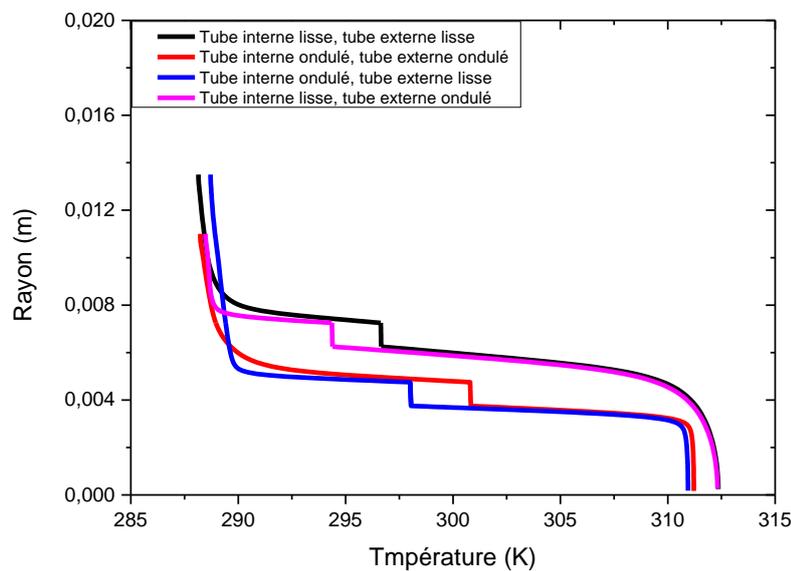


Figure. IV.11. Profil de température dans la section $x=L/2$, pour $Re=3000$.

✓ Avec $Re = 1100$

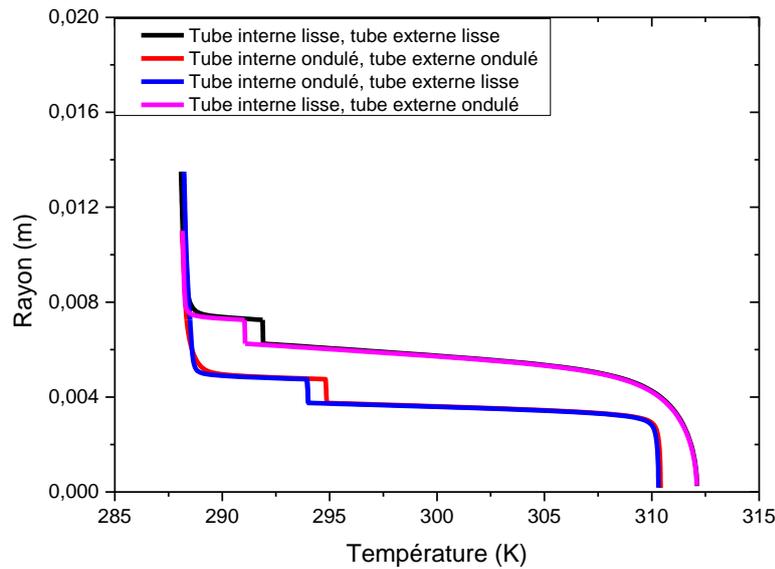


Figure. IV.12. Profil de température dans la section $x=L/2$, pour $Re=11000$.

IV.3.3. Contours de température et lignes de courant pour différents cas étudiés

IV.3.3.1. Contours de température

La figure IV. 13 montre les contours de température (isothermes) pour différents cas étudiés. On peut noter l'impact de la paroi ondulée sur la distribution des températures des deux fluides.

L'effet de l'augmentation du nombre de Reynolds sur l'écoulement des deux fluides pour l'échangeur à deux tubes lisses est négligeable, ceci est dû principalement à l'absence des ondulations qui joue le rôle des tourbillonnaires.

Pour les nombres de Reynolds identiques entre les deux fluides chaud et froid, l'effet des ondulations est légèrement observé pour le refroidissement du fluide chaud et plus favorable pour le chauffage du fluide froid.

A mesure que le fluide froid s'accélère, une diminution de la température du fluide chaud est observée dans l'échangeur de chaleur (tube intérieur ondulé, tube annulaire lisse), la raison derrière ceci est l'emplacement des ondulations dans le tube interne qui emmène le fluide chaud vers les endroits près de la paroi ondulée, et du rétrécissement présent dans le tube annulaire, ce qui favorise l'échange entre les deux sources de chaleur. Il est donc possible de conclure à partir des figures ci-dessous que l'effet des ondulations des parois dépend principalement de leur emplacement ainsi la vitesse de l'écoulement désirée.

