

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université Abou Bakr Belkaid-TLEMCEEN-

Faculté de technologie

Département de génie mécanique



*Mémoire de Master en Génie
Energétique*

Thème :

ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE ET
THERMIQUE DE DEUX ECOULEMENTS DU FLUIDE
DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR
(COMPARAISON ENTRE LE CAS SIMPLE ET LE
CAS AVEC AILETTES)

Soutenu le : 23/06/2013

Présenté par :

TAOURIT FARIDA

Devant le jury composé de :

Président de jury:

Mr. A.ZINAI

Encadreur :

Mr. R. SAIM

Co-Encadreur:

Mr. A. YUCEF

Examineurs:

Mr. B. KERBOUA

Mr. A.I. N. KORTI

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2012-2013

REMERCIEMENT

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et mes sincères remerciements à mon encadreur Mr. SAIM RACHID, et mon co encadreur Mr. YOUÇEF AHMED pour l'intérêt porté à mon travail, sa disponibilité, ses conseils précieux et surtout sa grande patience.

Nous tiens à remercierons Monsieur A.ZINAI pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.

Nos vifs remerciements vont aussi à Monsieur A.I.N.KORTI et Monsieur B. KERBOUA, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.

Enfin, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, nous dis merci.



Dédicaces

Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers :

A ceux qui ont fait de moi ce que je suis :

Mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande affection ; leur soutien et leur encouragements ; tout le long de mes études.

- *A mon très cher petite sœur SANAA.*
- *A mon très cher frère MOHAMED.*
- *A mes très chères sœurs : HANANE et KARIMA sans oublier les petits : DJANA, ANES.*
- *A mon très cher grand père*
- *A mon future marie AHMED*
- *A mes très cher amis (es) : BATOUL, SOUAD, FATIMA, CHRIFA, SOUMIA.*
- *A toute la famille TAOURIT, NAS, YUCEF.*
- *A tout mes collègues de la promotion 2012-2013 .*
- *A tous ceux qui me sont chers et qui sont aujourd'hui absents.*

FARI DA

Résumé :

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermohydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail en va étudié numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur a l'aide de code « FLUENT », dans le cas simple, et le cas avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides, pour avoir la différence entre ces deux cas, et pour voir la net amélioration des performances dans l'échangeurs de chaleur.

Monts clés : Echangeur de chaleur, ailette, volume fini, maillage.

ملخص:

في الشركات الصناعية مبادل للحرارة هو عنصر أساسي لحسن استعمال الطاقة، وأهم المشاكل تتعلق بدراسة أبعاد هذا المبادل. لذلك قمنا بدراسة عددية للسلوك الديناميكي والحراري لتدفق السوائل لتحسين أداء مبادلات الحرارة باستخدام رمز "تدفق"، في حالة بسيطة، والحالة مع أجنحة ولمعرفة الفرق بين هذين الحالات، وإدراك الفرق بين الحالتين.

كلمات مفتاحية: مبادل للحرارة، الجناح، حجم منتهية، شبكة

Abstract :

In the industrial companies the exchanger of heat is an essential element for the mastery of energy, the problems concerned with thermohydraulics concern before all the thermal dimensioning of the apparatuses. For that, in this work goes from there numerically studies the dynamic and thermal behavior of a flow in convection forced for two fluids to improve the performances of the exchangers of heat using "FLUENT" code, in the simple case, and the case with wings in the vein of flow of the fluids, to have the différence between these two cases, and to see the Net improvement of the performances in the exchangers of heat.

Key mounts: Exchanger of heat, wing, finished volume, grid.

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : différent modes de circulation	7
Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires.....	9
Figure I.3 : Échangeur à plaques.....	9
Figure I.4 : Échangeur rotatif à matrice tournante	11
Figure I.5 : Récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'une turbine à gaz à l'aide d'un échangeur rotatif.....	11
Figure I.6 : Échangeurs régénérateurs statiques.....	12
Figure I.7 : Échangeur à caloducs : schéma de principe.....	13
Figure I.8 : Échangeur à spirale.....	14
Figure I.9 : Échangeur lamellaire	14
Figure I.10 : Échangeur à plaques brasées.....	15
Figure III.1 : Géométrie du problème	22
Figure VI.1 : volume de contrôle bidimensionnel	28
Figure VI.2 : schéma du maillage	29
Figure VI.3 : Création des points.....	32
Figure VI.4 : Création des lignes	33
Figure VI.5 : Création des faces.....	34
Figure VI.6 : Maillage des parois.....	35
Figure VI.7 : Maillage des surfaces.....	36
Figure VI.8 : les conditions aux limites.....	37
Figure VI.9: Exporter le maillage	37
Figure VI.10 : Affichage du maillage.....	38
Figure VI.11 : Définition du modèle	39
Figure VI.12 Définie équation d'énergie.....	39
Figure VI.13 : Définition le model d'écoulement.....	40
Figure VI.14: Définition des propriétés des matériaux.....	40
Figure VI.15 : Définition des conditions aux limites	41
Figure VI.16 : Control la solution.....	41
Figure VI.17 : Initialisation la vitesse et la température à l'entrée	42
Figure VI.18 : Les résidus des calculs.....	42
Figure V.1 : Domaine d'étude.....	45
Figure V.2 : Distribution de champ de vitesse axiale dans la longe de canal	46
Figure V.3 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.2$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.	47
Figure V.4 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.3$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes	48
Figure V.5 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.34$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.	50
Figure V.6 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.42$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.	51
Figure V.7 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.554$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes	52
Figure V.8 : Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi basse du canal de fluide chaud, pour les deux cas	53
Figure V.9 : Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi haute du canal, pour les deux cas	54
Figure V.10 : Variation du Nombre du Nusselt local le long de la paroi haute du canal de fluide froid, pour les deux cas.....	55

Figure V.11 : Distribution de champ de température totale dans la longe de canal (a) cas simple (b) avec des ailettes	56
Figure V.12 : Profils de la température totale $x=0.2m$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.....	57
Figure V.13: Profils de la température totale $x=0.3m$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.....	58
Figure V.14: Profils de la température totale $x=0.34m$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.....	58
Figure V.15: Profils de la température totale $x=0.42m$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.....	59
Figure V.16 : Profils de la température totale a la sortie du canal $x=0.554 m$ pour les deux cas.....	60

LISTE DES TABLEAU

Tableau III.1: différentes désignations de Φ , Γ et S	24
---	----

NOMENCLATURE

T_f : Température de fluide froid	[K]
T_c : Température de fluide chaud	[K]
Q_c : débit de fluide chaud	[kg.s ⁻¹]
Q_f : débit de fluide froid	[kg.s ⁻¹]
u, v : Composant de vitesse	[ms ⁻¹]
S_ϕ : Terme source	
x, y : Coordonné	[m]
P : Pression	[Nm ⁻²]
H : Hauteur	[m]
h : Coefficient d'échange par convection	[Wm ⁻² K ⁻¹]
t : Temps	[m]
L : La longueur du canal	[m]
h : La hauteur des ailettes	[m]
b : L'épaisseur des ailettes	[m]
Symboles grecs	
λ : Conductivité thermique	[Wm ⁻¹ k ⁻¹]
ρ : Masse volumique	[Kg m ⁻³]
ϕ : Variable dépendante	
ν : Viscosité cinématique	[m ² s ⁻¹]
μ : Viscosité dynamique	[m ⁻¹ s ⁻¹ Kg]
λ_s : Conductivité thermique du solide	[Wm ⁻¹ k ⁻¹]
λ_f : Conductivité thermique du fluide	[Wm ⁻¹ k ⁻¹]
Γ_ϕ : Coefficient diffusion	

SOMMAIRE

Introduction générale	4
CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEURS	
INTRODUCTION	6
I.1. DEFINITION.....	6
I.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	6
I.3. CRIETRES DE CLASSEMENT DES ECHANGEURS	6
I.3.1 Type de contact.....	6
• Échangeurs à contact direct	6
• Échangeurs à contact indirect	6
I.3.2 classement suivant les types d'échange.....	6
Échangeur sans changement de phase	6
Échangeur avec changement de phase	6
I.3.3 Classement suivant la disposition des écoulements	7
I.3.4 Classement fonctionnel.....	7
I.3.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur	7
I.3.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	8
I.3.7 Classement technologique	8
I.3.7.1 Échangeurs tubulaires.....	8
• Différentes catégories existantes.....	8
I.3.7.2 Échangeurs à plaques	9
• Échangeurs à surface primaire.....	9
• Échangeurs à surface secondaire.....	10
I.4 Autres types d'échangeurs	10
• Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques.....	10
• Échangeurs à caloducs longitudinale	12
• Echangeur liquide-liquide	13
• Échangeur lamellaire	14
• Échangeurs à plaques brasées	15
CHAPITRE II RECHERCHE BIBLIOGRAPHIE	
INTRODUCTION	16
II.1 QUELQUE TRAVEAUX SUR LA CONVECTION FORCEE	16
CHAPITRE III : FORMULATION MATHEMATIQUE	
INTRODUCTION	21
III.1.1. Géométries du problème	21
III.1. FORMULATION MATHMATIQUE DU PROBLEME.....	22
III.1.2. Equations en régime laminaire	22
III.1.2.1. Hypothèse simplificatrices.....	22
III.1.2.2. Equation gouvernantes.....	23
III.1.2.2.1 Equation de continuité.....	24
III.1.2.2.2 Équation de quantité de mouvement.....	24
III.1.2.2.3 Équation d'énergie.....	24
III.1.2.3. Conditions aux limites	25
Conclusion.....	26
CHAPITRE VI : RESOLUTION NUMERIQUE	
INTRODUCTION	27

VI.1 PRINCIPE	27
VI.2 RAPPEL SUR LA METHODE DES VOLUMES FINIS	27
VI.2.1 Maillage	28
VI.2.3. La discrétisation.....	29
VI.3 Architecture de logiciel.....	31
VI.4 Préprocesseur GAMBIT.....	31
VI.4.1 Procédure de Résolution.....	32
VI.4.1.1 Créer la Géométrie dans GAMBIT.....	32
VI.4.2.2 Code FLUENT	38

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

INTRODUCTION	44
V.1. DESCRIPTION DU PROBLEME	44
V.2 DISCUSSION DES RESULTATS DE SIMULATION	46
V.2.2. Etude de champ dynamique.....	46
V.2.2.1. Profils de vitesse axiale dans des sections particulières du canal	47
V.2.2. Profils du coefficient de frottement local le long des parois	52
V.2.2.1. Profils du coefficient de frottement local le long de parois inférieure du canal de fluide chaud	52
V.2.2.2. Profils du coefficient de frottement local le long de parois supérieure du canal de fluide froid	54
V.2.3. Profils du Nombre du Nusselt le long des parois	54
V.2.3.1. Profils du Nombre du Nusselt le long de parois supérieure du canal de fluide froid	54
V.2.1. Etude de champ thermique	55
V.2.1.1. Profil de température totale dans des sections différentes du canal.....	56
CONCLUSION	62

Introduction Générale



Introduction générale

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

Situation de l'étude :

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tous le refroidissement.

Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de leur réduire à leur plus bas niveau possible.

Ces derniers temps, l'optimisation des performances porte plus particulièrement sur la circulation de l'air caloporteur pour extraire et transporter le maximum de calories vers le point d'utilisation.

La convection forcée est un phénomène de transfert thermique liée aux fluides, sa présence influence simultanément sur les champs thermiques et hydrodynamiques de l'écoulement, le problème ainsi couplé, trouve son importance dans nombreuse application industrielle et plus particulièrement dans les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, le rebroussement des turbomachines et composant électroniques.

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique pour étudier le champ dynamique et thermique d'un écoulement de fluide stationnaire en convection forcée passant dans un échangeur de chaleur.

Objectifs spécifiques de la présente étude

Les objectifs principaux de la présente mémoire qui traite le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur.

Organisation de travail

Le présente mémoire comporte Cinq chapitres :

Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre une généralité sur les échangeurs

Le deuxième chapitre est une étude bibliographique couvrant les études analytiques, numériques et expérimentale sur les comportements dynamiques et thermiques de l'écoulement des fluides en convection forcée dans des géométries complexe et qui sont en relation directe avec notre étude.

Dans le troisième chapitre, la modélisation mathématique, en présentant le problème physique de la convection forcée à l'intérieur d'un échangeur de chaleur suivi de la formulation mathématique. Les équations de conservation de masse, se quantité de mouvement, de l'énergie, ainsi que les conditions aux limites imposée sur chaque grandeur, sont présentés en détail.

Dans le quatrième chapitre nous avons présenté la méthode des volumes finie et le code de calcul Fluent, et le logiciel qui réaliser la géométrie et le maillage, ou le préprocesseur : GAMBIT.

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

*GENERALITES SUR LES
CHANGEURS DE
CHALEUR*

I

INTRODUCTION :

Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans l'industrie pour cela l'objectif de ce chapitre est de donné quelques généralités sur ces équipements.

I.1. DEFINITION :

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

I.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT:

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases

I.3. CRITERES DE CLASSEMENT DES ECHANGEURS :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

I.3.1 Type de contact :

Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

I.3.2 classement suivant les types d'échange :

Échangeur sans changement de phase :

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase .les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

Échangeur avec changement de phase:

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

I- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

2- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

3- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

I.3.3 Classement suivant la disposition des écoulements :

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

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

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

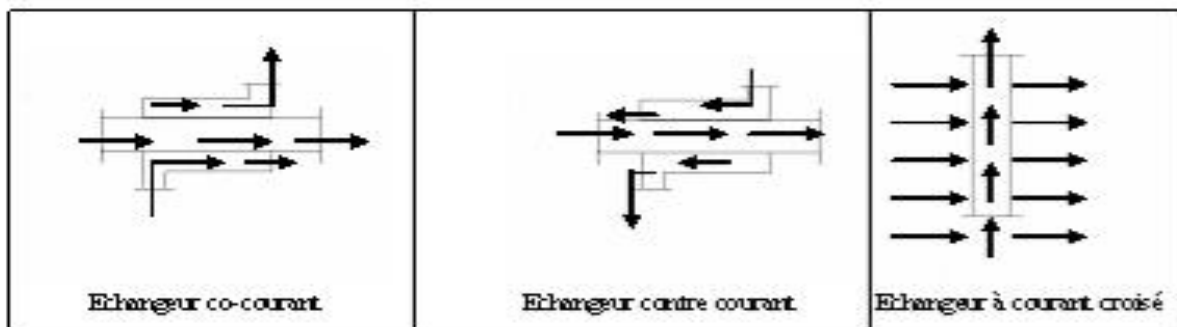


Figure I. 1 : différent modes de circulation [1]

I.3.4 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;

I.3.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

I.3.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

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

I.3.7 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

I.3.7.1 Échangeurs tubulaires

- **Différentes catégories existantes**

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- ✓ **échangeur monotube** (figure 2a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent ;
- ✓ **échangeur coaxial** (figure 2b), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur ;
- ✓ **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :
 - **échangeur à tubes séparés** (figure 2c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé,
 - **échangeur à tubes rapprochés** (figure 2d) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
 - **échangeur à tubes ailettes** (figure 2e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

- échangeur à tubes et calandre (figure 2f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu ;

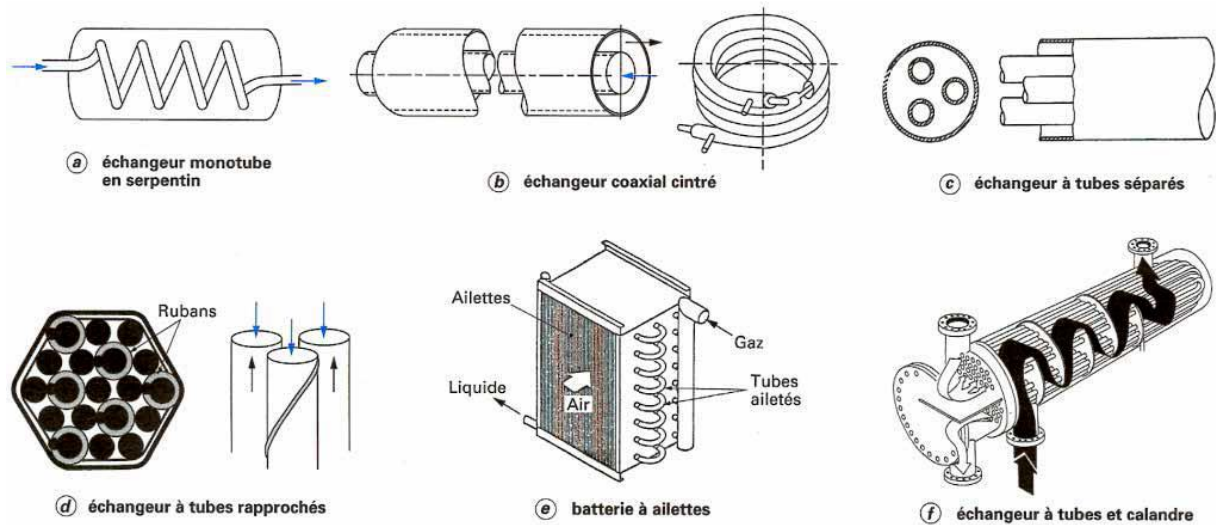


Figure I. 2 : Différents types d'échangeurs tubulaires [1]

I.3.7.2 Échangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

- **Échangeurs à surface primaire**

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

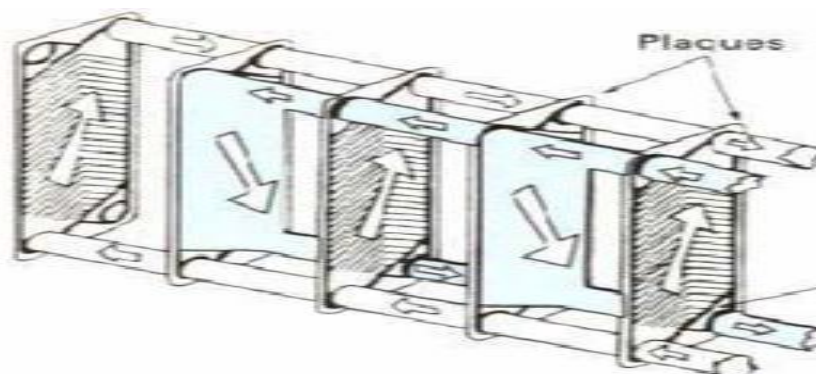


Figure I. 3 : Échangeur à plaques [1]

- **Échangeurs à surface secondaire**

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

I.4 Autres types d'échangeurs

- ✓ **Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques**

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice ; le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie de régénérateurs, les échangeurs à matrice tournante et les échangeurs statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassants du fait du balayage alternatif.

