

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

**Caractérisation numérique des performances
thermiques d'un échangeur chicané : influence des
configurations géométriques**

Présenté par :

ADJADJI Asma

LARIBI Hanane

Composition du jury :

Mr. BELABED Zakaria	MCB	CU Naama	Président
Mr. AMEUR Houari	MCA	CU Naama	Encadreur
Mme. BOUKHADIA Karima	MAA	CU Naama	Examinatrice

Année universitaire 2016-2017



Remerciements

Nous remercions Allah qui nous a donné le courage, la volonté, et la patience pour terminer ce travail.

Dans ce même contexte, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude au Dr. AMEUR Houari qui a dirigé ce travail pour sa disponibilité, son aide et ces précieux conseils.

Nous remercions sincèrement tous nos enseignants, qui grâce à eux en est arrivé à ce que nous sommes, cela grâce à leurs conseils, éducation durant notre Formation.

Enfin nous remercions toutes les personnes qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.



Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A mes chers parents pour leurs sacrifices

A mes chères sœurs Amina, Somia et mon frère Saleh.

A mes chers amis Hanane, Zohra, Naziha, Fatima, Aida, Ahlam, Kheira.

Et à mes professeurs et mon encadreur pour son immense aide.

Adjadji asma



Dédicace

Je dédie ce mémoire

A mes parents

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille et à mes amis.

Laribi hanane

Résumé

Le présent travail est une étude des performance d'un échangeur de chaleur. L'étude est réaliésée à l'aide d'un code de calcul (CFX) qui est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations de mouvement et d'énergie. Parmi les différentes techniques existantes pour améliorer l'efficacité d'échanguer, on a opté dans ce travail à la technique des générateurs des vortex (chicanes). L'influence de quelques paramètres sur l'efficacité d'un tel échangeur a été vérifiée, il s'agit du débit d'écoulement (nombre de Reynolds), forme, espacement et positinnement des chicanes. Le fluide simulé est l'eau et le régime et laminaire.

Mots-clés : *Echangeur de chaleur ; Générateurs de vortex ; Forme de chicane ; Nombre des chicanes.*

Abstract

The present work is a study of the performance of a heat exchanger. The study is carried out by using a calculation code (CFX) which is based on the finite volume method to solve the equations of momentum and energy. Among the different techniques available to improve the efficiency of heat exchangers, we choosed in this work the technique of the vortex generators (baffles). The influence of some parameters on the efficiency of such heat exchanger has been verified, namely the flow rate (Reynolds number), shape, spacing and positioning of the baffles. The simulated fluid is water and the flow regime is laminar.

Keywords: *Heat exchanger; Vortex generators; Form of baffles; Number of baffles*

ملخص

العمل الحالي هو دراسة لأداء المبادل الحراري. يتم تنفيذ الدراسة باستخدام كود الحساب (cfx) الذي يستند إلى طريقة الحجم المحدود لحل معادلات الحركة والطاقة. من بين التقنيات المختلفة المتاحة لتحسين كفاءة المبادلات الحرارية ، اخترنا في هذا العمل تقنية المولدات الدوامة (الحواجز). وقد تم التحقق من تأثير بعض المعاملات على كفاءة مثل هذا المبادل الحراري، وهي معدل التدفق (عدد رينولدز)، الشكل، تباعد و مواقع الحواجز. السائل المحاكي هو الماء ونظام التدفق هو الصفحي.

الكلمات الرئيسية : المبادل الحراري؛ مولدات الدوامة؛ شكل الحواجز؛ عدد من الحواجز

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I	
I.1) Introduction	3
I.2) Notions de base du transfert thermique	3
I.2.1) Champ de température	3
I.2.2) Gradient de température	3
I.2.3) Flux et densité de flux thermique.....	4
I.3) Modes des transferts de chaleur.....	4
I.3.1) La conduction	4
I.3.2) La convection	6
I.3.3) Rayonnement	6
I.4) Conduction.....	7
I.4.1) Loi de Fourier.....	7
I.4.2) Analogie électrique	9
I.4.3) La conductivité thermique.....	9
I.5) Convection.....	10
I.5.1) Coefficient de convection	10
I.5.2) Types de convection.....	11
I.5.2.1) Convection naturelle	11
I.5.2.2) Convection forcée	11
I.5.2.3) Convection mixte	11
I.6) Rayonnement	12
I.6.1) Le coefficient d'émissivité.....	12
I.7) conclusion	12

Synthèse bibliographique	13
--------------------------------	----

Chapitre II

II.1) Introduction.....	15
II.2) Type des échangeurs de chaleur	15
II.2.1) Les échangeurs tubulaires.....	15
II.2.1.1) Échangeur monotube.....	18
II.2.1.2) Échangeur coaxial.....	18
II.2.1.3) Échangeur multitubulaire.....	18
II.2.2) Échangeur à tubes ailettes.....	19
II.2.2.1) Ailettes transversales	20
II.2.2.2) Ailettes longitudinales.....	21
II.2.3) Echangeur à faisceau et calandre	21
II.2.4) Echangeur de chaleur à tête flottante (type AES)	24
II.2.4.1) Echangeur à plaque tubulaires fixes	25
II.2.4.2) Echangeur à tubes en U.....	25
II.2.5) Echangeur à plaque	26
II.2.5.1) Échangeurs à surface primaire (Échangeurs à plaques et joints)	26
II.2.5.2) Échangeurs à surface secondaire.....	27
II.2.6) Échangeurs avec un fluide changeant de phase	30
II.2.6.1) Condenseur tubulaire	30
II.2.6.2) Évaporateur tubulaire.....	30
II.3) Conclusion	31

Chapitre III

III.1) Introduction	32
III.2) Principe de la méthode de volume fini	32
III.3) Etude d'un problème de diffusion à une dimension.....	32
III.4) Etapes de la méthode de volume fini	33
III.4.1) Maillage	33

III.4.2) Discrétisation	33
III.4.3) Résolution des équations.....	35
III.4.4) Critère de convergence	35
III.5) Etude d'un problème de diffusion à deux dimensions	35
III.5.1) Maillage	35
III.5.2) Discrétisation	36
III.6) Equations gouvernantes.....	38
III.6.1) Continuité.....	38
III.6.2) Quantité de mouvement.....	38
III.6.3) Conservation d'énergie	38
III.7) Conclusion.....	38
Chapitre IV	
IV.1) Introduction	39
IV.2) Résolution numérique	40
IV.3) But Recherché	40
IV.4) Aspects matériels informatiques	40
IV.5) Présentation du code de calcul utilisé	40
IV.5.1) ICEM CFD	41
IV.5.2) CFX-Pre.....	41
IV.5.3) CFX-Solver.....	42
IV.5.4) CFX -Post	42
IV.6) Etapes de la simulation (par ICEM et CFX).....	42
IV.6.1) Création de la géométrie	42
IV.6.2) Génération du maillage	43
IV.6.3) Résolution du problème (Le Pre-processing).....	43
IV.7) Présentation du problème	43
IV.8) Conditions aux limites	45
IV.9) Hypothèses du problème	45

IV.10) Test du maillage	46
IV.11) Validation des résultats	47
IV.12) Résultats et discussion	48
IV.12.1) Influence du nombre de Reynolds.....	48
IV.12.2) Influence de direction des chicanes en V	53
IV.12.3) Influence de l'espace des chicanes	56
Conclusion	60
Références Bibliographies	61

Liste des Figures

Figure I.1 : surface isotherme et gradient thermique

Figure I.2 : transfert de chaleur par conduction

Figure I.3 : transfert de chaleur par convection paroi-fluide

Figure I.4 : transfert de chaleur par rayonnement entre deux surfaces

Figure I.5 : un milieu solide

Figure II.1: Echangeur monotube en serpentin

Figure II.2: Echangeur coaxial cintré

Figure II.3: Echangeur à tube séparé

Figure II.4: Echangeur à tube rapprochés

Figure II.5: Batterie à ailettes

Figure II.6: Ailettes continues ou indépendantes

Figure II.7: Ailettes longitudinales

Figure II.8 : Echangeur à faisceau et calandre

Figure II.9 : Calandre

Figure II.10 : Plaques tubulaires

Figure II.11 : Disposition des tubes

Figure II.12 : Types de chicanes

Figure II.13 : Boite de distribution et la boite de retour

Figure II.14 : Echangeur à tête flottante

Figure II.15 : Echangeur à plaque tubulaires fixes

Figure II.16 : Echangeur à tubes en U

Figure II.17 : Échangeurs à plaques et joints (DOC ; AlfaLaval)

Figure II.18 : Échangeur platulaire

Figure II.19 : Échangeur Packinox avec calandre (doc. Alfa Laval Packinox)

Figure II.20 : Échangeur hybrid

Figure II.21 : échangeur à spirale(doc.AlfaLaval)

Figure II.22 : Condensation extérieure aux tubes

Figure II.23 : Evaporateur à longs tubes verticaux

Figure III.1 : Maillage en 1D

Figure III.2 : Maillage à deux dimensions

Figure IV.1 : Les modules principaux du CFX 16.0

Figure IV.2 : Domaine du calcul

Figure IV.3 : Géométrie réalisée

Figure IV.4 : Conditions aux limites

Figure IV.5 : Maillage tetrahedral du domaine de calcul

Figure IV.6 : Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 35\ 500$

Figure IV.7 : Contours de vitesse pour $Z = 0.1$, Géo. 1

Figure IV.8 : Lignes de courant pour $Z = 0.5$, Géo. 1

Figure IV.9 : Lignes de courant pour $Y = 0.1$, Géo. 1

Figure IV.10 : Contours de température pour $Z = 0.5$, Géo. 1

Figure IV.11 : Distribution de température sur la ligne centrale, Géo. 1

Figure IV.12 : Distribution de température du fluide sur les chicane pour différents nombre du Reynolds, Géo. 1

Figure IV.13 : Lignes de courant pour $Y = 0.1$, $Re = 50$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 2

Figure IV.14 : Vecteurs de vitesse pour $Y = 0.1$, $Re = 2$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 2

Figure IV.15 : Contours de température pour $Z = 0.5$, $Re = 50$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 2

Figure IV.16 : Pertes de charge pour Géo. 1 et 2

Figure IV.17 : Contours de vitesse pour $Re = 50$, $Z = 0.5$, (a) Géo. 3, (b) Géo. 1

Figure IV.18 : Contours de température pour $Z = 0.5$, $Re = 50$, (a) Géo. 3, (b) Géo. 1

Figure IV.19 : Lignes de courant pour $Y = 0.1$, $Re = 50$, (a) Géo. 3, (b) Géo. 1

Figure IV.20 : Contours de vitesse pour $Re = 50$, $Z = 0.5$, (a) Géo. 1, (b) Géo.

Figure IV.21 : Distribution de température pour $Re = 50$, $Z = 0.5$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 4

Figure IV.22 : Distribution de température sur la ligne centrale pour $Re = 2$

Figure IV.23 : pertes de charges pour $Re = 70$

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Ordre de grandeur à température ambiante

Tableau II.2 : Type d'échangeurs tubulaire

Tableau IV.1 : Détails sur la géométrie

Tableau IV.2 : Détails sur les simulations (nombre d'éléments et temps du calcul)

Symboles latin

Paramètres	Significations	Unités
A	surface enveloppant le volume de contrôle CV	
C_p	capacité thermique massique du fluide	$[j/kg.^{\circ}k]$
D	Le diamètre	$[m]$
dQ	La quantité de chaleur	$[J]$
d_s	La Surface élémentaire	$[m^2]$
dx	La distance	$[m]$
E	Epaisseur	
e , w	Facette de nœud	
E, W, P	Les points nodaux	
h	coefficient de transfert de chaleur par convection	$[W/m^2.k]$
I	L'intensité de courant	$[A]$
I, J	l'indice de discrétisation suivant l'axe des "x" et "z".	
L	Longueur	$[m]$
n	vecteur unitaire	
R	La somme absolue des Résidus	
R	Résistance électrique	$[k/w]$
r_1	Le rayon intérieur	$[m]$
r_2	Le rayon extérieur	$[m]$
S	Surface	$[m^2]$
S	Terme source	
T_s	température de surface	$[k]$

Nomenclature

T_{∞}	Température de fluide	[k]
T_{∞}	température du milieu environnant la surface	[k]
t	Temps	[s]
V	Potentiel électrique	[v]
v_m	vitesse moyenne du fluide	[m/s]
X	Cordonné axiale	[m]
Y	Cordonné transversal	[m]
Z	Cordonné vertical	[m]

Symboles grecs

Paramètres	Significations	Unités
Γ	Coefficient de diffusion	
$\Delta X, \Delta V$	Le pas de maillage	
ε	le coefficient d'émissivité	
ε_p	facteur d'émission de la surface	
λ	La conductivité thermique	[W/m . k]
μ	viscosité dynamique du fluide	[Pa.s]
ρ	La masse volumique du fluide	[kg / m ³]
σ	constante de Stefan	[W.m ² .k ⁻⁴]
Φ	Le flux de chaleur	[w]
φ	La densité de flux	[W/m . k]
ϕ	Flux diffusif	

Les nombres adimensionnels

<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl
<i>Re</i>	Le nombre de Reynold

Introduction générale

Introduction générale

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Il s'agit des échangeurs de chaleur qui sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Les échangeurs de chaleurs sont des appareils permettant de transférer la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent.

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.

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique pour voir les effets de chicanes sur les performances d'un échangeur thermique. Le présent mémoire comporte quatre chapitres :

Après cette brève introduction, des généralités sur le transfert et les échangeurs sont présentés en premier et deuxième chapitre, respectivement.

Par la suite, une brève description de l'outil et de la méthode numérique utilisée pour est présentée en troisième chapitre.

Dans le quatrième chapitre le but de mémoire est exposé, les résultats prédits numériquement sont présentés sous diverses formes, avec des commentaires et des discussions détaillées.

Finalemant, ce mémoire se termine par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I

Généralités sur le transfert de chaleur

Chapitre I :**Généralités sur le transfert de chaleur**

I.1) Introduction

On définit le transfert de chaleur comme de l'énergie thermique en transit à cause d'une différence de température. On peut observer les phénomènes de transfert de chaleur aussi bien dans des situations industrielles (fours, réacteurs, échangeurs de chaleur, colonnes à distiller, chambres froides, presses à injection, coulée des métaux, etc.) que dans notre vie quotidienne (le chauffage et l'isolation de la maison, la cuisson des aliments, les vêtements d'hiver et le facteur de refroidissement éolien, le coup de soleil sur la plage, etc.).

Les trois modes de transfert de chaleur sont :

- ✓ la conduction
- ✓ la convection
- ✓ le rayonnement.

I.2) Notions de base du transfert thermique**I.2.1) Champ de température**

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

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

I.2.2) Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale

le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température représenté sur **la Figure I.1**

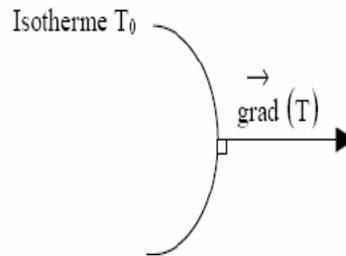


Figure I.1 : surface isotherme et gradient thermique

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

Avec :

\vec{n} : Vecteur unitaire de la normale.

$\frac{\partial T}{\partial n}$: La dérivée de la température le long de la normale (**Jannot, 2009**).

I.2.3) Flux et densité de flux thermique

Soit un plancher chauffé de manière uniforme sur toute sa surface S .

Soit dQ la quantité de chaleur échangée entre ce planché chauffant et l'air ambiant pendant le temps (dt) . On appelle : (**Boughali, 2014**).

- Flux thermique : la puissance échangée par la surface S

$$\phi = \frac{dQ}{dt} \quad [J/s] \text{ ou } [W]$$

- Densité de flux thermique : la puissance échangée par une surface unité de ce planché.

$$\varphi = \frac{d\phi}{dS} = \frac{dQ}{Sdt} \quad [W/m^2]$$

I.3) Modes des transferts de chaleur

I.3.1) La conduction

Ce transfert d'énergie thermique, qui ne nécessite pas de mouvement macroscopique de la matière, est créé par :

- l'agitation moléculaire (dans les gaz et les liquides)
- les vibrations des réseaux cristallins (dans les solides non-conducteurs)
- le déplacement d'électrons libres (dans les métaux conducteurs).

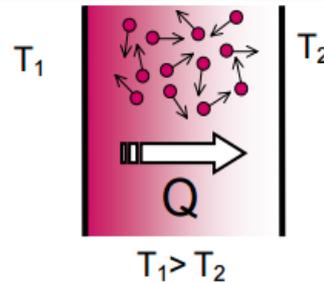


Figure I.2 : transfert de chaleur par conduction

Fourier (1768-1830) propose en 1822 la loi de la conduction connue maintenant sous le nom de loi de Fourier. Cette relation indique que le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température et se fait dans la direction des températures décroissantes. Dans le cas d'une conduction unidirectionnelle suivant l'axe des x , la loi de Fourier s'écrit :

$$\phi = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.2})$$

En plus : $\Phi = \phi \times S$ (I.3)

Φ : Le flux de chaleur dans la direction x : $[W]$

ϕ : Densité du flux de chaleur $[W/m^2]$

λ : Conductivité thermique du milieu $W/(m.k)$ ou $W/(m.^{\circ}c)$

T : température (k) ou ($^{\circ}c$)

x : variable d'espace dans la direction du flux de chaleur

- Le signe moins indique que le transfert de chaleur se fait dans la direction des températures décroissantes.

- Un bon isolant thermique est un matériau qui a une conductivité thermique la plus basse possible (exemple : l'air). Un bon conducteur thermique est un matériau qui a une conductivité thermique élevée (exemple le cuivre) (**Bernard, 2013**).

- **Exemple de conduction** : propagation de chaleur dans une paroi entre un intérieur de bâtiment chauffé et l'extérieur (**Cohard, 2002**).

I.3.2) La convection

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par le déplacement du fluide.

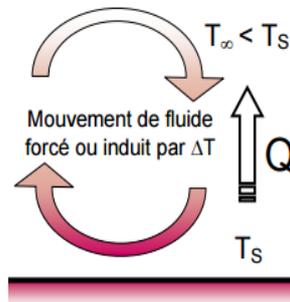


Figure I.3 :transfert de chaleur par convection paroi-fluide

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\phi = hS(T_p - T_\infty) \quad (I.3)$$

ϕ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

h : coefficient de transfert de chaleur par convection ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

T_s : Température de surface du solide ($^\circ C$)

T_∞ : Température du fluide ($^\circ C$)

S : aire de la surface de contact solide/fluide (m^2) (**Jannot, 2009**).

Exemple de convection : mouvement de la vapeur au-dessus d'une tasse de café, principe du convecteur (**Cohard, 2002**).

I.3.3) Rayonnement

C'est un mode de transfert de chaleur qui nous est familier : l'hiver devant un bon feu ou l'été sur la plage au soleil. La chaleur passe d'un corps à haute température vers un corps à basse température sous forme d'un rayonnement électromagnétique (photon); les deux corps devant être dans un milieu transparent (comme l'air ou le vide) (**Bernard, 2013**).

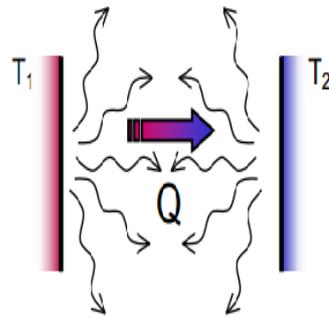


Figure I.4 : transfert de chaleur par rayonnement entre deux surfaces

Nous avons la relation :

$$\phi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{I.4})$$

Avec :

ϕ : Flux de chaleur transmis par rayonnement [W]

σ : Constante de Stefan [$5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W} / \text{m}^2 \text{ k}^4$]

ε_p : Facteur d'émission de la surface

T_s : Température de la surface [k]

T_∞ : Température du milieu environnant la surface [k]

S : aire de la surface [m^2] (**Jannot, 2009**).

