

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE 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

Exploration Numérique Des Champs Thermiques et Hydrauliques Dans un échangeur muni de Chicanes transversales

Présenté par :

- AMRANI Youssef
- ZAHZOUH Tayeb

Encadré par : **Pr. Ameer Houari**

Soutenu le : 2020..... de vant le Jury :

<i>Mr. NAIMA khatir</i>	<i>MAC</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>Mr. AMEUR Houari</i>	<i>Pr</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadreur</i>
<i>Mr. KAID Nouredine</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>

Naama_ Algérie _2020

Remerciements

Nous tenons d'abord à remercier

Respectueusement notre encadreur

M. Ameur Houari pour la confiance,

Les conseils et l'orientation.

*Nous remercions l'ensemble des professeurs de Génie mécanique qui
ont contribué à assurer notre Formation en Master.*

Nos remerciements également à tous ceux qui

Ont contribué à l'élaboration et la réalisation de

Ce travail.

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, âmes très chers
Parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère*

Qui ont fait tant de

Sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours

D'études, tous les mots restent faibles pour exprimer

Ma grande affection et ma profonde gratitude.

*À mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma
Promotion, à tous les professeurs et les étudiants de
Génie mécanique, à mes collègues de ma branche et à
Mon binôme Tayeb*

Amrani Youssef

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, âmes très chers
Parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère*

Qui ont fait tant de

Sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours

D'études, tous les mots restent faibles pour exprimer

Ma grande affection et ma profonde gratitude.

*A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma
Promotion, à tous les professeurs et les étudiants de
Génie mécanique, à mes collègues de ma branche et à
Mon binôme Youssef*

Zahzouh Tayeb

Résumé

Résumé

Le présent papier est une simulation numérique du transfert thermique dans une conduite rectangulaire. L conduite est équipée de chicanes pour améliorer le transfert d'énergie thermique. Le fluide utilisé est Newtonien (eau) qui s'écoule en régime laminaire. Les différents paramètres qui peuvent influencer sur les performances d'un tel type d'échangeur sont étudié : nombre de Reynolds, hauteur de chicanes, espacement entre les chicanes. Les calculs sont effectués à l'aide du code de calcul CFX qui repose sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant le mouvement de fluide.

Mots-clés : transfert thermique ; conduite à chicane ; simulation numérique ; fluide Newtonien ; régime laminaire

Abstract

The present paper is a numerical simulation of heat transfer in a rectangular duct. The duct is equipped with baffles to enhance the thermal energy transfer. The working fluid is Newtonian (water) flowing under the laminar regime. The different parameters that may affect the performance of such exchanger apparatus are investigated: Reynolds number, baffle height, and baffles spacing. Simulations were performed with the help of CFX, which is based on the finite volume method to solve the momentum and energy equations.

Keywords: heat transfer; duct with baffles; numerical simulation; rectangular duct; laminar regime.

ملخص

هذه الورقة عبارة عن محاكاة عددية لانتقال الحرارة في أنبوب مستطيل. الأنبوب مزود بحواجز لتحسين نقل الطاقة الحرارية. السائل المستخدم هو النيوتوني (الماء) الذي يتدفق في نظام رقائقي. تمت دراسة المعلمات المختلفة التي يمكن أن تؤثر على أداء مثل هذا النوع من المبادلات الحرارية : عدد رينولدز ، ارتفاع الحواجز ، التباعد بين الحواجز. يتم إجراء الحسابات باستخدام كود حساب CFX الذي يعتمد على طريقة الحجم المحدود لحل المعادلات التي تحكم حركة السوائل.

الكلمات المفتاحية : التحويل الحراري ؛ يحير القيادة محاكاة رقمية ؛ سائل نيوتوني نظام رقائقي

Summary

Summary

This paper is a numerical simulation of heat transfer in a rectangular pipe. The pipe is fitted with baffles to improve thermal energy transfer. The fluid used is Newtonian (water) which flows in a laminar regime. The various parameters that can influence the performance of such a type of heat exchanger are studied: Reynolds number, height of baffles, spacing between baffles. The calculations are performed using the CFX calculation code which relies on the finite volume method to solve the equations governing fluid motion.

Keywords: thermal transfer; baffle driving; Numerical simulation ; Newtonian fluid; laminar regime

Nomenclature

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
A ou S	Surface d'échange	m²
C_p	Chaleur spécifique	J/ kg K
h	Coefficient de transfert de chaleur	W/ m² K
L	Longueur de la plaque	m
	La différence de température	
DTLM	logarithmique moyenne	/
m'	Débit massique	
NUT	Nombre de transfert des unités	kg/s
Nu	Nombre de Nusselt	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Re	Nombre de Reynolds	/
T	Température	K
u	Vitesse d'écoulement	m/s
V	Débit volumique	m³/s
l	Largeur de la plaque	m
ΔP	Chute de pression	Pa
e	Epaisseur entre les plaques	mm
ε	L'efficacité thermique	mm
λ	Conductivité thermique	W/m.s
ν	Viscosité cinématique	m²/s
D_h	Diamètre hydraulique	m
ρ	Masse volumique	kg/m³
Φ	Puissance thermique	kW
E	Efficacité d'échange	%
R	Résistance thermique	m².kW
(m.C_p)	Débit capacité calorifique du fluide	m⁻².k/W
f	Coefficient de frottement	kJ/h °C
T_c	Température chaude	K
T_f	Température froide	K

Liste des figures

CHAPITRE .I

Figure I.1	Illustration des trois modes du transfert de la chaleur.	3
Figure I.2	Transfert de chaleur par conduction	4
Figure I.3	Plaque plane	5
Figure I.4	Transfert de chaleur par convection	8
Figure I.5	Transfert de chaleur par rayonnement	11

CHAPITRE .II

Figure II.1	Composition d'un échangeur	13
Figure II.2	la matrice tournante de l'échangeur rotatif	14
Figure II.3	Échangeurs à plaques	14
Figure II.4	Echangeur a surface primaire	15
Figure II.6	Échangeur à plaques brasées	16
Figure II.7	Echangeurs à plaques et joint	17
Figure II.8	Échangeur platulaire et schéma canaux	18
Figure II.9	Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques	18
Figure II.10	Échangeur Packinox	19
Figure II.11	Échangeur à spirale	19
Figure II.12	Principe de l'échangeur tubulaire	20
Figure II.13	Echangeurs à tubes à ailettes	20
Figure II.14	Echangeur tubulaire simple	21
Figure II.15	Echangeur double tubes	22
Figure II.16	Echangeur à tube et calandre	23
Figure II.17	Échangeur à plaque tubulaire fixe	23
Figure II.18	Échangeur à tubes en U	24
Figure II.19	Échangeur à tête flottante	25
Figure II.20	Echangeur Co-courant	27
Figure II.21	Echangeur Contre-courant	27
Figure II.22	Echangeur à courants croisés	28
Figure II.23	Classement des échangeurs suivant la compacité	29
Figure II.24 a)	Principe de fonctionnement des échangeurs EACP	30
Figure II.25 b)	Principe de fonctionnement des échangeurs EACC	31

Liste des figures

CHAPITRE .III

Figure III.1 Les modules principaux du CFX.....	37
Figure III.2 Géométrie simulée.	40
Figure III.3. Maillage tetrahedral utilisé.....	41

CHAPITRE .IV

Figure IV.1 Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 35500$	42
Figure IV.2 Contours de vitesse pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.	43
Figure IV.3. Lignes de courant pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.....	43
Figure IV.4 Evolution de vitesse axiale le long de la paroi refroidie.....	46
Figure IV.5 Distribution de température pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.....	47
Figure IV.6 Variation du nombre de Nusselt le long de la paroi refroidie	48
Figure IV.7 Distribution de vitesse pour R	49
Figure IV.8 Lignes de courant pour $Re = 60$	50
Figure IV.9 Distribution de température pour $Re = 60$	51
Figure IV.10 Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 60$	52
Figure IV.11 Evolution de vitesse axiale le long de la paroi refroidie pour $Re = 60$	52
Figure IV.12 Contours de vitesse pour $Re = 100$	54
Figure IV.13 Lignes de courants pour $Re = 100$	55
Figure IV.14 Evolution de vitesse axiale le long de la paroi refroidie, pour $Re = 100$	56
Figure IV.15 Distribution de température pour $Re = 100$	57
Figure IV.16 Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 100$	58

Sommaire

Remerciements.....	I
Dédicace	II
Résumé	IV
Nomenclature	VII
Liste des figures.....	VIII
Sommaire.....	XI
Introduction générale.....	1

CHAPITRE I

Modes de Transfert Thermique

I.1	Introduction	2
I.2	Modes de transfert thermique	2
I.3	Transfert de chaleur par conduction	4
I.3.1	lois fondamentales de la conduction (loi de J. Fourier).....	4
I.3.2	Transfert de Chaleur par Convection.....	6
I.3.3	Transfert thermique par rayonnement.....	11
I.4	Conclusion	11

CHAPITRE II

Rappel sur les échangeurs de chaleur

II.1	Définition	12
II.2	principe général de fonctionnement.....	12
II.3	Composition d'un échangeur.....	13
II.4	Les types des échangeurs de chaleur.....	14
II.4.1	Échangeurs à plaques	14
II.4.2	Les échangeurs tubulaires.....	20
II.4.3	Échangeurs à tubes et calandre	22
II.4.4	Échangeurs avec un fluide changeant de phase	25
II.5	Critères de classement des échangeurs de chaleur	26
II.5.1	Type de contact	26
II.5.2	Classification selon le mode de circulation	26

Sommaire

II.5.3	Classement technologique.....	28
II.5.4	Classement suivant le mode de transfert de chaleur	28
II.5.5	Classement suivant le régime de fonctionnement	28
II.5.6	Classement suivant la compacité de l'échangeur	29
II.5.7	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	29
II.6	Méthode ΔTLM (Moyenne logarithmique de la température)	29
II.6.1	Échangeur à co-courant (EACP).....	30
II.6.2	Échangeur à contre courants (EACC)	31
II.7	Efficacité d'un échangeur.....	32
II.8	Rôles des échangeurs	34
II.8.1	Fonction réfrigération	34
II.8.2	Fonction réchauffage	34
II.8.3	Fonction vaporisation	34
II.8.4	Fonction condensation.....	34
II.9	Nettoyage de l'échangeur	34
II.9.1	Nettoyage mécanique.....	34
II.9.2	Nettoyage chimique	35
II.10	Conclusion	35

CHAPITRE .III

Simulation numérique du problème

III.1	Introduction	36
III.2	But Recherché	36
III.3	Résolution numérique	36
III.4	Présentation du code de calcul utilisé	37
III.4.1	ICEM CFD	37
III.4.2	CFX-Pre.....	38
III.4.3	CFX-Solver	38
III.4.4	CFX Post.....	38
III.5	Étapes de la simulation (par ICEM et CFX).....	38
III.5.1	Création de la géométrie	39
III.5.2	Génération du maillage	39
III.6	Position du problème.....	39
III.7	Hypothèses du problème	40
III.8	Étude de maillage.....	41
III.9	Mise sous forme adimensionnelle.....	41

CHAPITRE .IV

Résultats et Discussion

IV.1	Validation des résultats	42
IV.2	Effet du nombre de Reynolds	43
IV.3	Effet de l'espace entre les chicane	48
IV.4	Influence de la hauteur de la chicane.....	53
	Conclusion.....	58

Introduction Générale

De tous les temps, les problèmes de transmission d'énergie et en particulier de la chaleur ont reçu une importance déterminante pour l'étude. Leurs applications sont très diversifiées : générateurs de vapeur, fours, échangeurs, évaporateurs, condenseurs, etc.

Devant le développement de l'outil informatique durant ces dernières décennies, la simulation numérique est devenue une méthode privilégiée pour les chercheurs scientifiques, vue les avantages qu'elle présente : un coût minimal de l'opération avec un temps réduit.

Dans ce mémoire, on s'intéresse à l'étude du transfert thermique dans un échangeur à chicanes. Par voie de simulation numérique, les différentes investigations ont été effectuées.

Ce mémoire est divisé en deux parties : théorique et numérique.

La première partie (théorique) englobe quatre chapitres : il s'agit de résumer quelques notions sur le transfert de chaleur (chapitre 1), puis d'autres généralités sur les différents types des échangeurs thermiques (chapitre 2). Des détails sur la méthode utilisée, le code de calcul, ainsi que qu'une présentation du problème étudié peuvent être trouvés dans le chapitre 3. Les résultats obtenus sont présentés et analysés dans le chapitre 4.

Enfin, ce travail se termine par une conclusion qui résume les différentes observations et recommandations issues de l'ensemble de calculs et tests effectués.

CHAPITRE I

Modes de Transfert Thermique

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie. Il convient naturellement entre deux systèmes qui ont une différence de températures et cela quel que soit le milieu qui les sépare.

De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, utilisation de l'énergie solaire....).

I.2 Modes de transfert thermique

Un transfert de chaleur ou transfert thermique entre deux corps est une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps.

On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction
- La convection
- Le rayonnement

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et le rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission de la chaleur ; la convection, tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

En outre il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode : le plus souvent deux si non trois modes entrent en jeu. Il sera donc nécessaire de poser correctement les problèmes pour prendre en compte ces différents mécanismes.

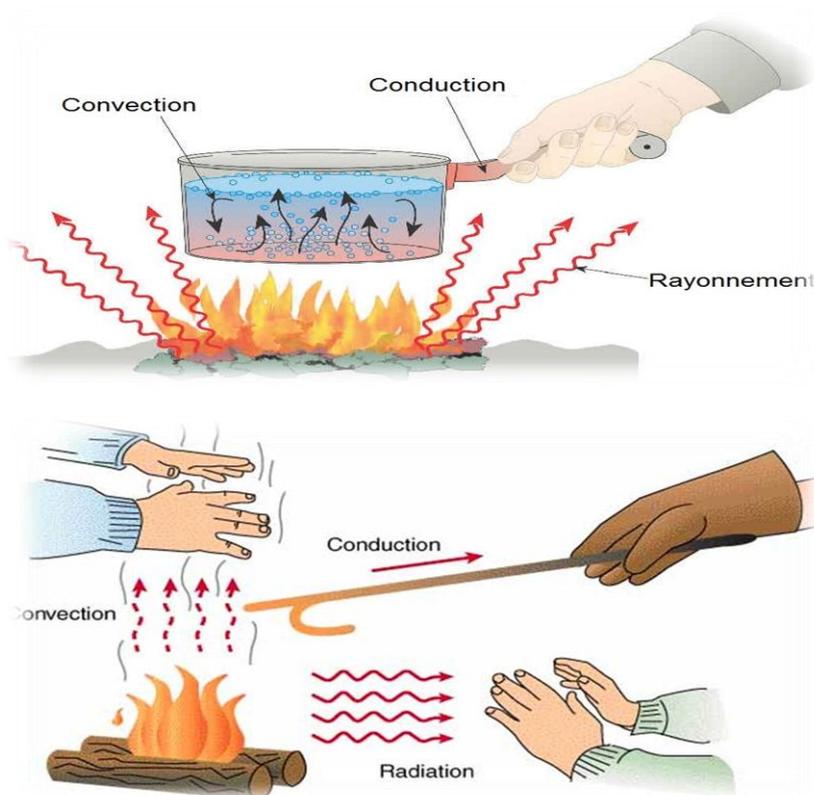


Figure I.1 Illustration des trois modes du transfert de la chaleur.