Par contre, le mouvement mécanique de la matrice ou le jeu de valves peuvent entraîner des pannes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

— Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournante

Ils présentent deux types d'écoulement :

-un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement ;

-un écoulement radial où la matrice est constitué d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement.

Parmi les applications de ce type d'échangeur, on peut citer :

-la récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf ;

-la récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour préchauffer l'air d'admission de la chambre de combustion (figure 5).

— Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves)

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chaud et froid (figure 26a).

Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur sur les fumées sortant du four de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air comburant à préchauffer.

Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire (figure 26b).

La permutation des deux gaz est périodique (inversion toutes les trente minutes environ). Sur site industriel, la durée totale d'une campagne de production est comprise entre 4 et 12 années sans arrêt.

Les matériaux utilisés sont donc résistants à la corrosion à haute température. Les régénérateurs sont conçus pour éviter un bouchage trop rapide des passages de fluide. Le montage des pièces réfractaires de la matrice de stockage est parfaitement ordonné.

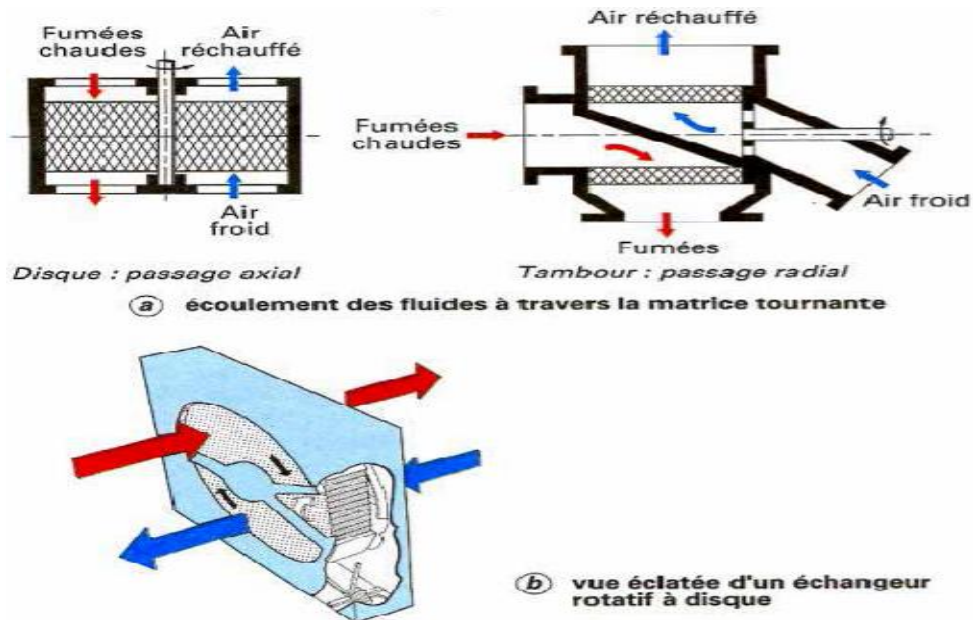


Figure I. 4 : Échangeur rotatif à matrice tournante [1]

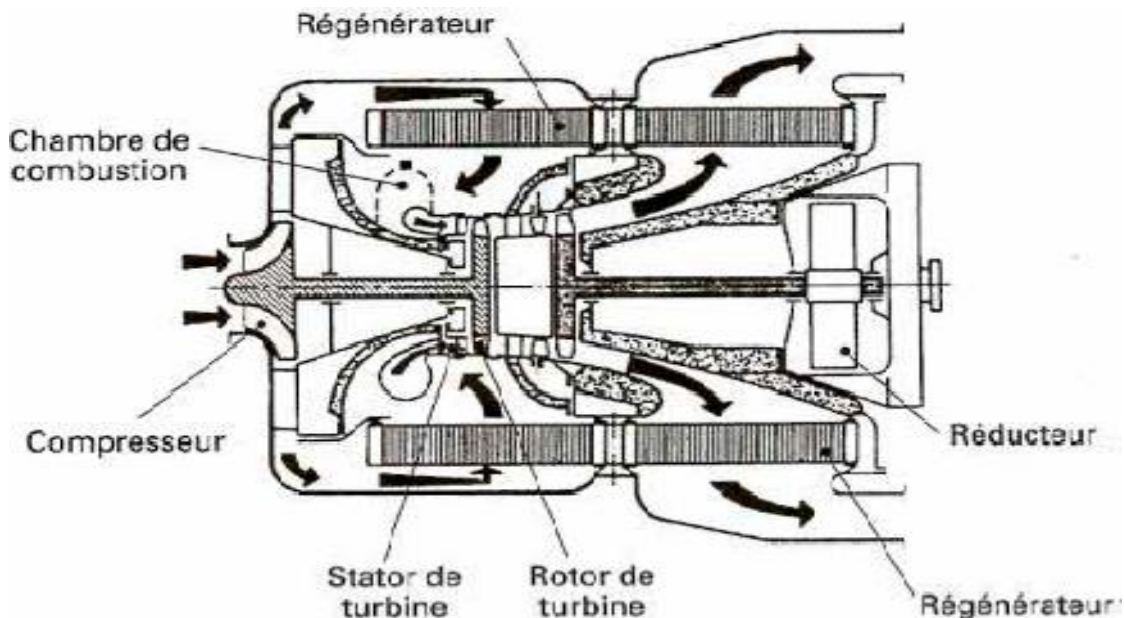


Figure 5 : Récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'une turbine à gaz à l'aide d'un échangeur rotatif [1]

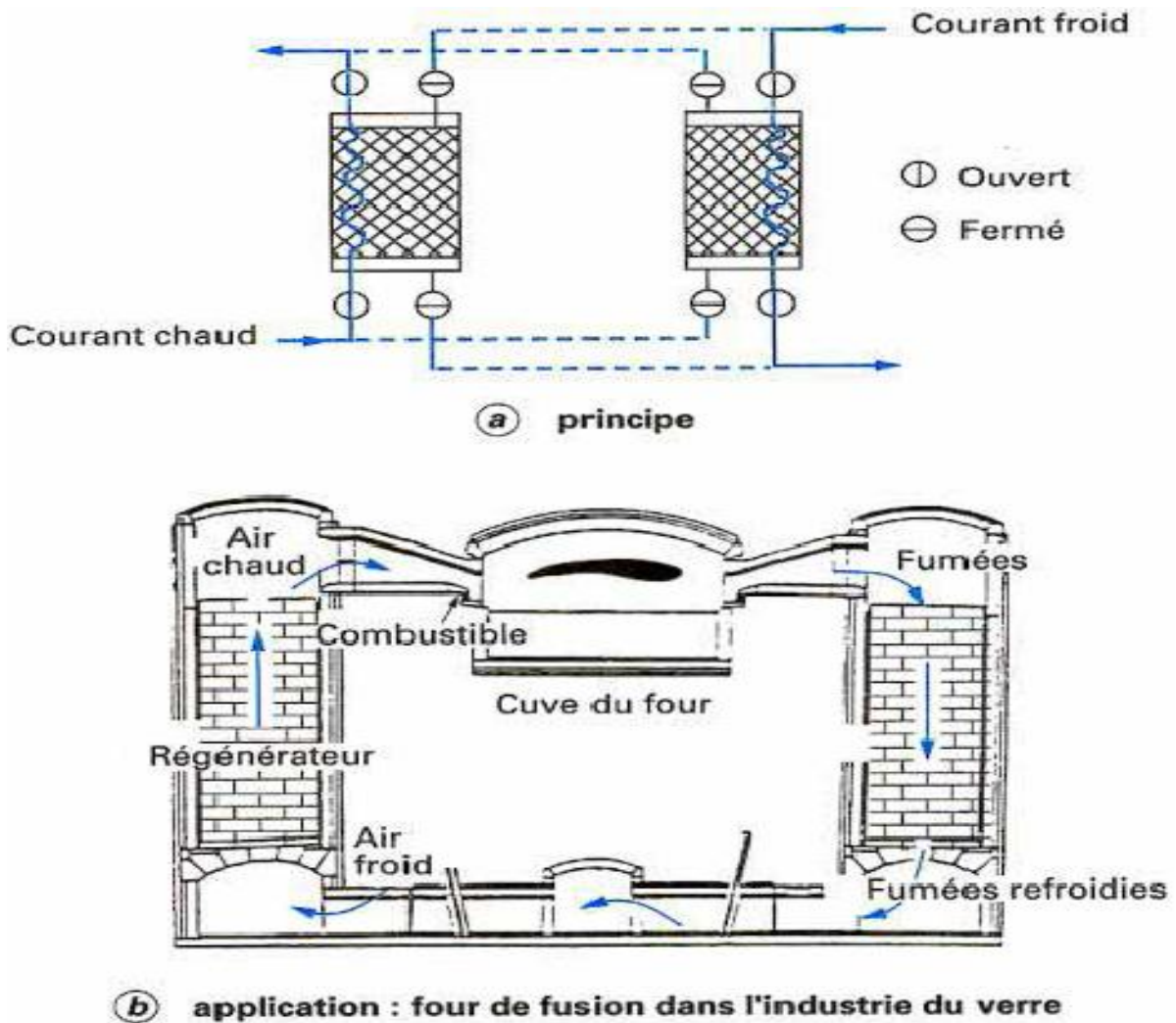


Figure I. 6 : Échangeurs régénérateurs statiques [1]

✓ **Échangeurs à caloducs longitudinale**

○ Principe

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur :

-soit sous l'effet des forces de capillarité développée dans un milieu poreux tapissant la paroi intérieure du caloduc. Ce capillaire peut être de différente forme : toile métallique, fines rainures dans la paroi intérieure, poudre métallique frittée, etc. ;

- soit sous l'effet des forces de gravité ; pour ce faire, l'évaporateur se trouve plus bas que le condenseur. Le réseau capillaire est réduit à un simple rainurage ; il peut même être

complètement absent pour diminuer les coûts de fabrication, on parle alors de thermosiphon diphasique.

Dans l'échangeur à caloducs, les caloducs forment un faisceau placé perpendiculairement aux écoulements. Le fluide chaud et le fluide froid circulent généralement à contre-courant et sont séparés l'un de l'autre par une plaque qui sert aussi au maintien des caloducs.

Les échangeurs à caloducs sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (récupération de chaleur sur les fumées industrielles, climatisation), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur.

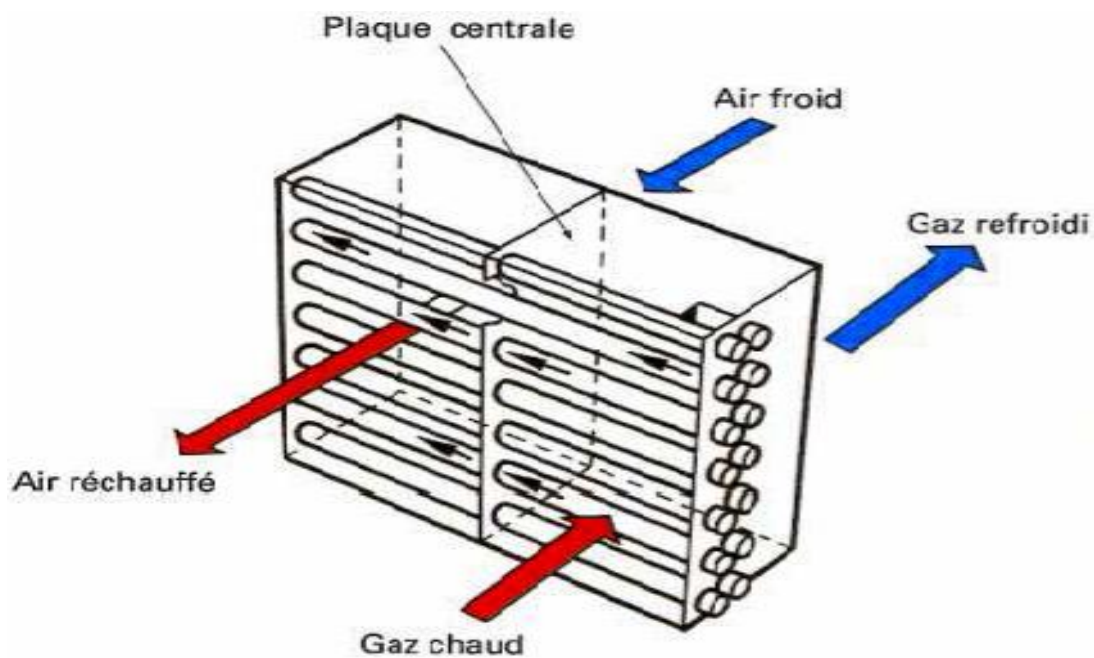


Figure I. 7 : Échangeur à caloducs : schéma de principe [1]

✓ **Echangeur liquide-liquide :**

Les échangeurs liquide-liquide sont utilisés pour transférer les calories entre deux ou plusieurs liquides nous pouvons citer les échangeurs spirale tels que représentés dans la figure 8.

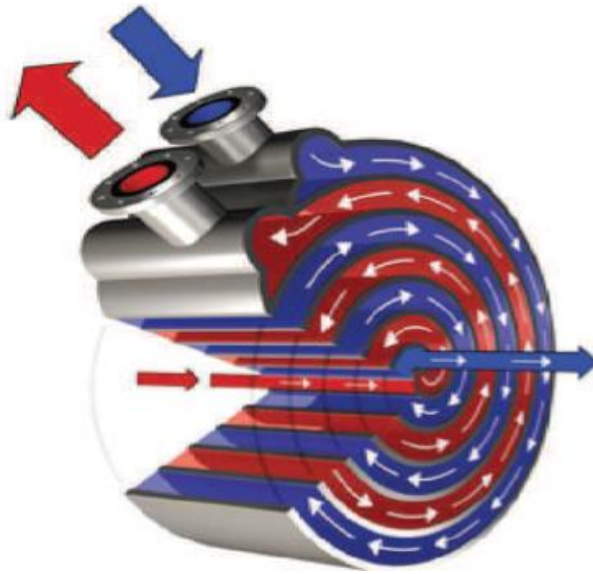


Figure I. 8 : Échangeur à spirale [1]

✓ **Échangeur lamellaire**

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bar en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation.



Figure I. 9 : Échangeur lamellaire [1]

✓ Échangeurs à plaques brasées

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres.

Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques :

Les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent ; les ondes décalées créent plus de turbulence et améliorent donc le coefficient d'échange thermique, tout en provoquant plus de pertes de pression.

Les ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent procurer une surface secondaire allant jusqu'à 90 % de la surface totale, ce qui permet de loger dans un volume réduit une très grande surface d'échange : plus de $1\,500\text{ m}^2/\text{m}^3$. En outre, ces échangeurs souvent réalisés en aluminium allient une légèreté exceptionnelle (masse volumique de 900 kg/m^3 à $1\,200\text{ kg/m}^3$) à une excellente tenue mécanique ; ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de température compris entre -269 °C et $+65\text{ °C}$ et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar.

Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés.

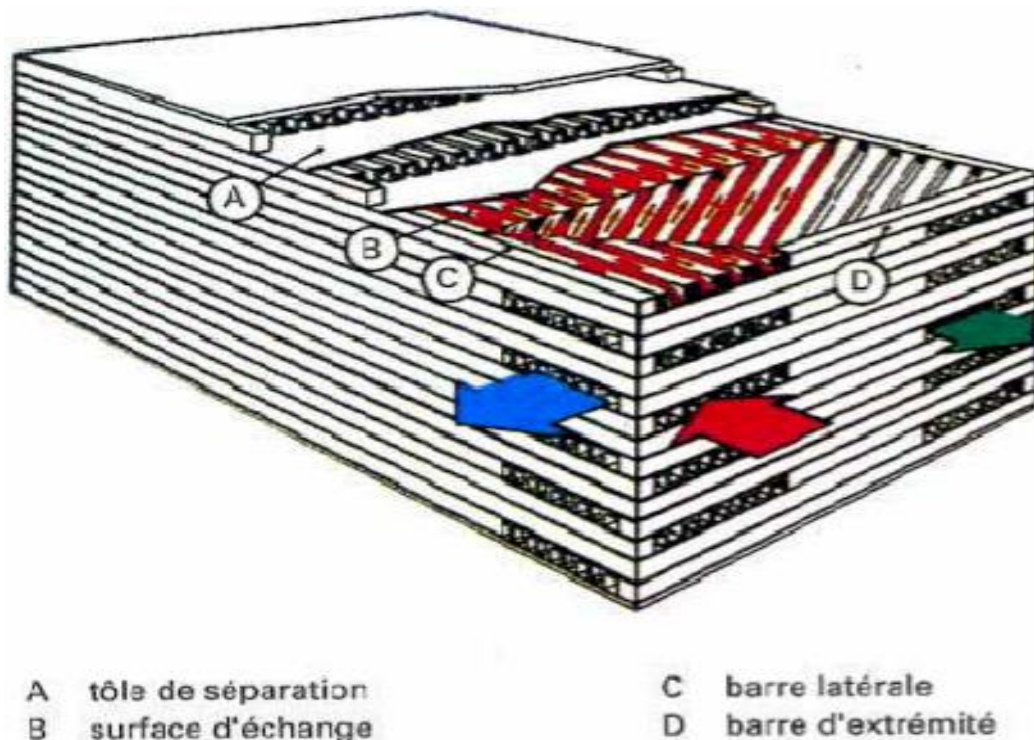


Figure I. 10 : Échangeur à plaques brasées [1]

CHAPITRE

II

RECHERCHE

BIBLIOGRAPHIE

INTRODUCTION

Le meilleur moyen de transmettre la chaleur entre deux ou plusieurs fluides sans risque de dégradation de leurs propriétés par mélange est l'utilisation de surfaces d'échange ou d'échangeurs de chaleur. Les échangeurs de chaleur font l'objet depuis plusieurs années de multiples travaux de recherche dont le but principal est lié à l'amélioration de leurs performances. L'objectif de ce chapitre est, de faire une étude bibliographique sur leurs caractéristiques, leurs performances ainsi que les méthodes et outils employés pour l'amélioration de ces performances.