Exemple de rayonnement : réchauffement d'un mur par le rayonnement solaire le jour, et chaleur émise par le mur la nuit (**Cohard, 2002**).

I.4) Conduction

1.4.1) Loi de Fourier

Considérons un milieu solide D dans lequel une surface élémentaire dS est orientée par sa normale unitaire \vec{n} :

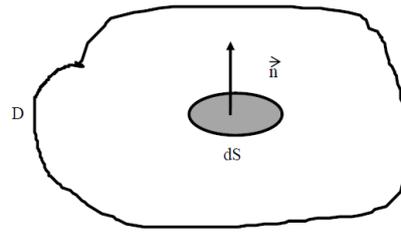


Figure I.5 : un milieu solide

La quantité de chaleur d^2Q qui traverse la surface dS pendant l'intervalle de temps dt dans le sens de la normale \vec{n} est donnée par la loi de Fourier :

$$d^2Q = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T} \cdot \vec{n} \cdot dS \cdot dt \quad (\text{I.5})$$

Où : $\overrightarrow{\text{grad}T}$ est le gradient de température défini suivant les trois axes O_x , O_y et O_z par :

$$\overrightarrow{\text{grad}T} = \begin{pmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{pmatrix}$$

λ est un coefficient appelé *conductivité thermique du matériau* (en $W/m \cdot ^\circ C$). On a également :

$$d\phi = \frac{d^2Q}{dt} = -\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}T} \cdot \vec{n} \cdot dS \quad (\text{Flux de chaleur})$$

$$\text{Et : } d\phi = \frac{d^2Q}{dt \cdot dS} = \lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}T} \cdot \vec{n} \quad (\text{densité de flux de chaleur}).$$

A partir de l'équation I.2 on applique la relation de flux thermique à différentes géométries : **(Brau, 2006)**

$$\checkmark \text{ Mur plan : } \phi = \lambda \cdot \frac{T_1 - T_2}{X_2 - X_1} \cdot S \quad \text{indépendant de } X \quad (\text{I.6})$$

$$\checkmark \text{ Cylindre : } \phi = 2\pi\lambda \cdot \frac{T_1 - T_2}{\ln\left[\frac{r_2}{r_1}\right]} \cdot L \quad \text{indépendant de } r \quad (\text{I.7})$$

$$\checkmark \text{ Sphère : } \phi = 4\pi\lambda \cdot \frac{[T_1 - T_2] \cdot r_1 r_2}{r_2 - r_1} \quad \text{indépendant de } r. \quad (\text{I.8})$$

I.4.2) Analogie électrique

Il est possible de construire une analogie électrique où :

-Le flux ϕ est analogue à un courant électrique I passant dans une résistance R

-L'écart de température $T_1 - T_2$ est analogue à une différence de potentiel (ou tension) V aux bornes de la résistance R , d'après la loi d'Ohm $V = RI$ et en conduction

$$T_1 - T_2 = \frac{e}{\lambda S} \phi$$

Autrement dit, $\frac{e}{\lambda S}$ peut être considérée comme analogue à une résistance électrique. On pourra ainsi définir la résistance thermique d'un : **(Bouabdallah, 2011)**

$$\checkmark \text{ Mur } R = \frac{e}{s\lambda} \quad (\text{I.9})$$

$$\checkmark \text{ Cylindre } R = \frac{1}{2\pi l\lambda} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (\text{I.10})$$

$$\checkmark \text{ Sphère: } R = \frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}\right) \quad (\text{I.11})$$

-Unité de la résistance thermique : R est homogène à une température / flux, donc R s'exprime en k/w

I.4.3) La conductivité thermique

La conductivité thermique λ (souvent notée k dans les pays anglo-saxons) exprime, de par sa définition, l'aptitude d'un matériau à conduire la chaleur.

La conductivité thermique est le flux de chaleur qui traverse une unité de surface pour un matériau soumis à un gradient de température égal à l'unité. Elle s'exprime en $W/m.k$.

La conductivité thermique dépend de :

- La nature physico-chimique du matériau
- La nature de la phase considérée (solide, liquide, gaz)
- La température
- L'orientation dans les matériaux anisotropes **(Louini, 2015)**

Tableau I.1 : Ordre de grandeur à température ambiante (20°C)

Type de matériau	Conductivité thermique (W/m.°K)
Gaz à la pression atmosphérique	0.006-0.18
Matériaux isolants	0.025-0.25
Liquides non métalliques	0.1-1.0
Solides non métalliques	0.025-3
Liquides métalliques	8.5-85
Alliages métalliques	10-150
Métaux purs	20-400

I.5) Convection

I.5.1) Coefficient de convection

A partir du théorème de Vaschy-Buckingham, le coefficient h_c peut s'exprimer en fonction de 3 unités fondamentales (nombres adimensionnels) (**Brau, 2006**) :

- Nombre de Reynolds (Re) : représente le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité, il caractérise l'écoulement dans une canalisation.

$$Re = \frac{\rho \times v_m \times D}{\mu} \quad (I.12)$$

ρ : La masse volumique du fluide [kg / m^3]

v_m : vitesse moyenne du fluide [m / s]

D : Diamètre [m]

μ : viscosité dynamique du fluide [$Pa.s$]

Nombre de Nusselt (Nu) : représente le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction. (**Kohard ; 2002**)

$$Nu = \frac{h \times D}{\lambda} \quad (I.13)$$

h : coefficient d'échange convectif en [$W / m^2.k$]

λ : Conductivité thermique du fluide en [$W / m.k$]

- Nombre de Prandtl (Pr) :

Caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution des températures, c'est une caractéristique du fluide.

$$\text{Pr} = \frac{\mu \times C_p}{\lambda} \quad (\text{I.14})$$

C_p : Capacité thermique massique du fluide en $[J / kg.k]$

I.5.2) Types de convection

I.5.2.1) Convection naturelle

Il y a une convection naturelle lorsque le mouvement du fluide est uniquement dû à la poussée d'Archimède induite par les variations de masse volumique au sein du fluide, lesquelles sont la conséquence des variations spatiales de température. L'air chaud, plus léger, tend alors à monter, alors que l'air froid descend.

Ce mécanisme se produit dans des situations très diverses : il est responsable de l'homogénéisation de la température dans une pièce d'habitation (transfert de chaleur du radiateur vers les parties froides de la pièce), mais également des courants marins ainsi que de la circulation générale de l'atmosphère terrestre.

I.5.2.2) Convection forcée

Dans la convection forcée, le fluide doit son mouvement à une cause extérieure (pompe, ventilateur, agitateur, etc.). En convection forcée proprement dite, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement. C'est le cas, par exemple, du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur, puis dans l'échangeur.

I.5.2.3) Convection mixte

Il existe, comme précédemment, une cause externe au mouvement du fluide, mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (régime de transition entre la convection libre et la convection forcée). C'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : l'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas pour autant négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air (**Doumenc , 2010**).

I.6) Rayonnement

I.6.1) Le coefficient d'émissivité

C'est le coefficient d'émissivité ε qui dépend de la nature de la surface ($0 \leq \varepsilon \leq 1$). Les surfaces très noires ont un pouvoir émissif presque égal à 1 tandis que pour celles qui brillent il se rapproche de 0. Pour $\varepsilon = 1$, on a un corps noir (**Elanique, 2010**).

I.7) conclusion

Ce contenu concerne des notions de transfert de chaleur, Dans ce chapitre, on a présenté des trois modes fondamentaux de transfert thermique : conduction, convection, rayonnement Dans de nombreux problèmes de transformation d'énergie thermique, les trois modes de transfert de chaleur coexistent, mais généralement au moins une des trois formes pourra être négligée, ce qui simplifiera le traitement mathématique de l'appareil de transfert.

Synthèse bibliographique

Synthèse bibliographique

Différentes méthodes ont été publiées pour améliorer l'échange thermique, telles que l'utilisation des surfaces rugueuses, des nervures ou chicanes, l'insertion des fils hélicoïdaux à l'intérieur des tubes et autres facteurs géométriques. En général, ces méthodes ont pour but la perturbation de l'écoulement au voisinage des parois et servent ainsi à rompre la couche limite laminaire contiguë à la paroi (**Martinuzzi et Tropea, 1993 ; Lakehal et Rodi, 1997**). Ces méthodes contribuent à l'accroissement de la turbulence et à l'augmentation du coefficient de transfert thermique entre la paroi interne et le fluide lorsque celui-ci s'écoule en régime turbulent ou de transition.

Parmi les différentes techniques d'augmentation du transfert thermique dans un échangeur est l'emplacement de turbulateurs (obstacles ou chicanes) à l'intérieur des tubulures d'un échangeur de chaleur. L'étude de l'effet de l'insertion de ces éléments dans un espace tubulaire serait d'un apport appréciable pour de nouvelles conceptions d'appareils thermiques ou pour optimiser les indices économique d'exploitation des réseaux de transfert de chaleur.

Douha et al. (2010) se sont intéressés à un échangeur de chaleur compact avec chicanes rectangulaires, ils ont étudié l'écoulement bidimensionnel avec le transfert de chaleur conjugué.

Rostane et al. (2013) ont étudié les performances thermiques des chaudières et des échangeurs tubulaires, afin d'augmenter le rendement thermique et de réduire la consommation du combustible dans les chaudières. Pour cela, ils proposent d'insérer des turbulateurs dans les tubes de fumée des échangeurs pour augmenter le temps de séjour du fluide dans le tube.

Tandiroglu (2006) a étudié expérimentalement l'effet des chicanes sur le transfert thermique de l'écoulement turbulent de l'air dans une conduite cylindrique.

Généralement, pour améliorer le transfert thermique dans tel type d'échangeur on utilise des chicane le long de la surface chauffée, et cela à travers l'augmentation de turbulence (**Tandiroglu, 2006**). Un critère général pour la détermination des espaces entre les chicane pour différents types d'échangeur à tube a été établi par **Saffar-Avval et Damangir (1995)**. **Berner et al. (1984)** ont étudié l'écoulement de l'air à travers les chicane pour une gamme du nombre de Reynolds allant du 600 à 105000. Par une simulation numérique tridimensionnelle, **Lopez et al. (1995)** ont étudié la convection laminaire dans une conduite à chicane. **Hwang et Liou (1995)**, et **Huang et al. (2008)** se sont intéressés aux chicane perforées et régime turbulent. **Dutta (1997a, 1997b)**, **Dutta et Dutta (1998a)**, **Dutta et al. (1998b)** ont étudié l'influence de la taille des chicane, perforation et orientation des chicane sur le transfert thermique.

Berner et al. (1984) et **Habib et al. (1994)** ont obtenu expérimentalement la distribution de vitesse et turbulence autour de chicane segmentées.

Les capteurs solaires plans à air présentent de faibles performances thermiques comparativement aux capteurs à liquide. Cela est essentiellement dû aux faibles propriétés thermo-physiques de l'air. Pour accroître les performances de ces capteurs, différentes méthodes ont été étudiées par plusieurs chercheurs. L'une de ces méthodes préconise l'ajout d'obstacles ou d'ailettes de diverses formes dites 'chicane' dans la veine d'écoulement de l'air (**Bahria et Amirat, 2013**). Autres travaux très récents sur les chicane perforées et chicane sous forme de V ont été réalisés par **Sahel et al. (2016, 2017)** et **Kumar et al. (2017)**.

L'objectif de ce travail est de développer une simulation numérique de l'écoulement des fluides incompressibles avec transfert de chaleur dans des conduites rectangulaires à chicane.

Chapitre II

Types d'échangeurs thermiques

Chapitre II :**Types d'échangeurs thermiques**

II .1) Introduction

L'industrie du Chauffage et du Froid nécessite, pour la majorité de leurs applications, des échangeurs thermiques présentant la plus grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible. Pour ces types d'échangeurs, l'échange thermique se fait généralement entre deux fluides distincts.

Le fluide secondaire sera le fluide traité : fluide chauffé ou fluide refroidi

Le fluide primaire sera le fluide servant au traitement Eau chaude ou Eau glacée, Vapeur BP, MP ou HP, Fluide frigorigène

Les échangeurs à fluides séparés permettent le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans mélange. Les mécanismes de transfert thermique utilisés sont :

- ✚ la convection forcée entre fluide primaire et paroi
- ✚ la conduction à travers la paroi
- ✚ la convection libre ou forcée entre paroi et fluide secondaire.

- Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides .

II.2) Type des échangeurs de chaleur

Les quatre principales catégories utilisées dans les systèmes énergétiques sont les suivantes.

- ✚ les échangeurs tubulaires
- ✚ les échangeurs à tube et calandre
- ✚ les échangeurs à ailettes et à plaque

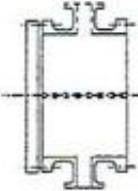
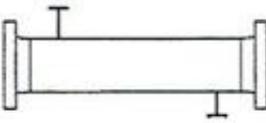
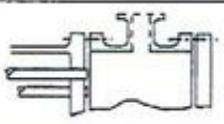
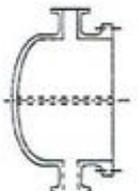
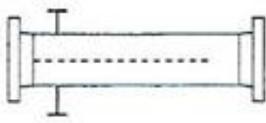
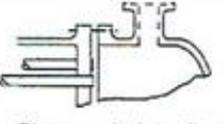
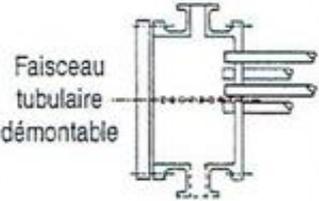
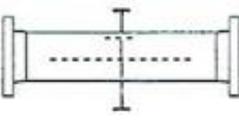
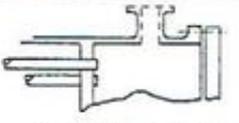
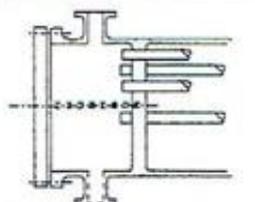
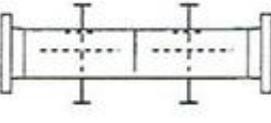
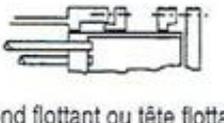
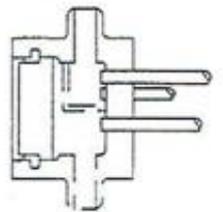
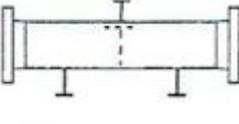
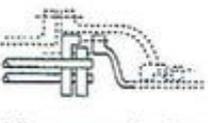
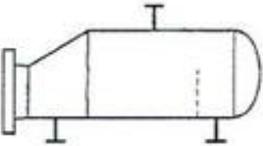
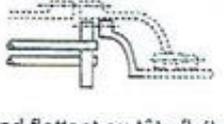
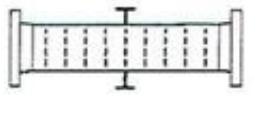
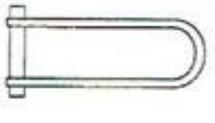
II.2.1) Les échangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires existant en usine sont très variés dans leur technologie bien que le principe reste toujours le même. Ainsi, tous les éléments entrant dans la constitution des échangeurs sont fait l'objet d'une Normalisation publiée par le TEMA (Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association).

L'essentiel des différences concerne :

-  La forme des distributeurs, la forme du fond de calandre
-  L'agencement de la circulation dans la calandre.

Tableau II.1 : Type d'échangeurs tubulaire

Type de chambre de distribution		Type de calandre		Type de fond de calandre	
A	 <p>Chambre avec couvercle démontable</p>	E	 <p>Calandre à une passe</p>	L	 <p>Plaque tubulaire fixe type "A"</p>
B	 <p>Chambre "Bonnet"</p>	F	 <p>Calandre à deux passes avec cloison longitudinale</p>	M	 <p>Plaque tubulaire fixe type "B"</p>
C	 <p>Faisceau tubulaire démontable</p> <p>Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable</p>	G	 <p>Écoulement séparé</p>	N	 <p>Plaque tubulaire fixe type "N"</p>
N	 <p>Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable</p>	H	 <p>Double écoulement séparé</p>	P	 <p>Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe</p>
D	 <p>Chambre à fermeture spéciale pour haute pression</p>	J	 <p>Écoulement divisé</p>	S	 <p>Fond flottant ou tête flottante avec contre bride démontable</p>
		K	 <p>Rebouilleur "Kettle"</p>	T	 <p>Fond flottant ou tête flottante à passage direct</p>
		X	 <p>Courants croisés</p>	U	 <p>Faisceau à tubes en U</p>
				W	 <p>Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe à détecteur de fuite</p>

II.2.1.1) Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín ou d'un drapeau (Minvielle et al, 2014).



Figure II.1: Echangeur monotube en serpentín

II.2.1.2) Échangeur coaxial

Dans lequel les deux tubes sont concentriques et l'échangeur est souvent cintré pour limiter son encombrement ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur (Minvielle et al, 2014).

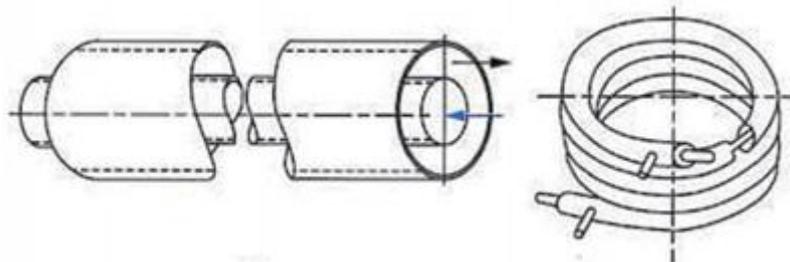


Figure II.2 : Echangeur coaxial cintré

II.2.1.3) Échangeur multitubulaire : existant sous plusieurs formes :

a) Échangeur à tubes séparés :

A l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises.

L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (Minvielle et al, 2014).

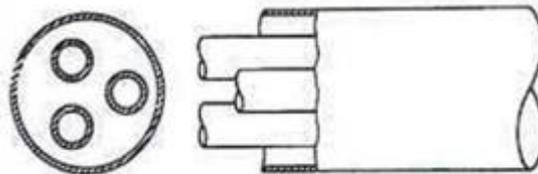


Figure II.3 : Echangeur à tube séparé

b) Échangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban ou un fil enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans. Les tubes peuvent être soit lisses, soit ailetés : ces derniers permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

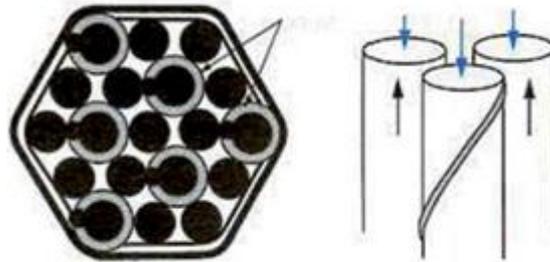


Figure II.4 : Echangeur à tube rapprochés

II.2.2) Échangeur à tubes ailettes

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique (**Bontemps, 2010**). C'est le cas des échangeurs gaz-liquide et liquide-gaz utilisés dans la récupération thermique sur les fumées ou les gaz chauds ou dans les différents systèmes thermodynamiques tels que les pompes à chaleur ou les groupes de réfrigération ; en génie climatique, ces échangeurs sont appelés **batteries à ailettes**.

Les batteries à ailettes sont constituées d'un faisceau de tubes, répartis en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (air généralement), un ailetage externe des tubes est nécessaire pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externe et interne. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons (**Minvielle et al, 2014**).