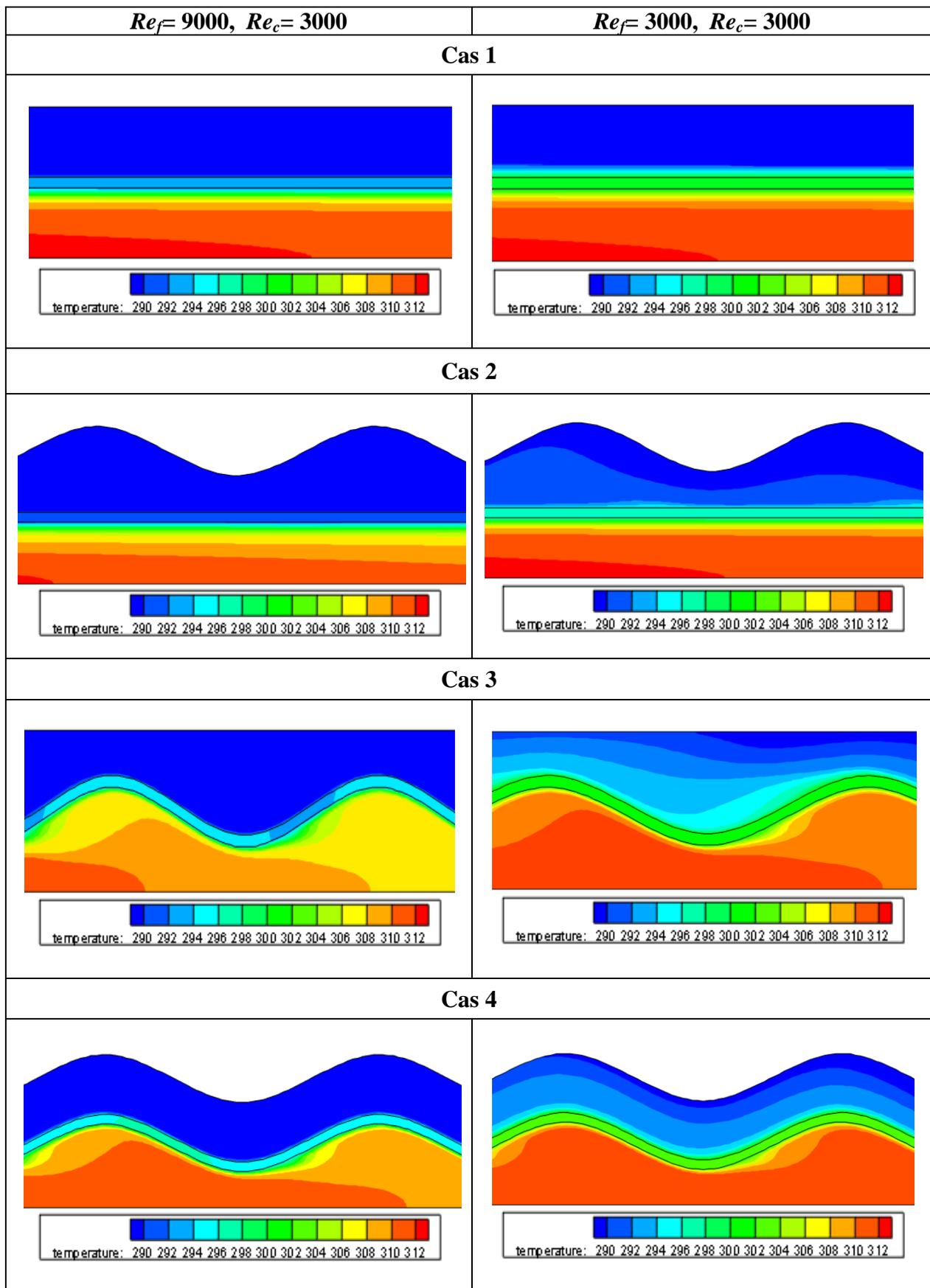


Figure. IV.13. Contours de température pour différents cas étudiés, et pour deux valeurs de nombre de Reynolds.