- La conduction est le mode de transfert de chaleur le long de la source (feu) vers la main.
- La convection le mode de transfert de chaleur qui prend place grâce au mouvement de l'air de haut en bas pour l'air froid et de bas en haut pour l'air chaud.
- Le rayonnement de la source (feu).

I.3 Transfert de chaleur par conduction

Définie comme étant le mode de transmission de chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide ,liquide ou gazeux ou encore entre deux milieux en contact physique sans déplacement de matière[1].

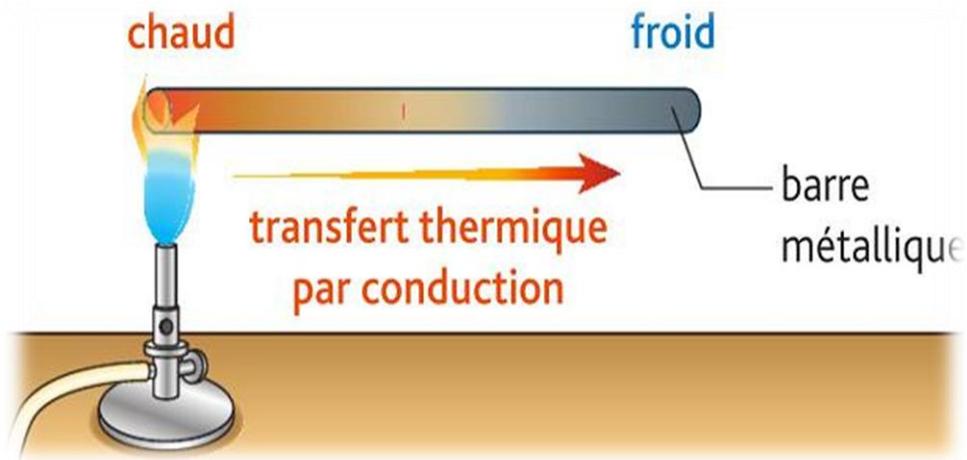


Figure I.2 Transfert de chaleur par conduction

I.3.1 lois fondamentales de la conduction (loi de J. Fourier)

La loi fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction, a été proposée Par le mathématicien et physicien Français, Jean Baptiste Joseph Fourier en 1822

Considérons une plaque plane (D) ,de surface (S) et d'épaisseur (e) (voir FigureI.3)

Soit dQ la quantité de chaleur échangée entre la plaque et l'air ambiant pendant le temps

On définit le flux de chaleur (flux thermique, Φ) comme la puissance échangée entre la surface S de la plaque et le milieu extérieur.

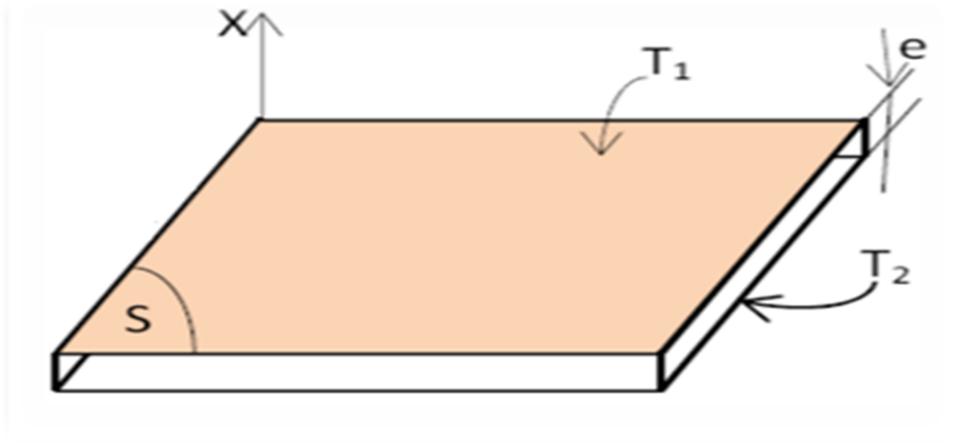


Figure I.3 Plaque plane

$$\Phi = \frac{dQ [J]}{dt [s]} \quad [W] \quad (I-1)$$

On définit la densité de flux thermique comme la puissance échangée par unité de surface de la plaque :

$$\varphi = \frac{dQ [J]}{S dt [m^2.s]} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (I-2)$$

Les principes fondamentaux de la thermodynamique nous font savoir que :

- ✓ l'énergie est conservée en l'absence d'une source de chaleur
- ✓ la chaleur transmise passe toujours du corps chaud vers le corps froid ($T_1 > T_2$)
- ✓ Il est vérifié expérimentalement que

$$Q = \lambda \cdot \frac{S}{e} \cdot (T_1 - T_2) \quad (I-3)$$

Tels que :

Q : la quantité de chaleur échangé à travers la surface (S).

λ : le facteur de proportionnalité appelé conductivité thermique qui est une caractéristique du matériau, son unité de mesure est [W/m. K] ou [kcal/h. m. C]. Pour un élément infinitésimal, dS la relation (I.3) s'écrit :

$$dQ = d\phi = -\lambda \cdot ds \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{I-4})$$

Le signe (-) : pour tenir compte du sens de flux thermique, le gradient qui va de la plus grande grandeur à la plus petite est négative

L'équation (I.4) est attribuée au mathématicien et physicien Français J. B. Fourier qui en 1822 énonça sa loi et qui peut se traduire comme suit : «En tout point d'un milieu isotrope, la densité de flux thermique instantané, est proportionnelle à la conductivité thermique du milieu et au gradient de température»

La forme vectorielle de cette loi qui exprime la densité de flux thermique est définie comme étant la quantité de chaleur transmise par unité de surface, soit :

$$\vec{\phi} = -\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (\text{I-5})$$

Par convention, $\vec{\phi}$ est compté positivement dans le sens d'écoulement de la chaleur, c'est-à-dire vers les températures décroissantes. $\overrightarrow{\text{grad}}$ est un vecteur porté par le même axe mais de sens contraire à $\vec{\phi}$ (de petites valeurs vers les grandes valeurs) d'où le signe négatif de la loi de Fourier[2].

I.3.2 Transfert de Chaleur par Convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu entre une surface solide et un fluide (liquides ou gaz) en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) entre elles. Compte tenu des forces qui produisent le mouvement de fluide, on a trois types de convection : la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte.

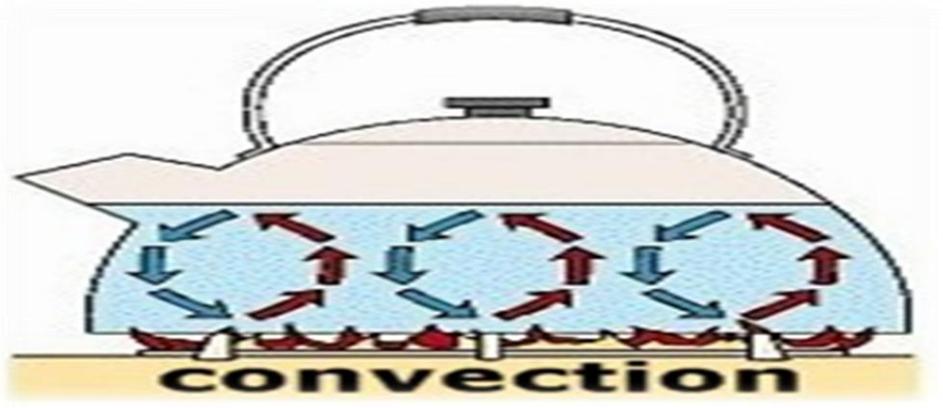


Figure I.4 Transfert de chaleur par convection

I.3.2.1 Convection naturelle

La convection naturelle, appelée aussi convection libre, est la forme d'échange thermique convectif la plus couramment observée dans la nature. Le mouvement du fluide est le résultat d'une variation de la masse volumique du fluide sous l'effet de l'augmentation de sa température : l'air chaud, plus léger, tend alors à avoir un mouvement ascendant, alors que l'air froid, plus lourd, descend. Ce mécanisme se produit dans des situations très diverses à savoir : Le chauffage d'une maison (cas d'un radiateur) ; Formation de courants océaniques ; Formation des vents dans l'atmosphère...etc.

I.3.2.2 Convection forcée

Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est généré par un mécanisme externe au système (pompe, ventilateur,...). 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.3.2.3 La convection mixte

La convection est dite mixte si les deux convections naturelle et forcée sont combinées, c'est-à-dire, Il existe, comme mentionné 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. Pour une même surface d'échange et un même écart de température, la valeur de l'échange thermique est notablement améliorée dans le deuxième cas. La convection mixte est caractérisée par un nombre adimensionnel appelé nombre de Richardson, qui s'exprime par :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

- ✓ Si $Ri \gg 1$: La convection naturelle domine.
- ✓ Si $Ri \ll 1$: La convection forcée domine.
- ✓ Si $Ri \approx 1$: La convection est dite mixte.

Les valeurs du nombre de Richardson délimitent le mode du transfert dominant dans le système objet de l'étude. Lorsque ce nombre prend des valeurs suffisamment faibles, c'est la convection forcée qui domine et pour des valeurs élevées de Ri ce sont les effets de la convection naturelle qui prévalent[3].

I.3.2.4 Procédure de calcul d'un flux de chaleur convectif en utilisant des

Corrélations expérimentales :

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection naturelle ou forcée s'effectue de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Re et la configuration \rightarrow choix de la corrélation.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul de $h = \lambda Nu/D$ et de $\Phi = h S (T_c - T_f)$

Premièrement nous allons définir quelques groupements adimensionnels relatifs aux différents calculs dans la convection.

Rappelons que :

-en convection forcée : $Nu = f(Re, Pr)$

- en convection naturelle : $Nu = f(Gr, Pr)$

I.3.2.5 Groupements adimensionnels

L'écriture adimensionnelle des équations, fait apparaître plusieurs groupements adimensionnels. Chacun de ces groupements a une signification physique particulière

I.3.2.5.1 Nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

C'est un nombre qui est purement lié aux caractéristiques du fluide, c'est le rapport entre la viscosité cinématique et la diffusivité thermique

I.3.2.5.2 Nombre de Grachof $Gr = \frac{g \beta h^3 \Delta T}{\nu^2}$

C'est le rapport entre la force de gravité causant le mouvement du fluide et la force de viscosité.

I.3.2.5.3 Nombre de Rayleigh $Ra = Gr \cdot Pr$

Utilisé en mécanique des fluides, il caractérise le transfert de chaleur au sein d'un fluide. Inférieur à une valeur critique, le transfert s'opère essentiellement par conduction, tandis qu'au-delà de cette valeur c'est la convection libre ou naturelle qui devient importante.

On peut le considérer comme le produit du nombre de Grachof, reliant la force d'Archimède à la viscosité du fluide, et du nombre de Prandtl.

I.3.2.5.4 Nombre de Nusselt $Nu = \frac{h L}{\lambda}$

Les échanges thermiques sont caractérisés par un nombre adimensionnel dit nombre de Nusselt qui est le rapport entre le flux échangé par convection à celui échangé par conduction.

h : Le coefficient de transfert de chaleur est donné par la relation suivante $h = \frac{\phi}{(T_c - T_f) S}$

I.3.2.5.5 Nombre de Reynolds $Re = \frac{V D}{\nu}$

Le passage d'un régime à l'autre dépend de la valeur d'un paramètre adimensionnel, le nombre de Reynolds.

V : est une vitesse caractéristique de l'écoulement [m/s]

D : est une des dimensions géométriques [m]

ν : est le coefficient de viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

Par exemple, dans le cas de l'écoulement dans une conduite circulaire, si on prend pour valeur de V la vitesse moyenne du fluide [$V = \frac{Q}{S}$] et pour D la valeur du diamètre de la conduite, le nombre critique de Reynolds est de 2000.

✓ Si $Re < 2000$ Régime laminaire

✓ Si $Re > 2000$ Régime turbulent

Une autre façon de présenter la condition pour que le régime soit laminaire est de poser :

$$V < 2000 \frac{V}{D} = V_c \quad V_c : \text{étant appelé vitesse critique}$$

Pour le cas d'une conduite de 10 cm de diamètre transportant de l'eau à 20° C, on a :

$$D = 0,1m \quad \nu = 10^{-6}(m^2 \cdot s^{-1}) \quad V_c = \frac{2000 \cdot 10^{-6}}{0,1} = 2 \cdot 10^{-2} m/s$$

On voit alors que dans la plupart des problèmes pratiques d'hydraulique, on aura affaire au régime turbulent[4].

I.3.2.6 Lois de newton

On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide à la température T_p et un fluide à la température T_f . Elle s'écrit (loi de newton).

$$\Phi = h \cdot S \cdot (T_f - T_c)$$

h : Coefficient d'échange par convection dont l'unité est ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

S : surface d'échange (m^2).

I.3.2.7 Nature du coefficient de convection h

Le coefficient h dépend de plusieurs paramètres et de l'échange de chaleur. La nature de l'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent) a beaucoup d'importance sur le transfert de chaleur. L'écoulement turbulent est beaucoup plus favorable aux échanges convectifs car le transfert de chaleur par transfert de masse se superpose au transfert chaleur par conduction[5].

I.3.3 Transfert thermique par rayonnement

Le rayonnement est un transfert de chaleur entre deux corps, séparés par du vide ou par un milieu transparent par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques. Ce mode de transfert ne nécessite pas de support matériel solide ou fluide. Dans la pratique, le rayonnement s'effectue en présence d'un gaz, c'est la raison pour laquelle le rayonnement est rarement le seul type d'échange thermique mis en jeu, la convection et la conduction sont également présentes, il reste négligeable tant que la température du solide se trouve en dessous de 200°C. Les parois qui composent l'enveloppe des bâtiments sont le siège de transferts thermiques complexes dues au couplage conduction- convection- rayonnement. Dans la structure du bâtiment, les pores des matériaux utilisés étant de faibles dimensions, la part de transfert convectif peut être négligée. De même, au voisinage de la température ambiante, les parts de rayonnement et de transfert de masse ne seront pas également prises en compte. Par conséquent le transfert thermique peut être considéré purement conductif [6].