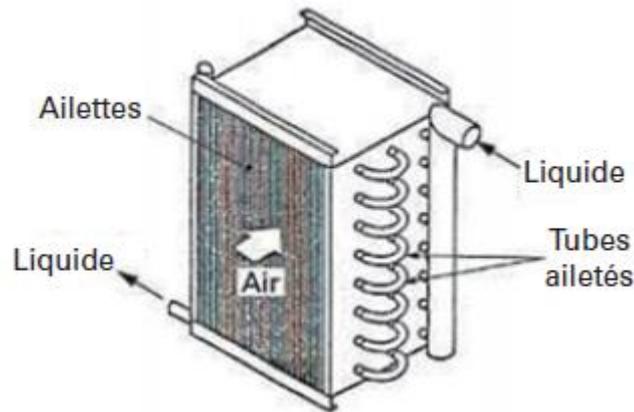


Figure II.5 : Batterie à ailettes

II.2.2.1) Ailettes transversales

On ne considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou indépendantes. Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes. Elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique (Minvielle et al, 2014).

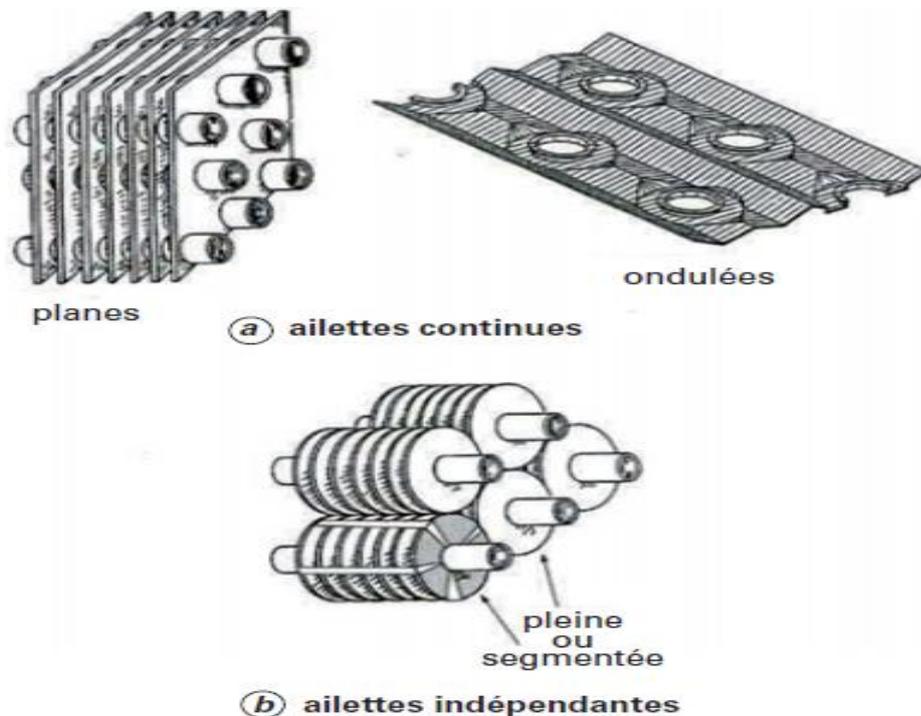


Figure II.6 : Ailettes continues ou indépendantes

II.2.2.2) Ailettes longitudinales

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes, elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelquefois localement torsadées.

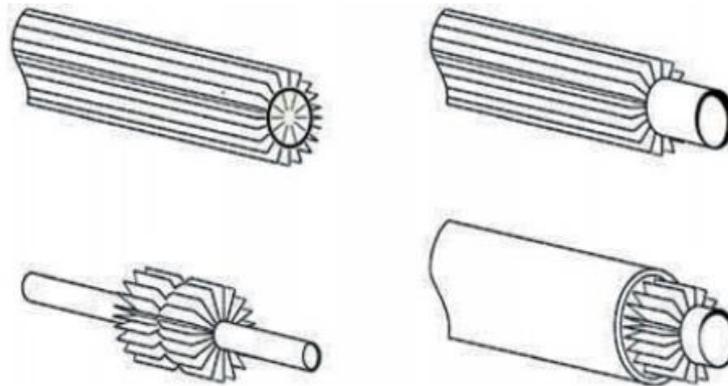


Figure II.7 : Ailettes longitudinales

II.2.3) Echangeur à faisceau et calandre

Un des fluides circule dans un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires. Il est logé dans une calandre (shell en anglais) munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide circulant à l'extérieur des tubes le chemin imposé par les chicanes qui sont supportées par le faisceau.

A chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide qui passe à l'intérieur des tubes.

Le schéma de principe ci-dessous représente un échangeur pour lequel le fluide, qui passe côté tube, pénètre dans la boîte de distribution par la tubulure inférieure. Une plaque de séparation de passe force son passage dans environ la moitié des tubes du faisceau.

A l'autre extrémité du faisceau, le fluide est dirigé par la boîte de retour dans les tubes au-dessus de la plaque de séparation de passe avant de sortir par la tubulure supérieure de la boîte de distribution.

Le fluide parcourt donc deux fois le faisceau tubulaire d'où l'appellation : 2 passes côté tubes.

Côté calandre, le fluide se dirige d'une extrémité à l'autre, son cheminement étant allongé par des chicanes transversales qui le forcent à s'écouler perpendiculairement à l'axe des tubes. Ici, le fluide parcourt une seule fois la calandre, l'échangeur a donc une seule passe côté calandre.

Un tel appareil est dit : deux passes tube - une passe calandre.

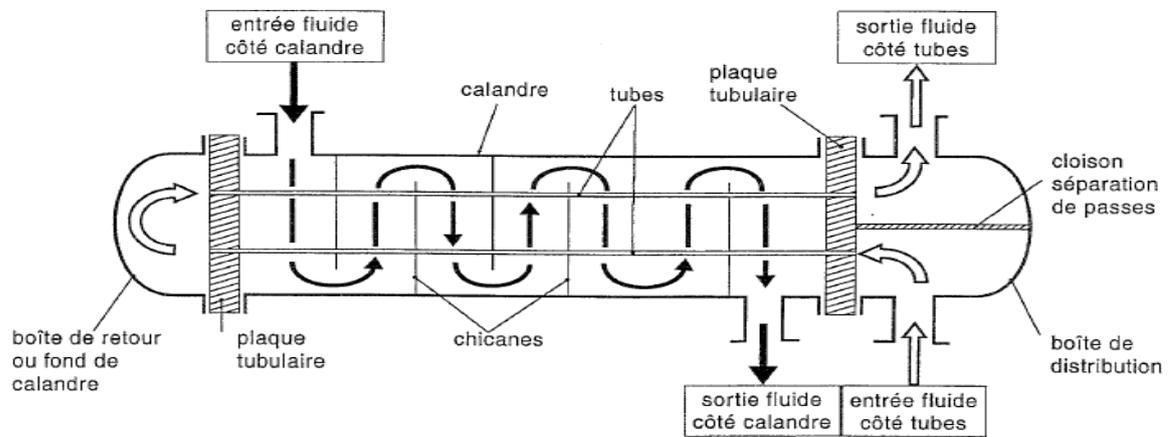


Figure II.8 : Echangeur à faisceau et calandre

✚ **La calandre :** C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire, est généralement construite avec l'acier au carbone (Menidjel, 2009).

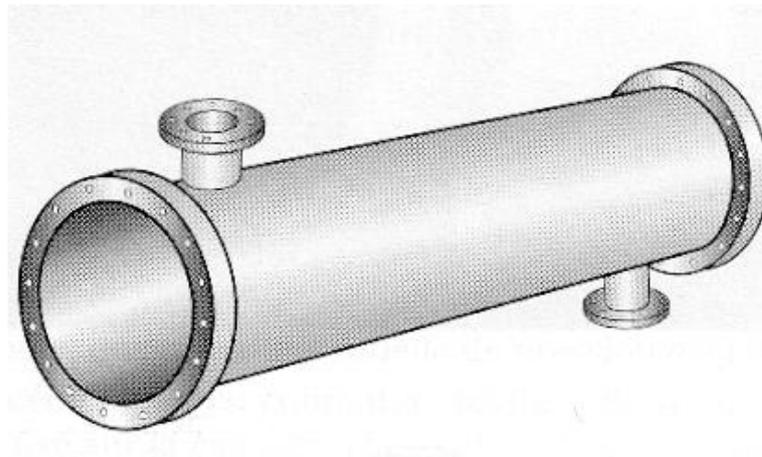


Figure II.9 : Calandre

✚ **Plaques tubulaires :** Ce sont des plaques percées supportent les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm.

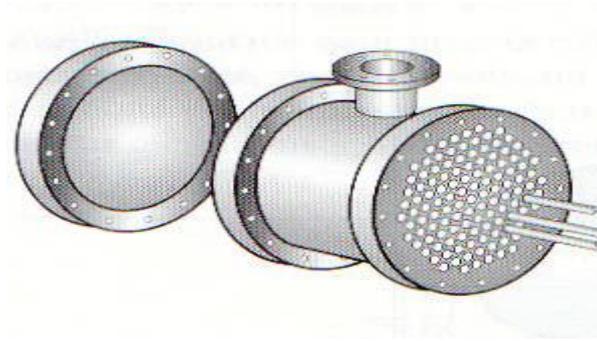


Figure II.10 : Plaques tubulaires

Faisceau : c'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau, les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham wire Gage).

✚ **Disposition des tubes :**

La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas **carré**, soit au pas **triangulaire**.

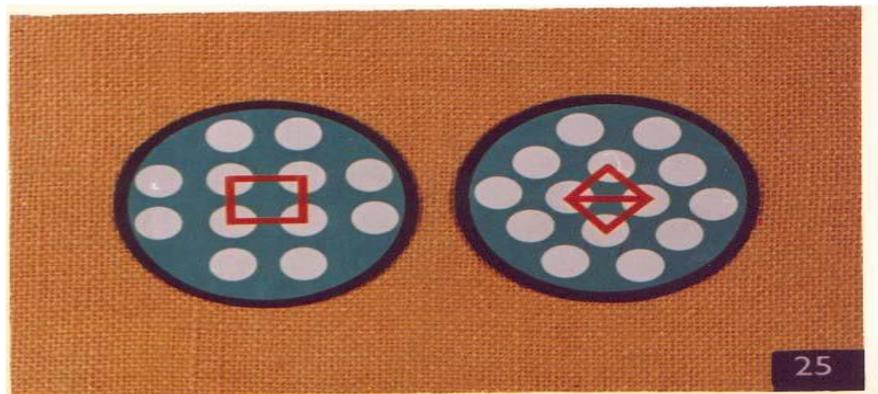


Figure II.11 : Disposition des tubes

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contre partie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par grattage. Donc il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propre.

NB : en raffinerie on utilise surtout des faisceaux en pas carré.

✚ **chicanes** : sont placées dans la calandre (coque) les chicanes peuvent avoir deux rôles :

- a) Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration
- b) Augmenter la vitesse du fluide.

✓ Il existe deux types de chicanes :

- Chicanes transversales : sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface

représente 20 à 45% de la section totale. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube.

- Chicanes longitudinales : sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre

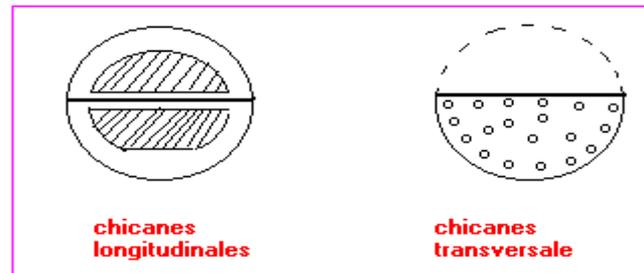


Figure II.12 : Types de chicanes

✚ La boîte de distribution et la boîte de retour :

La circulation dans le faisceau est assurée par l'adjonction d'une boîte de distribution, portant les brides d'entrée et sortie, et d'une boîte de retour (Menidjel, 2009).

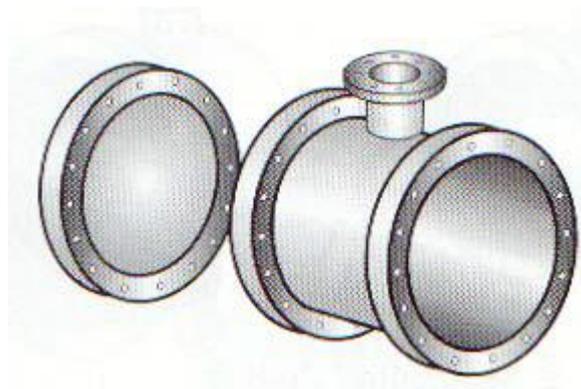


Figure II.13 : Boîte de distribution et la boîte de retour

II.2.4) Echangeur de chaleur à tête flottante (type AES)

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Les appareils permettant l'expansion thermique du faisceau constituent la grande majorité des échangeurs utilisés en pétrochimie ou en raffinage du pétrole. L'exemple représenté ci-dessous est à 2 passes côté tubes et une passe côté calandre. Ce type d'appareil présente certains inconvénients en

particulier, le joint de la boîte de retour est invisible et une fuite se traduit par une pollution de l'autre fluide plus ou moins difficile à détecter.

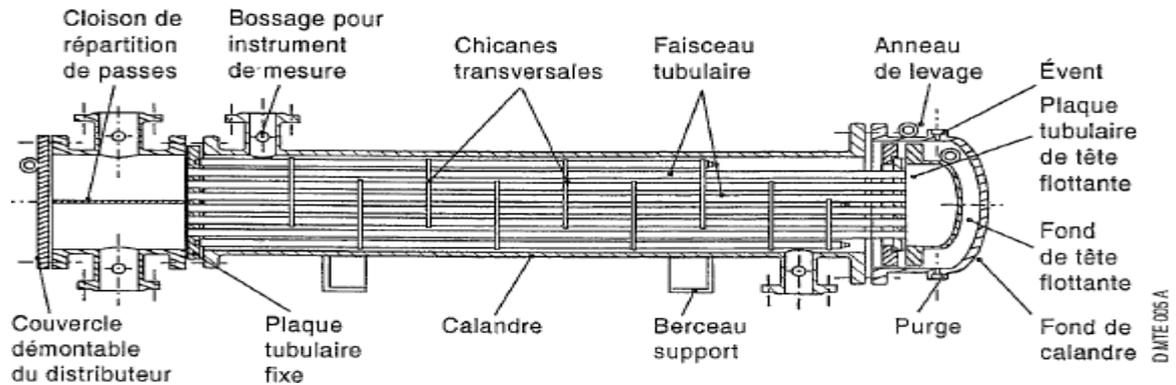


Figure II.14 : Echangeur à tête flottante

II.2.4.1) Echangeur à plaques tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

Faisceau et calandre étant solidaires, ces appareils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. Un soufflet de dilatation est prévu à cet effet. Par ailleurs, le faisceau n'étant pas démontable, on ne peut effectuer le nettoyage de l'extérieur des tubes que par voie chimique. Leur emploi sur des services encrassants est exclu.

L'exemple représenté ci-contre est à une passe côté tube et une passe côté calandre.

Chaque boîte ne porte dans ce cas, qu'une tubulure d'entrée ou de sortie du produit qui passe dans les tubes.

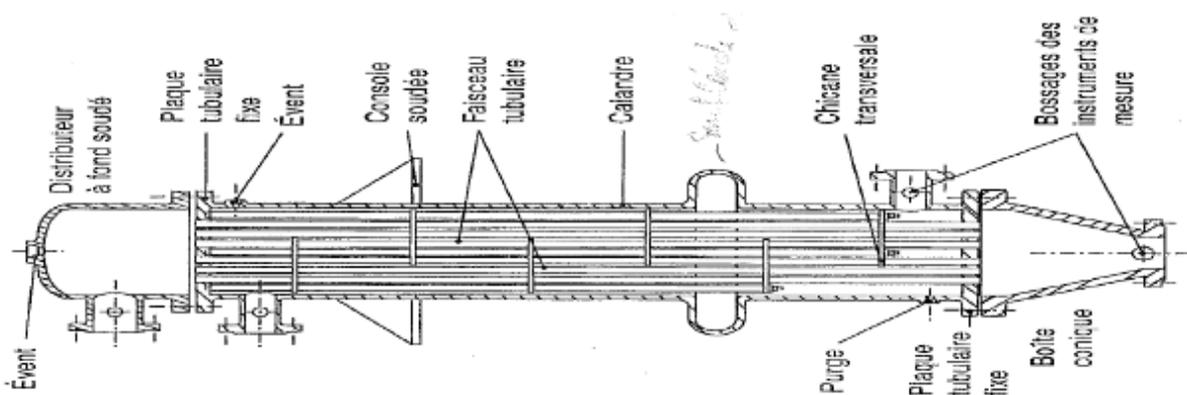


Figure II.15 : Echangeur à plaque tubulaires fixes

II.2.4.2) Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le

nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique. Ils sont obligatoirement à 2 passes côté tubes ; dans l'exemple présenté ci-dessous, l'appareil est à deux passes côté calandre. Celle-ci porte en effet une chicane longitudinale et les deux tubulures d'entrée et de sortie du fluide qui passe côté calandre sont dans un même plan vertical.

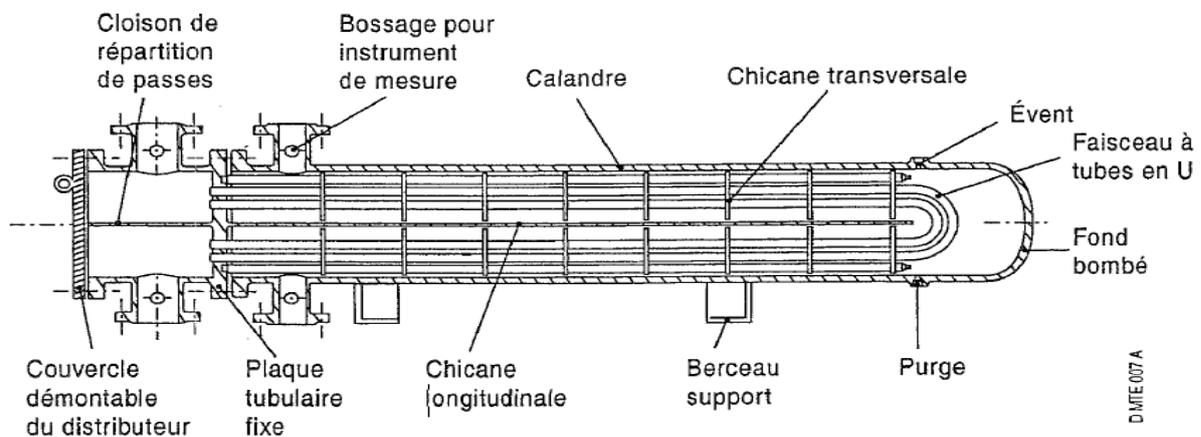


Figure II.16 : Echangeur à tubes en U

II.2.5) Echangeur à plaque

II.2.5.1) Échangeurs à surface primaire (Échangeurs à plaques et joints)

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques embouties, en inox ou en tous autres matériaux nobles tels que le titane, l'hastelloy, etc. selon les utilisations prévues. Le transfert de chaleur entre les deux fluides s'effectue au travers de ces plaques.

Les plaques munies de joints qui assurent l'étanchéité, sont comprimées entre un bâti fixe et un plateau de serrage mobile au moyen de tirants latéraux ; elles sont suspendues entre deux barres horizontales fixées sur la partie fixe et sur une colonne support. La simplicité de la construction de l'échangeur de chaleur à plaques permet de le démonter facilement pour inspection ou nettoyage. Par contre, le remontage est souvent délicat à cause de la mise en place des joints entre les plaques, particulièrement pour les plaques de grande taille. Les principaux avantages des échangeurs à plaques sont les suivants : ils sont simples et peu encombrants (1 m³ pour 200 m² de surface d'échange) ; ils offrent la possibilité de traiter plusieurs liquides simultanément par l'emploi de boîtes de distribution intermédiaires ; leurs plaques sont interchangeables. Ils conviennent surtout aux échanges liquide-liquide. Leur utilisation est limitée aux pressions inférieures à 25 bars et aux températures inférieures à 200 °C.