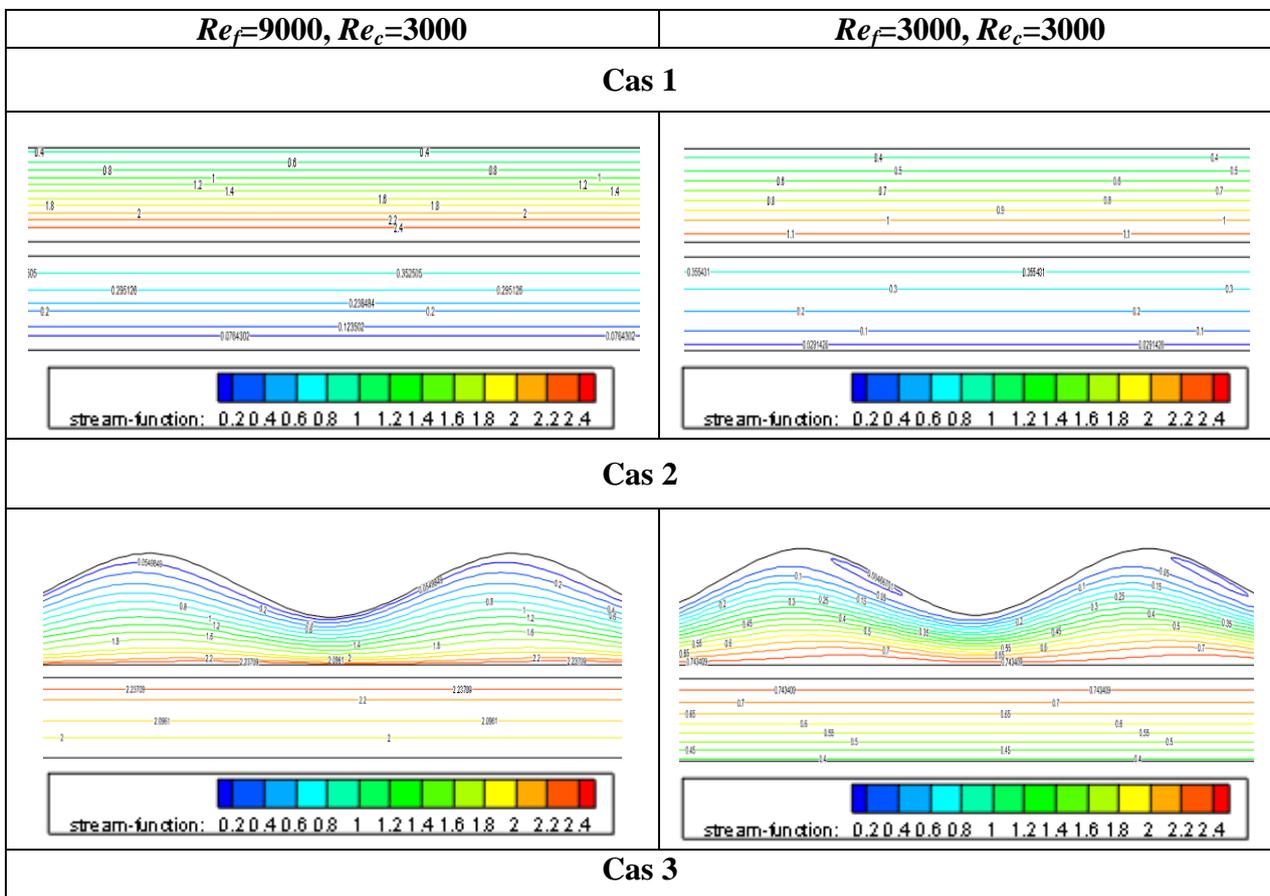
IV.3.3.2. Lignes de courant

Les lignes de courant pour différents cas étudiés avec différents nombres de Reynolds sont présentées sur la figure IV. 14.

Il est intéressant de noter que le développement de l'écoulement tourbillonnaire est important pour les tubes ondulés, grâce à la forme des ondulations, le transfert de chaleur est plus favorable.