II.1 QUELQUE TRAVEAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

Les ailettes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur parcourus du fluide côté calandre et par voie de conséquence ils assurent des taux élevés de transfert de chaleur.

Dans la littérature, les différentes formes, orientations et emplacement des chicane ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques. En convection forcée dans les conduites en présence des obstacles ou chicanes, de nombreuses études numériques ont vu le jour depuis les années 1977.

Commençant par **Patankar et al** [2], ces auteurs ont rapporté le premier travail sur l'analyse numérique de l'écoulement en convection forcée dans un conduit. Ils ont présenté le concept de l'écoulement périodique entièrement développé.

Bemer et al [3], ont montré cela pour un canal avec des chicanes avec un écoulement laminaire à nombres de Reynolds inférieur à 600.

Webb et Ramadhyani [4], ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un canal à deux plaques parallèles avec des chicanes chancelées. Ils ont basé leur modèle numérique sur les conditions périodiques pour l'écoulement entièrement développé proposé par Patankar et al.

Une investigation numérique pour un fluide en convection forcée laminaire entre deux parois planes parallèles avec chicanes, a été réalisée par **Kelkar et Patankar** [5]. Les résultats prouvent que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent

avec le nombre de Reynolds. Leurs résultats montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille de chicane et avec la diminution de l'espacement entre chicanes.

Cheng et Huang [6], ont étudié la convection forcée entre deux plaques planes parallèles munies d'ailettes transversales (chicanes transversales) qui ne sont pas symétriquement placées. Leurs résultats ont indiqué que la position relative à des rangées de chicanes est un facteur influent sur le champ d'écoulement, particulièrement pour des chicanes avec de grandes tailles.

Cheng et Huang [7], ont également analysé des écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans lequel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés.

Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par **Lopez et al** [8,9]. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0.5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds Re .

Guo et Anand [10], ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée.

Des canaux semblables avec des tiges de perturbations « au lieu des ailettes » ont été numériquement étudiés par Yuan et Tao [11], pour une série de nombre de Reynolds de 50 à 700. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt peut atteindre 4 fois celui obtenu pour un canal à paroi lisse aux mêmes conditions mais avec une chute de pression beaucoup plus grande.

Hwang et al [12], ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent dans une conduite contenant un obstacle. Les résultats numériques prouvent que la prolongation de la région de recyclage en amont de l'obstacle ne dépend pas de sa longueur dans le sens de

l'écoulement. La zone de recyclage est fortement influencée par la longueur de l'obstacle, cette zone diminue quand la longueur d'obstacle est augmentée.

Yang et Hwang [13], ont effectué un travail intéressant portant sur des chicanes pleines et poreuses dans un canal bidimensionnel pour un régime turbulent d'écoulement. Leurs résultats pour le cas poreux sont meilleurs par rapport au cas pleins.

Bazdid-Tehrani et Naderi-Abadi [14], ont présenté une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles « de type chicanes » sont quelque peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

Tsay et al [15], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont fonction de la position de la chicane.

Récemment, **R. Saim et al** [16], Ont présenté une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent dans un canal horizontal de section rectangulaire muni des chicanes transversales. Ils ont utilisé pour résoudre ce système muni des conditions aux limites la méthode des volumes finis, qui est basée sur l'algorithme SIMPLE. Les résultats numériques obtenus ont indiqué que les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers avale. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur.

Plus récemment, Une simulation numérique du comportement dynamique d'un écoulement turbulent traversant une conduite munie des chicanes transversales planes et ou trapézoïdales a été étudié par **R. Saim et al** [17], Cette étude a montré que l'usage des chicanes de forme trapézoïdale assure une augmentation considérable de vitesse par rapport aux chicanes de

forme rectangulaire mais le seul inconvénient est provoqué à une augmentation du coefficient de friction.

Parmi les études expérimentales, nous citons les travaux de **Yuan et al** [18], ces auteurs ont étudié expérimentalement un cas de conduit avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal et un autre cas avec des ailettes en dérivé (Yuan et al, [19]). Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison celui obtenu pour un conduit lisse.

Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par **Acharya et al**, [20]. Le modèle k- ϵ est utilisé dans leur simulation numérique.

Wilfried Roetzel [21], a étudié expérimentalement l'influence de la distance inter chicanes et ou la distance entre les chicane et la calandre sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur tubulaire.

Afin d'évaluer le transfert de chaleur et la chute de pression dans une conduite rectangulaire avec des chicanes chevauchées, Une étude expérimentale a été effectuée par **M. Molki et al** [22], ces auteurs ont constaté que les chicanes augmentent la chute de pression beaucoup plus rapidement et augmentent aussi le coefficient de transfert de chaleur.

Le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec une seule chicane hélicoïdale a été étudié par **Gupta** [23], dans un minéral à membrane, une augmentation de plus de 50% en flux est accordée comparé à celui sans chicane à la même puissance hydraulique dissipée.

Dans le but de mesurer les coefficients moyens de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des chicanes poreuses, une étude expérimentale a été effectuée par **Kang-Hoon Ko et al** [24]. Ils ont conclu que l'utilisation des chicanes poreuses abouties à une augmentation du coefficient de transfert de chaleur allant jusqu'à 300% par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane.

Rajendra Karwa et al [25], ont élaboré un travail sur le transfert de chaleur et les frictions dans un canal rectangulaire asymétrique chauffée avec des ailettes moitiés et entièrement perforées à différentes hauteurs. Cette étude approuve une amélioration de 79 à 169% du nombre de Nusselt sur la conduite pour les chicanes entièrement perforé et 133-274% pour les

chicanes moitié perforées tandis que le coefficient de frottement pour les chicanes entièrement perforé est de 2,98 c'est-à-dire 4,42 à 17,5 fois pour les chicanes moitié perforés. Les auteurs ont achevés cette étude par des corrélations qui peuvent être utilisées pour le développement des appareils de chauffage solaire à air à haute performance et ils ont conclu que les chicanes moitié perforées donne le plus grand avantage de performance.

Ahmet Tandiroglu [26] a étudié l'effet des paramètres géométriques sur la convection forcée transitoire à convection forcée turbulente dans un tube circulaire muni des chicanes. Il a utilisé neufs chicanes en total pour tester l'effet de leurs orientations et leurs espacements sur l'amélioration du transfert thermique.

Les caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec un seule chicane hélicoïdal ont été étudiées tant expérimentalement que numériquement dans le travail de **Yong-Gang Lei et al** [27], ils ont assuré une comparaison des performances de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales.

Le transfert de chaleur et les frottements dans un canal rectangulaire, asymétrique, contenant des chicanes perforées a été analysée par **Rajendra Karwa et al** [28]. Ces auteurs ont trouvé une amélioration de 73.7-82.7% du nombre de Nusselt sur un conduit muni des chicanes solides.

Conclusion

Un travail considérable a été effectué ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour de ailettes. Ces études sont de natures aussi bien expérimentales, analytiques que numériques. Néanmoins, les hypothèses et les simplifications adoptées dans le problème limitent généralement l'étude à de cas très particuliers dans la plupart des travaux analytiques et numériques. Parmi ces hypothèses, nous pouvons relever par exemple les limites suivantes :

- La négligence de la conduction de la chaleur dans le matériau de la conduite.
- La condition thermique aux limites est uniforme (température ou flux constant).
- Ces études ont montré essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation.

CHAPITRE

III

*FORMULATION
MATHMATIQUE*

INTRODUCTION :

La convection forcée trouve son importance dans de nombreuses applications industrielles, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, le refroidissement des composants électroniques.

Dans ce chapitre On présente la formulation mathématique de la convection forcée laminaire et stationnaire à l'intérieur d'un échangeur de chaleur dans le cas simple et en présence d'ailettes triangulaires.

III.1. FORMULATION MATHMATIQUE DU PROBLEME

III.1.1. Géométries du problème

La géométrie du problème est présentée sur la figure III.1. Il s'agit d'un échangeur de chaleur de conduit rectangulaire traversé par deux écoulements dans le premier cas et la même conduite mais muni des ailettes de forme triangulaire dans le deuxième cas.

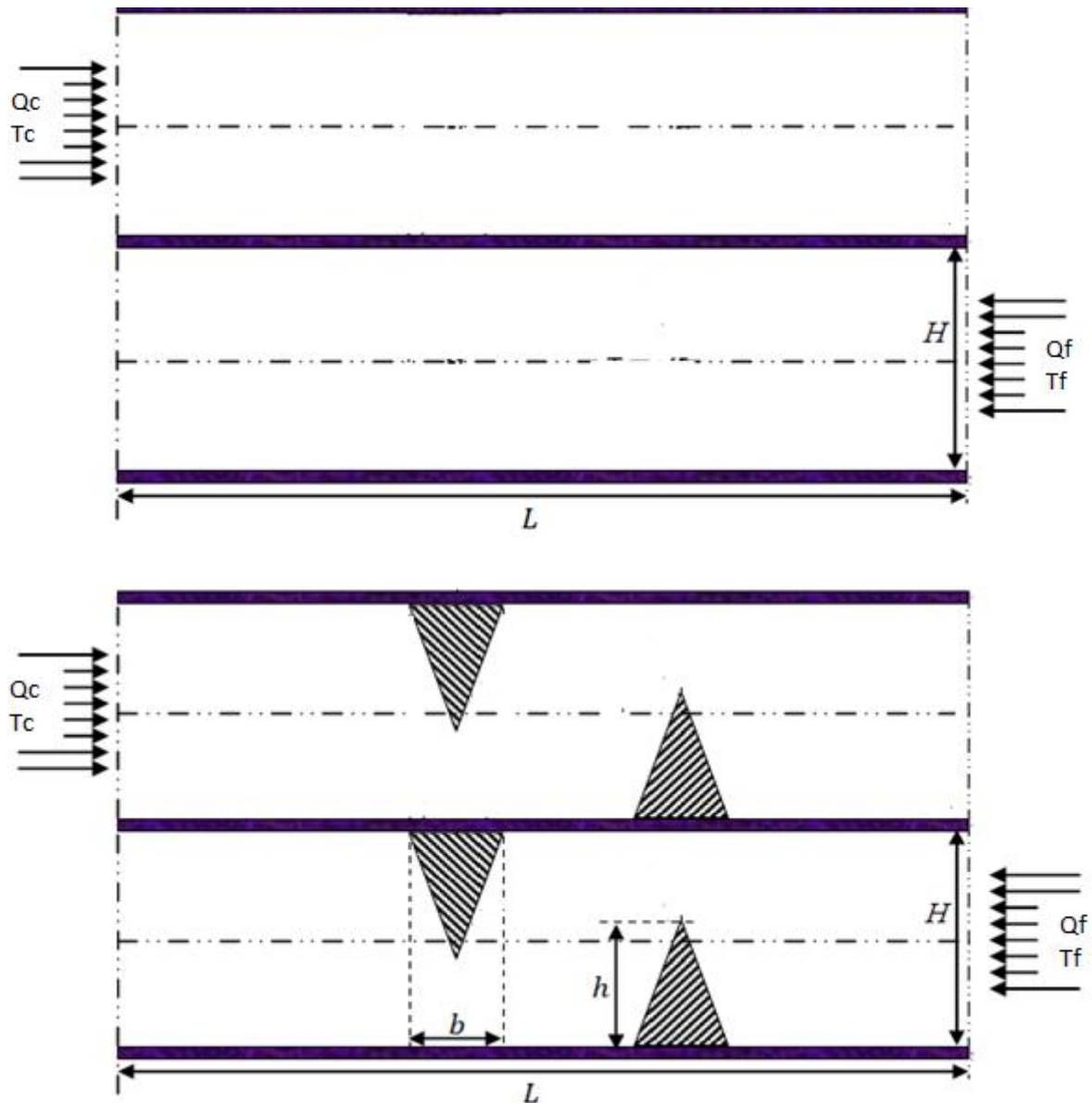


Figure III.1 : Géométrie du problème

(a) : Conduites lisses ; (b) : Conduites muni des chicanes triangulaires.

III.1.2. Equations en régime laminaire

Les équations en régime laminaire sont l'équation de conservation de la masse, les équations de Navier-Stokes, l'équation de conservation de l'énergie dans le fluide et dans le solide.

III.1.2.1. Hypothèse simplificatrices

De façon à obtenir un modèle mathématique simple qui décrit ce problème, on suppose

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels ;

- L'écoulement de fluide est supposé laminaire et stationnaire ;
- Les propriétés physiques du fluide (C_p , μ , λ_f , ρ) et du solide (λ_s) sont constantes.
- La température de parois (supérieure et inférieure) constante ;

III.1.2.2. Equation gouvernantes [29]

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles.

Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , L'équation différentielle générale s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\vec{V}\phi) - \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\vec{\phi}) + S_\phi \quad (\text{III.1})$$

Ou :

Γ_ϕ : est le coefficient diffusion

S_ϕ : et le terme source

V : est le vecteur vitesse

Les quatre termes de l'équation (II.1) représentent :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: Terme transitoire d'accumulation

$\text{div}(\rho\vec{V}\phi)$: Terme convectif

$\text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\vec{\phi})$: Terme diffusif

S_ϕ : terme source

type d'équation	Φ	Γ	S
équation d'énergie	T	Λ	0
équations de la quantité de mouvement suivant X	u	M	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right)$
équations de la quantité de mouvement suivant Y	v	M	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right)$
équations de continuité	1	0	0

Tableau III.1: différentes désignations de Φ , Γ et S

On peut considérer que les équations suivantes décrivent le phénomène d'écoulement à l'intérieur d'un échangeur de chaleur :

III.1.2.2.1 Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.2})$$

Où u et v étant les composantes du champ de vitesse (u , v) dans les directions axiale (ox) et radiale (oy) respectivement.

III.1.2.2.2 Équation de quantité de mouvement

Suivants x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.3})$$

Suivants y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.4})$$

III.1.2.2.3 Équation d'énergie :

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.5})$$

III.1.2.3. Conditions aux limites

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante.

Il existe quatre types de conditions aux limites dans notre étude :

- Entré : toutes les propriétés du fluide sont connues.
- Sortie : le régime est établi donc on n'a pas une évolution par rapport à x .
- Paroi : pour la paroi le champ de vitesse est nul.
- L'interface : la température de fluide et de solide est la même.

Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci-dessous:

1. $x=0$,

Pour le fluide 1: $0 < Y < 0,146$

$$\{ P = P_{atm} \quad (III.6)$$

Pour le fluide 2 : $0,148 < Y < 0,294$

$$\begin{cases} q_m = q_{mc} \\ T = T_c \end{cases} \quad (III.7)$$

Pour le solide $0,146 < Y < 0,148$

$$\left\{ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \right. \quad (III.8)$$

2. Sortie : $x=L$

Pour le fluide 1: $0 < Y < 0,146$

$$\begin{cases} q_m = q_{mf} \\ T = T_f \end{cases} \quad (III.9)$$

Pour le fluide 2 : $0,148 < Y < 0,294$

$$P = P_{atm} \quad (III.10)$$

Pour le solide $0,146 < Y < 0,148$

$$\left\{ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \right. \quad \text{(III.11)}$$

3. Pour les interfaces fluide / solide

$$\lambda_s \frac{\partial T}{\partial \vec{N}} = \lambda_f \frac{\partial T}{\partial \vec{N}} \quad \text{et} \quad T_f = T_s \quad \text{(III.12)}$$

\vec{N} est un vecteur dirigé selon la normal à l'interface fluide-solide.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection forcée en régime laminaire et stationnaire à l'intérieur d'un échangeur de chaleur.

En suite, nous avons spécifié les conditions aux limites de toute la frontière du domaine d'écoulement pour résoudre les équations de la dynamique des fluides qui se fait par l'utilisation des méthodes numériques où intervient le concept de la discrétisation.

CHAPITRE

IV

*RESOLUTION
NUMERIQUE*

INTRODUCTION

L'écoulement de fluide est décrits par le système d'équations aux dérivées partielles qui an l'équation de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ de vitesse.

Dans ce chapitre, on va présenter la méthode des volumes finis, car elle fiable, son adaptation au problème, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul.

VI.1 PRINCIPE

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre finis de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées. En plus de ça la méthode des volumes finis consiste à :

- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues), telles que les vitesses, pression, températures et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système d'équations linéaires résultantes.

VI.2 RAPPEL SUR LA METHODE DES VOLUMES FINIIS

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires appelés volumes de contrôles chacun englobe un nœud dit nœud principal.

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites au chapitre précédent sur chaque volume de contrôle.

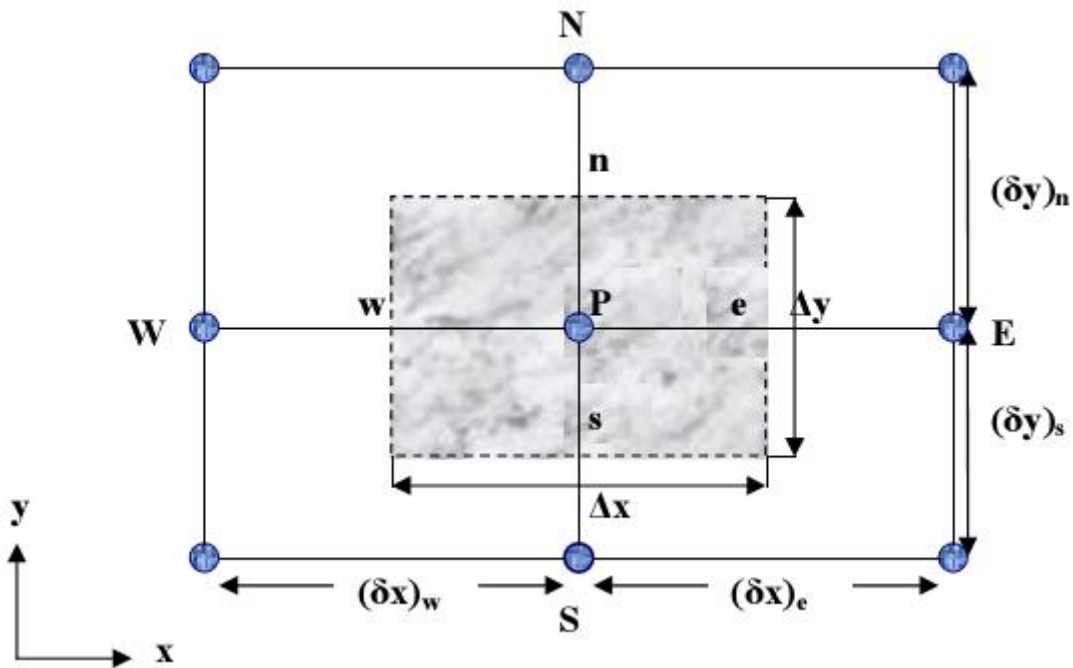


Figure VI.1 : volume de contrôle bidimensionnel [29]

Pour un nœud principal P les points E et W (E=Est, W= Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (N=Nord, S=Sud) sont des voisins dans la direction y.