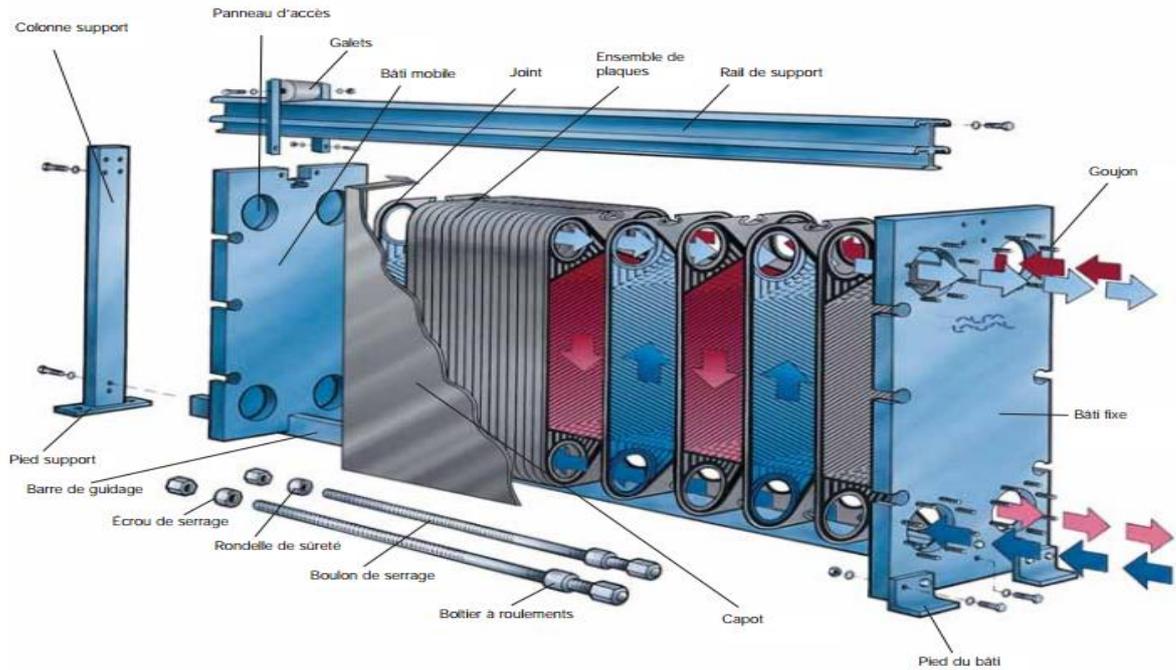


Figure II.17 : Échangeurs à plaques et joints (DOC ; AlfaLaval)

II.2.5.2) Échangeurs à surface secondaire

a) Échangeurs à plaques soudées ou brasé

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, du pétrole, du génie climatique, de l'agroalimentaire, etc.

b) Échangeur platulaire

Le nom a été donné par l'inventeur français du concept. L'échangeur est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés. Quelques constructeurs ont repris ce concept. Les canaux de circulation des fluides sont obtenus par soudure à la molette des plaques par paires. Les différentes paires de plaques sont ensuite fixées entre elles par soudure bord à bord. Lors de la soudure à la molette des paires de plaques, le canal réalisé A est le canal auto-résistant. Les plaques sont soudées par point sur les bossages obtenus par emboutissage ou sur des picots (*studs*) servant d'entretoises. Le canal B est obtenu par l'assemblage des paires de plaques ; il s'agit du canal qui reçoit l'autre fluide, qui peut être encrassant ou chargé. Ce canal est de hauteur variable ; il est libre, sans point de contact et totalement accessible au nettoyage. Les canaux peuvent être placés en position verticale ou horizontale et les circuits en mono ou multi-passes. Ce type d'échangeur

peut être utilisé à des pressions de l'ordre de 3 à 4 MPa et à des températures pouvant atteindre 600 °C.

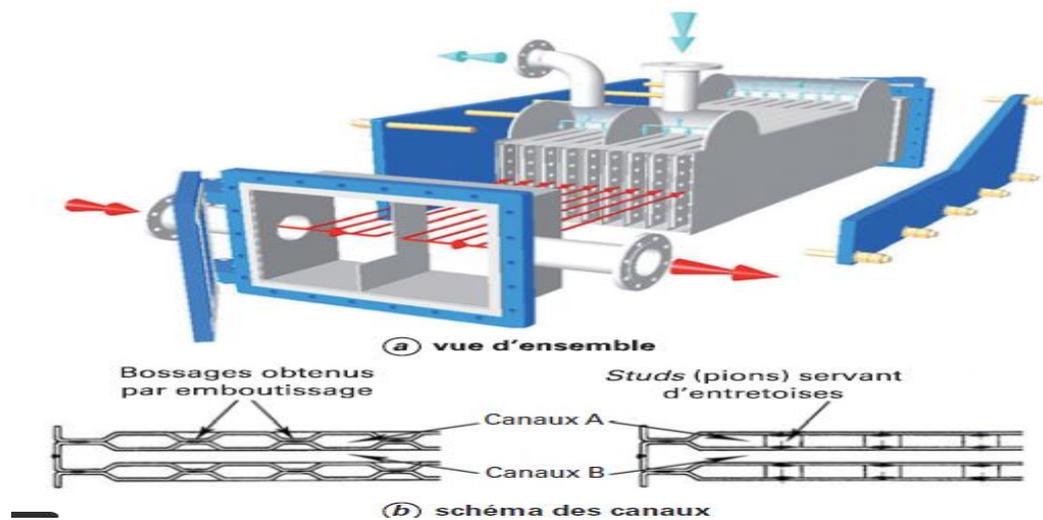


Figure II.18 : Échangeur platulaire

c) Échangeur Packinox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions (surface d'échange comprise entre 1000 et 22500 m²) et ayant un nombre d'unités de transfert élevé (jusqu'à 15). Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion (ce qui permet de former des plaques de surface unitaire de près de 30 m²). Ce faisceau, est soit inséré dans une calandre, soit enserré par un système de plaques épaisses et tirants similaire au système utilisé sur les échangeurs plaques et joints (Minvielle et al, 2014).

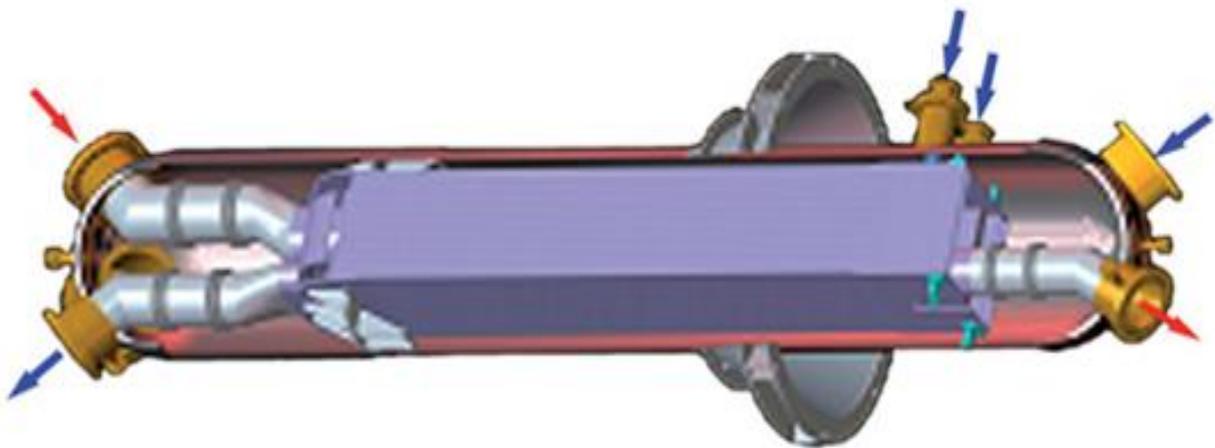


Figure 2.19 : Échangeur Packinox avec calandre (doc. Alfa Laval Packinox)

d) Échangeur hybrid

Une société allemande est à l'origine de ce concept : des plaques rectangulaires avec des ondulations transversales sont assemblées dos à dos et soudées sur leur grande longueur, puis les paires de plaques sont soudées sur leur largeur. La longueur des plaques et leur nombre sont adaptés aux conditions de service. Le paquet de plaques est inséré dans une ossature soudée ou non sur le paquet de plaques.

La circulation des fluides se fait dans le sens de la longueur dans le circuit avec les cannelures droites, des chambres de distribution assurant une circulation mono ou multi-passes. Côté calandre, les cannelures forment des canaux ayant un comportement semblable à celui de tubes. Un jeu de chicanes permet de faire plusieurs passes pour obtenir une circulation à contre-courant.

Cet échangeur peut revêtir différentes formes pour s'adapter aux conditions de service en échange liquide-liquide ou en changement de phase. Il peut être utilisé jusqu'à des pressions de l'ordre de 2,5 MPa, des températures de l'ordre de 300 °C et avoir une surface d'échange jusqu'à 6 000 m² (Minvielle et al, 2014).

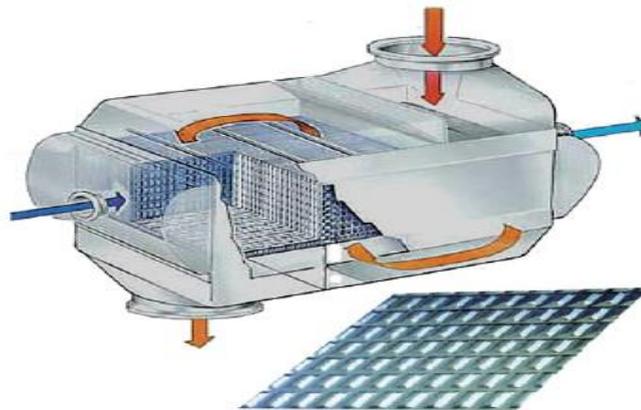


Figure II.20 : Échangeur hybrid

e) Échangeur à spirale

L'échangeur à spirale est constitué de deux bandes métalliques séparées par des entretoises et enroulées de façon à constituer un corps spiralé à deux canaux. Chaque fluide circule dans l'un des canaux.

L'étanchéité est assurée par soudure des bandes sur un bord et par le couvercle sur l'autre bord.

Chaque canal est raccordé au centre (bride sur le couvercle) et à la périphérie.

Ils conviennent tant aux échanges liquide-liquide qu'à la vaporisation et à la condensation.

Leur utilisation est limitée aux pressions inférieures à 25 bars et aux températures inférieures à 400 °C.

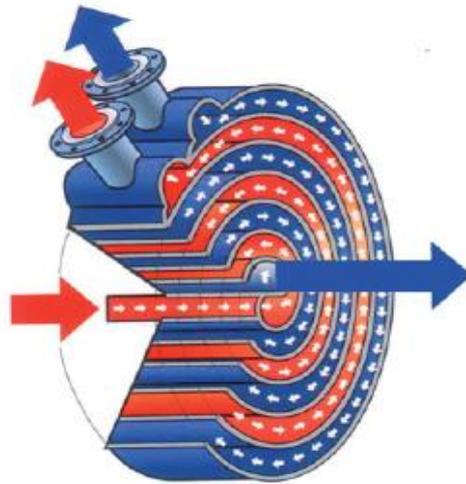


Figure II.21 : échangeur à spirale (doc. Alfa Laval)

II.2.6) Échangeurs avec un fluide changeant de phase

II.2.6.1) Condenseur tubulaire

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un **fluide réfrigérant**. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes de distillation), les industries du génie climatique, de l'agroalimentaire, du séchage, etc.

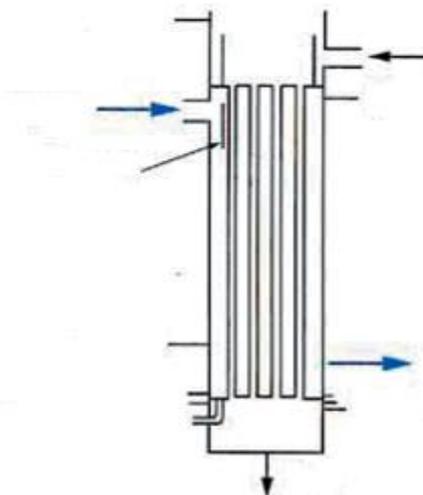


Figure II.22 : Condensation extérieure aux tubes

II.2.6.2) Évaporateur tubulaire

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa

chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi (évapo-condenseur) (Minvielle et al, 2014).

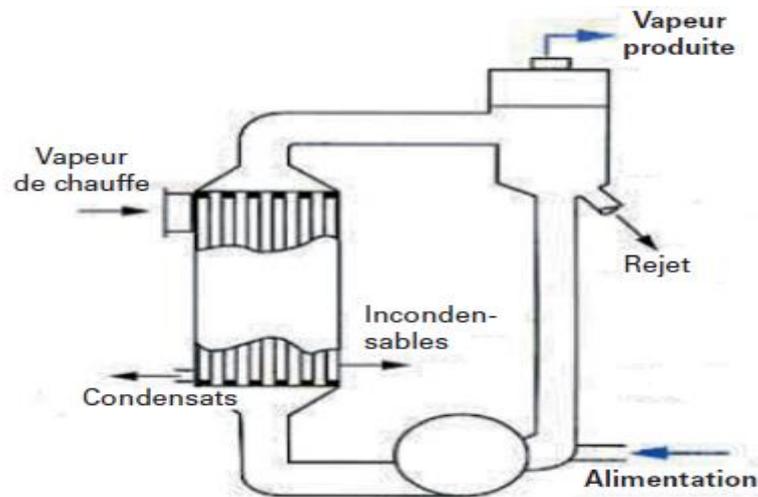


Figure II.23 : Evaporateur à longs tubes verticaux

II.3) Conclusion

Le choix et le dimensionnement du type d'échangeur peut se faire selon des spécifications industrielles liées à la pratique courante et à la disponibilité des appareils d'échange dans le marché.

Pour une application donnée plusieurs paramètres doivent être pris en considération tel que : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures ainsi que leur pression de service.

Chapitre III

Généralités sur les Méthodes Numériques

Chapitre III :

Généralités sur les méthodes numériques

III.1) Introduction

La résolution des équations se fait par l'utilisation d'une méthode numérique qui fait intervenir le concept de discrétisation. Le résultat de la discrétisation des équations différentielles de transport étant un système d'équations algébriques non linéaires qui décrivent les propriétés discrètes du fluide au niveau des nœuds dans le domaine de résolution.

Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles, à savoir :

- ✚ la méthode des éléments finis.
- ✚ la méthode des différences finies.
- ✚ la méthode des volumes finis.

Dans la présente étude, on utilisera la méthode des volumes finis avec des volumes de contrôle quadrilatéraux.

III.2) Principe de la méthode de volume fini

Le principe de base de la méthode qui n'est autre que le théorème de la divergence (Ostrogorski) qui consiste à changer une intégrale de volume en intégrale de surface. L'application de ce théorème tout en utilisant des schémas de différences finies pour les dérivées partielles, donne naissance à des équations algébriques qu'on pourra ensuite résoudre via des méthodes directes ou indirectes (Azzi, 2011).

III.3) Etude d'un problème de diffusion à une dimension

Considérons un problème de transport de la variable ϕ par diffusion

$$\text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (\text{III.1})$$

$$\int_{cv} \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) dv + \int_{cv} S_\phi dv = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad}\phi) dA + \int_{cv} S_\phi dv = 0 \quad (\text{III.2})$$

A : surface enveloppant le volume de contrôle CV.

n : vecteur unitaire.

L'équation (III.1) en 1D prend la forme suivante :

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \quad (\text{III.3})$$

Γ : Coefficient de diffusion

S : terme source.

III.4) Etapes de la méthode de volume fini

III.4.1) Maillage

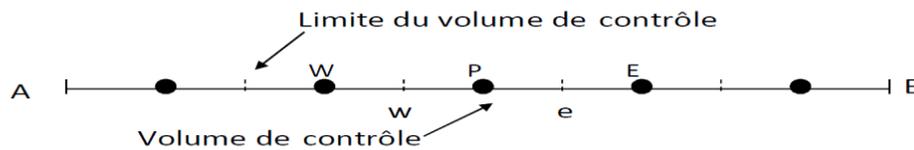


Figure III.1 : Maillage en 1D

La valeur de ϕ aux frontières A et B est maintenue constante (conditions de Dirichlet). La première étape dans cette méthode consiste à diviser le domaine de calcul en un nombre fini et discret de volume de contrôle (**Figure III.1**). L'opération consiste à subdiviser le domaine de calcul (Ligne AB) en un certain nombre de segments (Volume de contrôle). Le centre de chaque volume est placé exactement au milieu du segment correspondant. Il est commode d'arranger pour que les facettes des nœuds de frontières coïncident exactement avec les frontières du domaine de calcul. Dans le cas de la figure ci-dessus le domaine de calcul est divisé en cinq volumes de contrôles.

III.4.2) Discrétisation

L'intégration de l'équation (III.3) sur le volume de contrôle de centre P donne :

$$\int_{\Delta v} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dv + \int_{\Delta v} S dv = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta v = 0 \quad (\text{III.4})$$

$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e$: Flux diffusif ϕ de sortant de la facette e

$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w$: Flux diffusif ϕ d'entrant par la facette w

$\bar{S}\Delta v$: Production de ϕ dans le CV

Dans le cas général où le coefficient de diffusivité n'est pas constant ses valeurs sur les facettes "w" et "e" du volume de contrôle CV seront exprimées en fonction des valeurs aux points nodaux P, W et E par :

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_E + \Gamma_P}{2} ; \quad \Gamma_w = \frac{\Gamma_P + \Gamma_W}{2} \quad (\text{III.5})$$

Pour simplifier l'exposé nous allons utiliser un maillage uniforme $\Delta X_e = \Delta X_w = \Delta X$ et appliquer un schéma centré d'ordre deux pour remplacer les dérivés premières sur les facettes du volume de contrôle.

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_e - \phi_p}{\Delta X} \right) \quad (\text{III.6})$$

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w = \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_p - \phi_w}{\Delta X} \right) \quad (\text{III.7})$$

Généralement le terme source S peut aussi dépendre de la fonction ϕ elle-même. Dans une telle situation nous écrivons :

$$\bar{S}\Delta v = S_u + S_p \phi_p \quad (\text{III.8})$$

En substituant les équations (III.5), (III.6), (III.7), (III.8) et (III.9) dans (III.4), nous obtenons :

$$\left(\Gamma_e A_e \frac{\phi_e - \phi_p}{\Delta X} \right) - \left(\Gamma_w A_w \frac{\phi_p - \phi_w}{\Delta X} \right) + (S_u + S_p \phi_p) = 0 \quad (\text{III.9})$$

et après arrangement :

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_E \phi_E + S_u \quad (\text{III.10})$$

$$a_w = \frac{\Gamma_w}{\Delta X} A_w, \quad a_E = \frac{\Gamma_e}{\Delta X} A_e, \quad a_p = a_w + a_E - S_p \quad (\text{III.11})$$

III.4.3) Résolution des équations

L'équation (III.11) sera construite pour tous les volumes de contrôles du domaine de calcul. Le système d'équations résultant sera un système d'équations algébriques linéaires comportant autant d'inconnus que d'équations.

Les méthodes itératives (par exemple : Gauss-Seidel) sont plus efficaces dans ce cas. Dans un calcul itératif il faut aussi définir un critère de convergence pour pouvoir arrêter les calculs à un moment donné.

III.4.4) Critère de convergence

A partir de l'équation (III.10) nous pouvons écrire une expression du résidu pour estimer la satisfaction éventuelle de l'équation

$$R = \sum_{\text{l'ensemble des volumes}} |a_w \phi_w + a_E \phi_E + S_u - a_p \phi_p| \quad (\text{III.12})$$

R : représente le résidu des calculs et possède par conséquent l'unité de l'équation différentielle intégrée. Dans notre cas c'est le flux de chaleur (Joule par second). Pour avoir une idée précise sur la convergence des calculs, il faut contrôler la valeur normalisée du résidu $R/F \leq \varepsilon$ où F représente le flux total.