De plus, la géométrie ondulée, a un effet léger sur l'écoulement à travers les tubes pour des bas nombre de Reynolds. Cependant, l'emplacement de ces ondulations, induit à une recirculation du fluide dans les auges ondulées, ce qui peut donc conduire à un transfert thermique plus élevé. Les régions de recirculation apparaissent dans le creux (crête) des parois (supérieure) des échangeurs (cas 3, cas 4). L'intensité des lignes de courants pour l'écoulement du fluide froid par rapport à l'écoulement principal augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds de ce dernier.

On peut conclure à partir de ces figures, que l'intensité des lignes de courant est proportionnelle avec l'augmentation de Reynolds, et elle est plus significative avec la présence des ondulations.



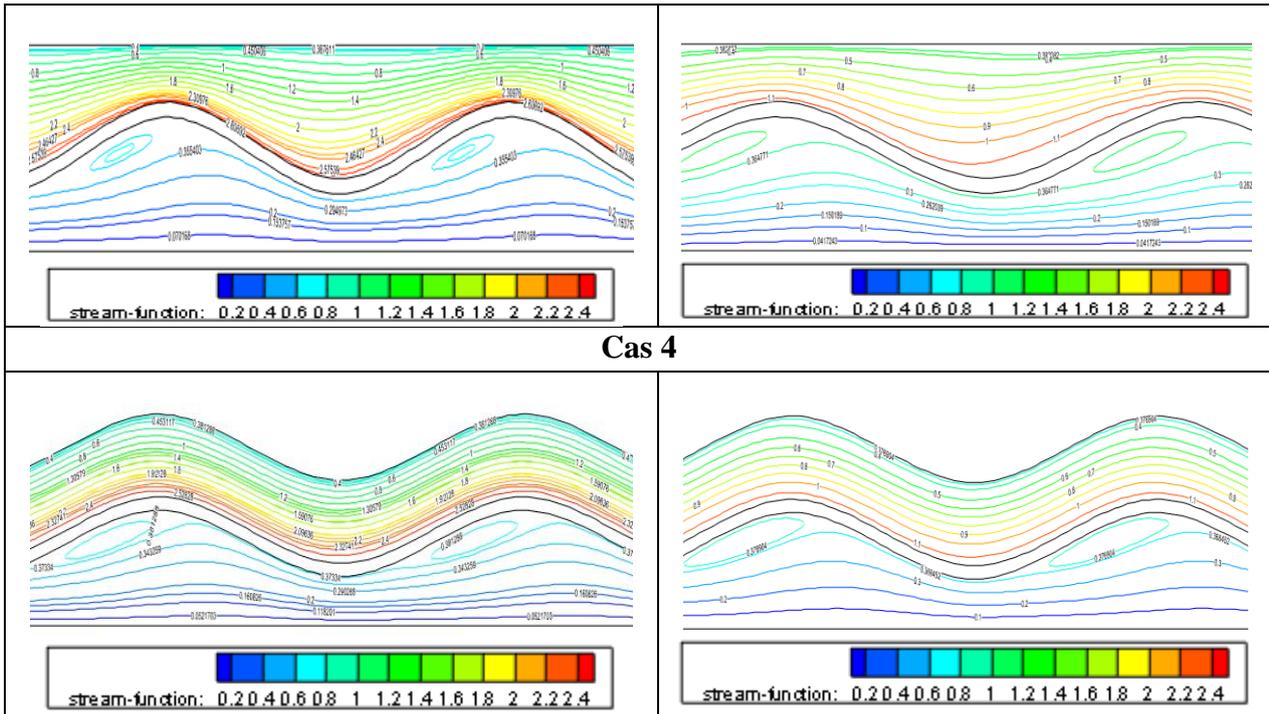


Figure. IV.14 Lignes de courant pour différents cas étudiés, et pour deux valeurs de nombre de Reynolds.

IV.3.4. Critère d'évaluation des performances

La figure IV. 15 montre la variation du critère d'évaluation des performances en fonction du de nombre de Reynolds du fluide froid pour les différentes géométries étudiées.

Cette figure indique que la présence des ondulations dans l'espace annulaire de l'échangeur entraîne une augmentation significative des valeurs du critère d'évaluation des performances *PEC*.

Pour les bas nombre de Reynolds, la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse), est plus favorable. A mesure qu'en augmentant le nombre de Reynolds, l'effet de la vitesse entre en considération et la disposition (deux tubes ondulés) est plus favorable à utiliser.