VI.2.1 Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents.

La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points.

Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du maillage, tandis que grandeurs vectorielles u et v sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds.

L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires est les équations de quantités de mouvement sont intégrée sur le volume de contrôle associé aux composants de vitesses.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction de y.

Ce type de maillage est dit maillage décalé permet une bonne approximation des flux convectifs est une meilleur évaluation de des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :

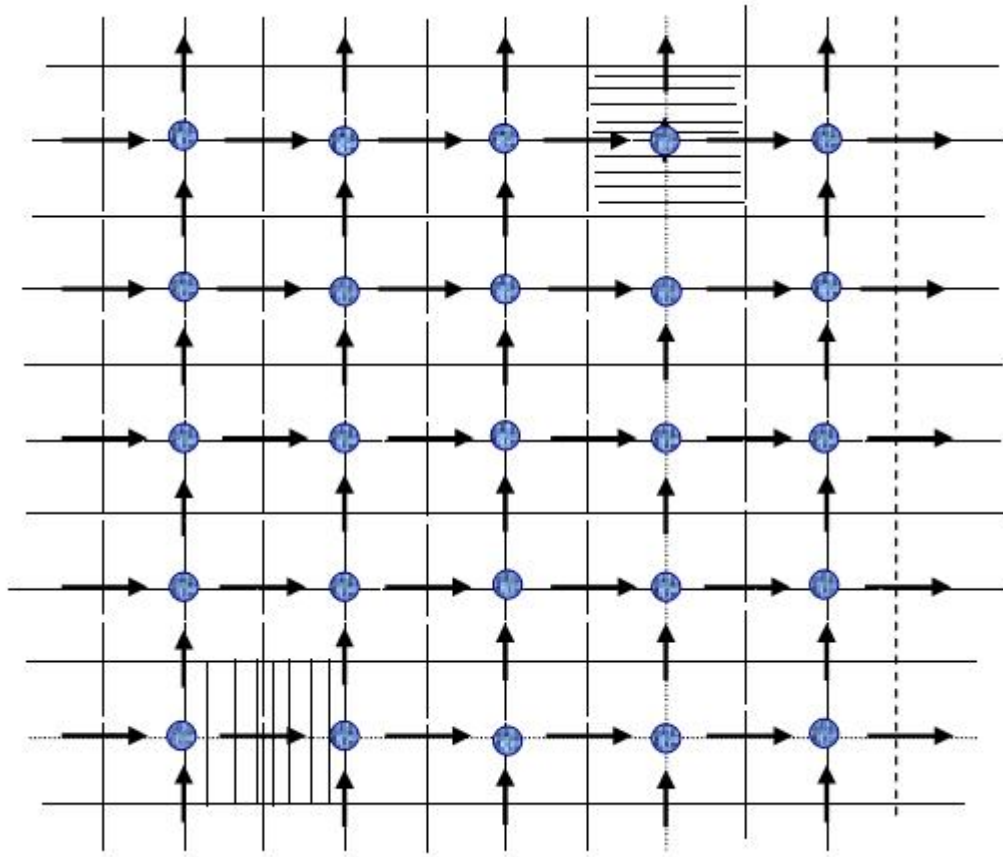


Figure VI.2 : schéma du maillage.[29]

- Nœud de vitesse
- Nœud des variables scalaires
- ▢ (à l'horizontale) Volume de contrôle pour les variables scalaires
- ▢ (à la verticale) Volume de contrôle pour u
- ▢ (à la verticale) Volume de contrôle pour v

VI.2.3. La discrétisation

Les équations de conservation présentées au chapitre précédent peuvent être écrites sous une forme commune, cette formulation permet de ne pas réitérer le travail de discrétisation pour chaque équation.

Si on not Φ la variable étudiée, chacun des équations peut être réduite à une seule équation générale selon la forme :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_T + \underbrace{\sum_{i=1} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi)}_C = \underbrace{\sum_{i=1} \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i})}_D + \underbrace{S_\phi}_S \quad (\text{VI.1})$$

Avec :

T : terme transitoire.

C : terme de convection.

D : terme de diffusion.

S : terme source.

Nous venons de voir que, pour chaque variable Φ , l'équation de transport s'écrit dans le cas instationnaire, bidimensionnel :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}) + S_\phi \quad (\text{VI.2})$$

Où Φ est la propriété transportée, Γ indique le coefficient de diffusion et S_ϕ le terme source.

Tous ces termes sont listés dans le tableau (II.1) au chapitre précédent.

Seul cette équation est discrétisée et le système d'équations aux dérivées partielles est résolu pour chaque valeur successive de Φ .

L'équation (III.2) peut être écrite sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(J_x) + \frac{\partial}{\partial y}(J_y) = S_\phi \quad (\text{VI.3})$$

Avec :

$$\begin{cases} J_x = \rho u\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ J_y = \rho v\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \end{cases} \quad (\text{VI.4})$$

J_x et J_y sont les flux totaux de convection et diffusion dans les directions x et y.

La forme stationnaire de l'équation est (VI.3) :

$$(j_e - j_w + j_n - j_s) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (\text{VI.5})$$

Avec :

$$\begin{aligned} j_e &= (J_x)_e \Delta y & j_n &= (J_y)_n \Delta x \\ j_w &= (J_x)_w \Delta y & j_s &= (J_y)_s \Delta x \end{aligned}$$

Où j_i ($i=e, w, n, s$) est le flux total évalué sur chaque face du volume de contrôle.

La discrétisation consiste à transformer l'équation différentielle de transport en un système d'équations algébriques.

VI.3 Architecture de logiciel [30]

Comme tout logiciel de CFD, il est composé de trois éléments : le préprocesseur, le solveur et le postprocesseur.

- La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du préprocesseur GAMBIT. Il permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de conditions limites aux frontières du domaine, de spécifier le type de matériau (fluide ou solide). Il fournit aussi la possibilité de discrétiser le domaine.

- Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravité, pression) dans lesquelles est effectuée la simulation, ainsi que la spécification des conditions aux limites. Enfin, il permet de choisir le processus itératif, en proposant notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

- Le postprocesseur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs du vecteur de vitesse, les champs de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules.

VI.4 Préprocesseur GAMBIT :

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (Computational Fluid Dynamics). Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage. Eventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur.

Les options de génération de maillage de gambit offrent une flexibilité de choix. On peut

décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés.

VI.4.1 Procédure de Résolution

VI.4.1.1 Créer la Géométrie dans GAMBIT

Étape 1:

- **Choix du solveur**

Préciser que le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6:

Menu > Solver> FLUENT 5 / 6

- **Création des points**

Geometry Command Button  > Vertex Command Button  > Create Vertex 

Créer le premier point (0,0,0)

Suite à **x**:, entrez la valeur 0. Suite à **y**:, entrez la valeur 0. Suite à **z**:, entrez la valeur 0(ces valeur doivent être par défaut). Cliquez sur **Apply**. Cela crée le point (0,0,0) qui est affiché dans la fenêtre graphique.

Répétez ce processus pour créer les points restants.

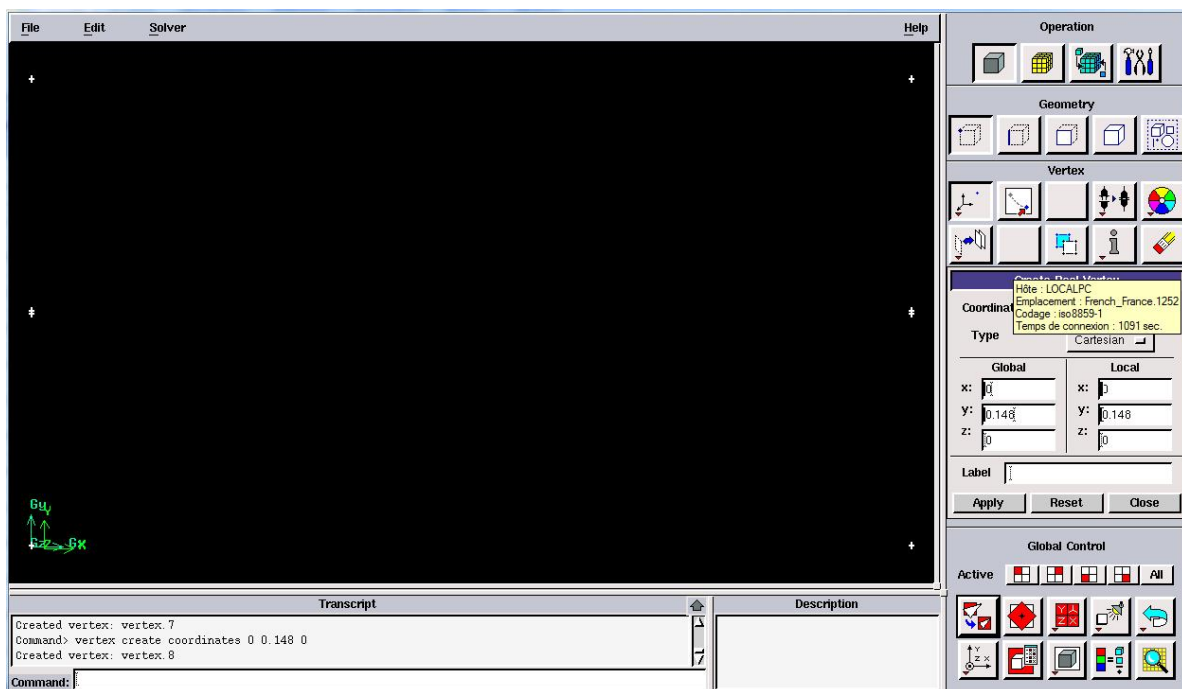


Figure VI.3 : Création des points

- **Création des lignes**

Geometry Command Button  > Edge Command Button  > Create Edge 

Sélectionnez deux points en maintenant enfoncée la touche **Shift** et en cliquant sur les points. Comme chaque point est choisi, il apparaîtra en rouge dans la *fenêtre graphique*. Ensuite, relâchez la touche **Shift** et cliquez sur **Apply** dans la partie *Créer Straight Edge* fenêtre pour créer cette ligne.

Répétez ce processus pour créer les lignes restantes

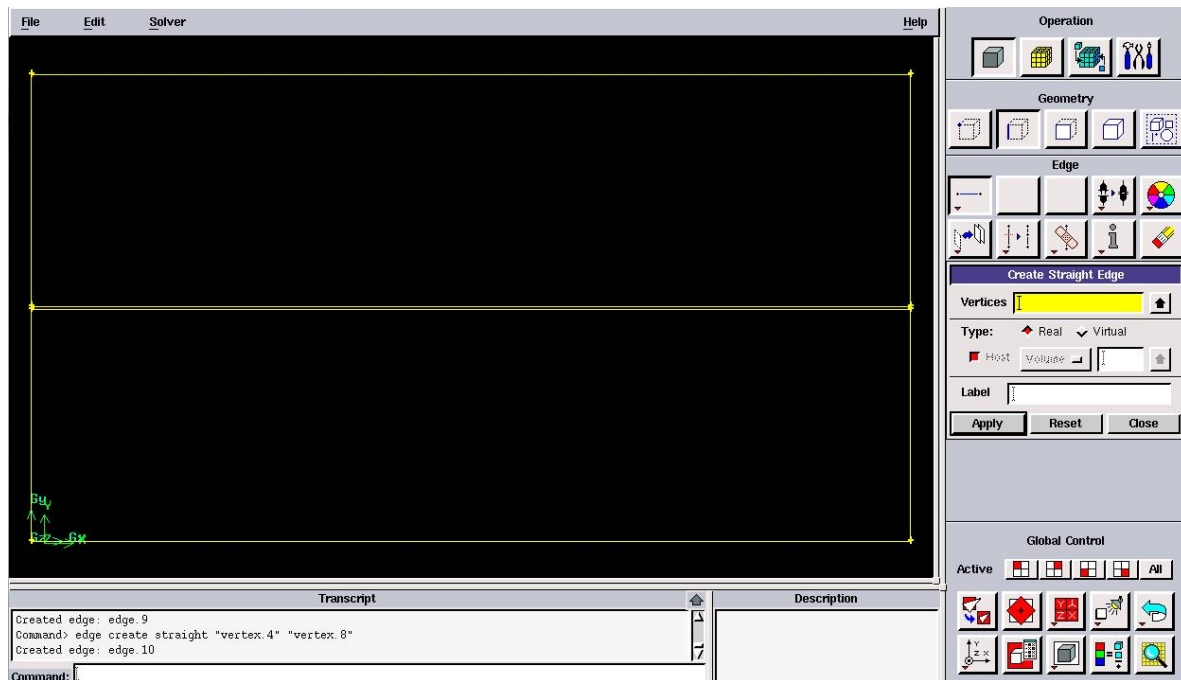


Figure VI.4 : Création des lignes

- **Création les faces**

Geometry Command Button  > Face Command Button  > Form Face 

On a trois faces : absorbeur, isolant et la face intermédiaire (air)

Pour former une face de l'absorbeur, nous avons besoin pour sélectionner les lignes qui entourent ce domaine. Cela peut se faire en maintenant la touche **Shift**, en cliquant sur chaque ligne (notez que la ligne actuellement sélectionnée apparaît en rouge), puis relâcher la touche **Shift** après tous les lignes ont été sélectionnées et cliquez sur **Apply**.

Répétez ce processus pour créer les faces restantes.

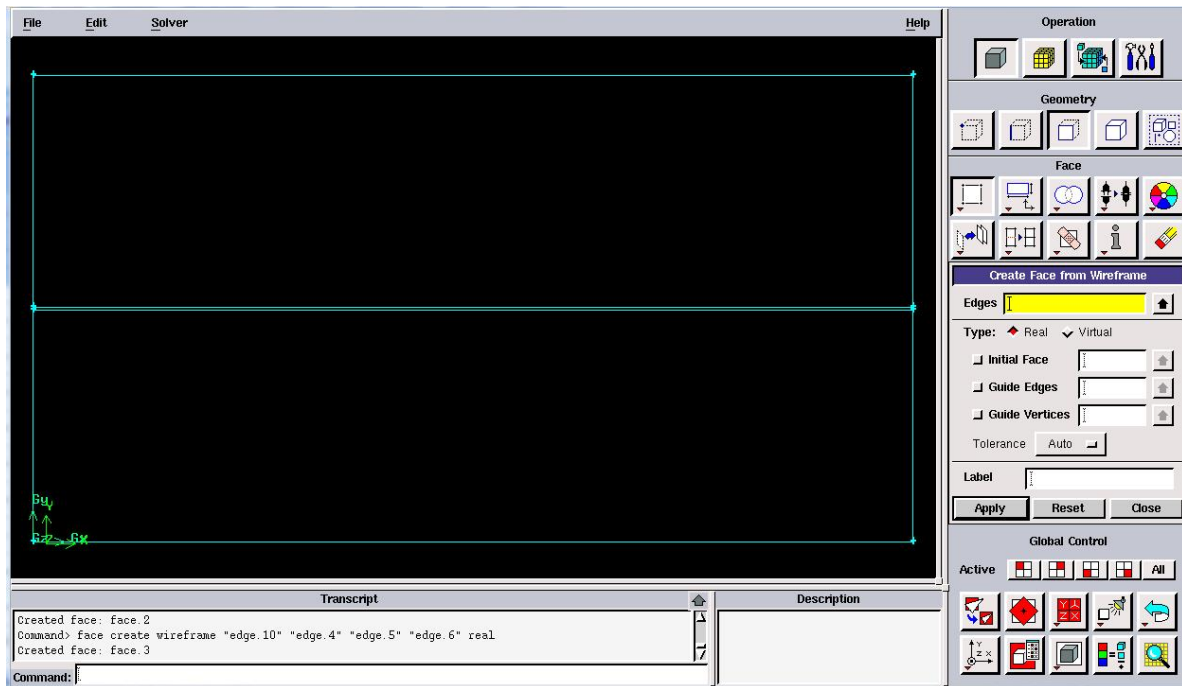


Figure VI.5 : Création des faces

Étape 2 : Maillage géométrie dans GAMBIT

- **Maillage des parois**

Mesh Command Button  > Edge Command Button  > Mesh Edges 

Sélectionnez les lignes verticales, sélectionnez ***Interval count*** dans la liste découlant qui dit ***Interval Size*** du maillage des bords de fenêtres, entre les nombres des nœuds pour l'intervalle compter et cliquez sur ***Apply***.

Répétez le même processus pour les lignes horizontales.

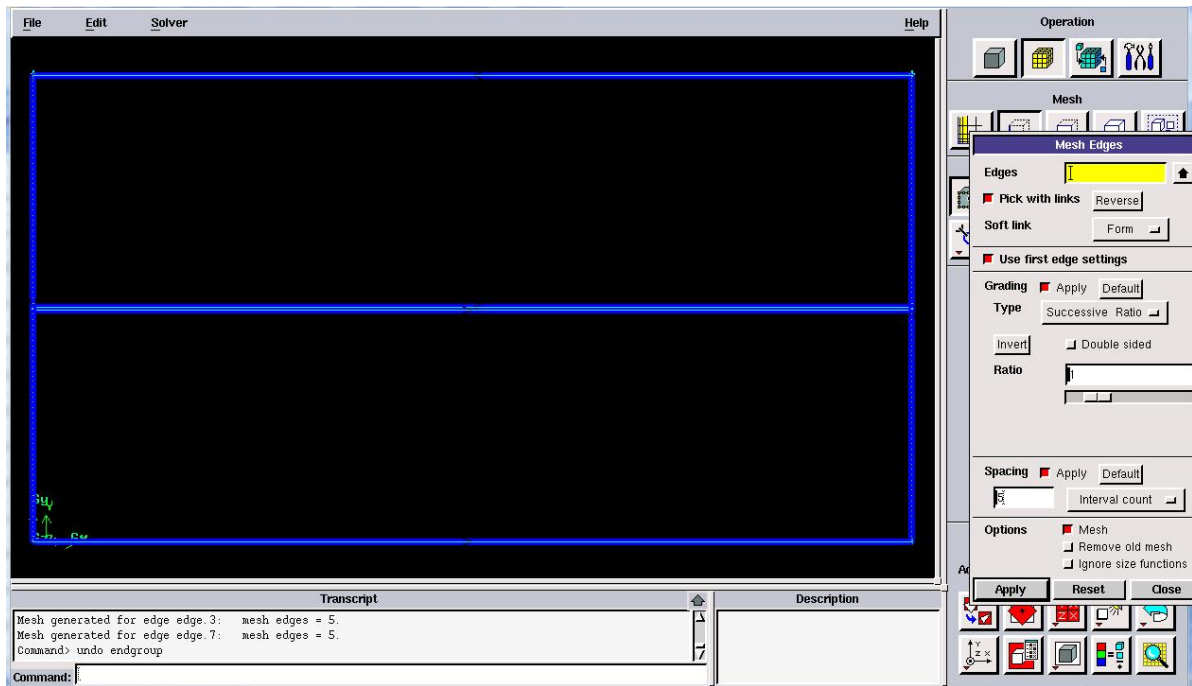


Figure VI.6 : Maillage des parois

- **Maillage des surfaces**

Mesh Command Button  > Face Command Button  > Mesh Faces 

Sélectionnez la première surface et cliquez sur **Apply**.