III.5) Etude d'un problème de diffusion à deux dimensions

La méthode utilisée précédemment peut facilement être appliquée au cas de phénomènes de transport à deux dimensions, soit l'équation suivante :

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + \frac{d}{dz} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right) + S = 0 \quad (\text{III.13})$$

III.5.1) Maillage

A deux dimensions, le domaine est subdivisé en un nombre fini de volumes de contrôle qui sont alors constitués d'éléments de surface réguliers. Le maillage a la forme suivante (**Figure III.2**) :

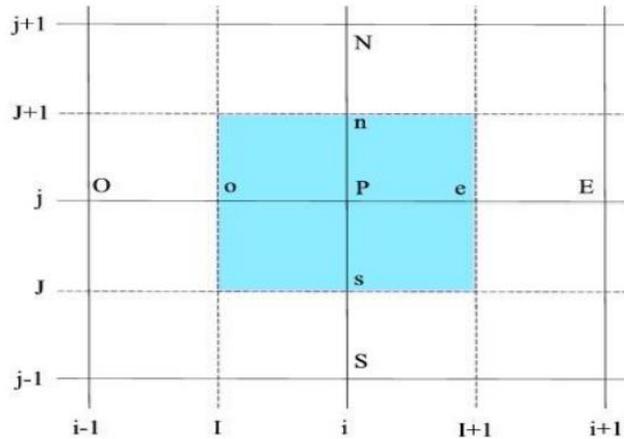


Figure III.2 : Maillage à deux dimensions

P : est le nœud principal

I : l'indice de discrétisation suivant l'axe des "x"

J : indice de discrétisation suivant l'axe des "z".

En général, les lettres E, O, N et S représentent respectivement l'Est, l'Ouest, le Nord et le Sud. Le carré coloré en bleu clair représente un élément de volume de contrôle. Les segments [P_E] et [P_N] valent respectivement Δx et Δz.

Par la suite, nous allons adopter les maillages suivants :

→ Suivant l'axe des "x" : $x(i) = (i-1) \Delta x$ Où : Δx est le pas de discrétisation suivant cette direction.

→ Suivant l'axe des "z" : $z(j) = (j-1) \Delta z$ Où : Δz est le pas de discrétisation suivant cette direction.

III.5.2) Discrétisation

L'intégration de l'équation (III.13) sur le volume de contrôle de centre P donne

$$\int_{cv} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dv + \int_{cv} \frac{d}{dz} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right) dv \int_{cv} S dv = 0 \tag{III.14}$$

$$\left[\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_e - \left[\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_o + \left[\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right]_n + \left[\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right]_s + \bar{S} \Delta v = 0 \tag{III.15}$$

S : est la valeur moyenne de la source

ΔV : le volume de contrôle correspondant.

En général, le terme source peut dépendre de la fonction Φ elle-même. C'est pourquoi on l'écrit :

$$\bar{S}\Delta v = S_u + S_p\phi_p \quad (\text{III.16})$$

Le coefficient de diffusivité n'est pas toujours constant. Ses valeurs sur les facettes " e ", " o ", " n " et " s ", du volume de contrôle sont exprimées en fonction des valeurs aux points nodaux P, S, N, O et E par les relations suivantes :

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_E + \Gamma_P}{2} \text{ et } \Gamma_o = \frac{\Gamma_p + \Gamma_o}{2} \quad (\text{III.17})$$

$$\Gamma_n = \frac{\Gamma_p + \Gamma_N}{2} \text{ et } \Gamma_s = \frac{\Gamma_s + \Gamma_p}{2} \quad (\text{III.18})$$

Par application d'un schéma centré d'ordre deux, on remplace les dérivées premières sur les facettes du volume de contrôle par les relations :

$$\left[\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_e = \Gamma_e \left(\frac{\phi_E - \phi_p}{\Delta x} \right) \quad (\text{III.19})$$

$$\left[\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_o = \Gamma_o \left(\frac{\phi_p - \phi_o}{\Delta x} \right) \quad (\text{III.20})$$

$$\left[\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_n = \Gamma_n \left(\frac{\phi_N - \phi_p}{\Delta z} \right) \quad (\text{III.21})$$

$$\left[\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_s = \Gamma_s \left(\frac{\phi_p - \phi_s}{\Delta z} \right) \quad (\text{III.22})$$

En substituant les équations (III.16), (III.17), (III.18), (III.19), (III.20), (III.21) et (III.22) dans l'équation (III.15) on obtient (**gueraoui, 2010**) :

$$\Gamma_e \frac{\phi_E - \phi_p}{\Delta x} - \Gamma_o \frac{\phi_p - \phi_o}{\Delta x} + \Gamma_n \frac{\phi_N - \phi_p}{\Delta z} - \Gamma_s \frac{\phi_p - \phi_s}{\Delta z} + (S_u + S_p\phi_p) = 0 \quad (\text{III.23})$$

Et après arrangement on trouve :

$$a_p\phi_p = a_o\phi_o + a_E\phi_E + a_N\phi_N + a_s\phi_s + S_u \quad (\text{III.24})$$

Avec :

$$a_o = \frac{\Gamma_o}{\Delta x}, \quad a_E = \frac{\Gamma_e}{\Delta x}, \quad a_N = \frac{\Gamma_n}{\Delta z} \quad \text{et} \quad a_s = \frac{\Gamma_s}{\Delta z} \quad (\text{III.25})$$

$$a_p = a_E + a_o + a_N + a_s - s_p \quad (\text{III.26})$$

III.6) Equations gouvernantes

Dans le cas de l'écoulement bidimensionnel et stationnaire, le système d'équations, relativement à un système de coordonnées cartésiennes s'exprime comme suit

III.6.1) Continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \quad (\text{III.27})$$

III.6.2) Quantité de mouvement

Suivant x :

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.28})$$

Suivant y :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.29})$$

III.6.3) Conservation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.30})$$

III.7) Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la méthode de volume fini pour un problème de diffusion de 1D et 2D, qui est basée sur l'écriture des équations mathématiques sous forme intégrale sur un volume de contrôle élémentaire, Chaque volume élémentaire est représenté par une cellule du maillage.

Chapitre IV

Résultats et Discussion

Chapitre IV :**Résultats et Discussion**

IV.1) Introduction

Des ordinateurs ont été utilisés pour résoudre les problèmes de flux de fluide durant plusieurs années. Des nombreux programmes ont été développés pour résoudre des problèmes spécifiques, ou des classes spécifiques des problèmes. Au milieu des années 70, les mathématiques complexes exigées pour généraliser les algorithmes ont commencé à être comprises, et des solveurs tout usage de CFD ont été développés. Ceux-ci ont commencé à apparaître au début des années 80 et ont exigé ce qui était alors les ordinateurs très puissants, aussi bien qu'une connaissance détaillée de la dynamique liquide, et les grandes quantités d'heure d'installer des simulations. En conséquence, le CFD était un outil utilisé presque exclusivement dans la recherche.

Les avancées récentes dans la puissance de calcul, ainsi que les graphiques puissants et la manipulation 3D interactive des modèles ont fait le processus de créer un modèle de CFD et l'analyse résulte beaucoup moins de main-d'œuvre, réduisant le temps et, par conséquent, le coût. Les solveurs avancés contiennent les algorithmes qui permettent les solutions robustes du champ d'écoulement dans un temps raisonnable.

En raison de ces facteurs, la dynamique liquide informatique est maintenant un outil établi de design industriel, aidant à réduire des échelles de temps de conception et à améliorer des processus dans tout le monde de technologie. Le CFD fournit une alternative rentable et précise à l'essai modèle de balance, en variations sur la simulation étant exécutée rapidement, offrant des avantages évidents.

IV.2) Résolution numérique

L'approche numérique à travers des codes de calculs commerciaux comme (CFX, Fluent, ...etc) permet de traiter les systèmes d'écoulements des fluides newtoniens ou non-newtoniens. Actuellement, il existe plusieurs codes tridimensionnels qui permettent la résolution des équations de Navier-stokes de l'écoulement des fluides, est cela grâce aux méthodes des différences finis, d'éléments finis ou volume finis.

Le code de calcul utilisé est ANSYS CFX 12.0 avec le meilleur ANSYS ICEM CFD 12.0

IV.3) But Recherché

Ce projet fait l'objet d'une simulation numérique d'un échangeur thermique à chicanes. Il s'agit d'étudier le transfert thermique à travers la paroi supérieure d'une conduite rectangulaire contenant un fluide Newtonien. La conduite est équipée de chicanes qui servent à améliorer les performances de tel type d'échangeur.

IV.4) Aspects matériels informatiques

L'ensemble des calculs est mené sur un ordinateur personnel (PC) ayant un processeur cadencé à 2.16 GHz, doté de 2 G de mémoire vive. Le logiciel de calcul utilisé est constitué d'un solveur d'équations aux dérivées partielles (CFX 16.0) dédié au traitement des problèmes de la mécanique des fluides. Le logiciel ICEM CFD de génération de maillage, fait partie de la même famille (ANSYS), permet de réaliser la géométrie et générer le maillage.

IV.5) Présentation du code de calcul utilisé

Le solveur CFX 16.0 (**Figure IV.1**) est utilisé pour la résolution de notre problème. Il est pratiqué dans le domaine de la dynamique des fluides CFD (Computational Fluid Dynamics). Il utilise entre autre la méthode des volumes finis (MVF), c'est une méthode semi intégrale qui procède par intégration des équations locales sur un ensemble discret de volumes de contrôle englobant les points de calculs. Cela conduit à des équations discrètes exprimant la conservation exacte de toutes les quantités transportables.

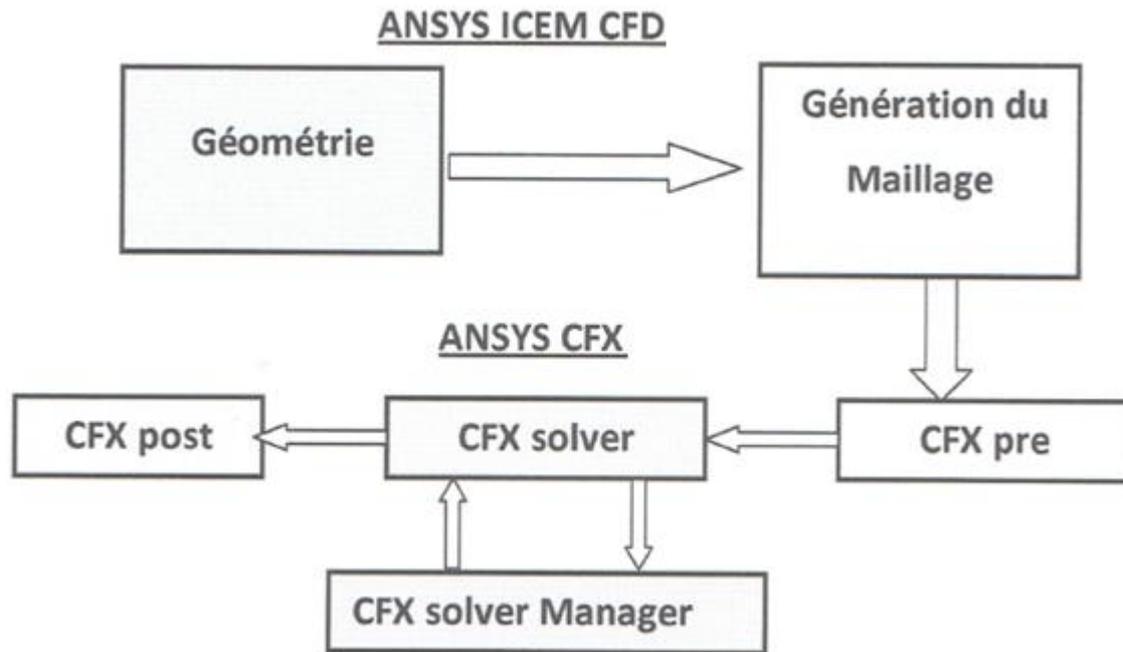


Figure IV.1 : Les modules principaux du CFX 16.0

IV.5.1) ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Quand il s'agit de géométries complexes, ICEM CFD peut être couplé avec d'autres logiciels meilleurs pour la réalisation de la géométrie ainsi que le maillage. L'un des avantages de ce logiciel est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. Pour le maillage, ICEM CFD 12.0 utilise des structures mono ou multi blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, le maillage en tétraèdre et en hexaèdre.

Pour la création de la géométrie, et le maillage du domaine de calcul nous avons utilisé un software de haute qualité « ICEM CFD 12.0 » et qui permet d'exporter le maillage généré au CFX-Pre .

IV.5.2) CFX-Pre

C'est une interface pour la définition du problème (modèle choisit, condition initiale, condition aux limite, propriété du fluide ...etc.) c'est le pré-processing « CFX-pre ».

Il permet d'importer le maillage de la géométrie étudiée, construit par le module CFX-BUILD ou l'importer à partir d'un autre logiciel (DAO), générateur de maillage tels que ICEM CFD, GAMBIT. Le CFX-Pre est conçu pour spécifier la nature de l'écoulement (permanent ou transitoire), laminaire ou turbulent, et pour introduire les conditions initiales et aux limites du

problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur).

IV.5.3) CFX-Solver

Il permet de résoudre les équations de l'hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX Solver pour un nombre d'itération bien défini et une erreur tolérée.

Un solveur de solution (solver manager) qui permet le retour d'information sur la progression de convergence à travers la définition d'exécution et le contrôle, avec des graphes configurés pour l'utilisateur aussi bien que l'affichage du multiple exécution simultanément sur écran.

IV.5.4) CFX -Post

C'est une interface très puissante pour la représentation des résultats, graphiquement et quantitativement (courbes, lignes de courant, contoursetc), c'est le post- processing « CFX-post ». Il permet d'exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels que « Origine ou Tecplot ».

IV.6) Etapes de la simulation (par ICEM et CFX)

L'objectif de ce travail est de faire une simulation numérique d'un écoulement d'un fluide newtonien dans une conduite rectangulaire.

Pour ce genre de simulation, on doit passer par quelques étapes nécessaires pour arriver aux résultats escomptés. D'abord on commence par dessiner la géométrie et ensuite générer un maillage à l'aide du logiciel ICEM CFD, ensuite faire la simulation en utilisant le CFX-12.0. Pour avoir une bonne prédiction au cours de cette simulation il est nécessaire d'injecter tous les paramètres entrants dans la configuration de cette étude.

IV.6.1) Création de la géométrie

Pour générer la géométrie on utilise le code ICEM CFD 12.0. Tout d'abord, on doit choisir un système de coordonnées afin de caractériser la géométrie, pour cela on doit avoir recours au pré-processeur afin d'indiquer, dans le système de coordonnées choisi, les coordonnées des points délimitant chaque bloc de forme potentiellement irrégulières.

Il est possible d'introduire une zone solide dans l'espace ainsi défini de façon à pouvoir inclure un obstacle dans l'écoulement. Cette inclusion consiste à fournir au logiciel les 'numéros' des cellules qui devront être considérées comme des cellules solides.

IV.6.2) Génération du maillage

La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie, le logiciel ICEM-CFD nous donne la possibilité soit de générer un maillage tétraédrique ou hexaédrique ; le maillage tétraédrique est un maillage semi-automatique très simple à générer, par contre le maillage hexaédrique nécessite des étapes supplémentaires tel que les projections des courbes et des surfaces.

Dans la région proche de la paroi, les effets de la couche limite provoquent un grand gradient de la vitesse, normale à la surface.

Numériquement, un maillage efficace dans cette région exige que les éléments aient la hauteur aplatie. Si la forme tétraédrique est utilisée, nous risquons d'avoir des éléments tétraédriques fortement tordus. Le maillage du ICEM-CFD 16.0 surmonte ce problème en employant des prismes pour créer un maillage fin qui est normale à la paroi, mais parallèle à elle.

IV.6.3) Résolution du problème (Le Pre-processing)

Avant de lancer le CFX 16.0 on doit respecter et connaître les critères de convergence.

Une procédure est convergente si toute erreur tend à décroître au cours des itérations, elle est convergée lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables selon un critère qu'on doit définir, donc le critère de convergence est utilisé pour stopper le processus itératif lorsqu'il est satisfait.

Le critère de convergence utilisé par le CFX 16.0 repose sur le résidu d'une équation du problème qu'on définit :

$$R = \sum \text{des mailles} (\sum a * \Phi + S - a * \Phi).$$

IV.7) Présentation du problème

La **Figure IV.2** présente la géométrie de l'échangeur simulé. Il s'agit d'une conduite rectangulaire munie d'un ensemble de chicanes. Tous les détails concernant les paramètres

géométriques sont résumés sur le **Tableau IV.1**. La première chicane est placée à une distance de 30 mm par rapport à l'entrée.

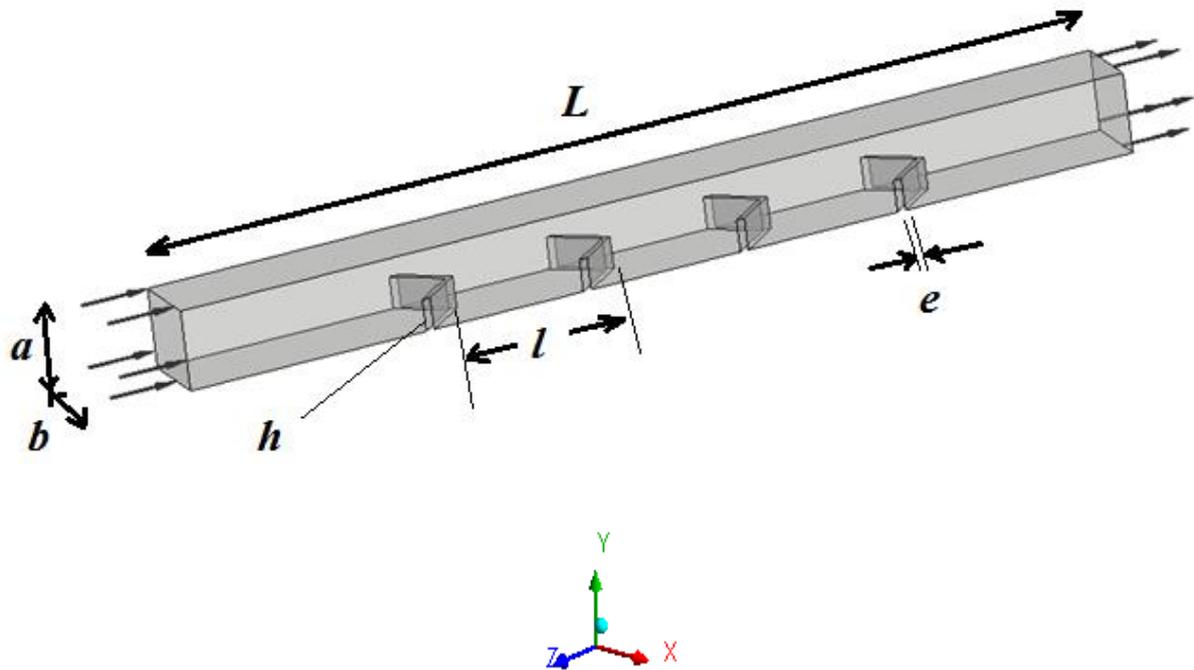


Figure IV.2 : Domaine du calcul

Tableau IV.1 : Détails sur la géométrie

L [mm]	h [mm]	a [mm]	b [mm]	l [mm]	e [mm]
120	4	10	10	20	1

Dans ce travail, on a examiné l'effet de la direction des chicanes, emplacement des chicanes et nombre des chicanes. Toutes les géométries réalisées sont présentées sur la **Figure IV.3**.