En outre, il convient de noter que l'augmentation des débits améliore à la fois le nombre de Nusselt moyen *Nu* et le facteur de friction *f*.

Notez que l'augmentation moyenne de *f* est supérieure à celle de la moyenne de *Nu*, ce qui entraîne une diminution du critère d'évaluation des performances.

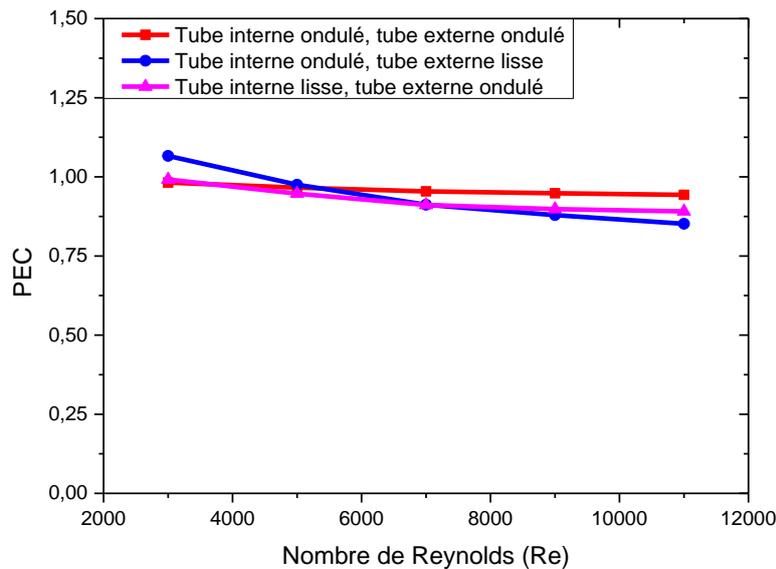


Figure. IV.15. Critère d'évaluation des performances pour différents géométries étudiées.

IV.4. Conclusion

Nous avons présenté dans cette partie de l'étude, l'effet de l'ondulation des surfaces sur les performances dynamiques et thermiques d'un échangeur à double tube concentrique. Les résultats numériques présentés dans cette étude prouvent que l'utilisation de l'ondulation (formes de la surface d'échange) contribue à l'échange de chaleur qui en résulte, et les effets de cette amélioration peuvent être observés grâce au nombre de Nusselt dont la valeur augmente par rapport à la paroi lisse du tube. La disposition des ondulations en fait, a un effet significatif sur le facteur de frottement moyen f .

Nous avons remarqué à travers la comparaison entre les quatre cas précédemment étudiés que l'échangeur de chaleur à tube intérieur ondulé et de tube extérieur lisse est le meilleur selon les résultats obtenus. Aussi, pour les bas nombre de Reynolds, la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse), est plus favorable. A mesure qu'en augmentant le nombre de Reynolds, l'effet de la vitesse entre en considération et la disposition (deux tubes ondulés) est plus favorable à utiliser.

Conclusion Générale

Conclusion générale

L'étude des échangeurs des chaleurs est devenue aujourd'hui inévitable car ils jouent un rôle prépondérant dans diverses applications et installations thermiques.

Dans ce travail, un système à contre-courant composé de deux tubes concentriques avec des ondulations sinusoïdales sur leurs parois a été utilisé, ce qui est un moyen efficace d'améliorer le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur.

Nous avons utilisé l'eau comme fluide de travail avec un système turbulent, où l'eau chaude coule dans le tube intérieur à une vitesse constante avec un nombre de Reynolds 3000, et dans l'espace annulaire coule l'eau froide avec un nombre de Reynolds allant de 3000 à 11000.

La compréhension du phénomène physique étudié nécessite la présentation d'un modèle du système mathématique avec les conditions aux limites simplificatrices associées en décrivant les équations régissant de l'écoulement turbulent du fluide. Les propriétés thermo-physiques qui ont été utilisées pour cette étude sont considérées constantes lors de l'écoulement du fluide incompressible, stationnaire et bidimensionnel.

Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel FLUENT qui se base sur la méthode des volumes finis.

De nos résultats obtenus, on a remarqué que :

L'indépendance du maillage a été étudiée par une simulation d'extraction de Nusselt dans un domaine de calcul utilisant une grille uniforme structurée, du nombre de grille allant de 30 000 à 240 000 mailles. Nous n'avons pas trouvé de différence significative dans la valeur de Nusselt obtenue et nous avons donc choisi un domaine avec 120 000 mailles pour réduire le temps de calcul.