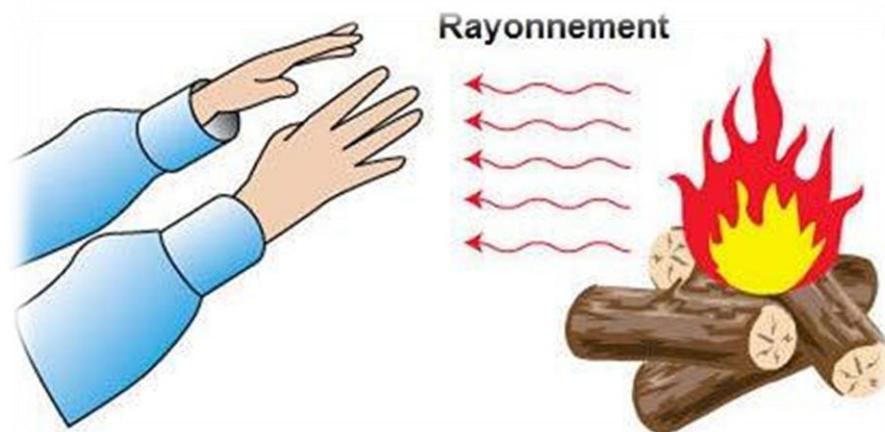


Figure I.5 Transfert de chaleur par rayonnement

I.4 Conclusion

Le transfert de chaleur décrit l'échange d'énergie thermique entre les systèmes physiques, en fonction de la température, en dissipant la chaleur. Les modes fondamentaux de transfert de chaleur la conduction, la convection et le rayonnement sont présentés sur ce chapitre ainsi qu'une partie théorique des études récentes numériques et expérimentales portant sur le même axe de recherche que le nôtre est présentée.

CHAPITRE II

Rappel sur les échangeurs de chaleur

II.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un appareil fortement utilisé dans le domaine du transfert thermique entre deux ou plusieurs et à des température différentes. Dans la plupart des échangeurs de chaleur de les fluides sont séparés par une surface, et idéalement, il n'y'a pas de mélange

Des exemples d'échangeurs de chaleur couramment utilisés :

- ✓ les radiateurs d'automobiles
- ✓ les condenseurs
- ✓ les évaporateurs
- ✓ les réchauffeurs d'air
- ✓ refroidisseurs d'huile

II.2 principe général de fonctionnement

Le principe le plus général consiste à faire circule deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique.

Les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil

Le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique

Le principe problème du thermicien, consiste à définir une surface d'échangeur suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée

La quantité de chaleur transférée de la surface d'échangeur entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude de ces appareils assez complexe. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleur spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection

II.3 Composition d'un échangeur

Un échangeur de chaleur est constitué d'éléments d'échange de chaleur (**Figure II. 1**) tels que :

- ✓ Un ou une matrice contenant la surface de transfert de chaleur
- ✓ Les éléments de distribution de fluide comme les en-têtes ou les réservoirs ,les buses ou les tuyaux d'entrée et de sortie ... etc.

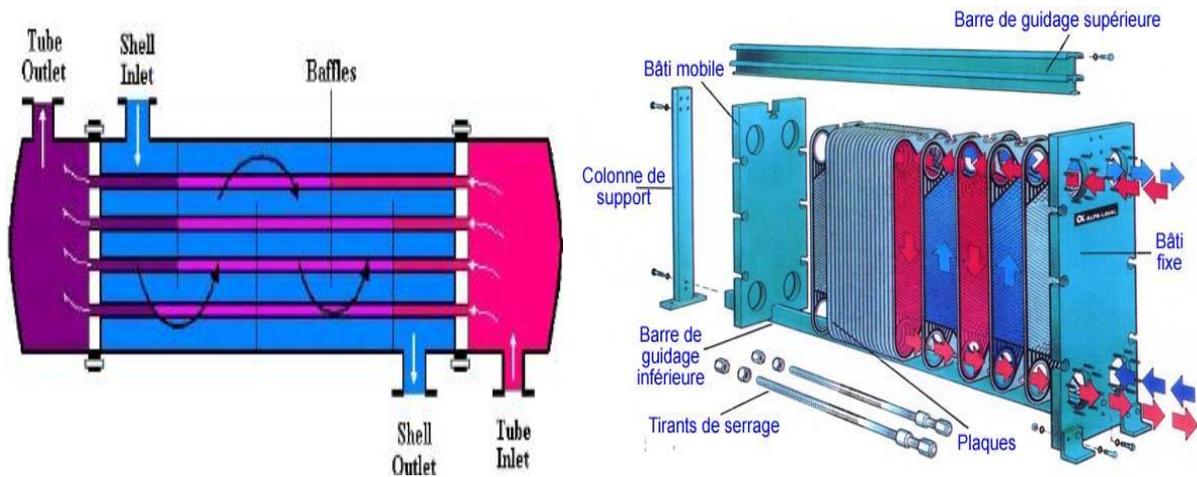


Figure II.1 Composition d'un échangeur

Habituellement il n'y a pas de pièces mobiles dans l'échangeur de chaleur, mais il y a des exceptions comme le récupérateur rotatif (**Figure II.2**) dans lequel la matrice est entraînée en rotation à une vitesse déterminée.

La surface de transfert de chaleur est en contact direct avec les fluides et à travers laquelle la chaleur est transférée par conduction. La partie de la surface qui sépare les fluides est appelée la surface de contact primaire ou directe. Afin d'augmenter la surface de transfert, des surfaces secondaires connus comme des ailettes peuvent être fixées à la surface principale[7].

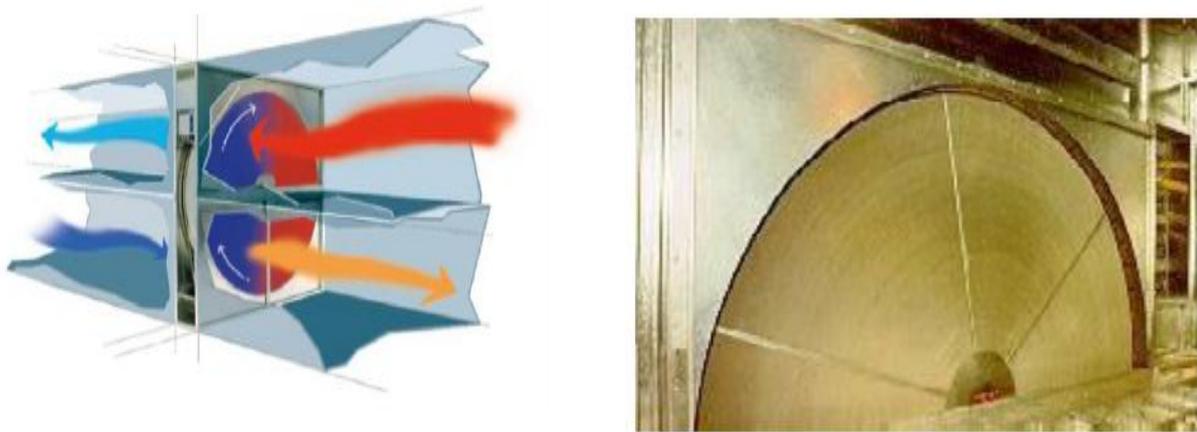


Figure II.2 la matrice tournante de l'échangeur rotatif

II.4 Les types des échangeurs de chaleur

II.4.1 Échangeurs à plaques

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie (Figure II.3). Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuilles et séparées les unes des autres d'un petit espace (quelques millimètres) où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de la structure d'éviter les fuites[8].

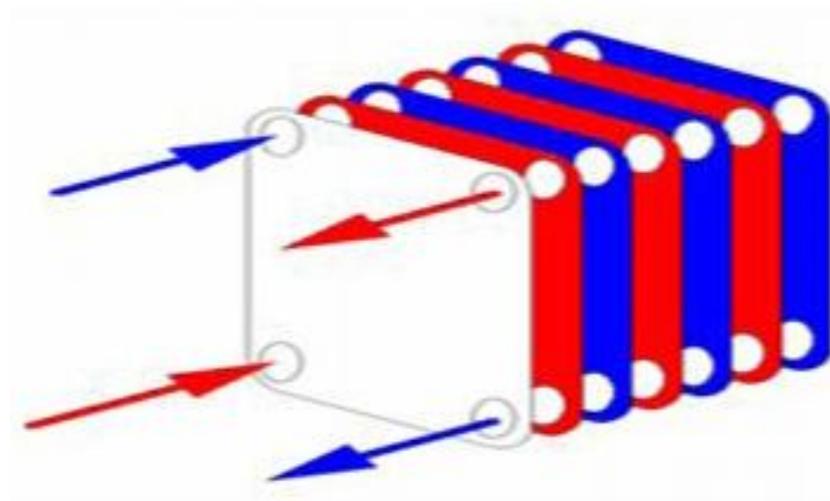


Figure II.3 Échangeurs à plaques

II.4.1.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, nervurées ou Picotées . Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact[9].

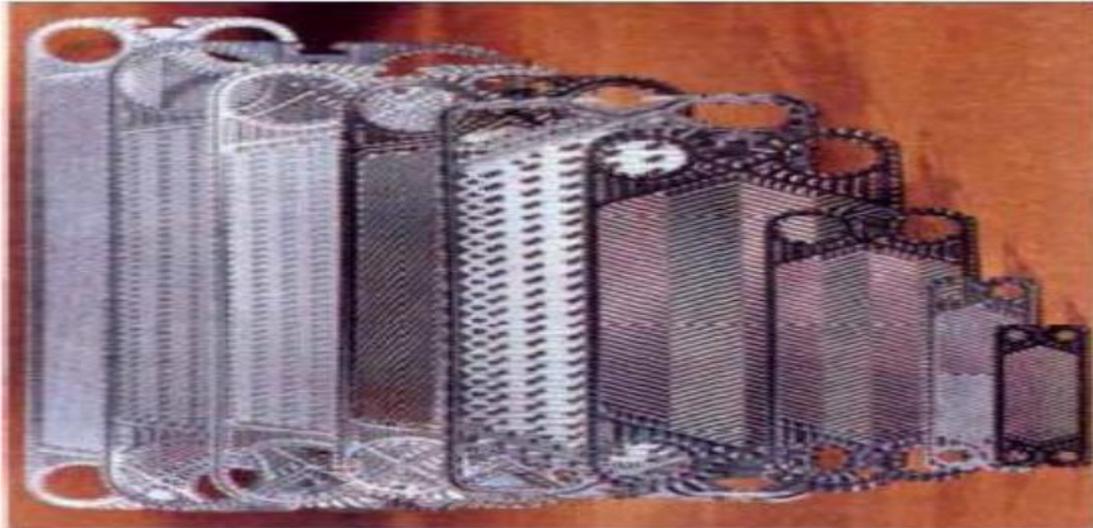


Figure II.4 Echangeur a surface primaire

II.4.1.2 Échangeurs à surface secondaire

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

II.4.1.3 Échangeur lamellaire

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

Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bar en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation[10].



Figure II.5 Échangeur lamellaire

II.4.1.4 Échangeurs à plaques brasées

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

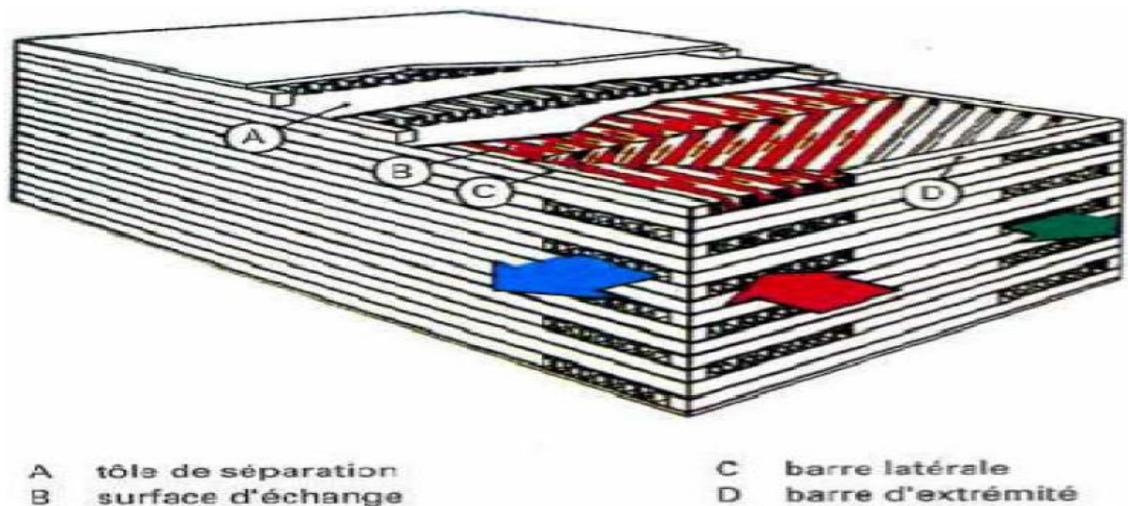


Figure II.5 Échangeur à plaques brasées

II.4.1.5 Échangeurs à plaques et joint

L'appellation « échangeur a plaques et joints » est plus précise et permet d'éviter la confusion avec les échangeurs à plaque soudée ou à plaque brassée qui seront décrits par la suite.

Dans un échangeur à plaque et joints la surface d'échangeur est composée de série de plaques métalliques, équipés de joints, serrés les unes contre les autres a l'aide des tirons entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile.

Les plaques définissent un ensemble de canaux dans lesquelles circulent respectivement chacune des fluides.

Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour le transfert de chaleur monophasique, mais de plus en plus l'application existe en double phase condensation ou évaporation[9].