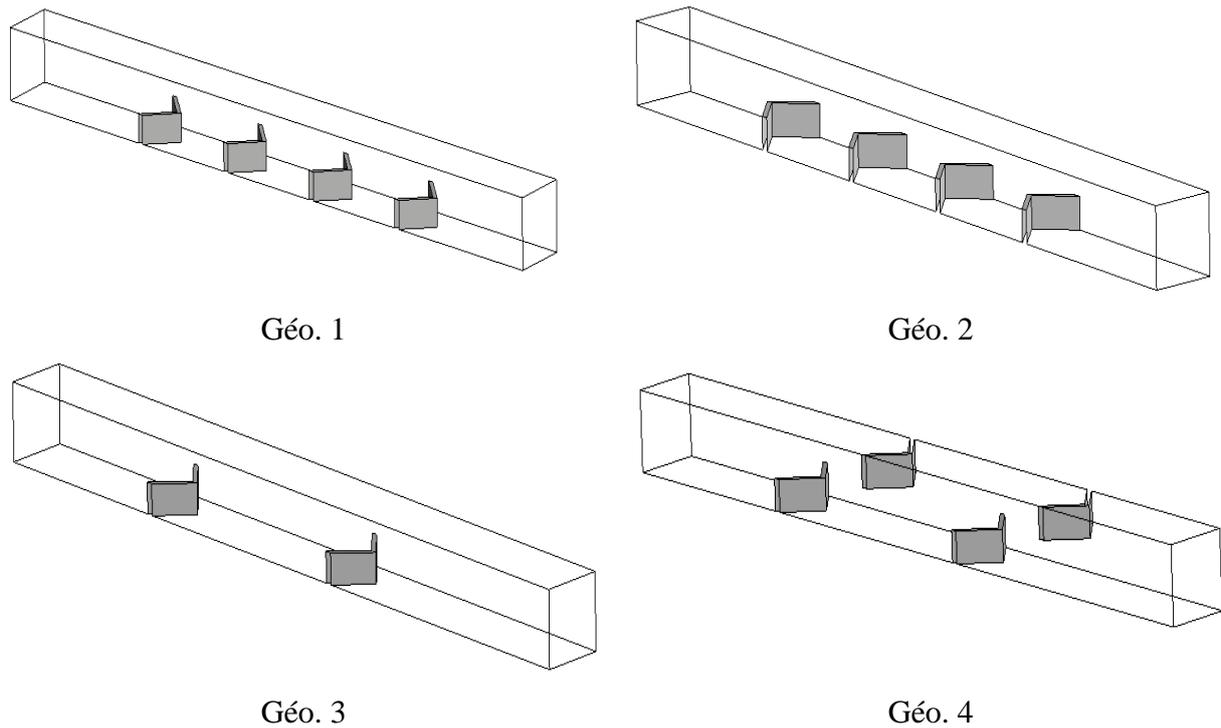


Figure IV.3 : Géométrie réalisée

IV.8) Conditions aux limites

La **Figure IV.4** montre les conditions aux limites du problème (inlet (entrée du fluide), outlet (sortie du fluide)).

- ✓ La température du fluide à l'entrée : 60°C ,
- ✓ La température de la paroi du canal : -7°C ,

IV.9) hypothèses du problème

- ✓ Le régime d'écoulement est laminaire, le nombre de Reynolds varie entre 0.1 et 120.
- ✓ Le processus est stationnaire,
- ✓ Le problème est bidimensionnel (les deux côtés de la géométrie sont définis comme étant symétrique),
- ✓ Le fluide est Newtonien et incompressible (eau),
- ✓ L'échangeur est placé horizontalement,
- ✓ L'effet du champ gravitationnel est négligeable,
- ✓ Les chicanes sont supposés adiabatiques.

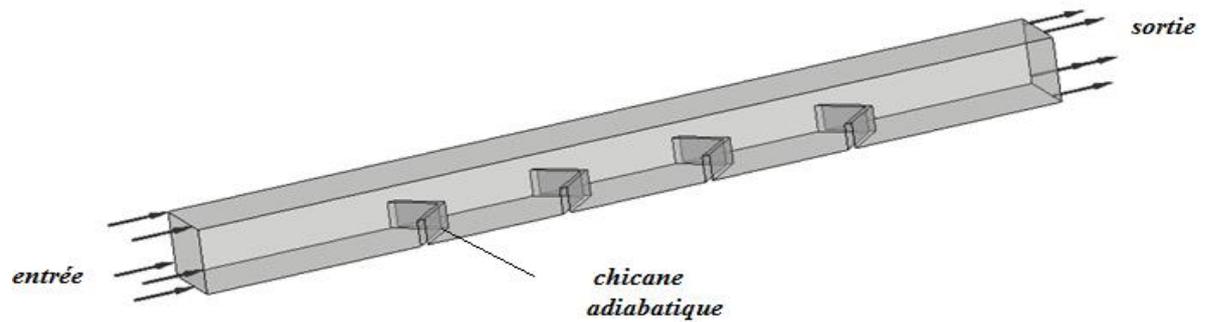


Figure IV.4 : Conditions aux limites

IV.10) Test du maillage

Sachant bien que la taille de l'élément du maillage (**Figure IV.5**) joue un rôle très important sur la qualité des résultats (en termes de précision). Plus le pas spatial du maillage est petit, plus le résultat sera précis, mais le raffinement excessif du maillage augmente fortement le temps nécessaire pour atteindre la convergence. Le meilleur compromis entre une bonne précision et un temps de calcul réduit nous a permis de choisir un nombre d'élément comme indiqué sur le **Tableau IV.2**. Ce tableau montre aussi l'influence du nombre de Reynolds : l'augmentation du Re demande un temps de calcul supplémentaire.

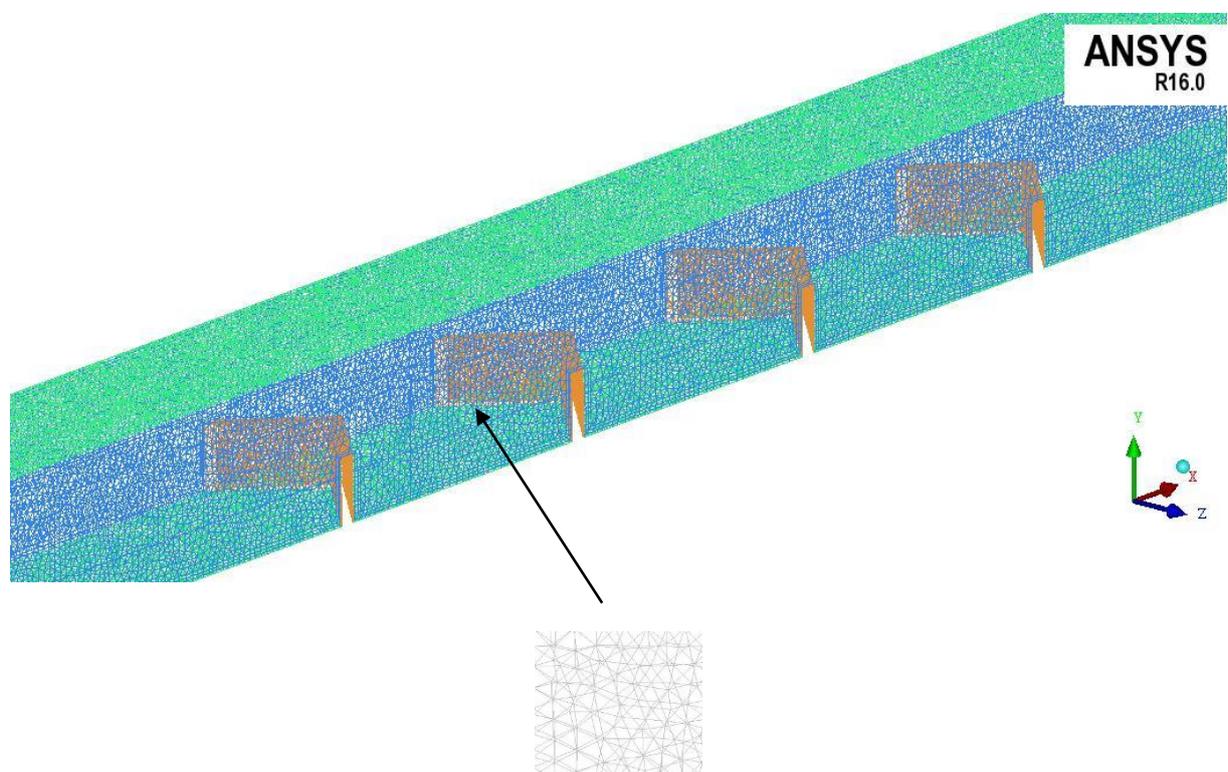


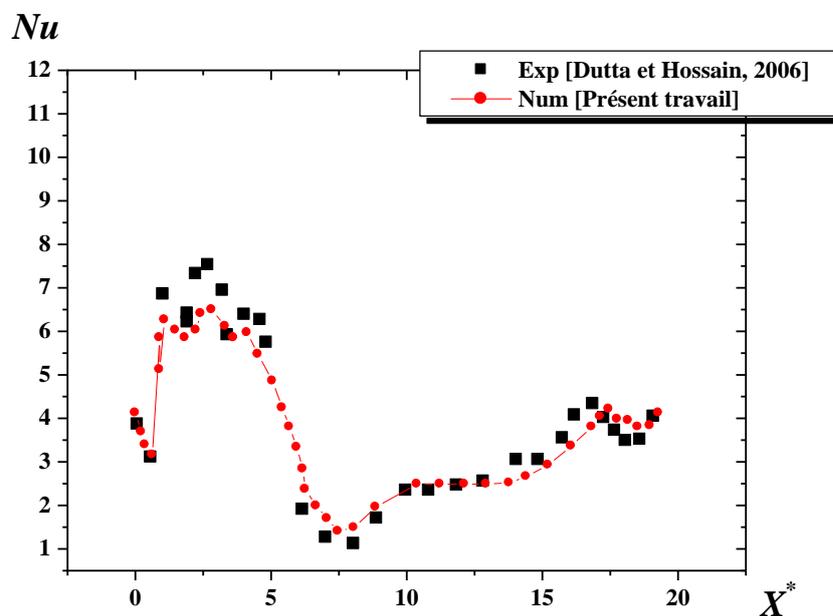
Figure IV.5 : Maillage tétraédral du domaine de calcul

Tableau IV.2 : Détails sur les simulations (nombre d'éléments et temps du calcul)

		Nombre des éléments	Temps du calcul [seconde]
$Re = 0.1$	Echangeur chicané	437 060	1.104×10^3
	Echangeur lisse	406 653	9.869×10^2
$Re = 30$	Echangeur chicané	437060	2.026×10^3
	Echangeur lisse	406653	1.414×10^3
$Re = 70$	Echangeur chicané	437060	3.611×10^3
	Echangeur lisse	406653	2.016×10^3
$Re = 120$	Echangeur chicané	437060	3.552×10^3
	Echangeur lisse	406653	2.106×10^3

IV.11) Validation des résultats

Avant tout, on a vu nécessaire de vérifier la fiabilité et performance du code de calcul et de la méthode de simulation abordée. A cette fin, on s'est référé au travail expérimental réalisé par **Dutta et Hossain (2006)**. Avec les mêmes conditions géométriques et le même fluide utilisés par ces auteurs, on a prédit la variation du nombre de Nusselt le long de la conduite pour un nombre de Reynolds $Re = 35\,500$ (**Figure IV.6**). La comparaison entre nos résultats et ceux de Dutta et Hossain montre un accord satisfaisant.

**Figure IV.6 :** Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 35\,500$

IV.12) Résultats et discussion

IV.12.1) Influence du nombre de Reynolds

On entame notre investigation par l'étude de l'effet de l'intensité du débit d'entrée d'écoulement. La valeur de ce débit est choisi de telle façon d'intensifier le transfert thermique tout en conservant un temps de séjour suffisant, c-à-d le nombre de Reynolds (Re) est limité dans un régime laminaire. Le Re varie entre 0.1 jusqu'à 120.

Pour réaliser notre test, quatre valeurs du Re ont été choisi et qui sont : $Re = 0.1, 1, 50$ et 120 , respectivement.

Les résultats trouvés sont présentés sous différentes formes : contours, lignes de courant et courbes.

La distribution spatiale de la vitesse axiale le long du plan central (XY) est présentée sur la **Figure IV.7** La première remarque qu'on peut tirer est le positionnement de la valeur maximale ; la V_{max} est atteinte à l'extrémité de la chicane. Ainsi les valeurs minimales sont marquées au voisinage de la chicane (au coin d'insertion des chicanes sur la paroi de conduite). Pour un nombre de Reynolds très faible ($Re = 0.1$), le champ de V_{max} est limité juste à l'extrémité de la chicane. Mais avec l'augmentation du Re , le mouvement des particules fluide s'intensifie et le champ de V_{max} devient plus ample.

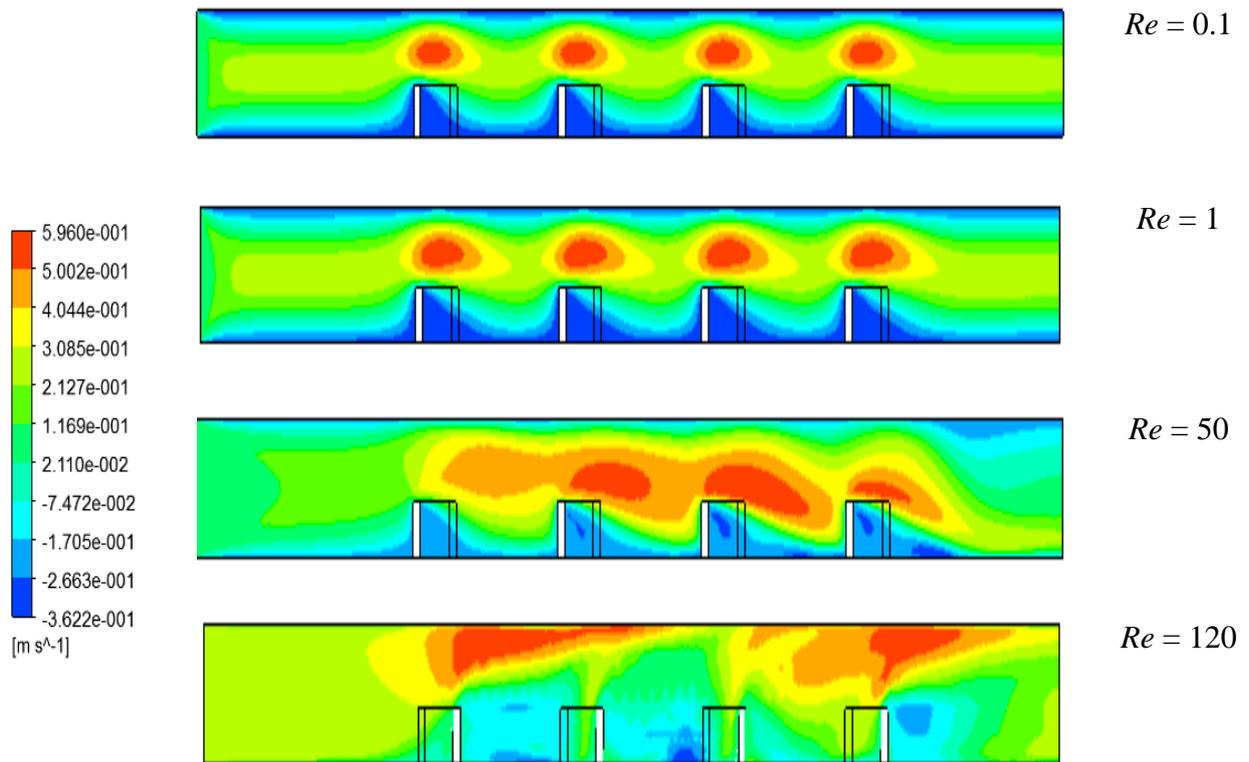


Figure IV.7 : Contours de vitesse pour $Z = 0.1$, Géo. 1

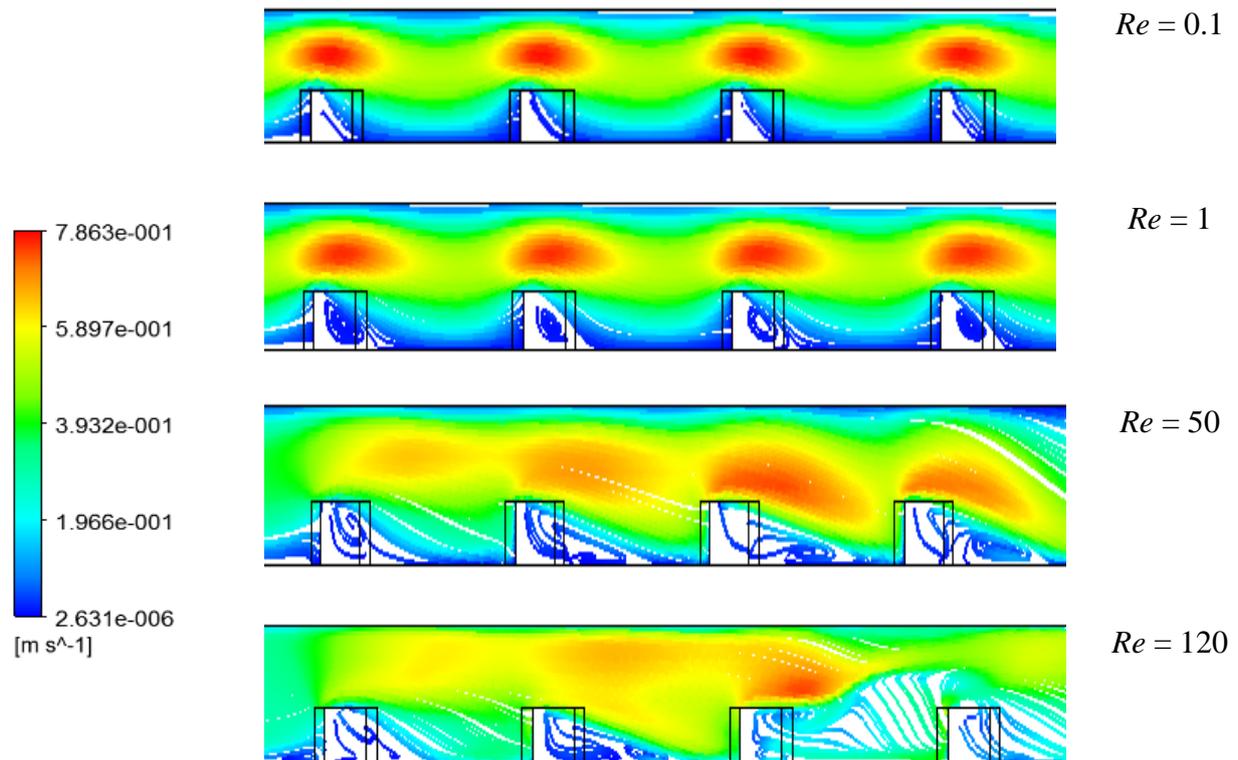


Figure IV.8 : Lignes de courant pour $Z = 0.5$, Géométrie 1

La chicane présente un vrai obstacle qui change fortement la structure de l'écoulement, comme l'indique la **Figure IV.8**. Dès l'augmentation du nombre de Reynolds, des structures tourbillonnaires apparaissent. Pour des valeurs du Re modérée (entre 10 et 50), un tourbillon se forme après chaque chicane. Ainsi un deuxième vortex (de taille faible par rapport au premier) est marqué avant la chicane collée à la paroi supérieure pour Re supérieur à 50, ceci est dû aux forces d'interaction présente dans la zone inter-chicanée.

La taille des tourbillons est proportionnelle au nombre du Reynolds. Pour bien illustrer ce phénomène, on présente sur la **Figure IV.9** l'évolution de la vitesse U sur un plan horizontal (XZ).