Les résultats numériques de transfert de chaleur dans un canal cylindrique lisse ont été validés à l'aide du nombre de Nusselt. Les valeurs de Nu obtenues dans l'état actuel du canal lisse ont été comparées à celles obtenues à partir de la corrélation Dittus-Boelter dans des conditions de travail identiques, et les résultats obtenus étaient en bon accord par rapport à la corrélation avec le nombre de Nusselt légèrement supérieur (6,25%).

Les résultats numériques présentés dans cette étude nous permettent de tirer les conclusions suivantes :

- ✓ L'utilisation de l'ondulation contribue à l'échange de chaleur qui en résulte, et la disposition des ondulations a un effet significatif sur le facteur de frottement moyen f .

Conclusion générale

- ✓ L'échangeur de chaleur avec tube intérieur ondulé et tube extérieur lisse est le meilleur en termes de valeurs de nombre de Nusselt, Pour les bas nombre de Reynolds,
- ✓ la disposition (tube interne ondulé, tube externe lisse), est plus favorable. A mesure qu'en augmentant le nombre de Reynolds, l'effet de la vitesse entre en considération et la disposition (deux tubes ondulés) est plus favorable à utiliser.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Zohuri B, Compact heat exchangers: selection, application, design and evaluation, Springer, Switzerland (2017).
- [2] Kakaç S. Lieu H, Heat exchangers: selection, rating and thermal design, press ed: Departement of Mechanical Engineering University of Miami Coral Gables, Florida, (2002).
- [3] Shah, R. K. Sekulić D.P, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, New York, (2003).
- [4] Fraser W. Mass and Heat Transfer Analysis of Mass Contactors and Heat Exchanger, 55, (2008).
- [5] Dhruvajyoti B. CFD Analysis of Double Pipe Counter Flow Heat Exchanger, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), 10, (2020), 2278-0181
- [6] Manificat A, Megret O, Procédés de récupération/valorisation des énergies à bas niveau de température Etat des connaissances, (2012).
- [7] Cengel Y. A, Heat transfer. A practical approach. (2 Ed.), McGraw-Hill, (2002).
- [8] Menldjel A, Exploitation des échangeurs à faisceau et calandre, IAP/SPA SKIKDA, (2009).
- [9] Sall S, Introduction général échangeur de chaleur, Mémoire de fin d'étude, université de Tlemcen (2014).
- [10] Beggat D, RiadhI A, Ismal H. Étude comparative entre les deux systèmes de déshydratation (par glycol/ par les échangeurs de chaleur) du gaz Lift en tête de puits au niveau de la région de TFT, Département des sciences et de la Technologie, Université d'El Oued, 2019/2020
- [11] Cengel Y. A, Heat and mass transfer: a practical approach. 3 Ed. McGraw-Hill. (2006).
- [12] Mebarek-Oudina F, cours échangeur de chaleur, Editions Al-Djazair, (2014).
- [13] Mounir, Naouil. Echangeurs de Chaleur : Technologie, calcul et design. Editions TECHNIP, 2014.
- [14] kutz M, Calculations Heat-Transfer Calculations, mcgraw-hill (2005)

Références bibliographiques

- [15] Sunden, B., Skoldheden, T., Heat transfer and pressure drop in a new type of corrugated channels, *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 12, (1985), 559-566.
- [16] Piroozfam N, Shafaghi AH, Razavi SE. Numerical investigation of three methods for improving heat transfer in counterflow heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*. (2018), 133, 230–9.
- [17] Mirzaei M, Sohankar A, Davidson L, Innings F. Large Eddy Simulation of the flow and heat transfer in a half-corrugated channel with various wave amplitudes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* (2014), 76,432–46.
- [18] Zhang LY, Duan RJ, Che Y, Lu Z, Cui X, Wei LC, Jin LW. A numerical analysis of fluid flow and heat transfer in wavy and curved wavy channels, *International Journal of Thermal Sciences*, (2022),171,107-248.
- [19] Hashemian M, Jafarmadar S, Sadighi Dizaji H, A comprehensive numerical study on multi-criteria design analyses in a novel form (conical) of double pipe heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, (2016), 102, 1228–1237
- [20] Chalaev D, Silnyagina N, Shmatok O, Iekhsandr O, Heat transfer enhancement in a corrugated tube heat exchanger, *Ukrainian food journal*, (2016), 376-386,
- [21] Rainieri S, Pagliarini G, Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, (2002), 4525-4536.
- [22] Begag A, Saim R, Abboudi S, Öztop H. F, Effect of internal and external corrugated surfaces on the characteristics of heat transfer and pressure drop in a concentric tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 165, (2021)
- [23] Ahn S.W, Experimental studies on heat transfer in the annuli with corrugated inner tubes, *KSME, International Journal of Thermal Sciences*, 17 (2003), 1226-1233.
- [24] García A, Solano J.P, Vicente P.G, Viedma A, The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils, *Applied Thermal Engineering*, 35, (2012), 196-201.