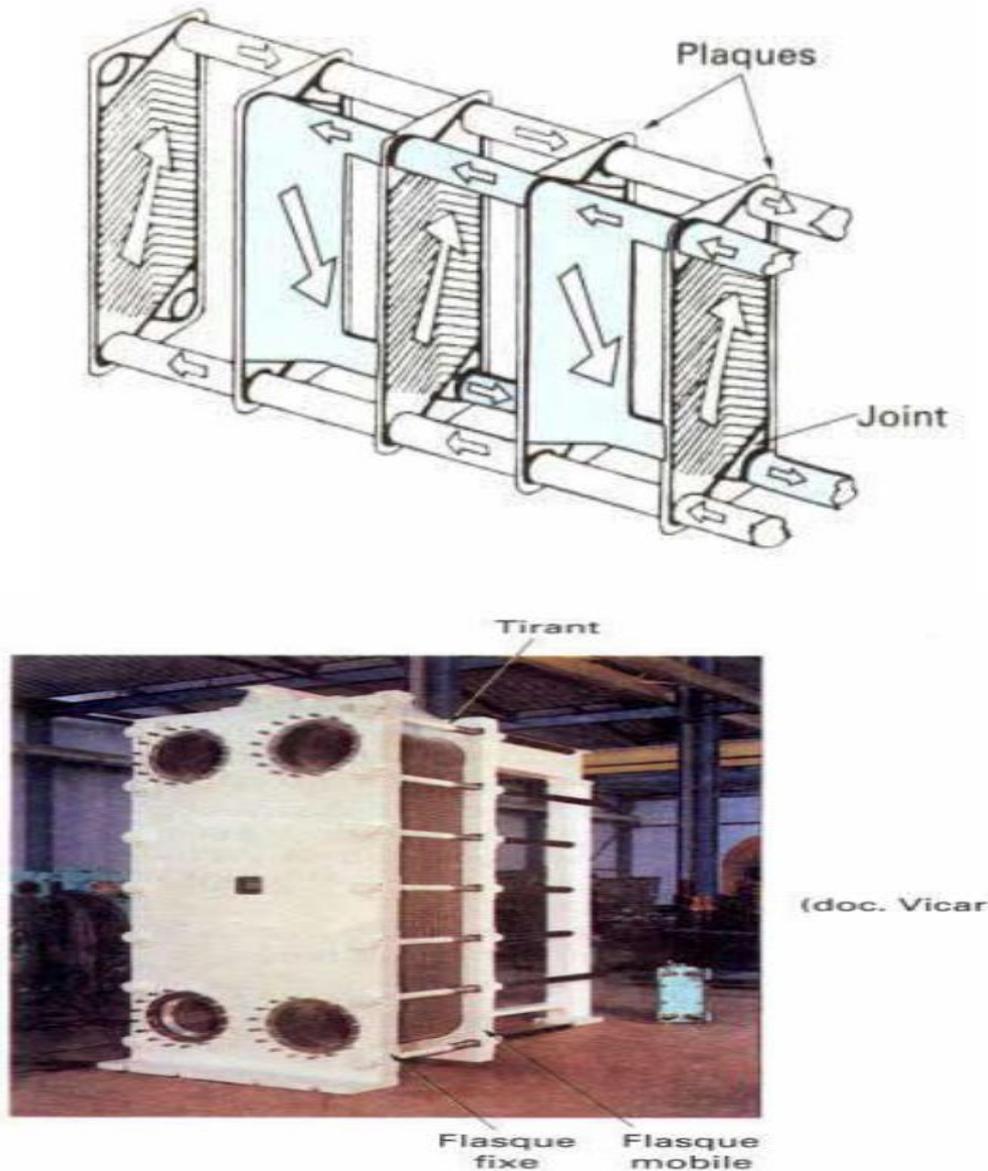


Figure II.6 Echangeurs à plaques et joint

II.4.1.6 Échangeurs à plaques soudées ou brasé

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leur différent type.

II.4.1.6.1 Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de tabulateurs les autres constitués de picots emboutis et soudés.

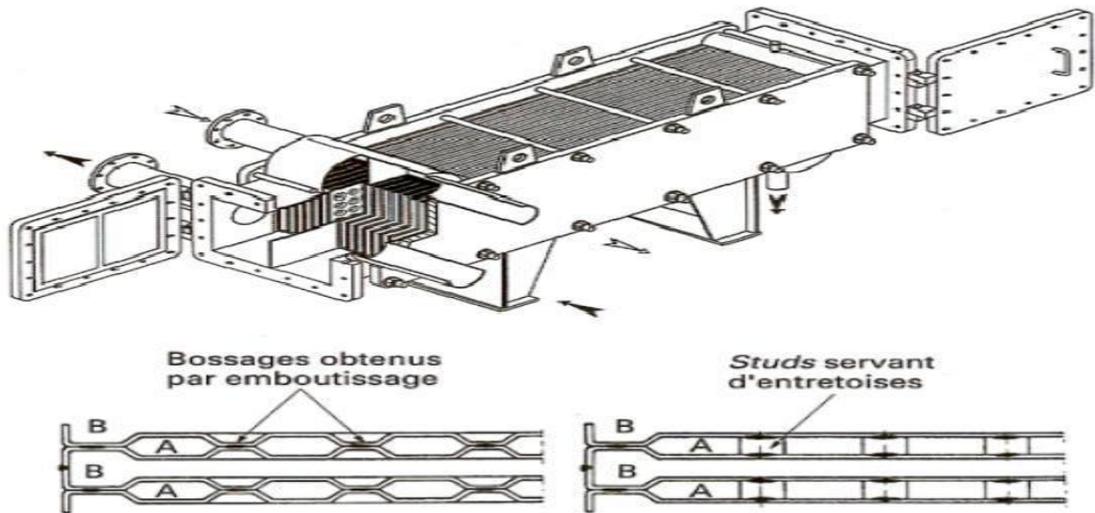


Figure II.7 Échangeur platulaire et schéma canaux.

II.4.1.6.2 Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés.

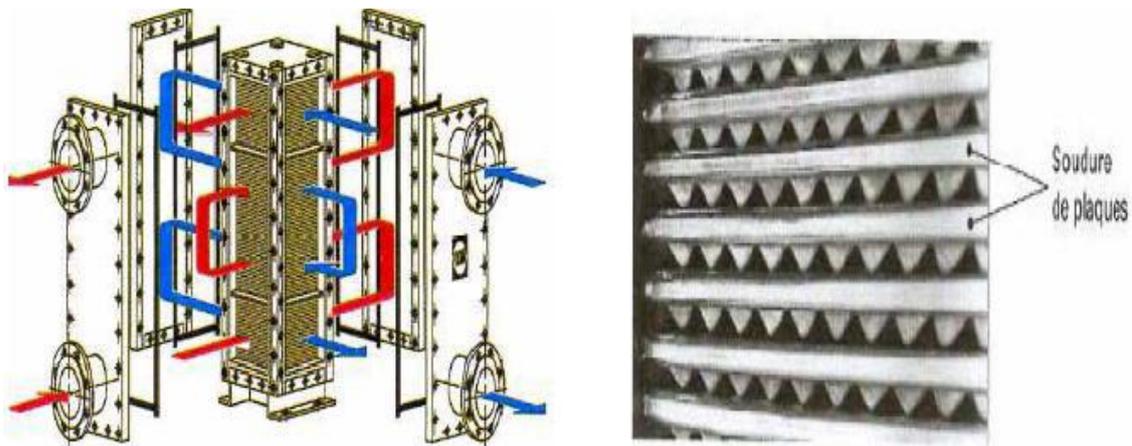


Figure II.8 Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques

II.4.1.6.3 Échangeur Pack inox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une

longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar.

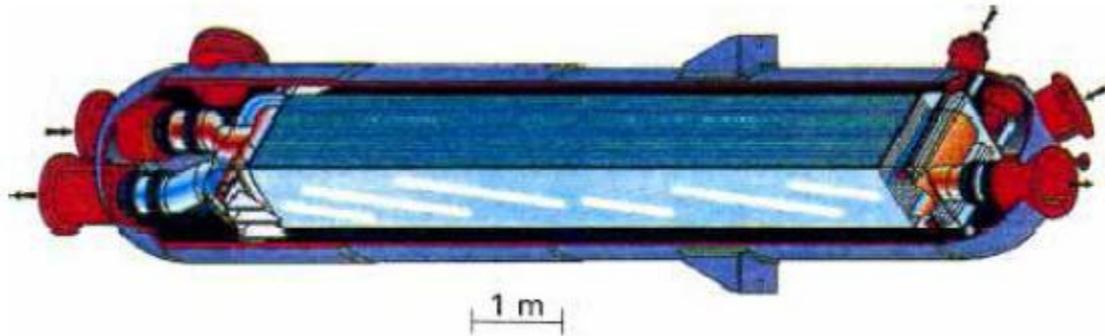


Figure II.9 Échangeur Packinox

II.4.1.6.4 Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gauffrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C[11].

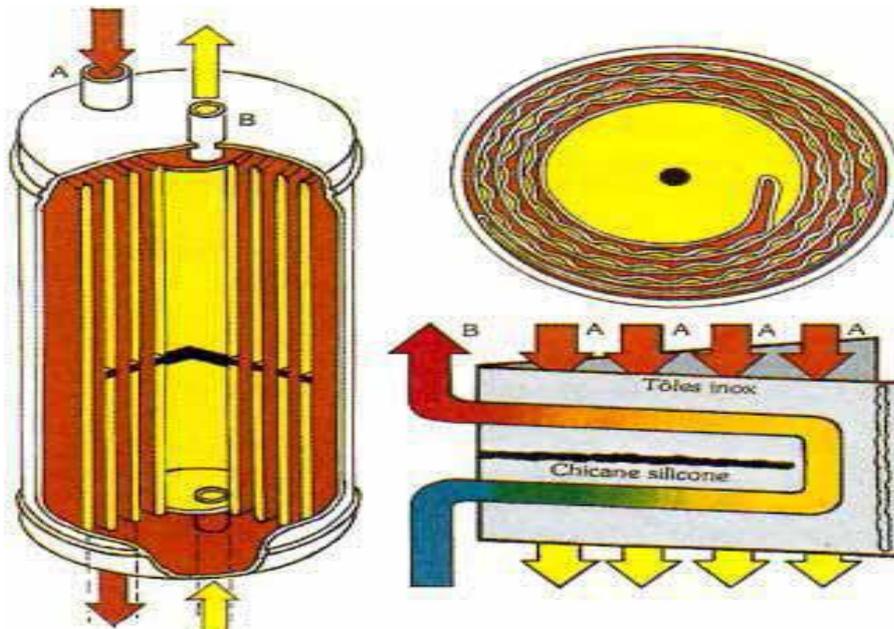


Figure II.10 Échangeur à spirale.

II.4.2 Les échangeurs tubulaires

II.4.2.1 Principe des échangeurs tubulaires

Un des fluides circule dans un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires. Ce faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrées et de sortie pour le fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau. Ce fluide suit un trajet imposé entre les chicanes. Celles-ci ont pour rôle entre autres de supporter les tubes du faisceau afin d'éviter leurs déformations[12].

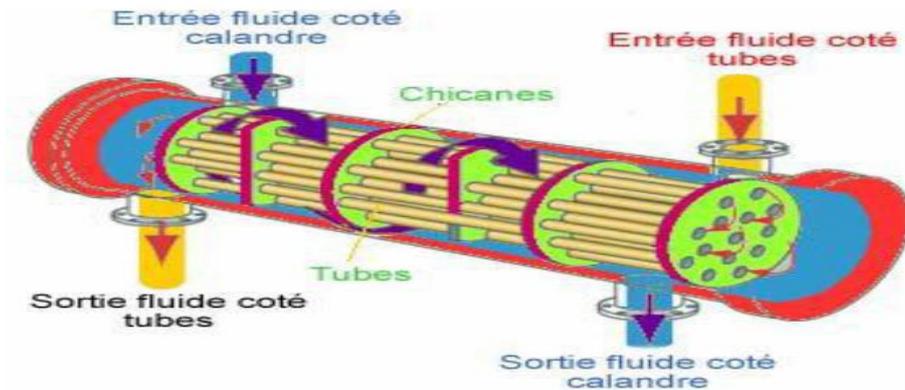


Figure II.11 Principe de l'échangeur tubulaire

II.4.2.2 Échangeurs à tubes à ailettes

Ils sont formés d'un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes qu'on appelle souvent des ailettes. Ces échangeurs sont employés lorsqu'un fluide est à une pression plus élevée, ou a un coefficient de transfert thermique plus important que l'autre fluide, c'est le cas d'un échangeur liquide-gaz, où le coefficient de transfert thermique côté liquide est généralement beaucoup plus important. Les ailettes sont utilisées du côté gaz afin d'augmenter la surface d'échange. En outre, ces échangeurs assurent un bon rendement, ils sont particulièrement utilisés dans la climatisation, et dans les installations de chauffage[13].

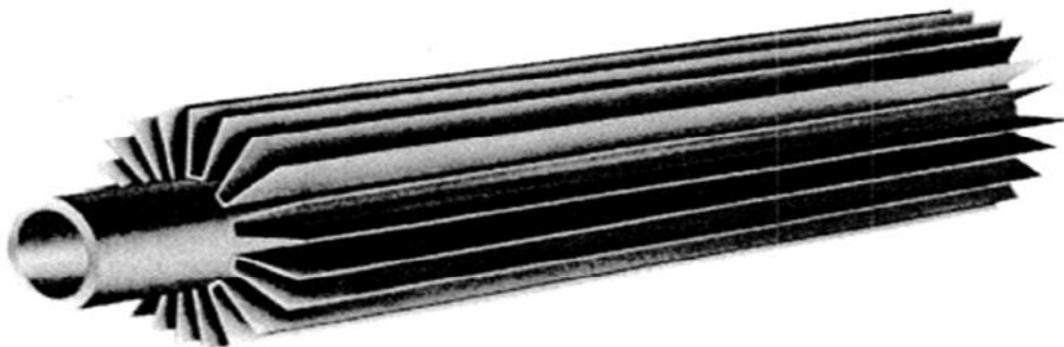


Figure II.12 Echangeurs à tubes à ailettes

II.4.2.3 Échangeurs tubulaires simples

Ces échangeurs sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. On distingue différentes catégories : les échangeurs mono tubes qui comportent un seul tube et sont dans la plupart des cas en forme de serpentin, et les échangeurs doubles-tubes formés de deux tubes concentriques. En général, le fluide chaud à haute pression circule dans le tube intérieur et le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire, le transfert thermique s'effectue à travers la surface du tube intérieur, les fluides peuvent s'écouler en courant parallèle ou en contre-courant. Cette configuration est relativement simple, et intéressante en vertu de la facilité qu'elle offre pour le démontage et l'entretien de l'appareil, mais présente un inconvénient de taille. En effet, il est difficile d'obtenir d'importantes surfaces d'échange sans recourir à des appareils encombrants. Pour cette raison, d'autres géométries d'échangeurs ont été développées