Répétez le même processus pour les autres surfaces.

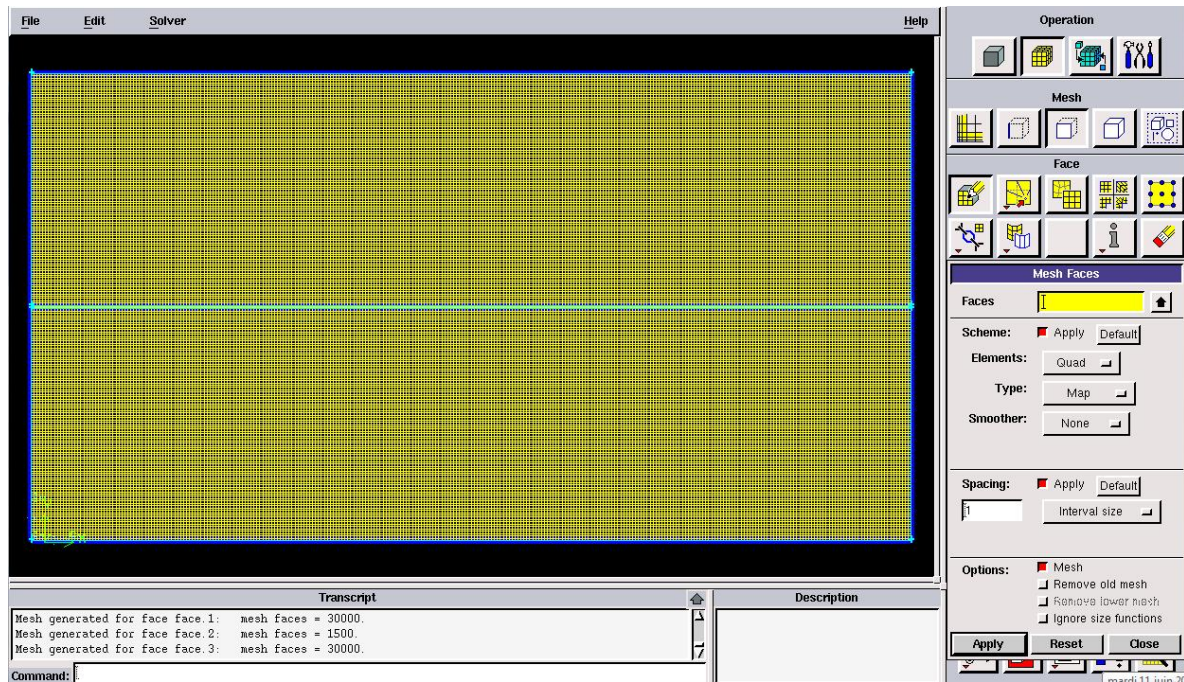


Figure VI.7 : Maillage des surfaces

Étape 3 : les conditions aux limites dans GAMBIT

Zones Command Button  > Specify Boundary Types Command Button 

Sélectionnez la ligne gauche (entré de fluide).

Ecrire à côté de *Nom* :, entrer

Pour le *type*: sélectionnez *Mass_Flow_Inlet*.

Cliquez sur *Apply*.

Répétez le même processus pour les autres lignes.

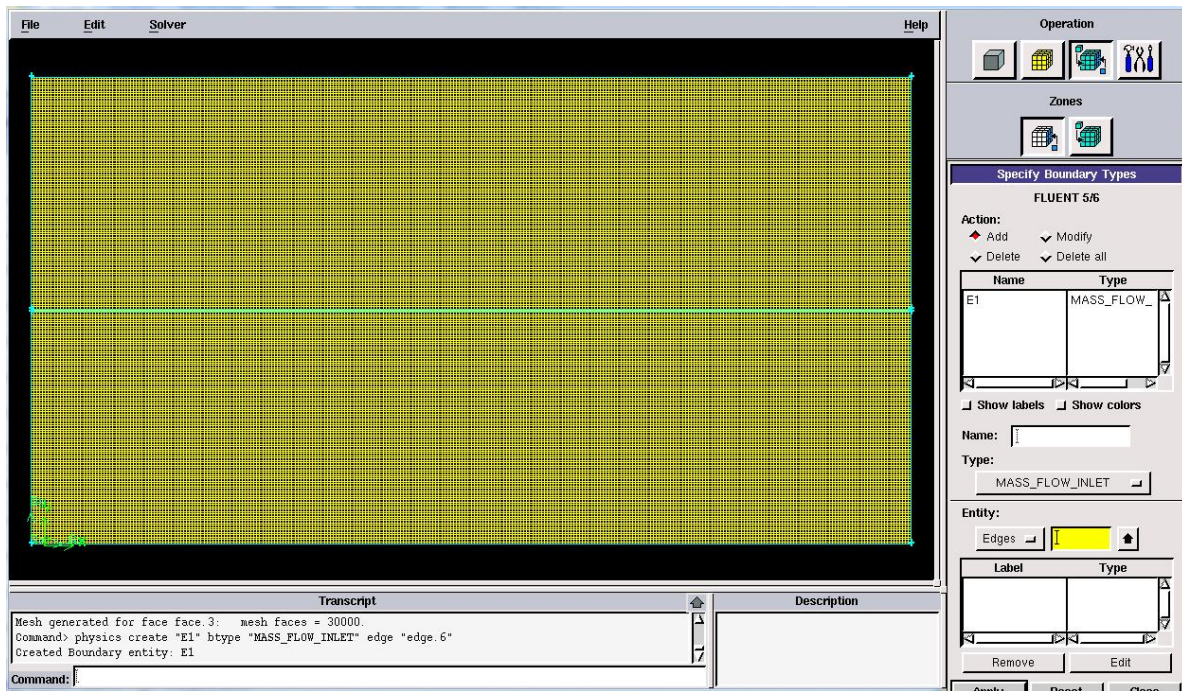


Figure VI.8 : les conditions aux limites

Exporter le maillage et sauvegarder le fichier

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point .msh (*mesh* = maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

On peut ensuite fermer Gambit et lancer Fluent.

File> Export> Mesh

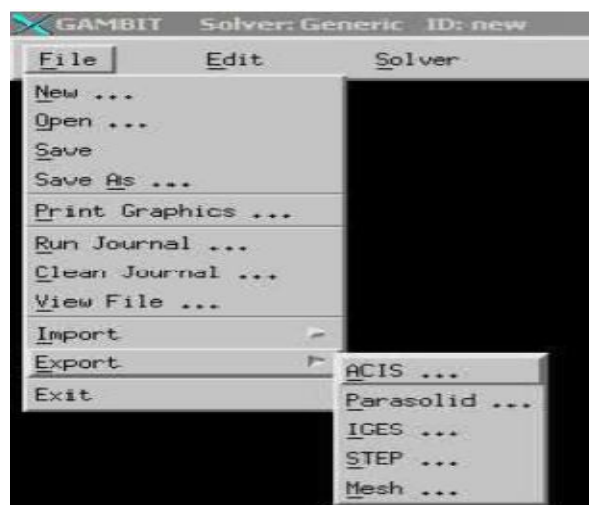


Figure VI.9: Exporter le maillage

VI.4.2.2 Code FLUENT :

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité d'adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Cela est très utile dans les régions à gradients importants (couches limites, couches à cisaillement libre).

Fluent est écrit en langage C. il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il a une architecture serveur client nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs machines.

Fluent dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation. On peut aussi exporter les résultats vers un autre logiciel de graphisme.

Étape 4 : Mise en place problème dans FLUENT :

- Démarrer la version 2ddp de FLUENT
- Lire le fichier échangeur.msh

File > Read > Case

- Vérifier maillage

Grid > Check

- Contrôler la taille

Grid > Info > Size

- Vérifier unité

Grid > Scale

- Afficher le maillage

Display > Grid

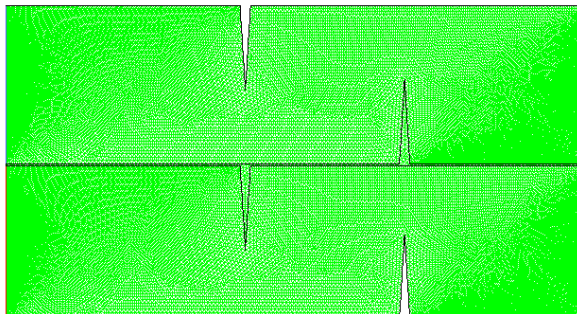


Figure VI.10 : Affichage du maillage

- Préciser le solveur de propriétés

Define > Models > Solver

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 2D et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue, valider en cliquant sur OK. D'autres équations peuvent être rajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases ...).

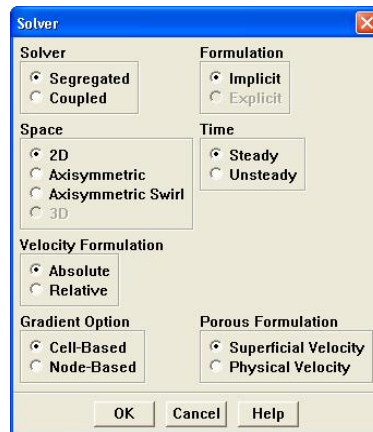


Figure VI.11 : Définition du modèle

Define > Models > Energy

Formulation de l'équation d'énergie.

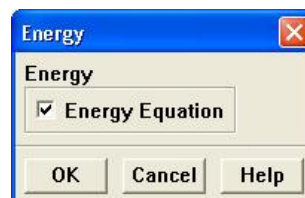


Figure VI.12 Définie équation d'énergie

Define > Models > Viscous

À flux *laminaire* est l'option par défaut. Nous n'avons donc pas besoin de changer quoi que ce soit dans ce menu. Cliquez sur **Cancel**.

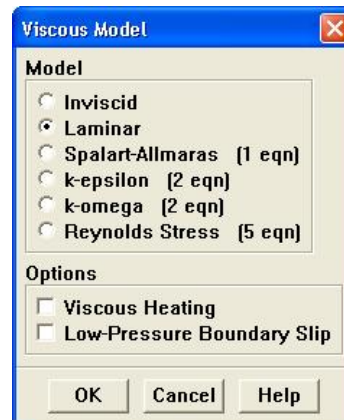


Figure VI.13 : Définition le model d'écoulement

- Définir les propriétés des matériaux

Define > Materials...

C'est le choix du fluide ou solide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques.

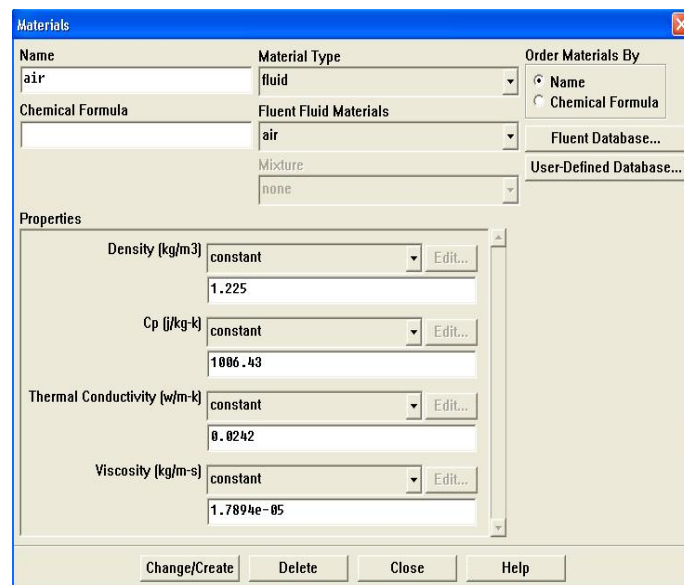


Figure VI.14: Définition des propriétés des matériaux

- Définir les conditions aux limites:

Define > Boundary Conditions...

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites de cette dernière ensuite valider.

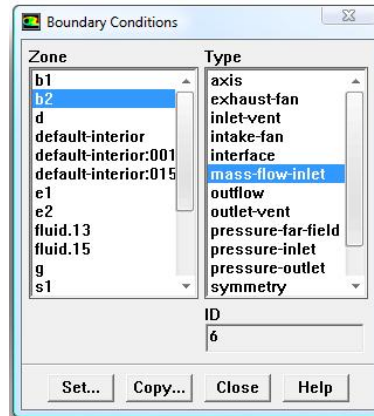


Figure VI.15 : Définition des conditions aux limites

Étape 5 : solution

Solve > Controls > Solution...

On doit choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous-relaxations, les critères de convergence et les algorithmes pour le couplage pression-vitesse.

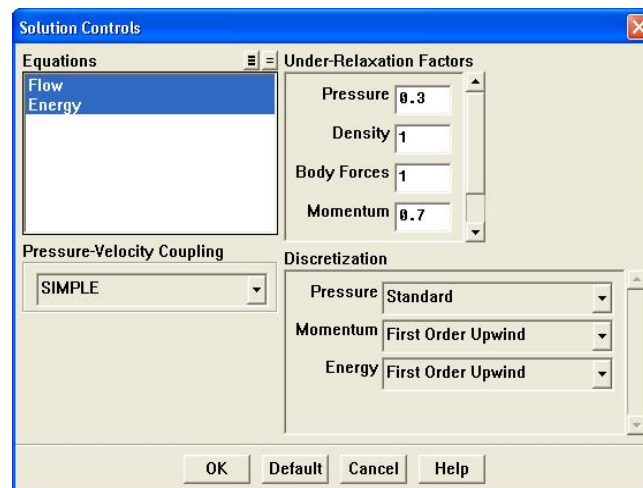


Figure VI.16 : Control la solution

Solve > Initialize > Initialize...

Initialiser le champ d'écoulement pour la valeur à l'entrée :

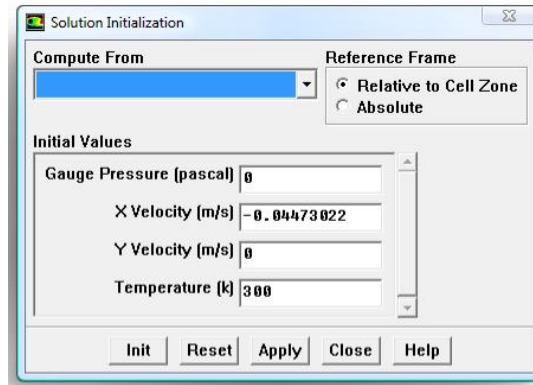


Figure VI.17 : Initialisation la vitesse et la température à l'entrée

Solve > Monitors > Residual...

Faire activer l'option plot dans la fenêtre residual monitor. Lancement des itérations jusqu'à la convergence (Solve > Iterate...), enregistrer les résultats pour entamer ensuite la phase sortie graphique.

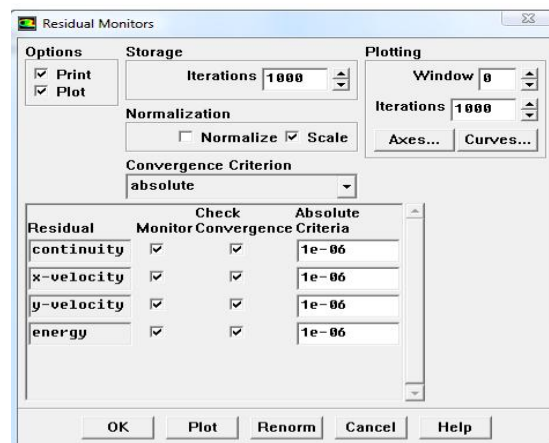


Figure VI.18 : Les résidus des calculs

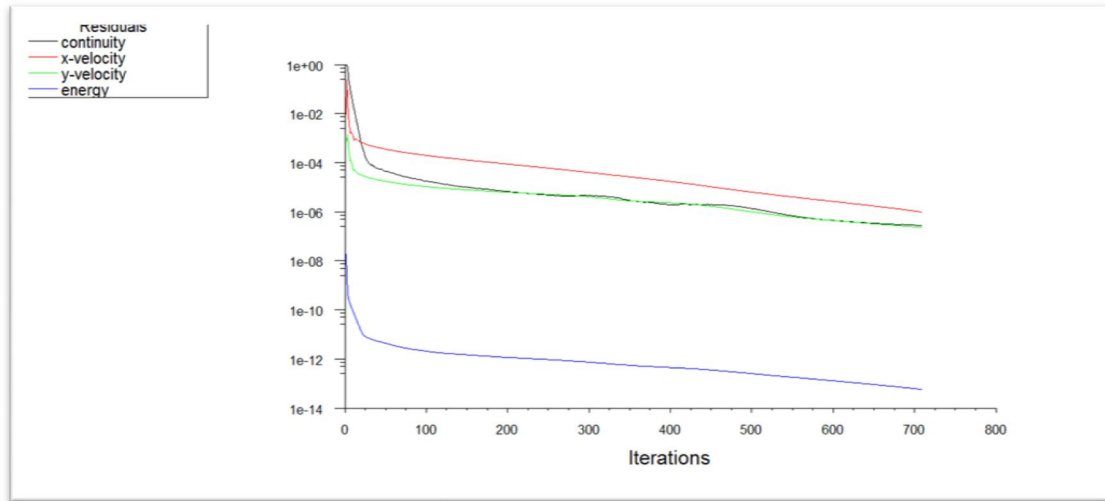


Figure VI.19 : Tracé des courbes des résidus cas simple.