Références bibliographiques

- [25] Aroonrat K, Dalkilic A.S, Wongwiset S, Experimental study on evaporative heat transfer and pressure drop of r-134a flowing downward through vertical corrugated tubes with different corrugation pitches, *Experimental Heat Transfer*, 26, (2013), 41-63.
- [26] Pethkool S, Eiamsa-ard S, Kwankaomeng S, Promvongse P, Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, (2011), 340-347
- [27] Vincente P.G, Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol 31, No. 5, (2004), 651-662.
- [28] Ali, M, Ramadhyani S, Experiments on convective heat transfer in corrugated channels, *Experimental Heat Transfer*, 5, (1992), 175-193.
- [29] Suabsakul G, Numerical Simulation of Micro-channel Heat Sink with Dimpled Surfaces *American Journal of Applied Sciences* 9(3), (2012), 399-404.
- [30] Mebarki G , Hamza A, Daguerre J.P, Dasiliva-castro J, Rebay M , Etude d'un dissipateur thermique à mini canaux destiné au conditionnement du faisceau sur le synchrotron, Université de Reims, GRESPI / lab. de Thermomécanique, Faculté des sciences, 51687 Reims, France.(2011)
- [31] Bilen K, Cetin M, Gul H, Balta T, The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009) 753-761.
- [32] Mokkaapati V, Chuen-Sen L, Numerical study of an exhaust heat recovery system using corrugated tube heat exchanger with twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, (2014), 53-64.
- [33] Dizaji H.S, Jafarmadar S, Mobadersani F, Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 96, (2015), 211-220.
- [34] Verma T.N, Nashine P. Singh D.V, Singh T.S, Panwar D, prediction of an experimental heat transfer analysis of concentric tube heat exchanger with corrugated inner tubes, *Applied Thermal Engineering*, 120, (2017), 219–227.

Références bibliographiques

- [35] Begag A, Saim R, Öztop HF, Abboudi S Numerical Study on Heat Transfer and Pressure Drop in a Mini- Channel with Corrugated Walls, *Journal of Applied and Computational Mechanics*, 7 (3), (2021), 1306-1314,
- [36] Islamoglu, Y., Parmaksizoglu, C., The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel, *Applied Thermal Engineering*, 23, (2003), 979-987.
- [37] Naphon, P, Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V- corrugated upper and lower plates, *Energy Conversion and Management*, 48, (2007), 1516-1524.
- [38] Harleß A, Franz E, Breuer M. Experimental investigation of heat transfer and friction characteristic of fully developed gas flow in single-start and three-start corrugated tubes. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 103, (2016), 538–547.
- [39] Wang W, Shuai Y, Ding L, Li B, Sunden B. Investigation of complex flow and heat transfer mechanism in multi-tube heat exchanger with different arrangement corrugated tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 167, (2021), 107010.
- [40] Vicente PG, Garcia A, Viedma A, Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers, *Int Commun Heat Mass Transfer*, 47, (2004), 671–681.
- [41] Barba A, Rainieri S, Spiga M. Heat Transfer Enhancement in a Corrugated Tube, *Int Commun Heat Mass Transfer*, 29, (2002), 313–322.
- [42] Córcoles JI, Belmonte JF, Molina AE, Almendros-Ibáñez JA. Influence of corrugation shape on heat transfer performance in corrugated tubes using numerical simulations, *International Journal of Thermal Sciences*, 137, (2019), 262–275.
- [43] Jaffal HM, Ghani IA, Al-Obaidi AR. The effect of interruptions on thermal characteristics of corrugated tube. *Case Stud Therm Eng*. 25: (2021); 100910.
- [44] Lioa W, Luo Y, Chen T, Thermal-hydraulic performance analysis of outward convex corrugated tubes based on skewness and kurtosis, *International Journal of Thermal Sciences*, 165, (2021), 106970.
- [45] Khoshvaght-Aliabadi M, Influence of different design parameters and Al₂O₃-water nanofluid flow on heat transfer and flow characteristics of sinusoidal-corrugated channels, *Energy Conversion and Management*, 88, (2014), 96-105.