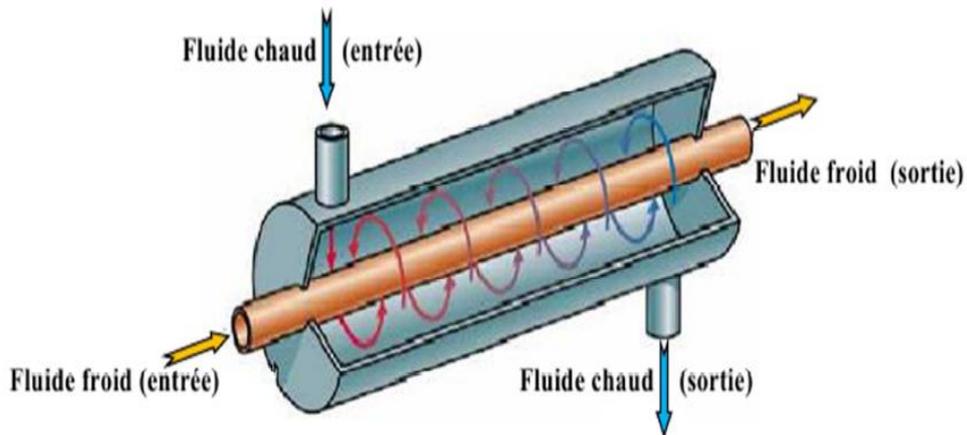


Figure II.13 Echangeur tubulaire simple



Figure II.14 Echangeur double tubes

II.4.2.4 Échangeurs multitubes

Ils sont composés d'un faisceau de tubes en acier ou en cuivre, à une ou plusieurs passes, immergé dans un cylindre. Capable de supporter de fortes températures, ce type d'échangeurs est généralement utilisé dans le secteur de la réfrigération

II.4.3 Échangeurs à tubes et calandre

Le système est constitué d'un ensemble de tubes monté sur deux plaques tubulaires et logés dans une enveloppe en acier appelée calandre. L'un des fluides circule dans les tubes et l'autre dans la calandre. La calandre est munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide circulant à l'intérieur de celle-ci, et à chacune de ses extrémités sont fixées des boites de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

Le volume important de la calandre entraine parfois de faibles vitesses de circulation du fluide . pur cette raison, des chicanes sont disposées horizontalement ou verticalement à l'intérieur de la calandre dans le but d'allonger le parcours du fluide circulant dans la calandre et ainsi accroitre sa vitesse. Ces chicanes permettent également d'augmenter la rigidité du faisceau de tubes, ce qui aboutit à une meilleure efficacité de l'échange[14].



Figure II.15 Echangeur à tube et calandre

II.4.3.1 Échangeurs a plaque tubulaires fixes :

Les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre, de construction peuvent onéreuse, ces appareils permettent de logé le maximum de tube a l'intérieur de la calandre, mais ils ne peuvent pas être utilisés que c'est la différence des températures de deux fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau sont acceptables, en autre, le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'affecter que par voie chimique , leur emplois reste donc limité.

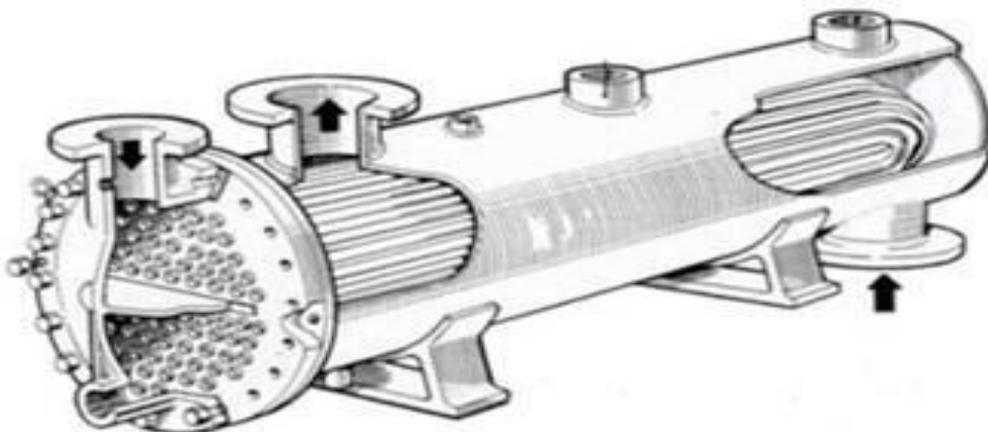


Figure II.16 Échangeur à plaque tubulaire fixe

II.4.3.2 Echangeurs avec tubes en U :

L'utilisation des tubes coudés, en forme d'épingles à cheveux, supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante, l'économie réaliser sur le cout

d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur, et a un nombre de tubes plus faible que les autres par suite de diamètre minimale de cintrage des tubes obligeants le constructeur a laisser un espace libre au centre du faisceau, ce faisceaux en U sont utilisés surtout dans les rebouilleurs à vapeur .

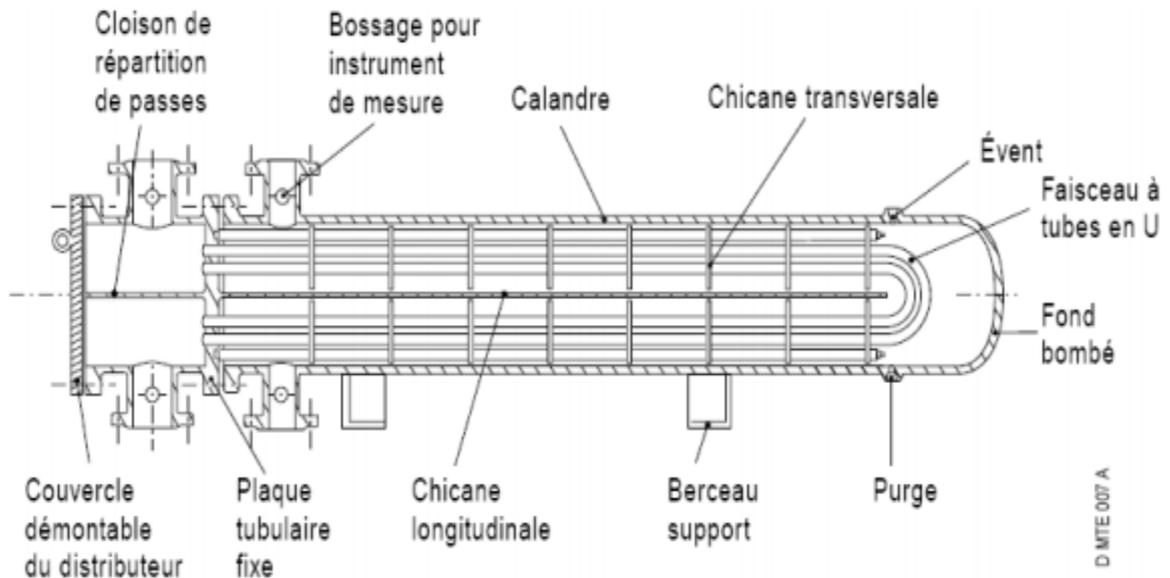


Figure II.17 Échangeur à tubes en U

II.4.3.3 Echangeurs à tête flottantes

L'une des plaques tubulaire est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque d'un diamètre inférieure au diamètre intérieur de la calandre; ces appareils qui permettent l'expansion thermique de faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en industrie pétrochimique[9].

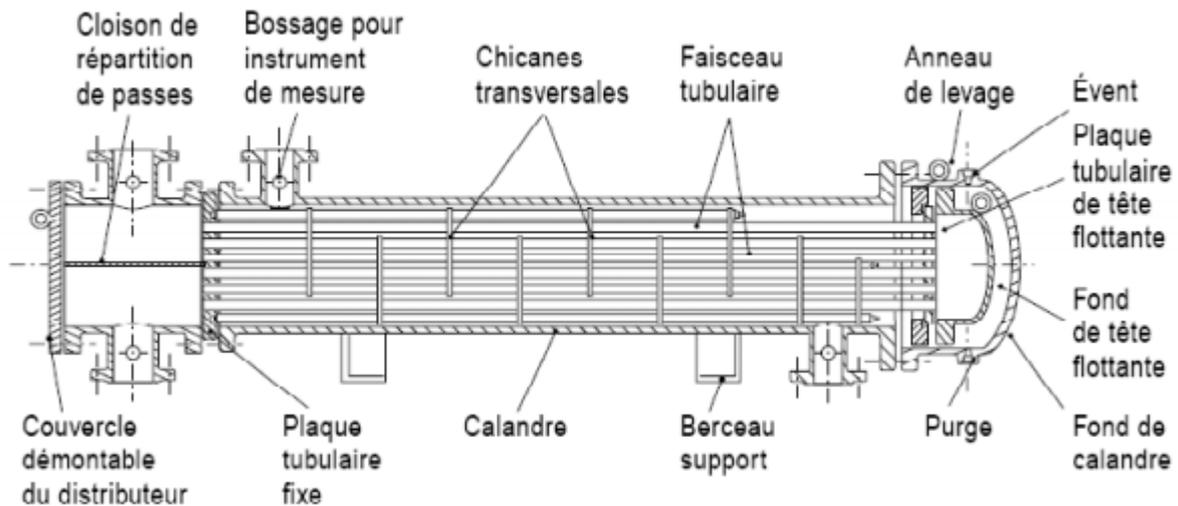


Figure II.18 Échangeur à tête flottante.

II.4.4 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

II.4.4.1 Évaporateurs tubulaires

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. Il existe deux types d'évaporateurs, ceux où l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes et ceux où elle se produit à l'extérieur des tubes.

II.4.4.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux

II.4.4.1.1.1 Évaporations à tubes verticaux

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller (rebouilleurs à colonnes) ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense.

II.4.4.1.1.2 Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau Glycose , etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes.

II.4.4.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes

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

II.4.4.2 Condenseurs tubulaires

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 à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc.

Le fluide à condenser est rarement un corps pur, mais le plus souvent une vapeur en présence d'autres gaz incondensables. La condensation de la vapeur saturée est obtenue par échange thermique avec un fluide froid appelé réfrigérant. Un condenseur nécessite un liquide de refroidissement abondant et bon marché et, pour cela, on utilise principalement l'eau et parfois l'air[15].

II.5 Critères de classement des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classements des différents types d'échangeurs, énumérons les principaux.

II.5.1 Type de contact

II.5.1.1 Échangeurs à contact direct

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

II.5.1.2 Échangeurs à contact indirect

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

II.5.2 Classification selon le mode de circulation

Ce classement est réalisé à partir de la géométrie de l'échangeur et du sens relatif des écoulements des deux fluides. Dans ce qui suit, on représente uniquement les circulations des fluides les plus souvent rencontrées.

II.5.2.1 Echangeur a courants parallèles

Dans cette configuration (**Figure II.20**), les deux fluides s'écoulent dans la même direction. Cette circulation est dite parallèle de même sens ou anti- méthodique (Co-courant) :

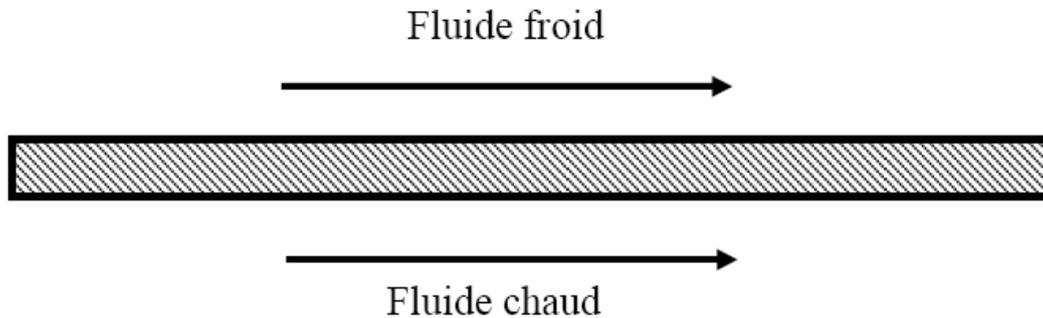


Figure II.19 Echangeur Co-courant.

II.5.2.2 Echangeur à contre courant

Si la circulation a lieu dans le sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant ou méthodique.

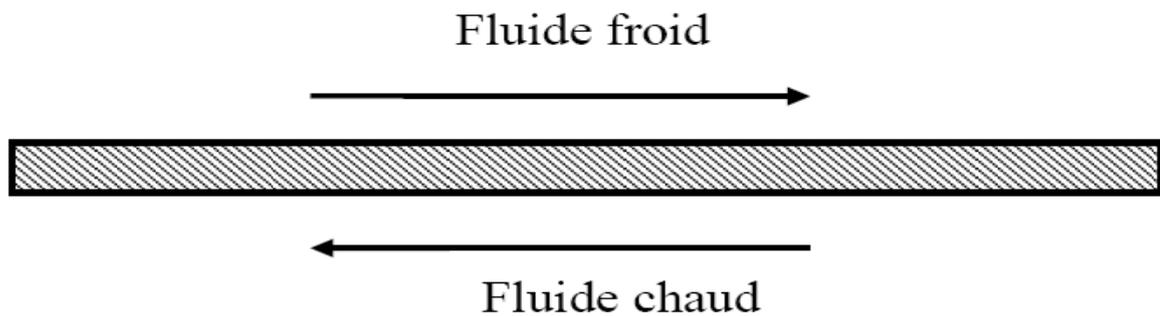


Figure II.20 Echangeur Contre-courant.

II.5.2.3 Echangeur à courants croisés

Dans ce type d'échangeurs les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre, (**Figure II.22**). On remarque ainsi que le sens d'écoulement est sans importance.

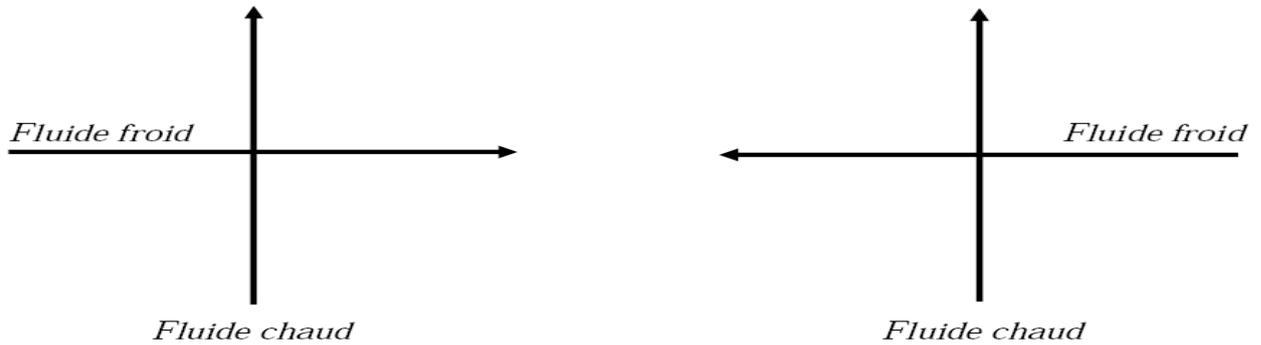


Figure II.21 Echangeur à courants croisés.