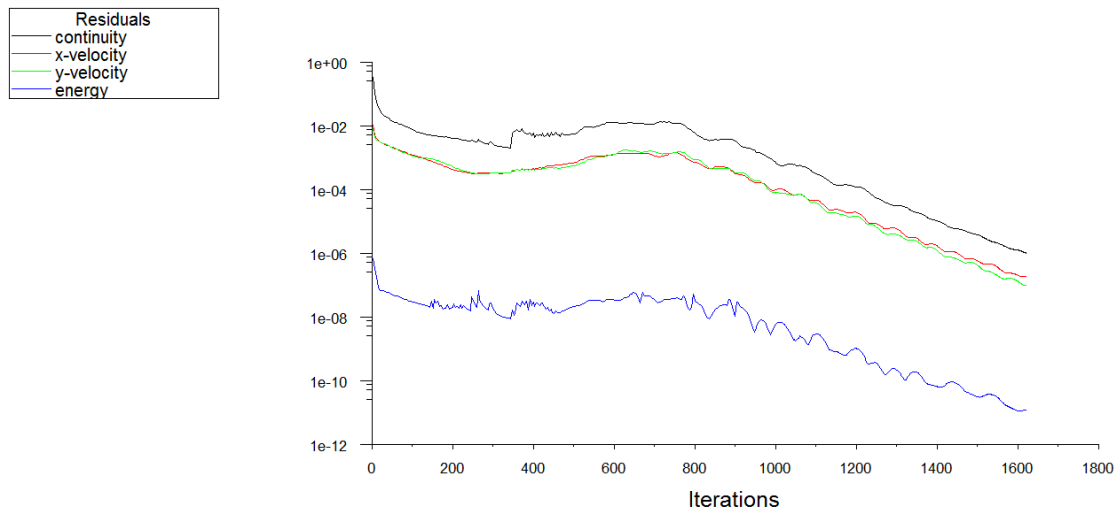


Figure VI.20 : Tracé des courbes des résidus cas avec ailettes.

CHAPITRE

V

*RESULTATS ET
INTERPRETATION*

INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser à l'étude numérique du comportement dynamique et thermique de deux écoulements d'air en convection forcée laminaire stationnaire dans la configuration contre courant dans deux canaux rectangulaire de diamètre hydraulique $D_h = 0.292\text{m}$ et de longueur $L = 0.554\text{m}$, chaque' un muni de deux ailettes triangulaire, dont la première ailette située dans la moitié supérieure du canal à $x = 0.223\text{m}$ et la deuxième située dans la moitié inférieure à $x = 0.375\text{m}$ de l'entrée.

IV.1. DESCRIPTION DU PROBLEME

Le code "Fluent" a été utilisé pour simuler le transport de l'écoulement et l'évolution de la température. La configuration géométrique considérée dans le présent travail est illustrée sur la figure (V.1).

Tapez une équation ici.

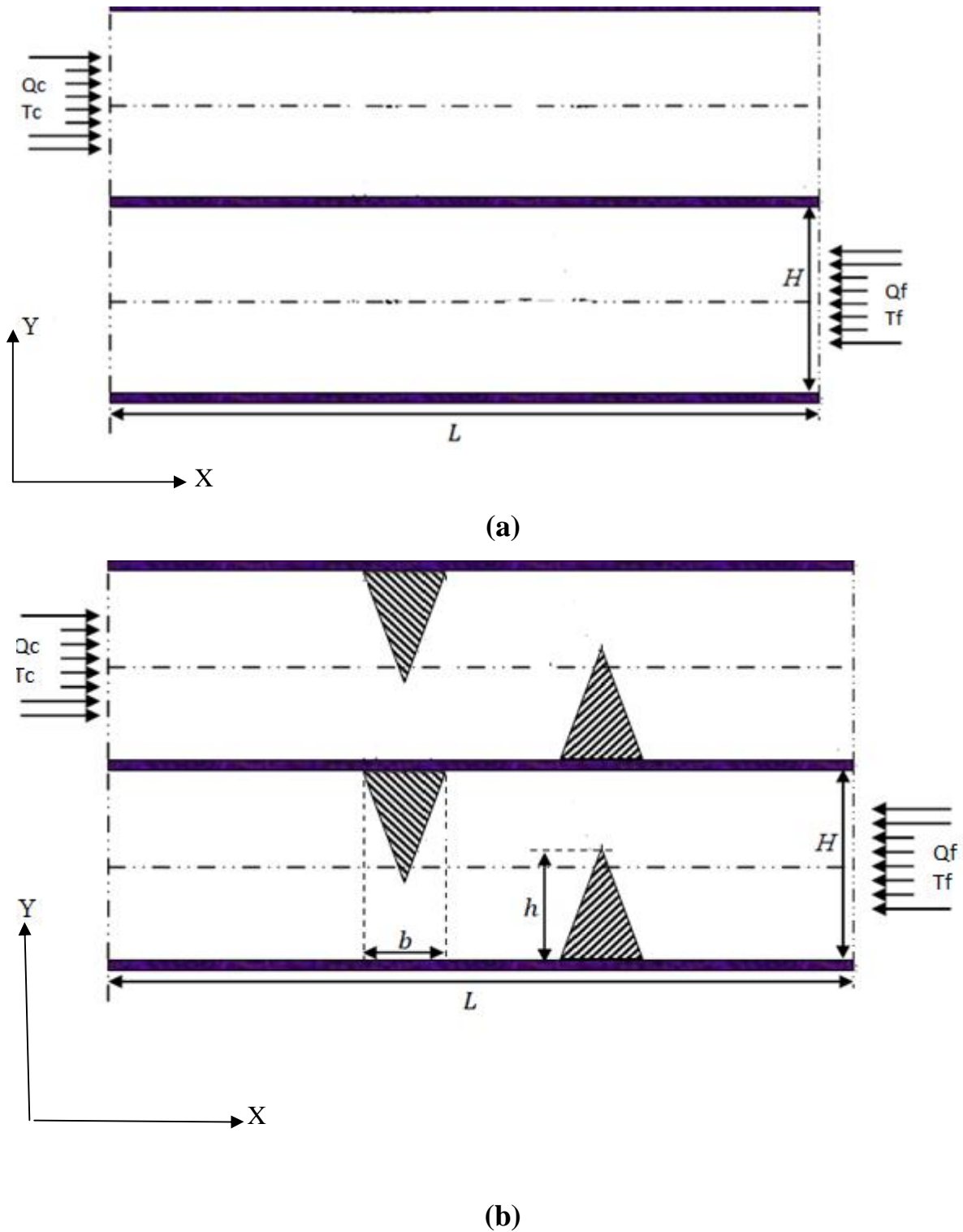


Figure V.1 : Domaine d'étude.

(a) canal simple, (b) canal avec ailettes,

Les données de dimensionnement d'échangeur de chaleur sont tirées de la référence [30].

La longueur du canal : $L = 0.554 \text{ m}$;

La hauteur du canal : $H = 0.146 \text{ m}$;

La hauteur des ailettes : $h = 0.08 \text{ m}$;

L'épaisseur des ailettes : $b = 0.01 \text{ m}$;

La longueur entre l'entrée du canal et la première ailette : $L_1 = 0.223 \text{ m}$

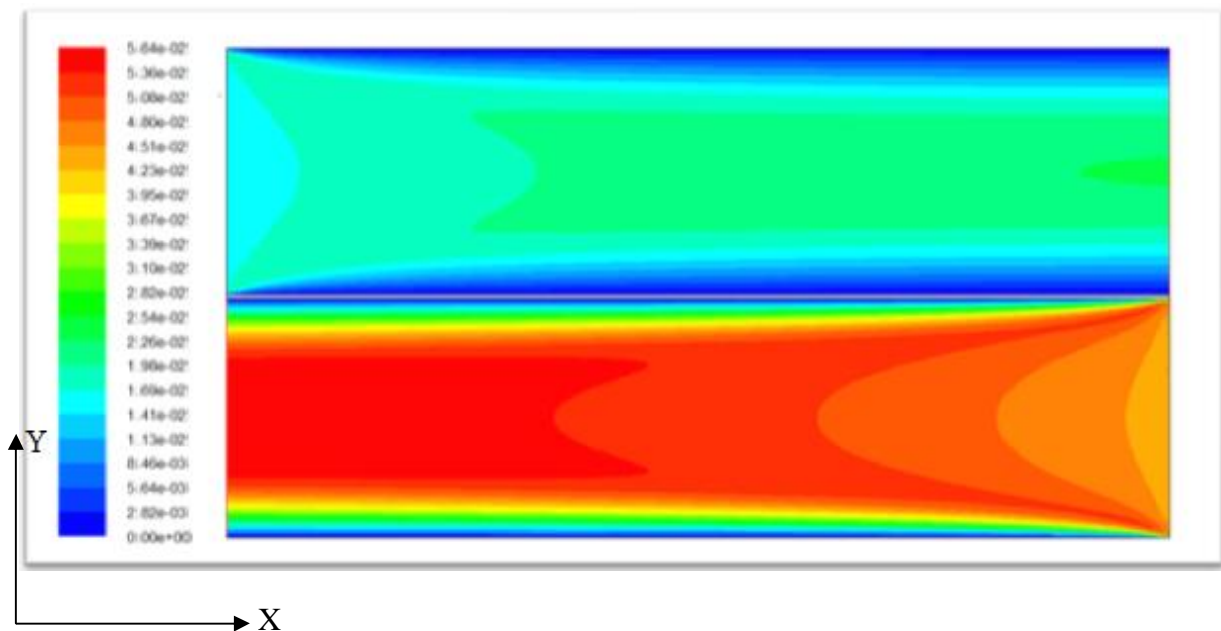
La longueur entre la sortie du canal et la deuxième ailette : $L_2 = 0.179 \text{ m}$;

V.2 DISCUSSION DES RESULTATS DE SIMULATION

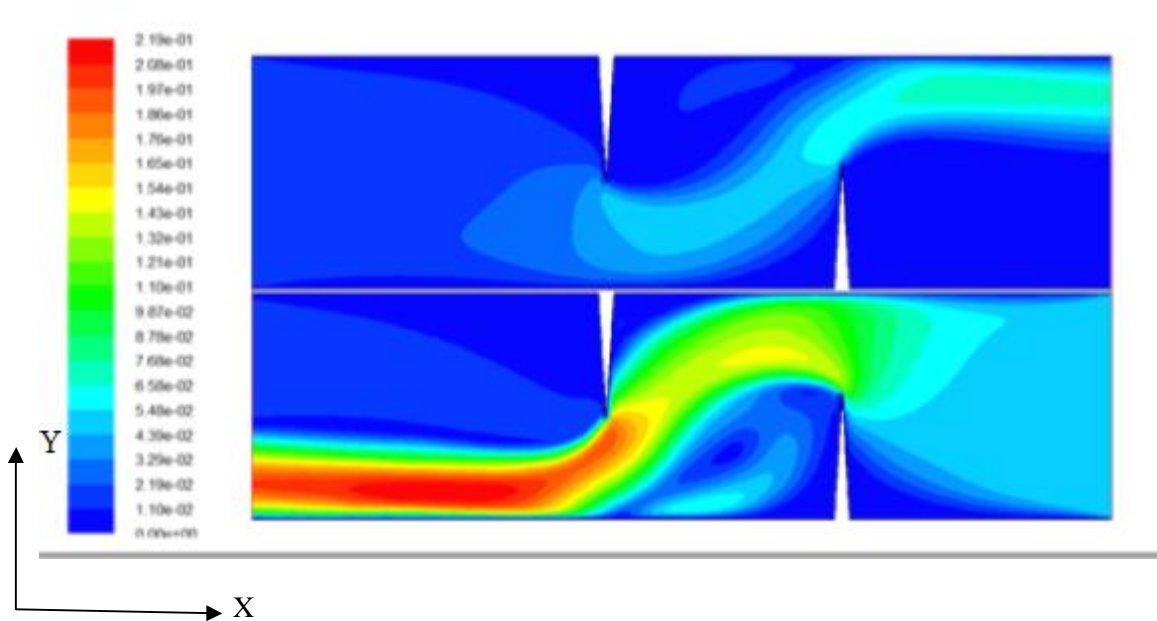
Pour cette étude, nous avons choisis les données suivantes pour les deux fluides chaud et froid [31] : Le débit de fluide chaud 0.003 kg/s à la température $T_{fe}=355\text{K}$.

Le débit de fluide froid 0.008 kg/s à la température $T_{fe}=300\text{K}$.

V.2.1. Etude de champ dynamique



(a)



(b)

**Figure V.2 : Distribution de champ de vitesse axiale dans la longe de canal
(a) cas simple (b) avec des ailettes**

D'après les résultats numériques au-dessus, on remarque clairement que les valeurs de vitesse dans le cas simple sont faibles par rapporte le cas avec des ailettes et les valeurs de fluide froid est très importants que le fluide chaud dans les deux cas.

.On remarque aussi l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque ailette, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement.

V.2.1.1. Profils de vitesse axiale dans des sections particulières du canal

La variation de vitesse pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles qui présentent des valeurs positives et négatives. Pour bien étudier cette évolution de vitesse axiale dans le conduit du canal avec les deux différentes cas (a) cas simple, (b) cas avec des ailettes, on a tracé des courbes de vitesse axiales pour ces positions axiales : $x=0.2m$ (en aval de la première ailette), $x=0.3m$ (en amont de la première ailette), $x=0.34m$ (en aval de la deuxième ailette), $x=0.42m$ (en amont de la deuxième ailette), $x=0.554m$ (à la sortie du canal),

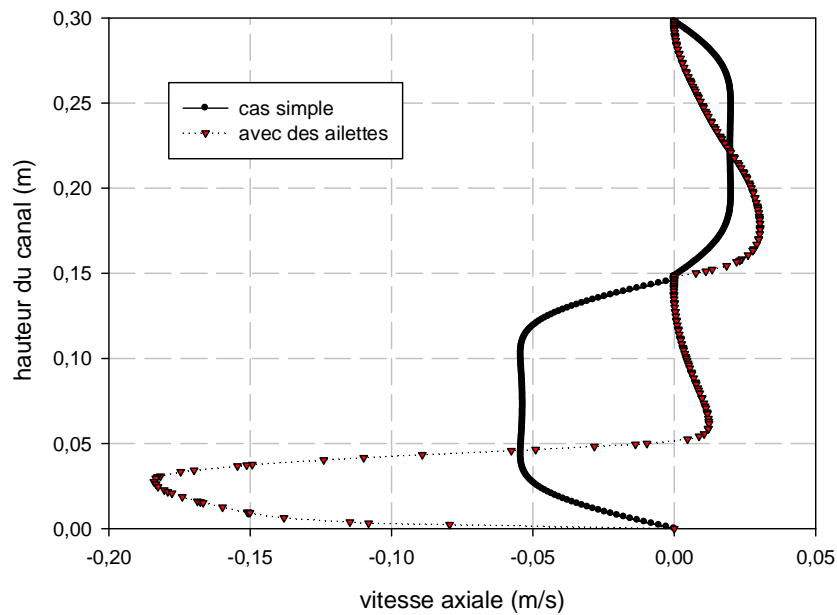


Figure V.3 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.2$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.

Les résultats numériques représentés par les profils de vitesse axiale dans le cas simple et le cas avec des ailettes, pour la section à $x=0.2$ m, sont indiquées dans la figure V.3.

La présence de la première ailette qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte diminution de la vitesse, paradoxalement dans la moitié inférieure, là où on constate une augmentation du débit et surtout au voisinage du passage sous l'ailette et pour le cas simple on remarque que l'écoulement dans le canal est nul a les parois et maximal au centre dans le fluide chaud et froid.

Les valeurs de vitesse négatives sur l'axe des abscisses présentes le sens opposé de l'écoulement de fluide froid et les zones de recirculations.

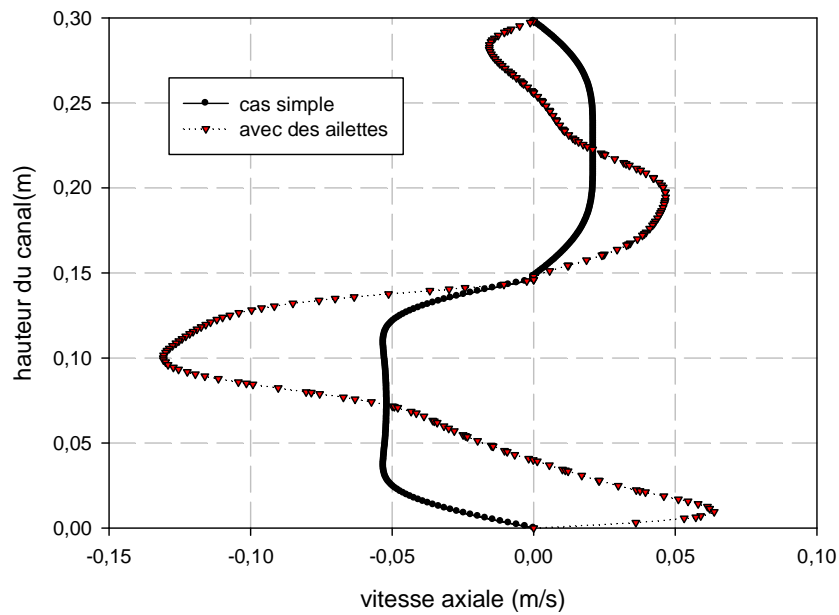


Figure V.4 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.3$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.

Les résultats numériques représentés par les profils de vitesse axiale dans le cas simple et le cas avec des ailettes, pour la section à $x=0.3$ m, sont indiquées dans la figure V.4.

Pour le cas simple la courbe de vitesse donne une allure nul aux parois est maximal au centre.

Pour le cas avec ailettes on constat de sens opposes qui présent des zone de recirculation.

La valeur maximale dans le cas avec des ailettes pour le fluide chaud est $0,049\text{m/s}$, pour le fluide chaud $0,125\text{m/s}$. dans le cas simple la valeur maximal pour le fluide froid est 0.055m/s , et pour le fluide chaud est 0.02m/s .