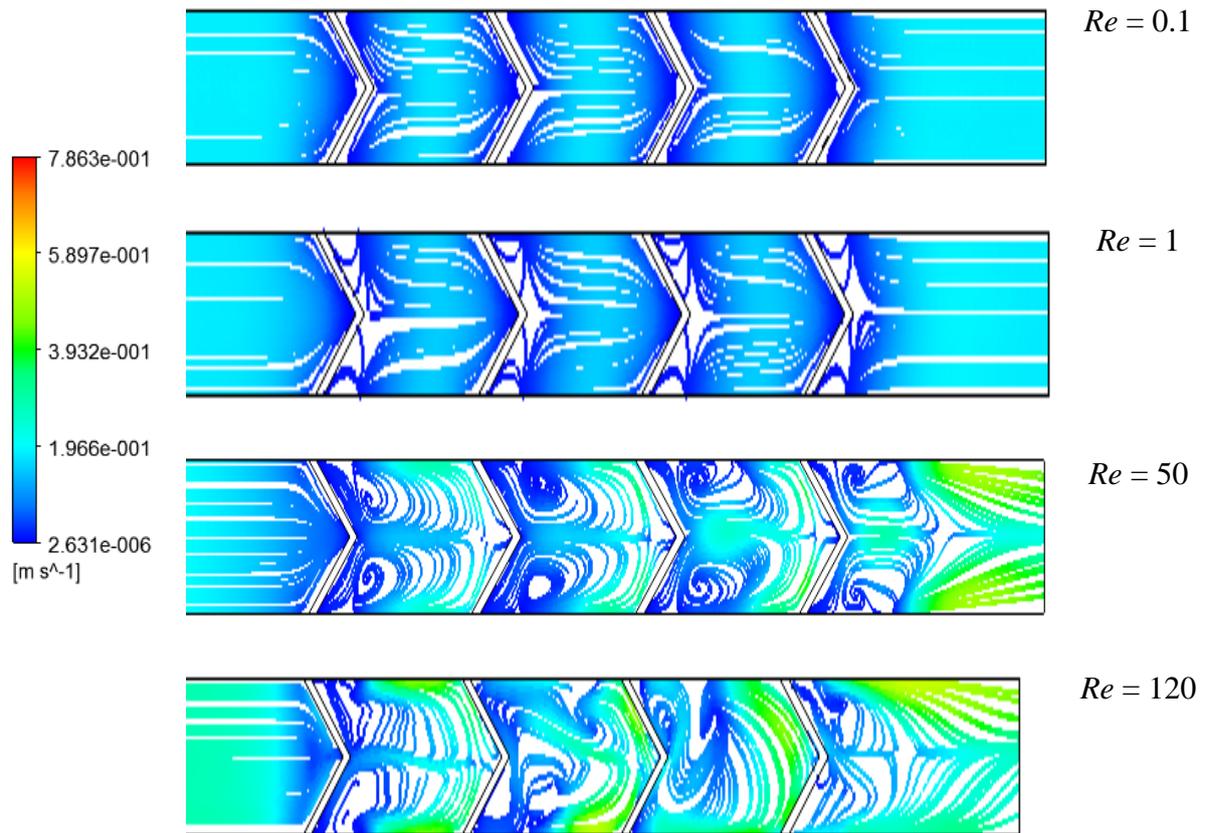


Figure IV.9 : Lignes de courant pour $Y = 0.1$, Géomé. 1

La distribution spatiale de température le long de toute la conduite est présentée sur la **Figure IV.10**) Comme prévu, la chicane influence fortement sur le transfert thermique : la partie la plus refroidie commence au voisinage de la chicane. D'un autre côté, plus le temps de séjour est grand, plus la zone du fluide industriel refroidi est ample. Phénomène ainsi détaillé par les courbes de la **Figure IV.11** et les plans de la **Figure IV.12**.

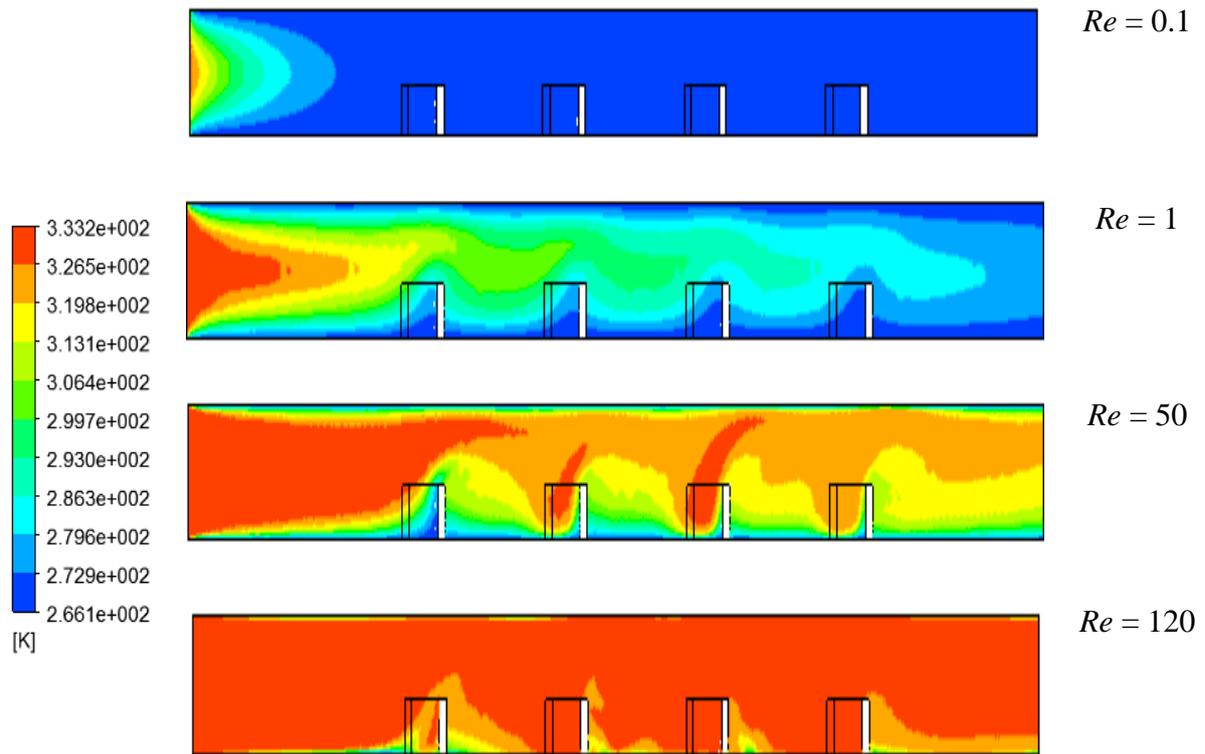


Figure IV.10 : Contours de température pour $Z = 0.5$, Géo. 1

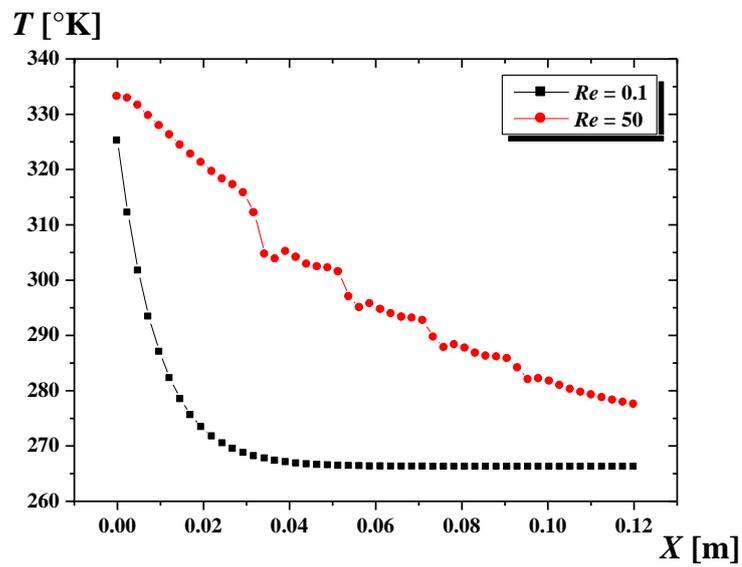


Figure IV.11 : Distribution de température sur la ligne centrale, Géo. 1

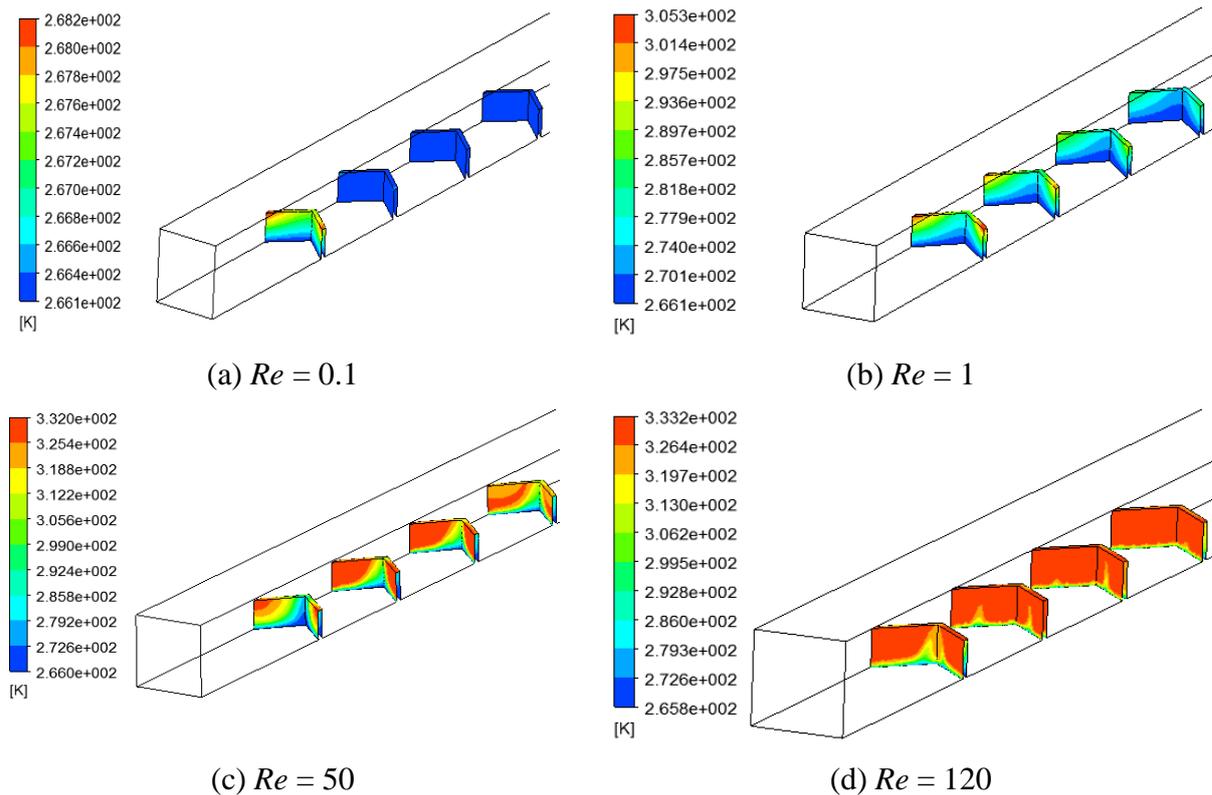


Figure IV.12 : Distribution de température du fluide sur les chicane pour différents nombre de Reynolds, Géométrie 1

IV.12.2) Influence de direction des chicane en V

Dans cette section, on explore l'effet de la forme de chicane. Deux formes sont choisies et qui sont : Géométrie 1 (sous forme de V) et Géométrie 2 (sous forme de V mais dans un sens opposé).

Les lignes de courant sont présentées sur la **Figure IV.13** pour les deux configurations géométriques. Comme illustrée sur cette figure, les structures tourbillonnaires sont plus intenses pour la Géométrie 1, la forme convergente crée un gradient de pression négatif et plus accentué par rapport au Géométrie 2. Par conséquent, une rotation d'écoulement dans un sens opposé sera marquée comme le montre la **Figure IV.14**.

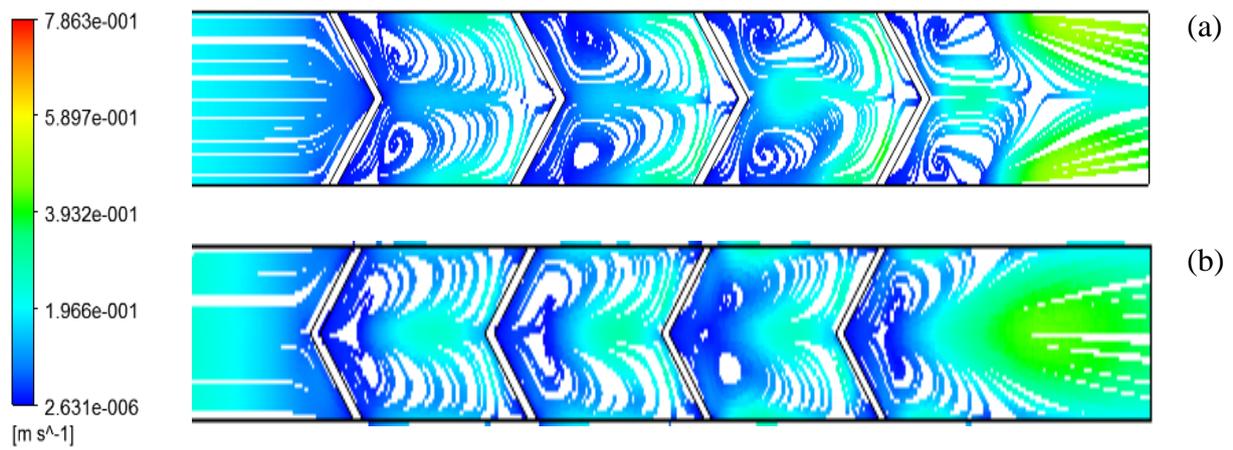


Figure IV.13 : Lignes de courant pour $Y = 0.1$, $Re = 50$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 2

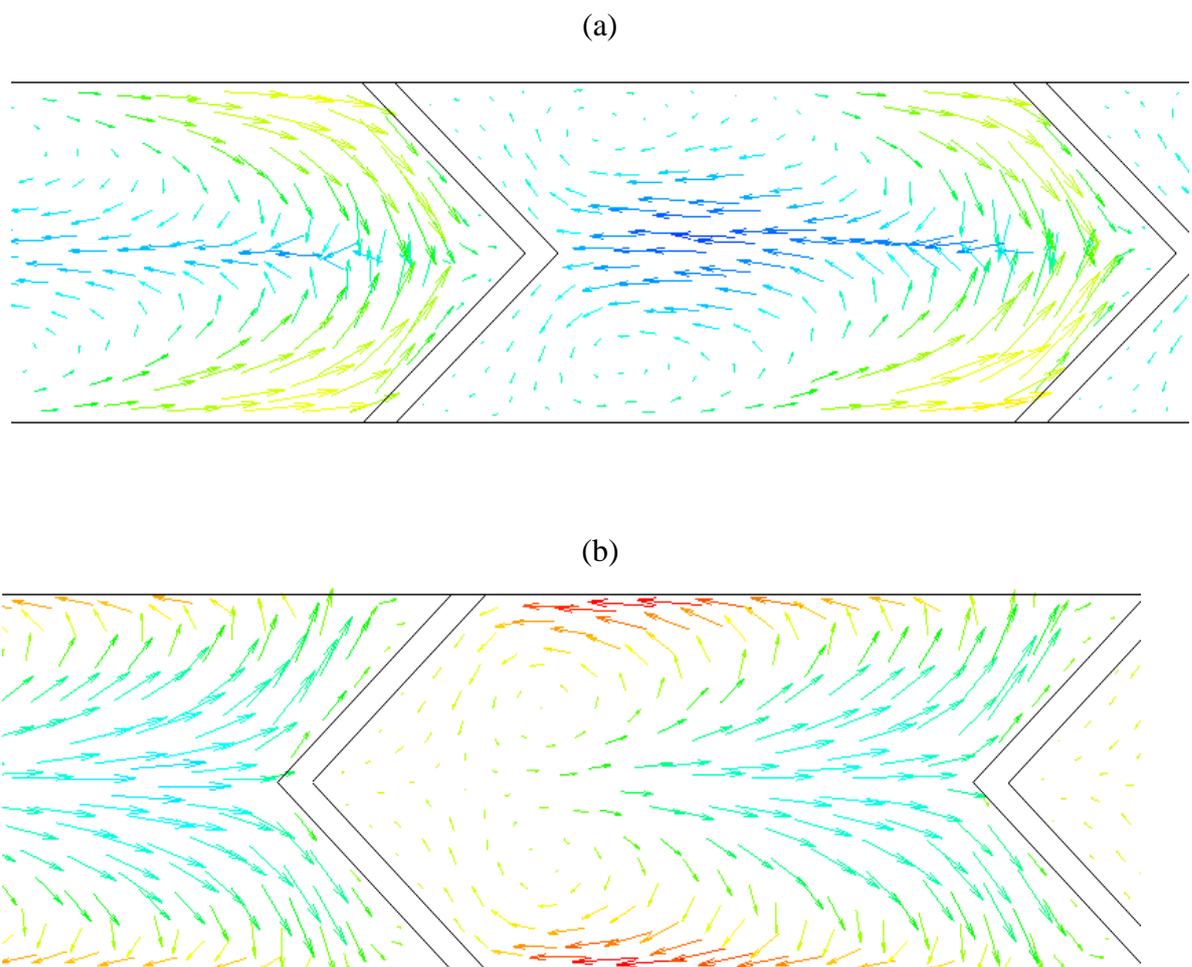


Figure IV.14 : Vecteurs de vitesse pour $Y = 0.1$, $Re = 2$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 2

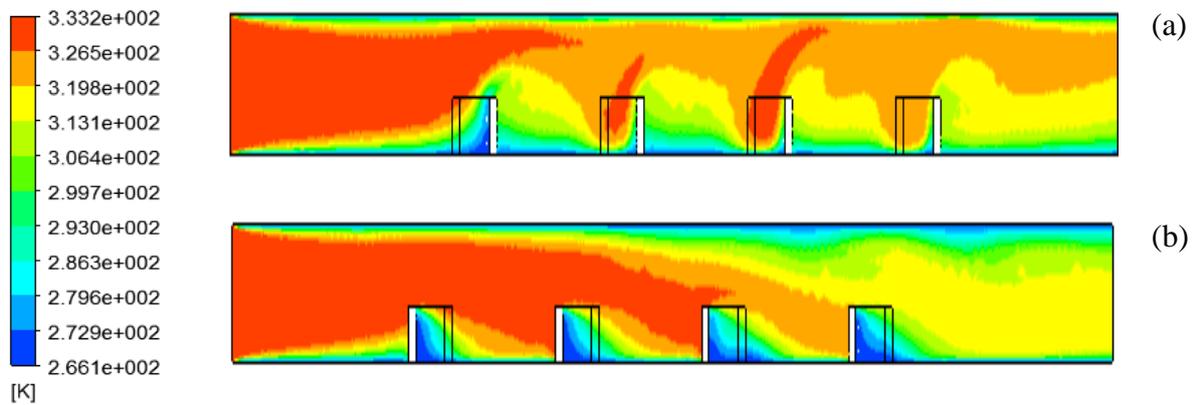


Figure IV.15 : Contours de température pour $Z = 0.5$, $Re = 50$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 2

La structure tourbillonnaire créée par les chicanes se répercute directement sur la distribution de température et pertes de charge. En comparaison entre les deux configurations géométriques, la forme convergente de chicane semble plus efficace sur le plan limitation des zones chaudes (**Figure IV.15**), mais cela est accompagné par des pertes de charge supplémentaires (ce sont les pertes de charge singulières) (**Figure IV.16**). A noter aussi que, l'augmentation du débit d'écoulement résulte une augmentation en perte de charges (régulières) (**Figure IV.16**).