Références bibliographiques

- [46] Salami M, Khoshvaght-Aliabadi M, Amir Feizabadi Investigation of corrugated channel performance with different wave shapes, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 138 (5), (2019), 3159-3174
- [47] Naphon P, Wiriyasart S, Srichat A, Experimental Study of the Effect of the Helical Ribs in a Spirally Coiled Tube on the Friction Reactor and the Nusselt Number of a Nanofluid Flow, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 94 (3), (2021), 614-622,
- [48] Bahmania M. H, Sheikhzadeha G, Zarringhalamb M, Akbaric O. A., Alrashedd A, Shabanif G. A, Goodarzi M, Investigation of turbulent heat transfer and nanofluid flow in a double pipe heat exchanger, *Advanced Powder Technology*, 29, (2018), 273–282
- [49] Ahmed M.A, Yusoff M.Z, Ng K.C, Shuaib N.H, Effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using CuO–water nanofluid, *Thermal Engineering*, 4, (2014), 65-75.
- [50] Ajeel RK, Salim W, Hasnan Kh, Design characteristics of symmetrical semicircle-corrugated channel on heat transfer enhancement with nanofluid, *International Journal of Thermal Sciences*, 151, (2019), 236–250.
- [51] Lin ZM, Wang LB, Lin M, Dang W, Zhang YH, Numerical study of the laminar flow and heat transfer characteristics in a tube inserting a twisted tape having parallelogram winglet vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, 115, (2017), 644–658
- [52] Khodabandeh E, Bahiraei M, Mashayekhi R, Talebjedi B, Toghraie D, Thermal performance of Ag–water nanofluid in tube equipped with novel conical strip inserts using two-phase method: Geometry effects and particle migration considerations, *Powder Technology*, 338, (2018), 87–100
- [53] Chu WX, Tsai CA, Lee BH, Cheng KY, Wang CC, Experimental investigation on heat transfer enhancement with twisted tape having various V-cut configurations, *Applied Thermal Engineering*, 172, (2020), 115148.
- [54] Ibrahim MM, Essa MA, Mostafa NH, A computational study of heat transfer analysis for a circular tube with conical ring turbulators. *International Journal of Thermal Sciences*, 137, (2019), 138–60

Références bibliographiques

- [55] Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, (2010), 568–74.
- [56] Thianpong C, Yongsiri K, Nanan K, Eiamsa-ard S, Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, (2012), 861-868.
- [57] Patankar SV. *Numerical heat transfer and fluid flow*, McGraw-Hill, New York, (1980).
- [58] Anderson JD. *Governing equations of fluid dynamics*, chapter 2, computational fluid dynamics, 3rd edition, Springer Heidelberg, Berlin Germany, (2009).
- [59] Launder BE, Spalding DB. *The Numerical computation of Turbulent Flows*, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, (1974), 269-289.
- [60] FLUENT 6.3 User's Guide. FLUENT Documentation, FLUENT Inc, 2006.
- [61] Demartini LC, Vielmo HA, Möller SV. Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26, (2), (2004), 153-159.
- [62] Webb RL, Kim NH, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, 2nd ed., Taylor & Francis, New York, (2005).
- [63] Bilen K, Akyol U, S.Yapici, Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface, *Energy Conversion and Management*, 42, (2001), 1071-1083.
- [64] Versteeg HK, Malalasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics - The finite volume method*, Prentice Hall, New Jersey, (2007).
- [65] Yang YT, Hwang CZ. Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-baffled channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, (2003), 771-780.
- [66] Khoshvaght-Aliabadi M, Hormozi F. Performance analysis of plate-fin heat exchangers, different fin configurations and coolants, *J Thermophys Heat Transfer* 2013,27(3),515–525.