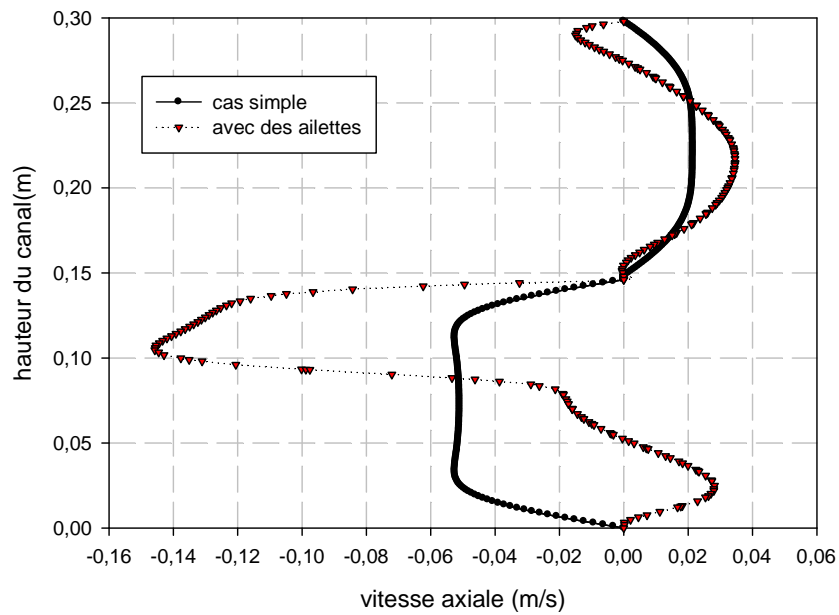


Figure V.5 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.34$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.

Sur la figure V.5, représenté la vitesse axiale dans le cas simple et avec des ailettes, en aval la deuxième ailette.

Dans le cas simple le profile de vitesse resté le même que pour la section précédant pour les deux fluide, et pour le cas avec des ailettes dans le fluide froid on observe des valeurs négatives indique le sens d'écoulement et des valeurs positives représente des zone de recirculation, et l'inverse pour le fluide chaude.

La valeur maximale dans le cas avec des ailettes pour le fluide chaud est $0,035\text{m/s}$, pour le fluide chaud $0,145\text{m/s}$.

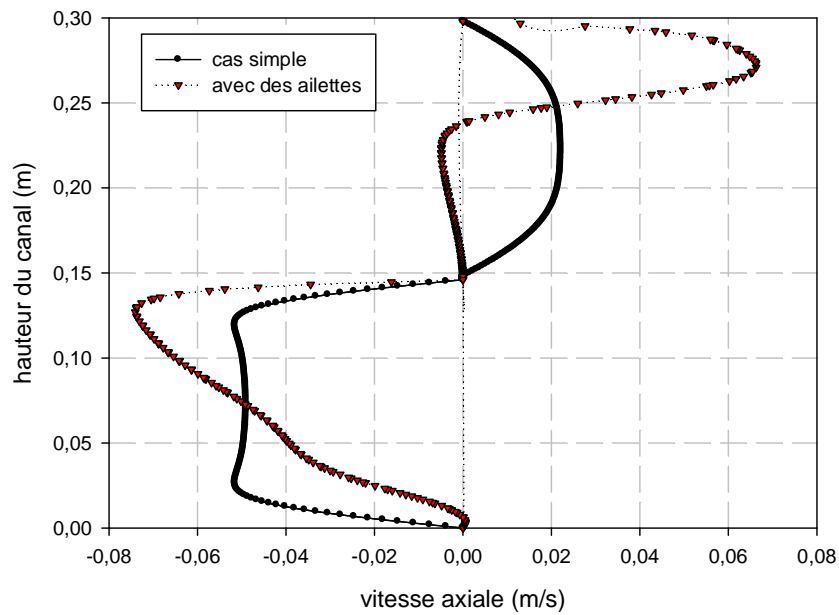


Figure V.6 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.42$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.

D'après la figure V.6, les profils de vitesse axiale de l'écoulement pour les deux configurations étudiées.

Les résultats montrent que l'écoulement dans le cas simple reste la même que le cas précédant et le cas avec des ailettes est manqué des zones de recirculation dans le fluide froid et pour le fluide chaud dans la partie inférieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation de l'écoulement derrière la deuxième ailette, et dans la partie supérieure du canal l'écoulement est caractérisé par des vitesses élevées.

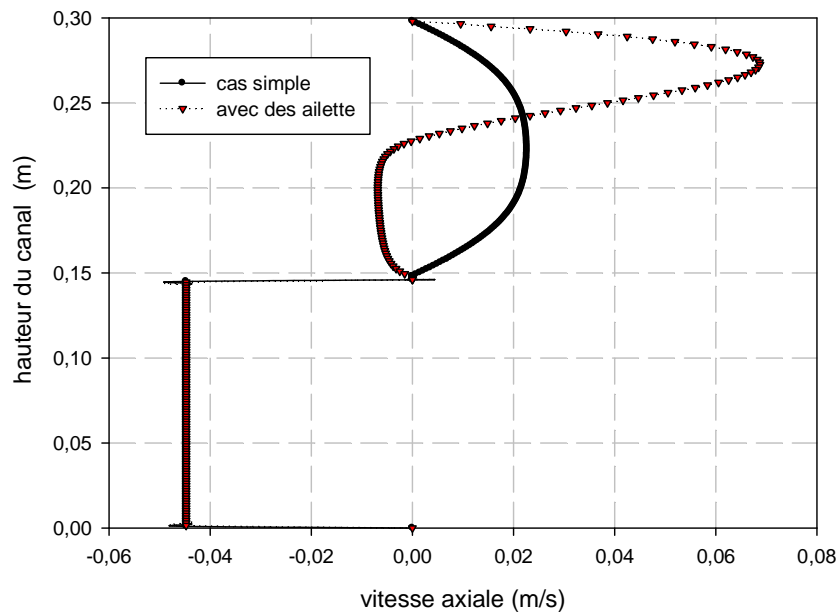


Figure V.7 : Profils de la vitesse axiale à $x=0.554$, pour le cas simple et le cas avec des ailettes.

Les profils de vitesse axiale pour $x=0.554$ m, sont représentés sur la figure **V.7**.

Pour le fluide chaude ($x=0.554$ c'est la sortie du canal) la valeur maximale de la vitesse axiale dans le cas simple est la même que la vitesse de l'entrée mais pour le cas avec des ailettes la valeur maximal est très importante que la valeur d'entrée ; cette augmentation c'est en raison de la forte recirculation de l'écoulement dans la face arrière de la seconde ailette.

V.2.2. Profils du coefficient de frottement local le long des parois

V.2.2.1. Profils du coefficient de frottement local le long de parois inférieure du canal de fluide chaud

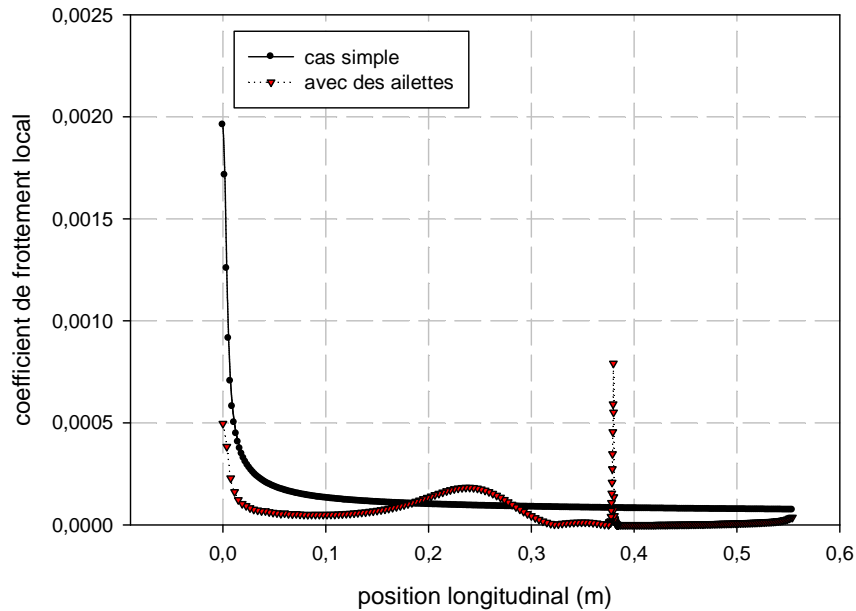


Figure V.8 : Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi basse du canal de fluide chaud, pour les deux cas.

La figure V.8, montre la variation du coefficient de frottement local le long de la paroi inférieure de canal de fluide chaud pour les deux cas traités.

Dans le cas simple on remarque que les valeurs les plus élevées se trouvent à l'entre du canal et voir une diminution très importante jusqu'à la stabilité,

On constate une augmentation du coefficient de frottement dans le cas avec des ailettes à cause de l'orientation de l'écoulement par la première ailette vers la partie inférieure du canal avec des grandes vitesses.

V.2.2.2. Profils du coefficient de frottement local le long de parois supérieure du canal de fluide froid.

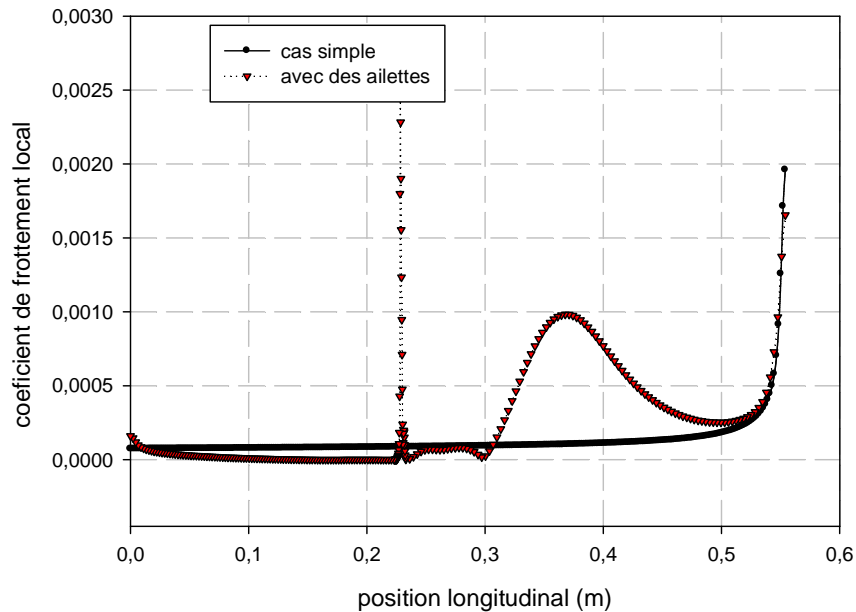


Figure V.9 : Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi haute du canal, pour les deux cas.

La figure V.9, montre la variation du coefficient de frottement le long de la paroi supérieure de canal de fluide froide pour les deux cas traités.

Dans le cas simple on remarque que les valeurs les plus élevées se trouvent à l'entre du canal et voir une diminution très importante jusqu'à la stabilité,

On remarque dans le cas avec des ailettes que les valeurs les plus élevées se trouvent dans la zone intermédiaire à cause de la recirculation du fluide en aval de la première ailette et à la entre. Cette dernière est causée par l'orientation de l'écoulement par la deuxième ailette vers la partie supérieure du canal avec des grandes vitesses. On constate aussi que les faibles valeurs du coefficient de friction se localisent en aval de la première ailette et c'est causé par l'absence des obstacles.

V.2.3. Profils du Nombre du Nusselt le long des parois

V.2.3.1. Profils du Nombre du Nusselt le long de parois supérieure du canal de fluide froid.

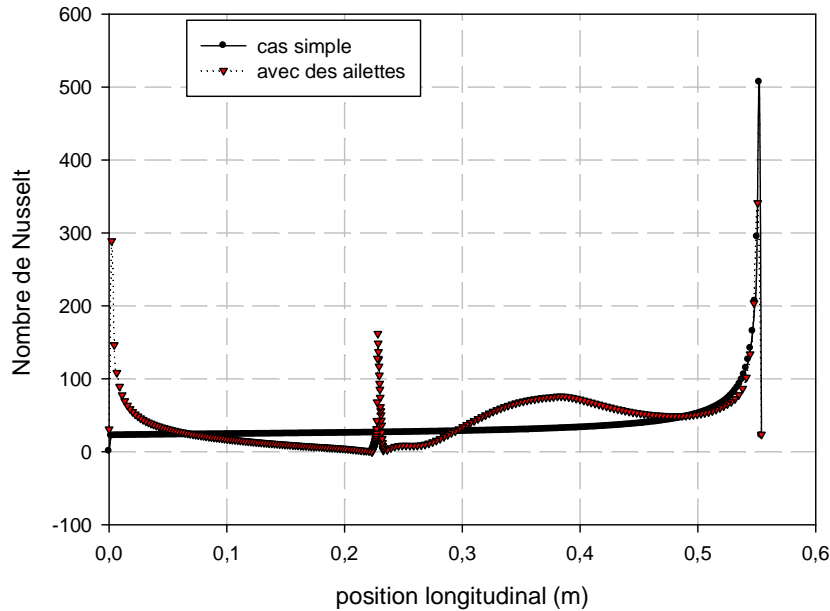
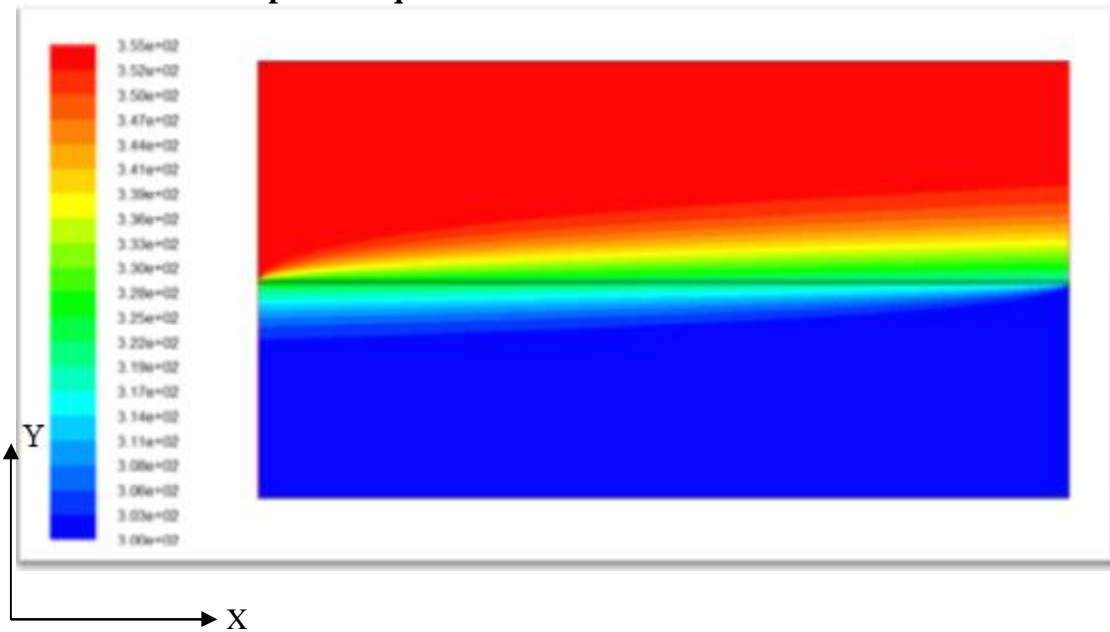


Figure V.10 : Variation du Nombre du Nusselt local le long de la paroi haute du canal de fluide froid, pour les deux cas.

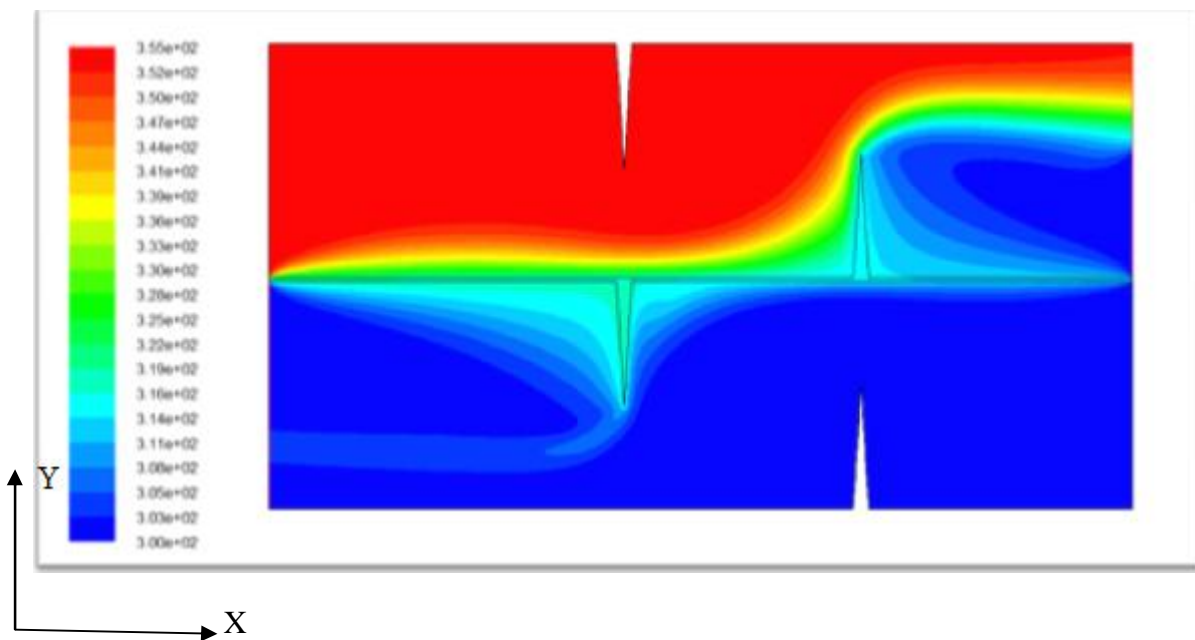
La figure V.10, montre l'évolution du nombre de Nusselt local calculé le long de paroi supérieure de canal de fluide froid pour les deux cas étudiés.

On constate que les minimums du taux de transfert sont observés au niveau de la base de ces ailettes et que le nombre de Nusselt augmente le long de l'ailette et atteint son maximum sur sa face supérieure.