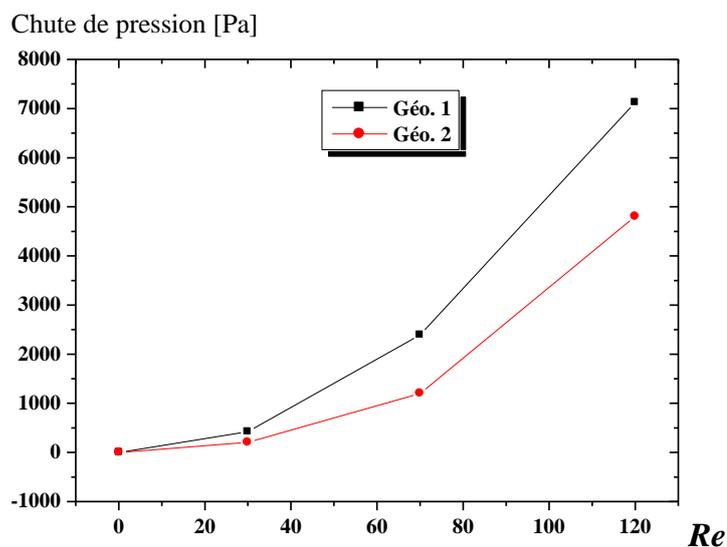


Figure IV.16 : Pertes de charge pour Géo. 1 et 2

IV.12.3) Influence de l'espacement des chicanes

Dans cette section, on teste l'influence d'un autre paramètre géométrique, c'est l'espacement entre les chicanes. La première chicane fixe, par contre la position de la deuxième varie pour donner les rapports suivant : $e/L = 0.2$ et 0.4 , qui correspondent au nombre de chicanes de 4 et 2, respectivement.

Pour ces deux configurations géométriques, la distribution spatiale de la vitesse est présentée (sous forme de contours (**Figure IV.17**) et lignes de courant (**Figure IV.18**)). Il apparait clairement que les forces d'interaction dans la zone inter-chicanée sont très fortes pour des faibles espacements (e/L). Par conséquence, la zone chaude sera limitée plus efficacement avec l'augmentation du nombre de chicane (**Figure IV.19**).

Sur la **Figure IV.19**, on remarque qu'un bon refroidissement est obtenu après la 4^{ème} chicane (Géo. 2). Par contre, quelques points chauds sont encore présents pour la même position de longueur sur la conduite dans le cas du Géo. 3.

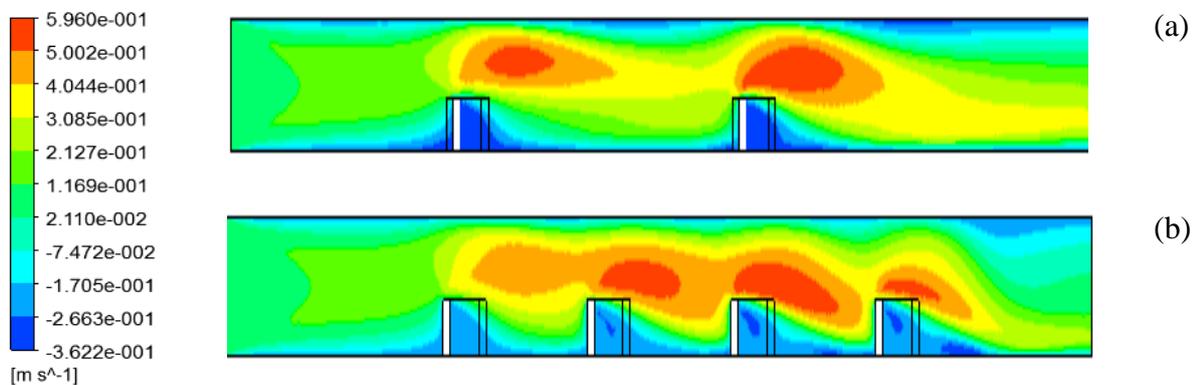


Figure IV.17 : Contours de vitesse pour $Re = 50$, $Z = 0.5$, (a) Géo. 3, (b) Géo. 1

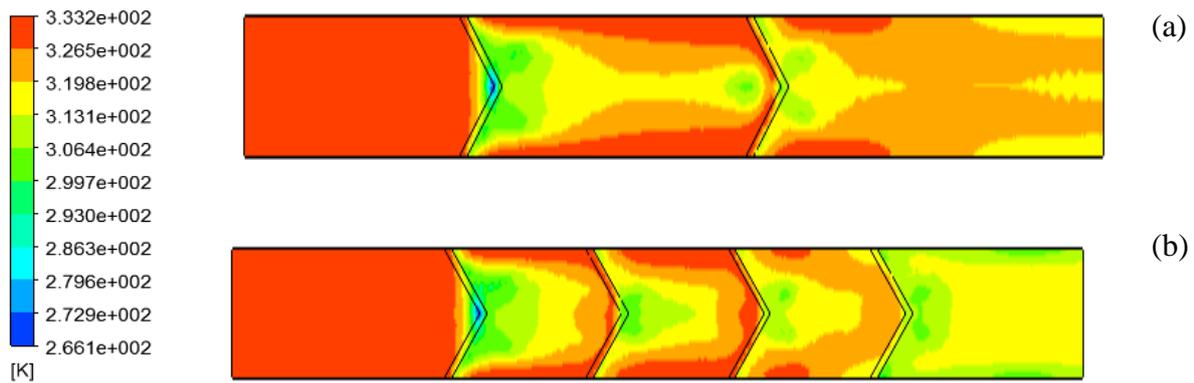


Figure IV.18 : Contours de température pour $Z = 0.5$, $Re = 50$, (a) Géo. 3, (b) Géo. 1

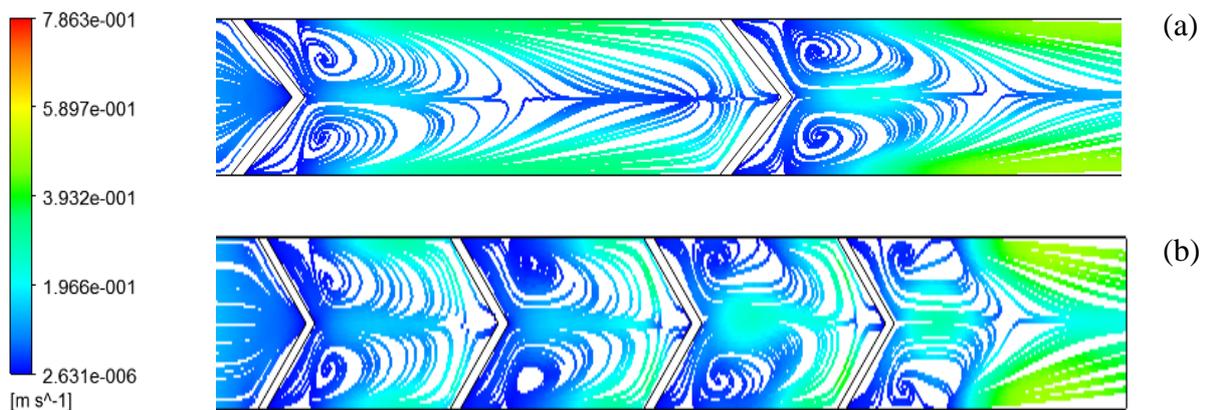


Figure IV.19 : Lignes de courant pour $Y = 0.1$, $Re = 50$, (a) Géo. 3, (b) Géo. 1

IV.12.4) Influence de la position des chicane

Dans la dernière section de notre investigation, on examine l'effet de la position des chicanes. En gardant le même nombre de chicanes et le même espace inter-chicané, la position de ces obstacles a été modifiée pour réaliser la Géo. 4. Il s'agit d'un positionnement linéaire (Géo. 1) ou alternées (Géo. 4).

Une comparaison a été faite entre les deux configurations en termes des champs d'écoulement et distribution de température (**Figures IV.20 et IV.21**, respectivement). La Géo. 4 semble un très bon générateur de vortex et un échangeur très efficace par rapport au Géo. 1.

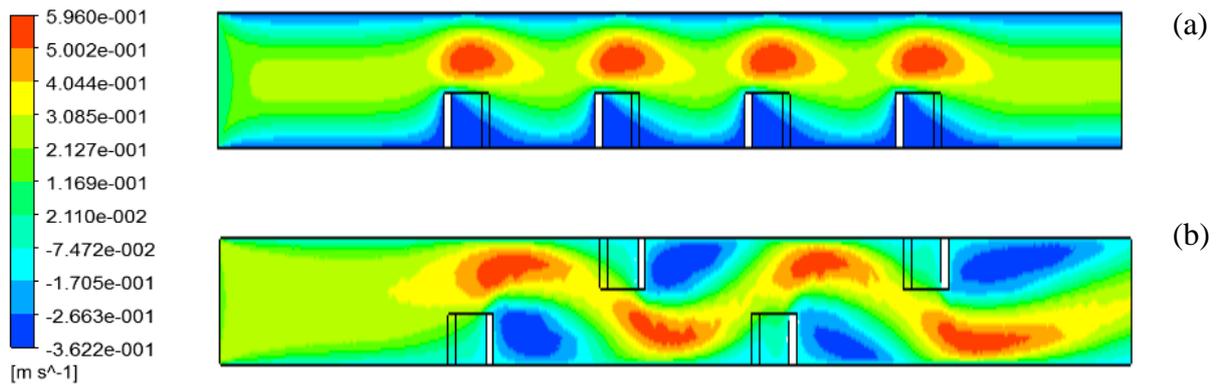


Figure IV.20 : Contours de vitesse pour $Re = 50$, $Z = 0.5$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 4

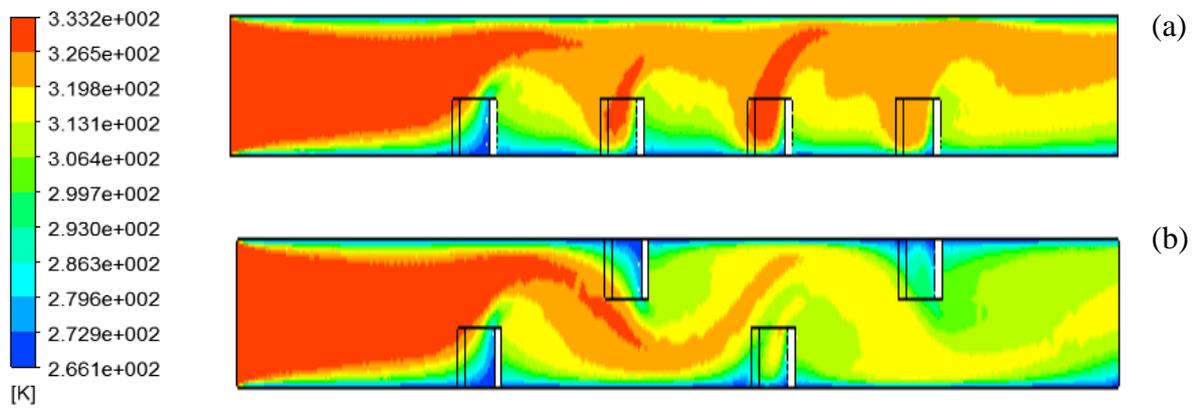


Figure IV.21 : Distribution de température pour $Re = 50$, $Z = 0.5$, (a) Géo. 1, (b) Géo. 4

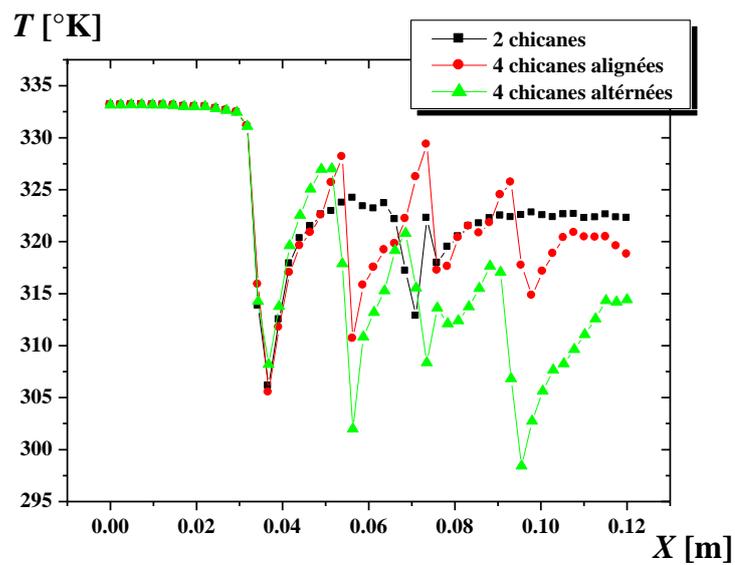


Figure IV.22 : Distribution de température sur la ligne centrale pour $Re = 2$

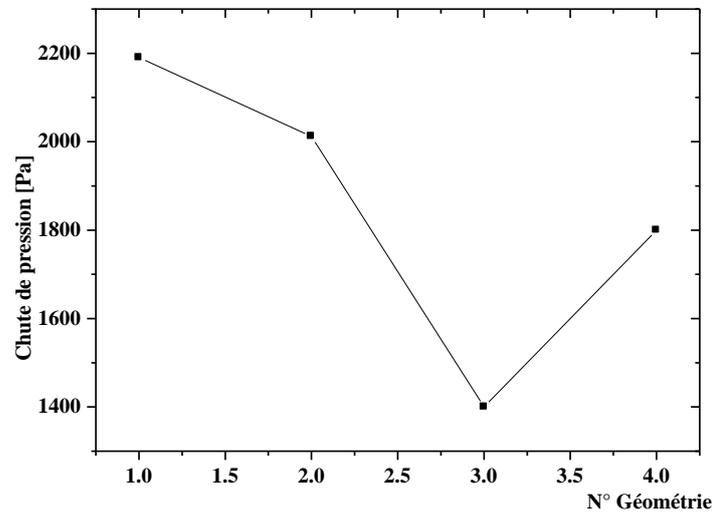


Figure IV.23 : Pertes de charges pour $Re = 70$

Pour conclure le travail, une comparaison entre les 4 configurations géométriques a été effectuée (**Figure IV.22 et IV.23**). Un échangeur à deux chicanes peut être jugé bon puisqu'il génère moins de pertes de charges, mais il est moins efficace sur le plan thermique.

La forme divergente est avantageuse pour économiser quelques pertes singulières, mais moins efficace pour réduire les zones chaudes. La Géo. 4 semble comme meilleure design parmi tous le cas étudiés.

Conclusion

Les champs hydrodynamiques et thermiques, ainsi que les pertes de charges à travers un échangeur chicané ont été caractérisés par voie de simulation numérique. L'outil numérique Ansys ICEM CFD a été utilisé pour créer la géométrie et générer le maillage du domaine de calcul.

L'influence de quelques paramètres sur l'efficacité d'un tel échangeur a été vérifiée, il s'agit du débit d'écoulement (nombre de Reynolds), forme, espacement et positionnement des chicanes.

Les résultats obtenus ont montrés qu'un échangeur à deux chicanes peut être jugé bon puisqu'il génère moins de pertes de charges par rapport aux autres configurations, mais il est moins efficace sur le plan thermique.

La forme divergente est avantageuse pour économiser quelques pertes singulières, mais moins efficace pour réduire les zones chaudes.

Les meilleures performances énergétiques et thermiques sont obtenues par l'échangeur avec chicanes en positionnement alterné. Ce design peut être considéré comme le meilleur parmi tous les cas étudiés.

Références Bibliographies

- Azevedo I., Lebouche M., Devienne R. Laminar cooling of pseudoplastic fluids flowing through cylindrical horizontal pipes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 16 (1995) 125-130.
- Azzi A. Méthode numérique appliquées aux calculs des écoulements et du transfert de chaleur. Support de cours, USTO-MB (2011) p 31-46.
- Boualil H., Zeraibi N. Problème de Graetz generalisé pour un fluide a seuil de contrainte (fluide plastique de Bingham) (a-flux imposé), proceeding CFM2005, Article 989.
- Boualil H., Zeraibi N. Problème de Graetz generalisé pour un fluide à seuil de contrainte (fluide plastique de Bingham) (a-température imposée), proceeding CFM2007, Article 440.
- Bourret B. Les échangeurs de chaleur. INSA Toulouse, (2013) p3-11.
- Faghri M., Asako Y. Numerical determination of heat transfer and pressure drop characteristics for a converging–diverging flow channel. *Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer* 109 (1987) 606–612.
- Grandjean B. Transfert de chaleur. (2013) p 9-10.
- Grijspeerdt K., Hazarika B., Vucinic D. Applications of computational fluid dynamics to model the hydrodynamics of plate heat exchangers for milk processing. *Journal of Food Engineering* 57 (2003) 237–242.
- Gueraoui K. Analyse numérique, Méthode des volumes finis. (2010) p 02.
- Islamoglu Y. Effect of rounding of protruding edge on convection heat transfer in a converging–diverging channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 643–647.
- Islamoglu Y. Effect of rounding of protruding edge on convection heat transfer in a converging diverging channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 643–647.
- Jannot Y. Les échangeurs de chaleur. (2016) p 07.
- Kumar R., Chauhan R., Sethi M., Kumar A. Experimental investigation on overall thermal performance of fluid flow in a rectangular channel with discrete v-pattern baffle. *Experimental Thermal and Fluid Science* 81 (2017) 56–75.
- Marty. Ph. Mécanique des fluides. (2013) p11-13.

- Minvielle Z. Echangeur de chaleur-description. (2014) p2-26.
- Natarajan S. Mokhtarzadeh-Dehghan M.R. A numerical and experimental study of periodic flow in a model of a corrugated vessel with application to stented arteries. *Medical Engineering & Physics* 22 (2000) 555–566.
- Niceno B., Nobile E. Numerical analysis of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22 (2001) 156–167.
- Nishimura T., Ohori Y., Kawamura Y. Flow characteristics in a channel with symmetric wall for steady flow. *Journal of Chemical Engineering of Japan* 17 (1984) 466–471.
- Quaresma J. N., Macêdo E. N. Integral transform solution for the forced convection of Herschel-Bulkley fluids in circular tubes and parallel-plates ducts. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 15 (1998) n°1.
- Sahel D., Ameer H., Benzeguir R., Kamla Y. A numerical study of fluid flow and heat transfer over a fin and flat tube heat exchangers with complex vortex generators. *The European Physical Journal Applied Physics*, 2017.
- Sahel D., Ameer H., Benzeguir R., Kamla Y. Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles. *Applied Thermal Engineering*, 101 (2016) 156-164.
- Snyder B., Li K.T., Wirtz R.A. Heat transfer enhancement in serpentine channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 35 (1993) 2965–2976.
- Sparrow E.M., Hossfeld L.M. Effect of rounding of protruding edges on heat transfer and pressure drop in a duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 27 (1984) 1715–1723.
- Sparrow E.M., Prata A.T. Numerical solutions for laminar flow and heat transfer in a periodically converging–diverging tube with experimental confirmation. *Numerical Heat Transfer* 6 (1983) 441–461.
- Stone K., Vanka S.P. Numerical study of developing flow and heat transfer in a wavy passage. *Transaction of the ASME Journal of Fluids Engineering* 121 (1999) 713–719.
- Stoukov A. Introduction a la mécanique des fluides numérique. (2006) p09.

- Taymaz I., Koc I., Islamoglu Y. Experimental study on forced convection heat transfer characteristics in a converging diverging heat exchanger channel. *Heat and Mass Transfer* 64 (2008) 251-262.
- Vradis G., Dougher J., Kumar S. Entrance pipe flow and heat transfer for a Bingham plastic. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36 (2000) 543-552.
- Wang C.-C., Chen C.-K. Forced convection in a wavy-wall channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 2587–2595.
- Wang G., Vanka P. Convective heat transfer in periodic wavy passages. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995) 3219–3230.
- Yuan Z., Tao W., Wang Q. Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with stream-wise-periodic rod disturbances. *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 28 (1998) 1371–1388.