II.5.3 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- ✓ **à tubes** : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ✓ **à plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ✓ **autres types**: par exemple à contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé, à un seul fluide...

II.5.4 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées ... etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

II.5.5 Classement suivant le régime de fonctionnement

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

- ✓ **transfert sans stockage** : donc en récupérateur, avec deux ou n passages et un écoulement en général continu.
- ✓ **transfert avec stockage** : donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

II.5.6 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à environ 700 m²/m³. Une classification en fonction de la compacité peut être donnée comme suit :

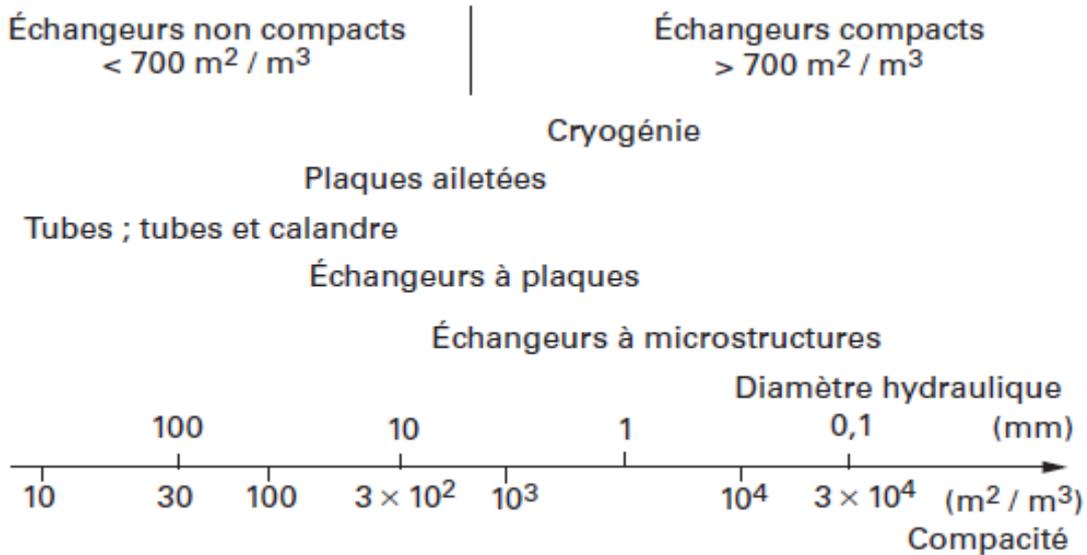


Figure II.22 Classement des échangeurs suivant la compacité.

II.5.7 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retient deux types de parois :

- ✓ les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium, ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- ✓ les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique, graphite, verre, etc. ...[16].

II.6 Méthode ΔTLM (Moyenne logarithmique de la température)

Il existe deux principaux types d'échangeurs tubulaires: l'échangeur à Co-courant et l'échangeur à contre courant. La minimisation de la surface d'échange et la perte de charge pour une puissance d'échange thermique donnée est l'objectif principal.

Le flux thermique échangé :

$$\Phi = \dot{m} \cdot (H_2 - H_1) = \dot{m} \cdot C_p (T_2 - T_1) \tag{II-1}$$

$$\Phi = \dot{m} \cdot (H_{c,e} - H_{c,s}) = \dot{m} \cdot C_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) \tag{II-2}$$

$$\Phi = \dot{m} \cdot (H_{f,s} - H_{f,e}) = \dot{m} \cdot C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \tag{II-3}$$

On suppose que la déperdition thermique est nulle, le bilan énergétique pour EACP à travers un élément de surface dA , de longueur dx s'écrit alors comme suit :

$$d\Phi = U dA (T_c - T_f) = - m_c C_{p,c} dT_c = m_f C_{p,f} dT_f \tag{II-4}$$

$$dT_c < 0 \text{ et } dT_f > 0$$

Donc :

$$dT_c = - \frac{d\Phi}{m_c C_{p,c}} \tag{II-5}$$

$$dT_f = \frac{d\Phi}{m_f C_{p,f}} \tag{II-6}$$

D'où :

$$d(T_c - T_f) = -d\Phi \left[\frac{1}{m_c C_{p,c}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right] \tag{II-7}$$

II.6.1 Échangeur à co-courant (EACP)

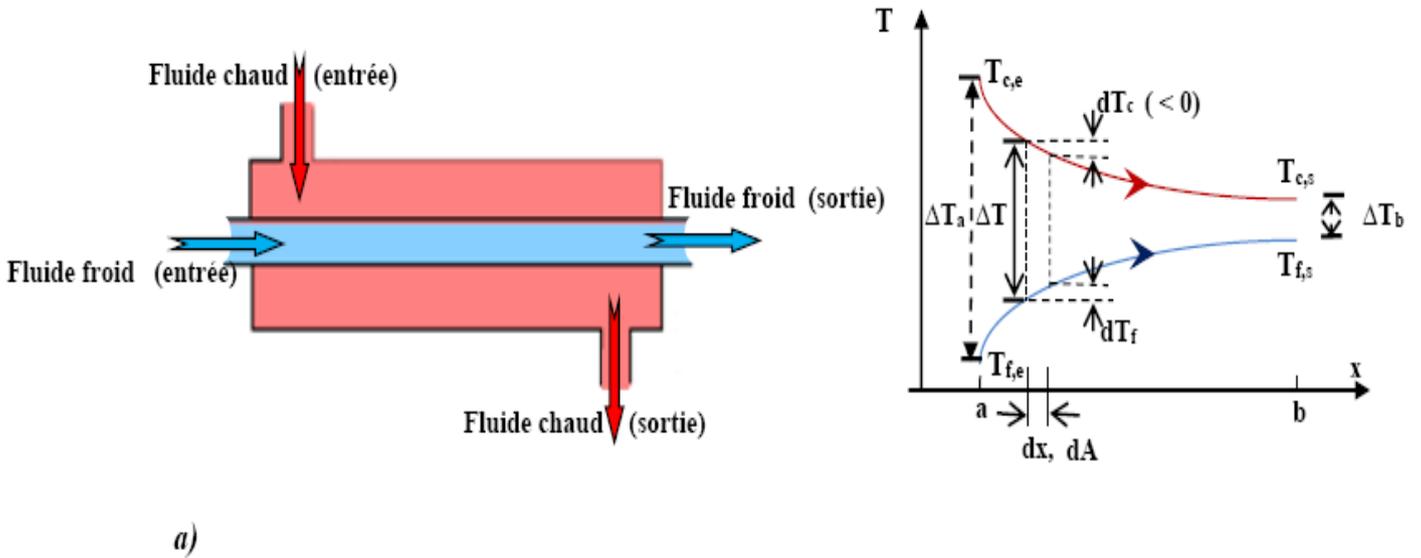


Figure II.23 a) Principe de fonctionnement des échangeurs EACP

A partir des équations (II-4) et (II-7) on élimine $d\Phi$:

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U dA \left[\frac{1}{m_c C_{p,c}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right] \quad (II-8)$$

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \left[\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right] dA \quad (II-9)$$

Avec : $C_c = m_c C_{p,c}$; $C_f = m_{p,f} C_{p,f}$; $\Delta T = (T_c - T_f)$; $(\Delta T)_{x=0} = \Delta T_a$; $(\Delta T)_{x=L} = \Delta T_b$

Si le long de l'échangeur $U = \text{cet}$

$$\int_a^b \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \left[\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right] \int_a^b dA \Rightarrow \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = -UA \left[\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right]$$

$$\Rightarrow \ln \frac{(T_{c,s} - T_{f,s})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} = -UA \left[\frac{1}{m_c C_{p,c}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right] \quad (II-10)$$

$$\text{Mais : } \Phi = C_c (T_{c,e} - T_{c,s}) = C_f (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (II-11)$$

Donc équation (II-12) devient

$$\Phi = U A \frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{\ln \left[\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right]} = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left[\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right]} = UA \Delta T_{LM} \quad (II-13)$$

II.6.2 Échangeur à contre courants (EACC)

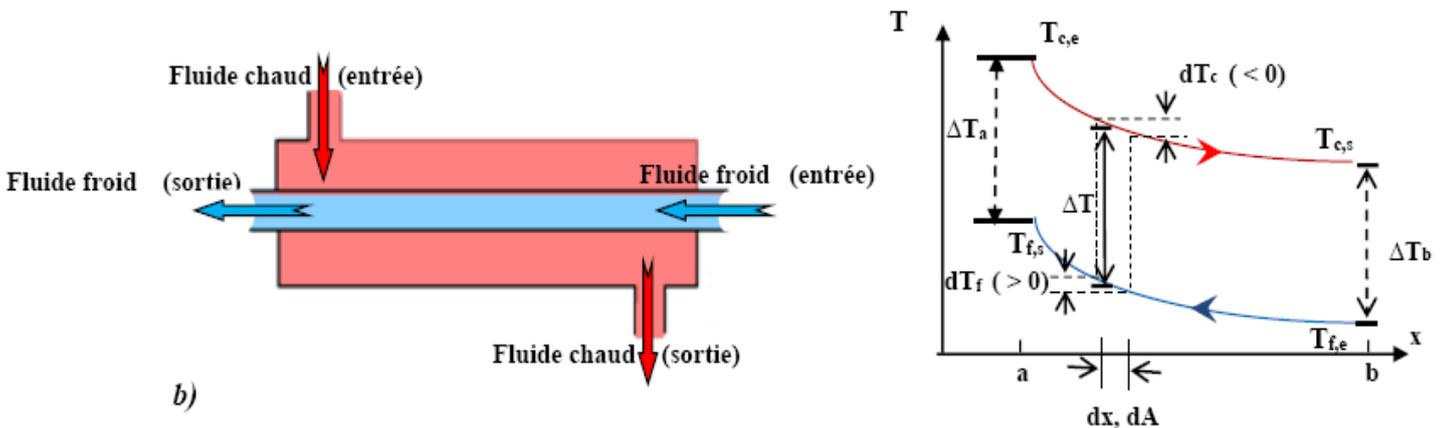


Figure II.24 b) Principe de fonctionnement des échangeurs EACC

Pour EACC, $dT_f < 0$ dans le sens des x positifs.

$$\text{Alors } d\Phi = -m_c C_{p,c} dT_c = -m_f C_{p,f} dT_f \quad (\text{II-14})$$

A partir de l'équation (II-7) : $d(T_c - T_f) = -d\Phi \left[\frac{1}{m_c C_{p,c}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right]$ et de la même manière

que pour EACP, on élimine $d\Phi$ de l'équation (II-4) : $d\Phi = U dA (T_c - T_f)$ et (II-7) :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U dA \left[\frac{1}{m_c C_{p,c}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right] \quad (\text{II-15})$$

En intégrer pour U constant :

$$\ln \frac{(T_{c,s} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,s})} = -UA \left[\frac{1}{m_c C_{p,c}} - \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right] \quad (\text{II-16})$$

Finalemnt :

$$\Phi = UA \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln \left[\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}} \right]} = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left[\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right]} = -UA \Delta TLM \quad \text{II-17})$$

II.7 Efficacité d'un échangeur

L'efficacité d'un échangeur : est le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur aux flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions température d'entré des deux fluides et EACC de longueur infinie.

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}}$$

Φ_{max} serait possible, seulement pour EACC, si $L \rightarrow \infty$

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

Pour un échangeur à contre-courant EACC :

$$\checkmark C_f < C_c$$

$$\text{A partir de : } dT_c = - \frac{d\Phi}{m_c C_{p,c}} \qquad dT_f = \frac{d\Phi}{m_f C_{p,f}}$$

On déduit : $|dT_f| > |dT_c|$

Et pour : $L \rightarrow \infty \Rightarrow T_{f,s} = T_{c,e}$

Donc :

$$\Phi = m \cdot (H_2 - H_1) = m \cdot C_p (T_2 - T_1) \Rightarrow \Phi_{max} = C_f (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (II-18)$$

$$\checkmark C_c < C_f$$

De la même manière : $L \rightarrow \infty \Rightarrow T_{c,s} = T_{f,e}$

$$\Phi_{max} = C_f (T_{c,e} - T_{f,e}) \Rightarrow \Phi_{max} = C_c (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (II-19)$$

De l'équation (II-20) et (II-20) :

$$\Phi_{max} = C_{min} (T_{c,e} - T_{f,e})$$

Donc :

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \quad 0 \leq \varepsilon \leq 1 \Rightarrow \begin{cases} \text{Si } C_f < C_c \Rightarrow \varepsilon = \frac{C_c (T_{c,e} - T_{c,s})}{C_{min} (T_{c,e} - T_{f,e})} \\ \text{Si } C_c > C_f \Rightarrow \varepsilon = \frac{C_c (T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{min} (T_{c,e} - T_{f,e})} \end{cases}$$

Si ε , $T_{c,e}$ et $T_{f,e}$ sont connus $\Phi_{réel} = \varepsilon C_{min} (T_{c,e} - T_{c,s})$

On peut montrer que $\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad NUT = \frac{UA}{C_{min}}$

NUT : Nombre d'Unités du Transfert

U : coefficient d'échange global[17]

II.8 Rôles des échangeurs

II.8.1 Fonction réfrigération

Réfrigérant (couler) : il refroidit un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire, généralement de l'eau.

II.8.2 Fonction réchauffage

Préchauffeur (preheater) : il préchauffe un fluide de procédé par la vapeur d'eau ou un fluide chaud de procédé, la chauffe se poursuivant souvent dans un four en aval.

Réchauffeur (heater) : il réchauffe également un fluide de procédé mais le terme s'emploie surtout pour désigner l'appareil qui réchauffe un produit stocké généralement pour assurer son pompage.

II.8.3 Fonction vaporisation

Vaporiseur (vaporizer) : il assure la vaporisation totale ou partielle d'un liquide de procédé, l'apport de chaleur étant fait par la vapeur d'eau ou un fluide chaud de procédé éventuellement en condensation

II.8.4 Fonction condensation

Condenseur (condenser) : il assure la condensation totale (total condenser) ou partielle (partial condenser) de vapeur par circulation d'eau ou d'un fluide de procédé suffisamment froid[18]

II.9 Nettoyage de l'échangeur

II.9.1 Nettoyage mécanique

. Desserrer le paquet de plaques, ôter les tirants, déplacez le fond mobile contre le pied et faites glisser les plaques suivant des parts pour permettre de les nettoyer séparément avec une brosse ou de l'eau sous pression.