V.2.4. Etude de champ thermique



(a)



(b)

**Figure V.11 : Distribution de champ de température totale dans la longe de canal
(a) cas simple (b) avec des ailettes**

La figure V.11 montre deux isotherme d'écoulement le premier est simple et l'autre complexe, la configuration (a) représente le cas simple, on voit deux couches minces aux

deux entrées commencent à proférer jusqu'à la sortie du deuxième canal à cause de l'échange thermique. Le fluide froid gagne et l'autre perd de la chaleur.

la configuration (b) représente le cas avec des ailettes où on observe que le fluide froid subit une augmentation de la température faible à la surface de séparation et une augmentation importante autour de l'ailette attachée à la surface de séparation par contre pour le fluide chaud on remarque une diminution de la température faible à la surface de séparation et une diminution importante autour de l'ailette attachée à la surface de séparation.

On constate que les valeurs de température totale sont sensiblement élevées ou diminuent au voisinage de deux ailettes attachées à la surface de séparation.

V.2.4.1. Profil de température totale dans des sections différentes du canal

La variation de la température totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température pour ces sections : $x=0.2\text{m}$ (en aval de la première ailette), $x=0.3\text{m}$ (en amont de la première ailette), $x=0.34\text{m}$ (en aval de la deuxième ailette), $x=0.42\text{m}$ (en amont de la deuxième ailette), $x=0.554\text{m}$ (à la sortie du canal),

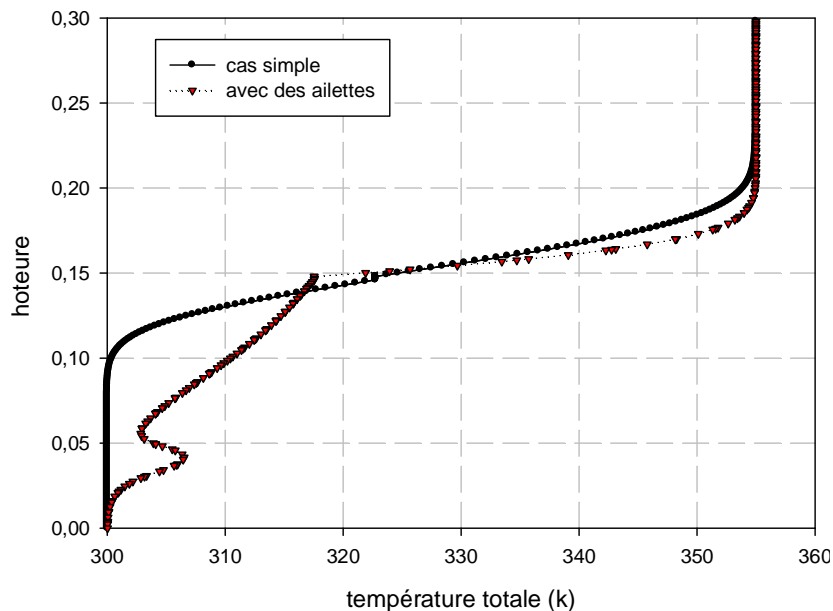


Figure V.12 : Profils de la température totale $x=0.2\text{m}$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.

La figure V.12 présente les profils de la température totale en aval de la première ailette dans les deux sections à $x=0.2\text{ m}$ pour les deux canaux.

On observe que la température de fluide froid reste constante dans le cas simple et par contre la présence de la première ailette qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une

forte augmentation de la température, et pour le fluide chaud on n'observe aucune variation de la température dans les deux cas.

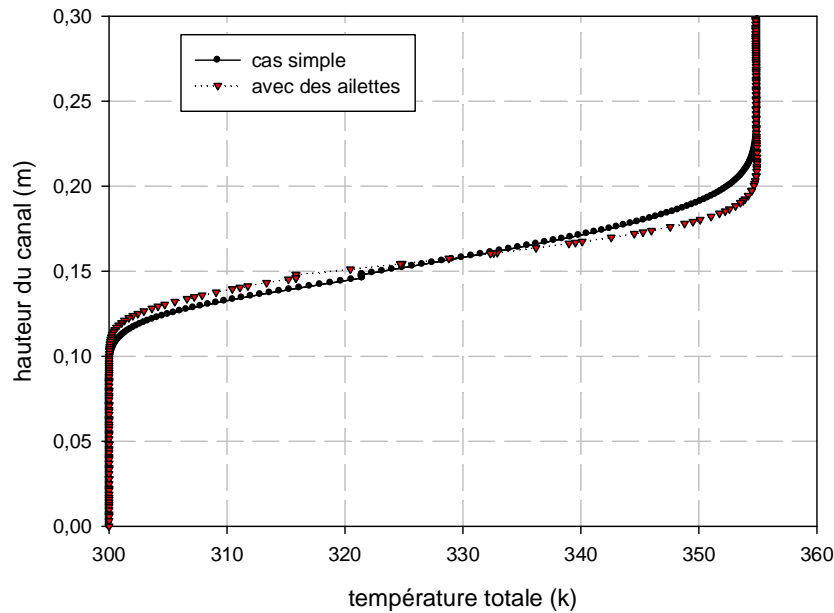


Figure V.13: Profils de la température totale $x=0.3m$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.

La figure V.13 présente les profils de la température totale en amont de la première ailette dans la section à $x=0.3 m$ pour les deux canaux.

On observe que la température de fluide froid reste constante dans les deux cas avec une Légère augmentation dans le cas avec des ailettes.

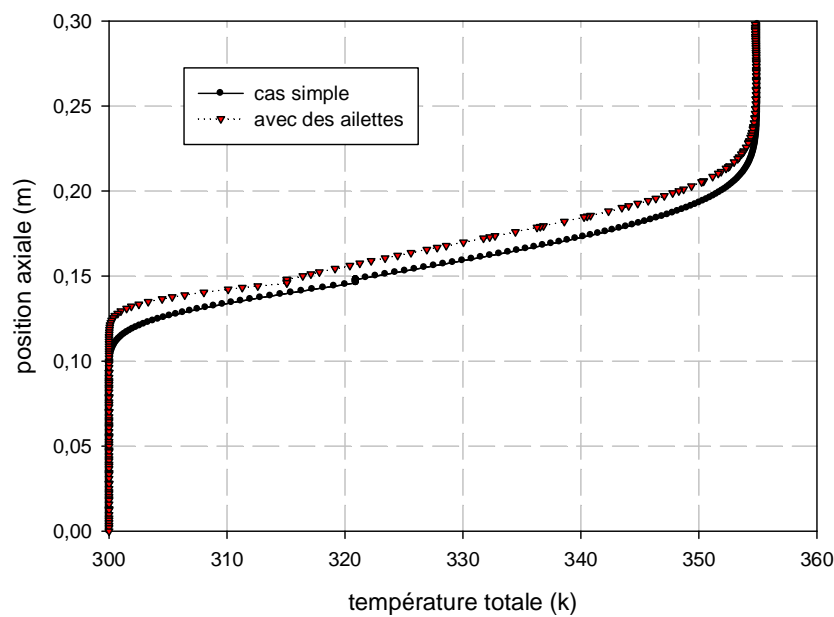


Figure V.14: Profils de la température totale $x=0.34m$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.

La figure V.14 présente les profils de la température totale en aval de la deuxième ailette dans les deux sections à $x=0.34$ m pour les deux canaux. On observe que la température de fluide froid reste constante dans les deux cas avec une augmentation importante dans le cas avec des ailettes.

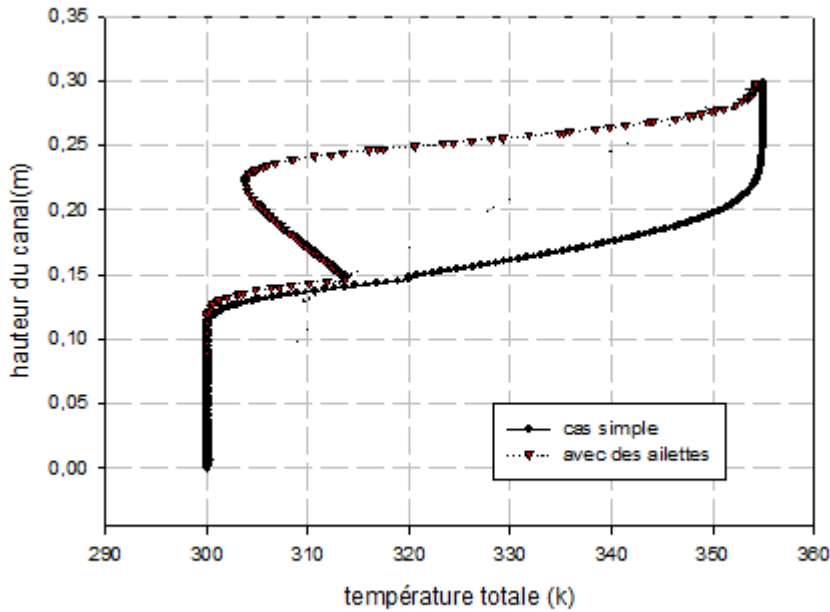


Figure V.15: Profils de la température totale $x=0.42$ m pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes.

La figure V.15 présente les profils de la température totale en amont de la deuxième ailette dans les deux sections à $x=0.42$ m pour les deux canaux.

On observe que la présence de la deuxième ailette qui se trouve dans la moitié inférieure du canal induit une chute importante de la température dans le fluide chaud par rapport au cas simple, et pour le fluide froid on observe une légère augmentation dans les deux cas.

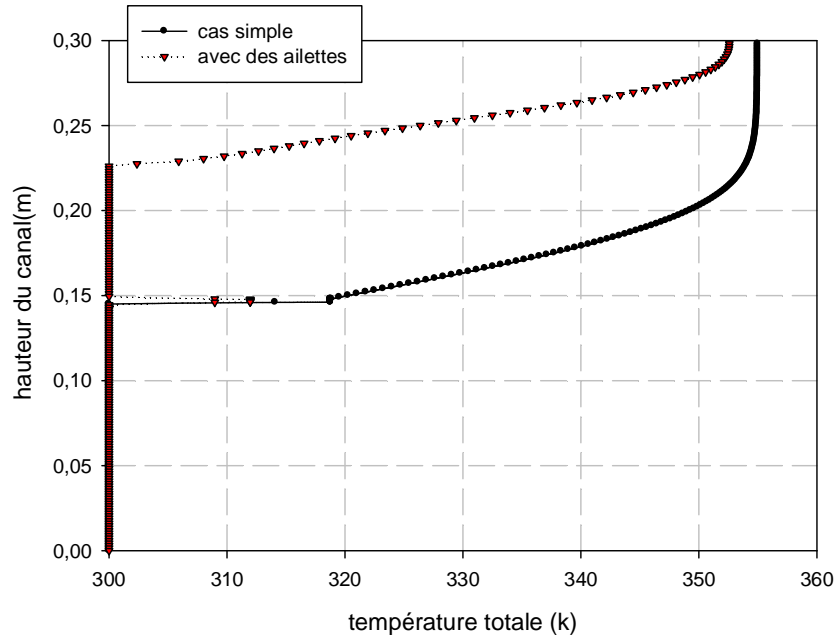


Figure V.16 : Profils de la température totale a la sortie du canal $x=0.554$ m pour les deux cas.

À la sortie du canal, pour $x=0.554$ m, on a présenté les profils de température totale sur la figure V.16.

Pour le fluide chaud dans le cas avec des ailettes les valeurs de la température diminuent de manière plus remarquable que le cas simple, et pour le fluide froid on observe une légère augmentation dans les deux cas.

Conclusion Générale



Conclusion

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas simple et avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides.

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 :

Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens a la configuration étudiée ; dans le cas simple on a utilise le maillage carré et pour le cas avec des ailettes on a utilise le maillage triangulaire qui adapter aux géométries complexe.

L'analyse des résultats obtenus a permis d'associer élévations de température du fluide par l'effet des ailettes à la sortie de chaque section. Les résultats numériques, obtenus présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique de deux écoulement dans un échangeur de chaleur sans et avec ailettes ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur des conduites. Les profils et la distribution de la vitesse montrent des zones de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque ailette. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de chaque ailettes, ces zones de recirculations sont responsables à l'augmentation de la température du fluide caloporteur. La présence des ailettes réduit la région d'entrée, c'est dans cette partie où les échanges thermiques sont plus importants. La température de fluide augmente dès que le fluide se trouve de nouveau en contact avec les ailettes et ceci se répète d'une manière analogue d'une cellule à une autre. on conclut également que cas on peut diminué l'allongement pour attendre les même résultats que dans le cas d'un section constante. Cette étude a montré que l'usage des ailettes dans la veine dynamique demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances. L'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles.

Enfin, plusieurs développements futurs basés sur ce travail sont donc envisageables. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- Pour déterminer des valeurs optimales des paramètres pour un capteur solaire, on recommande de compléter le présent travail par une étude technico-économique bien détaillée.
- La présence des ailettes réduit la région d'entrée (zone de développement). C'est dans cette partie où les échanges thermiques sont les plus importants. Il n'est donc pas intéressant de prolonger la longueur de la conduite au-delà d'une certaine valeur.
- Pour ce type de système, on recommande d'approfondir l'étude pour déterminer la meilleure disposition des ailettes et des chicane sur les parois de la conduites ainsi que les paramètres optimaux de la géométrie (tel que : la largeur, la hauteur, l'épaisseur, le pas entre les chicanes, Nombre de chicanes, etc.).
- La suite de se travail de mémoire serait dirigée vers les études de modélisation et la simulation à trois dimensions de la totalité du échangeurs.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » *Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)*
- [2] S.V.PATANKAR, E.M.SPARROW, « Fully developed flow and heat transfer in ducts having stream wise-periodic variations of cross-sectional area », *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, p (180-6), 1977.
- [3] C.BEMAR, F.DURST, DM.MCELIGOT, « Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel plate channel with baffles », *Journal of Heat Transfer*, p (106-743), 1984.
- [4] B.W.WEBB, S.RAMADHYANI, « Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs », *Int. J. Heat Mass Transfer* 28, p (1679-1687), 1985.
- [5] K.M.KELLAR, S.V.PATANKAR, « Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins », *Journal of heat transfer*. 109, p (25-30), 1987.
- [6] CHENG CHIN-HSIANG et HUANG WEN-HSIUNG, « Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, N° 11, p (2739-2749), 1991.
- [7] CHENG CH, HUANG WH. *International Journal Heat Mass Transfer*, p (1315), 1991.
- [8] J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLECHER, « A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », in: *Proceedings of the Third U.S. National Congress on Computational Mechanics, Dallas, TX, vol.1, p (406-416), 1995.*
- [9] J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLETCHER, « Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », *Numerical Heat Transfer*.30, p (89–205), 1996.
- [10] Z.GUO, N.K.ANAND, « Three Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region », *Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 31, p (21-30), 1997.*
- [11] Z.X.YUAN, W.Q.TAO « Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with stream wise-periodic rod disturbances », *Int. J. Numerical Methods in Fluids*, Vol. 28, p (1371-87), 1998.
- [12] R.R.HWANG, Y.C.CHOW, Y.F.PENG, « Numerical study of turbulent flow over-two dimensional surface-mounted ribs in a channel », *International journal for Numerical Methods in Fluids*. 37, p (767-785), 1999.
- [13] YT.YANG, CZ.HWANG « Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-based channel », *Int J. Heat Mass. Transfer*; 46, p (771-80), 2003.
- [14] F.BAZDIDI-TEHRANI, M.NADERI-ABADI, « Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins », *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, N° 2, p (211-220), 2004.

- [15] YL.TSAY, T.S.CHANG, J.C.CHENG, « Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall », *Acta Mech.* 174, p (63–76), 2005.
- [16] R.SAIM, S.ABBOUDI, B.BENYOUCEF, A.AZZI, « Analyse numérique de la convection force turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales », 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, p (1-5), France du 28 au 30 Août 2007.
- [17] H.BENZENINE, R.SAIM, S.ABBOUDI, O.IMINE, « Numerical simulation of the dynamic turbulent flow field through a channel provided with baffles: comparative study between two models of baffles: transverse plane and trapezoidal », *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 13 N°4, p (639 – 651), 2010.
- [18] YUNA, Z.X., TAO, W.Q. and WANG, Q.W., « Experimental investigation of heat transfer enhancement in ducts with winglet fins », *Pro. First Int. Conference of Engineering Thermophysics*, 21-23 August, Beijing, China, p (457-463), 1999.
- [19] YUNA, Z.X., WANG, Q.W. and TAO, W.Q., « Experimental study of enhanced heat transfer in ducts with periodic rectangular fins along the main flow direction », *Pro. 11th IHTC*, 23-28 August, Kyongju, Korea, Vol. 5, p (327-332), 1998.
- [20] ACHARYA, S., MYRUM, T. A., QIU, X., and SINHA, S., « Developing and Periodically Developed Flow », *Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, p (461–479), 1997,
- [21] WILFRIED ROETZEL, W.Lee.DEIVING, « Effet of baffle/shel leakage flow on heat trasfert in shell-and-tube heat exchanger », *Experimental Thermal and Fluid Science*, N° 8, p (10-20), 1994.
- [22] M.MOLKI, A.R.MOSTOUFIZADEH, « Turbulent heat transfers in rectangular ducts with repeated-baffle blockages », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, N° 8, p (1491-1499), 1989.
- [23] B.B.GUPTA, J.A.HOWELL, D.WU, R.W.FIELD, « A helical baffle for cross-flow microfiltration », *Journal of Membrane Science* 99, p (31-42), 1995.
- [24] KANG-HOON KO, N.K.ANAND, « Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, p (4191- 4199), 2003.
- [25] RAJENDRA KARWA, B.K.MAHESHWARI, «Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches», *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, p (264-268), 2009.
- [26] AHMET TANDIROGLU, « Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49, p (1559-1567), 2006.

[27] YONG-GANG LEI, YA-LING HE, PAN CHU, RUI LI, « Design and optimization of heat exchangers with helical baffles », Chemical Engineering Science 63, p (4386-4395), 2008.

[28] RAJENDRA KARWAA, B.K.MAHESHWARIB, NITIN KARWAK, « Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffles», International Communications in Heat and Mass Transfer 32, p (275-284), 2005.

[29] Azil Ftima Zohra, (2004), “*Etude des paramètres climatiques, sous serres chauffées en présence de la plante*“, Thèse de Magistère, université de Batna.

[30] L.C.DEMARTNI, H.A.VIELMO and S.V.MOLLER, « Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates », J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. Eng., Vol. XXVI, No. 2, p (153-159), 2004.

[31] R.SAIM, cours échangeur de chaleur. Universités de Tlemcen. L3GE 2011-2012