Quand on utilise de l'eau sous pression, les plaques doivent être posées à plat pour éviter de les abîmer.

- On n'utilise jamais de brosse métallique qui pourrait créer des amorces de corrosion des plaques.
- On soit prudent de ne pas endommager les joints et de s'assurer qu'ils sont en bon état avant de les remonter sur l'échangeur.

II.9.2 Nettoyage chimique

Le nettoyage des plaques sans démonter les plaques de l'échangeur est possible. Monter un système de nettoyage en place sur les orifices de l'échangeur et faire circuler sur chaque circuit un produit de nettoyage approprié. On s'assure de la bonne tenue des plaques et des joints par rapport à ce produit[11].

II.10 Conclusion

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (Chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, Climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur. Pour une application donnée, dépend de Nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné. Bien réalisé et bien utilisé Permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

CHAPITRE III

Simulation numérique du problème

III.1 Introduction

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. 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 économiques d'exploitation des réseaux de transfert de chaleur.

III.2 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.

III.3 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-stocks 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 avec le manilleur ANSYS ICEM CFD.

III.4 Présentation du code de calcul utilisé

Le solveur CFX (Figure III.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 autres 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

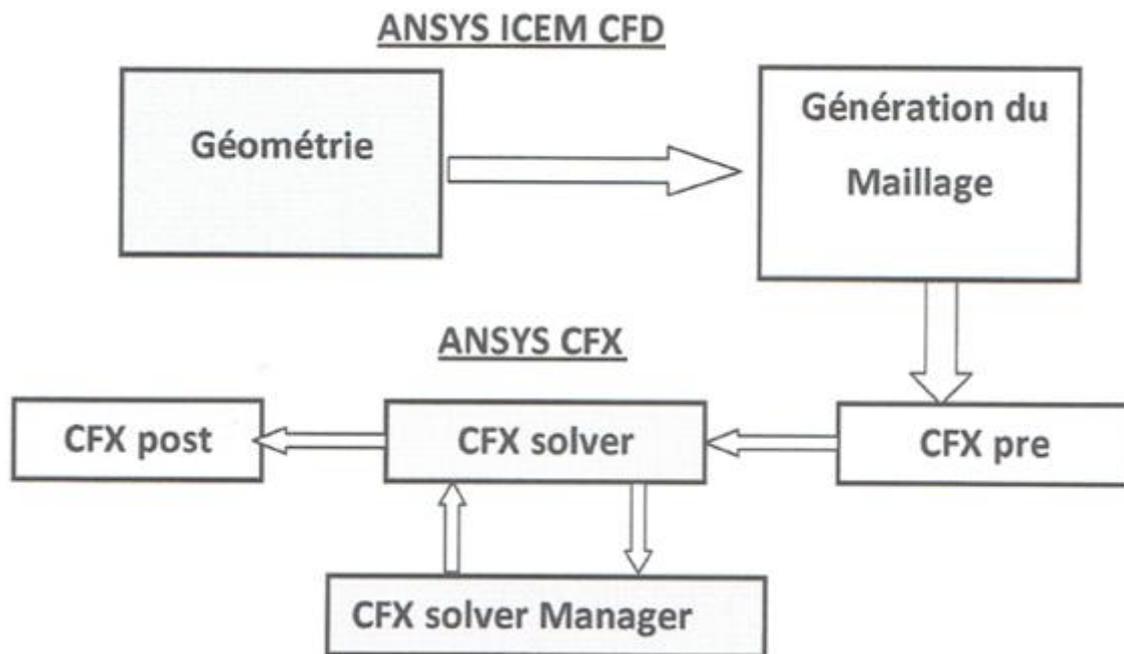


Figure III.1 Les modules principaux du CFX

III.4.1 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 maillages 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 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 » et qui permet d'exporter le maillage généré au CFX-Pre.

III.4.2 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).

III.4.3 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 de la multiple exécution simultanément sur écran.

III.4.4 CFX Post

C'est une interface très puissante pour la représentation des résultats, graphiquement et quantitativement (courbes, lignes de courant, contours, etc), 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 ».

III.5 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. 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.

III.5.1 Création de la géométrie

Pour générer la géométrie on utilise le code ICEM CFD. 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.

III.5.2 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 tetrahedrale ou hexahedrale ; le maillage tetrahedrale est un maillage semi-automatique très simple à générer, par contre le maillage hexahedrale 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 surmonte ce problème en employant des prismes pour créer un maillage fin qui est normale à la paroi, mais parallèle à elle.

III.6 Position du problème

La géométrie simulée est présentée sur laFigure III.2. Il s'agit d'une conduite rectangulaire de longueur $L = 200$ mm et de hauteur $h_l = 20$ mm. La conduite contient deux chicanes d'une épaisseur de 1 mm, la première est placée sur une distance de 60 mm par rapport à l'entrée de l'écoulement.

L'influence de quelques paramètres géométriques a été étudiée, il s'agit de la hauteur de la chicane, et l'espacement entre les deux chicanes. Les paramètres géométriques des différentes configurations réalisées dans ce contexte sont résumés sur le Tableau III.1.

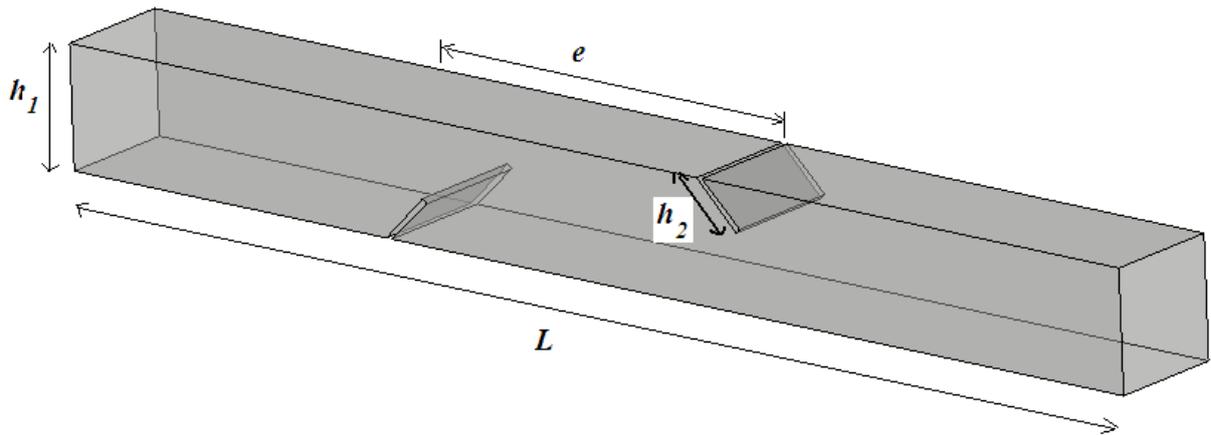


Figure III.2 Géométrie simulée

Tableau III.1 Paramètres géométriques des différentes configurations réalisées

e/L	h_2/h_1
0.3	0.15
	0.30
	0.45
	0.60
0.3	0.5
0.1	0.5
0.2	
0.3	
0.4	

III.7 Hypothèses du problème

- ✓ Le fluide est incompressible
- ✓ L'écoulement est bidimensionnel et permanent.
- ✓ Le régime est stationnaire.
- ✓ L'écoulement est laminaire ($Re < 120$)
- ✓ La température du fluide interne est : 27°c
- ✓ La température à la paroi est : -6°c

✓ Le transfert s'effectue à travers la paroi supérieure, tandis que la paroi inférieure est adiabatique.

III.8 Etude de maillage

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 d'ICEM-CFD surmonte ce problème en employant des prismes pour créer un maillage fin qui est normale à la paroi, mais parallèle à elle. Ce mailleur offre la possibilité de choisir entre deux types de maillage : hexahedral et tetrahedral. Ce dernier a été opté pour discrétiser la géométrie de notre problème (Figure III.3).

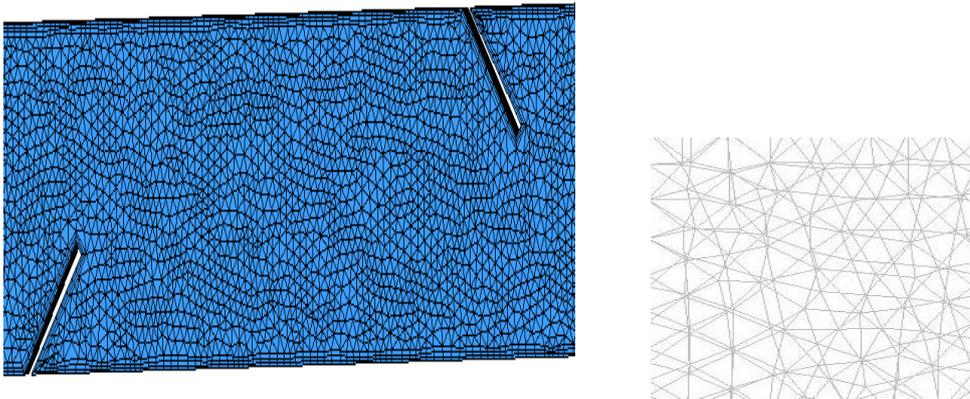


Figure III.3 Maillage tetrahedral utilisé

III.9 Mise sous forme adimensionnelle

Afin de rendre la formulation du problème adimensionnelle, nous avons retenu comme grandeurs de référence la longueur de la conduite (L) et la vitesse d'entrée de l'écoulement (V_{ref}). De nouvelles inconnues sont ainsi définies :

$$X^* = \frac{X}{L} \quad \text{(III-1)}$$

$$v^* = \frac{v}{V_{ref}} \quad \text{(III-2)}$$

CHAPITRE IV

Résultats et Discussion

IV.1 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.1). La comparaison entre nos résultats et ceux de Dutta et Hossain montre un accord satisfaisant[19].

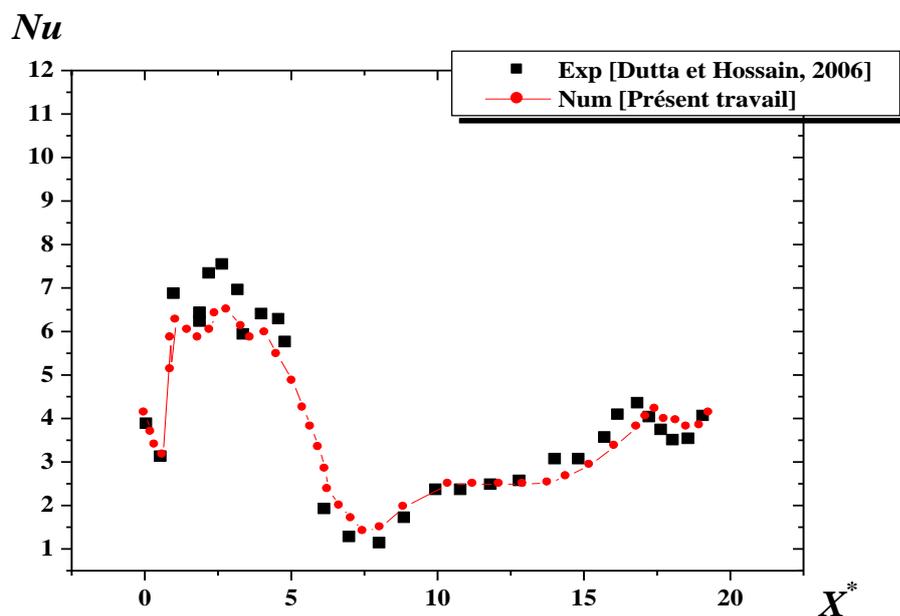


Figure IV.1 Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 35500$

IV.2 Effet du nombre de Reynolds

On entame notre investigation par l'étude de l'effet de la vitesse d'entrée d'écoulement. La valeur de cette vitesse est choisit 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 100.

Pour réaliser notre test, quatre valeurs du Re ont été choisi et qui sont : $Re = 0.1, 10, 50$ et 100 , 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.2**). 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. 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.

La chicane présente un vrai obstacle qui change fortement la structure de l'écoulement, comme l'indique la (**Figure IV.3**). 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.4**) l'évolution de la vitesse U^* le long de la paroi supérieure. Les valeurs minimales de la vitesse indiquent l'existence de tourbillon.

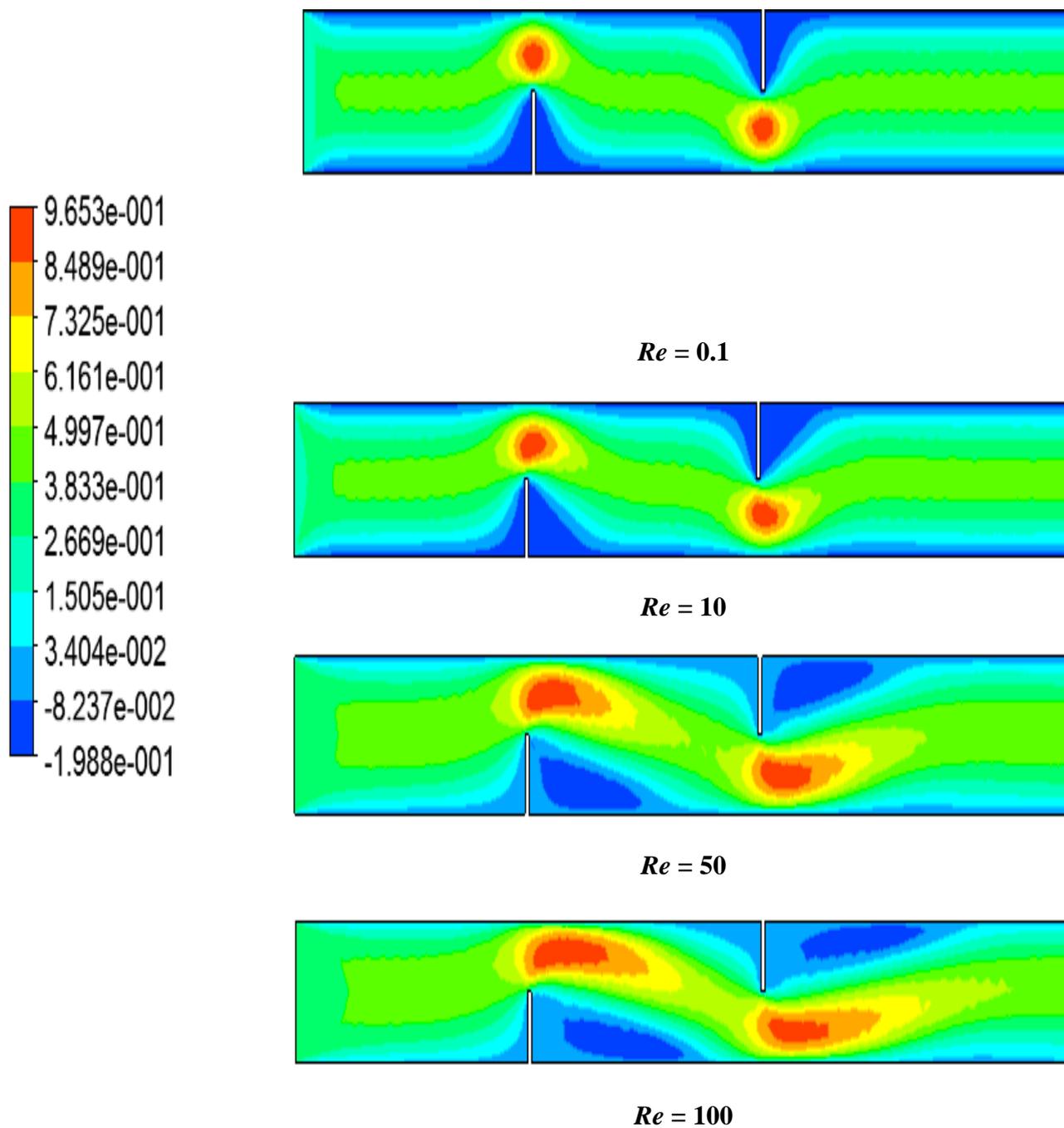


Figure IV.2 Contours de vitesse pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.

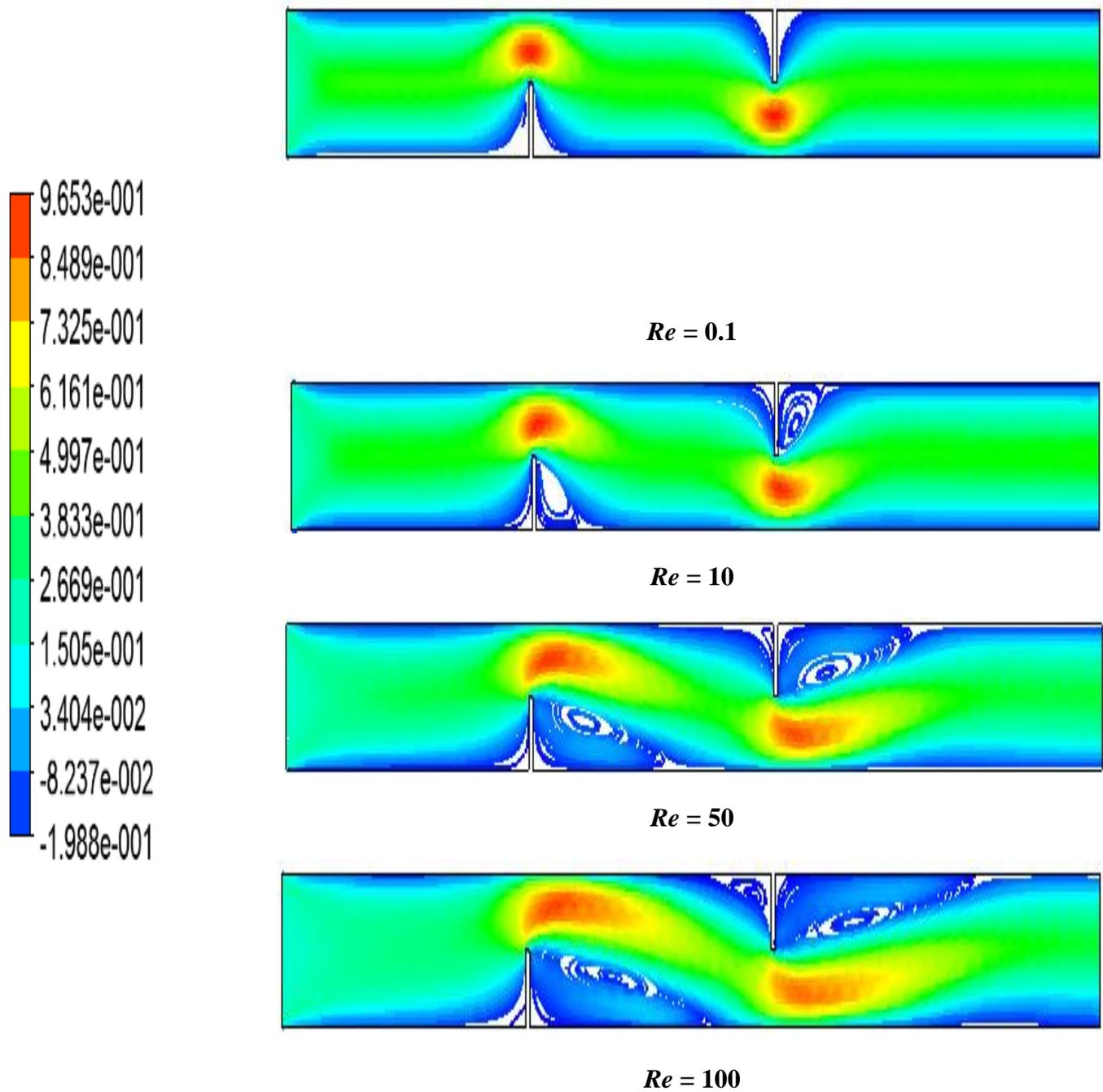


Figure IV.3 Lignes de courant pour différentes valeurs du nombre de Reynolds

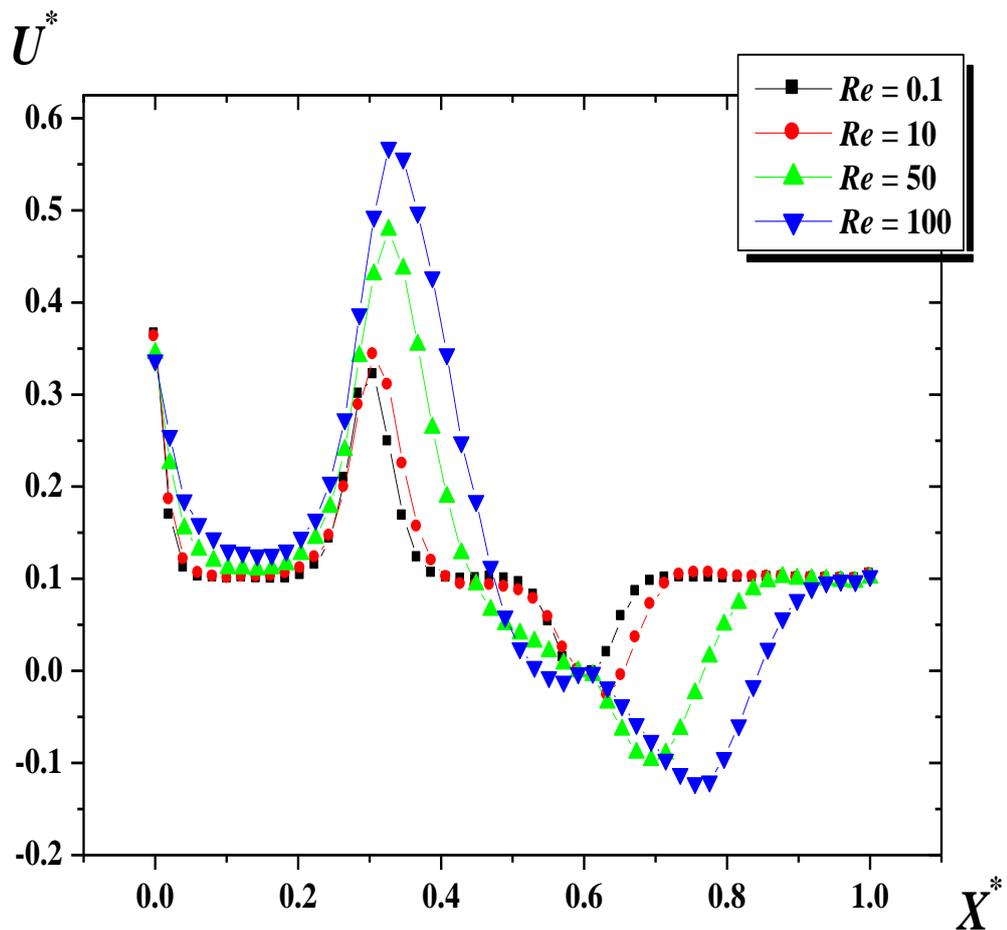


Figure IV.4 Evolution de vitesse axiale le long de la paroi refroidie

La distribution spatiale de température le long de toute la conduite est présentée sur la (Figure IV.5). Comme prévu, la chicane influe fortement sur le transfert thermique : la partie la plus refroidie commence au voisinage de la chicane (supérieure). 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.6) (variation de nombre de Nusselt le long de la paroi supérieure)

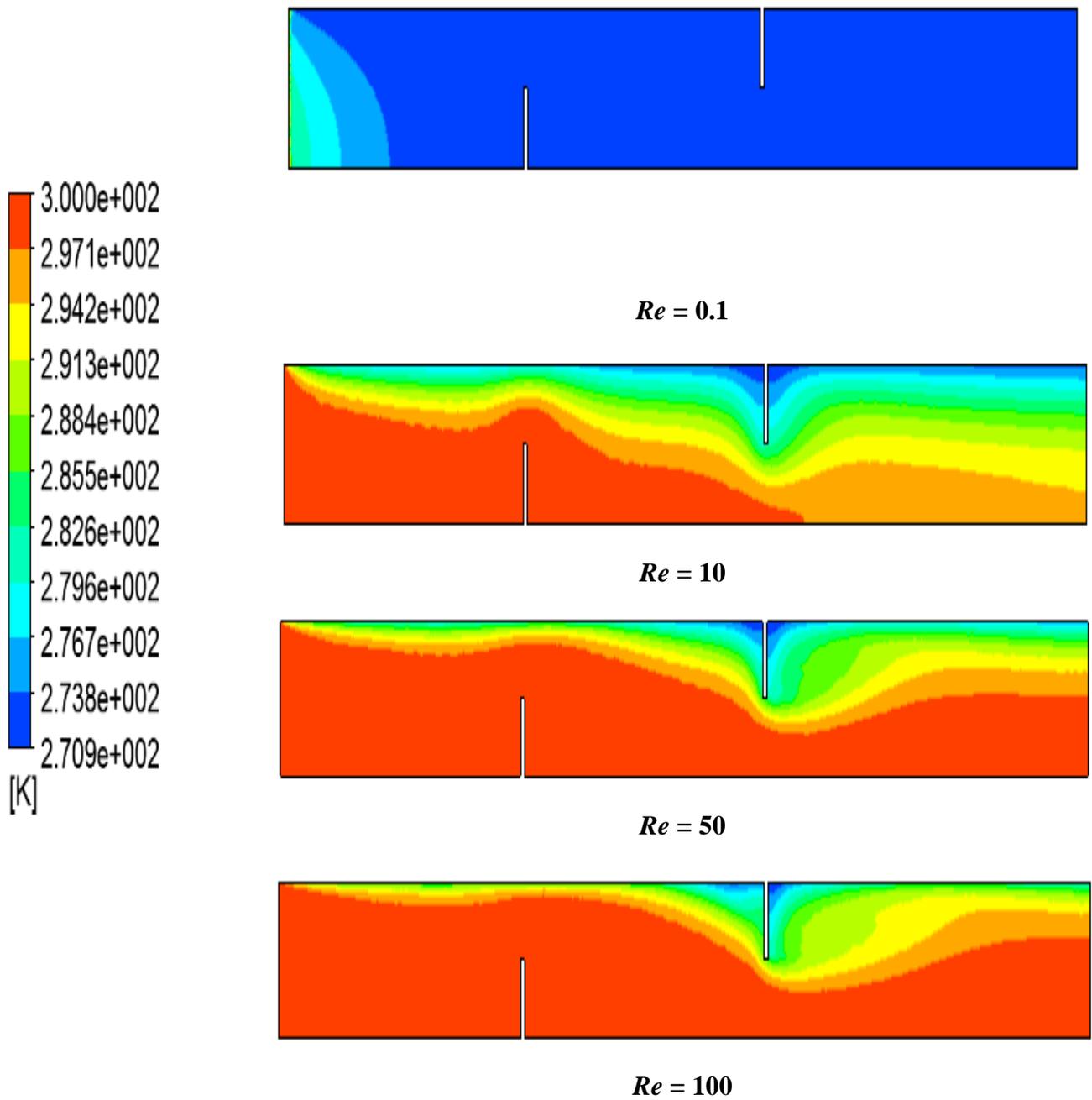


Figure IV.5 Distribution de température pour différentes valeurs du nombre de Reynolds

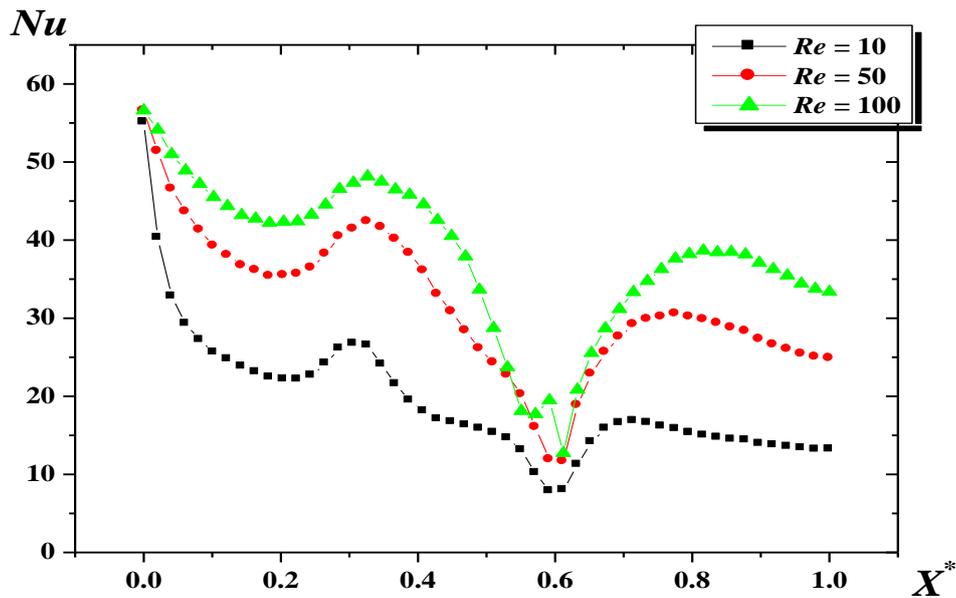


Figure IV.6 Variation du nombre de Nusselt le long de la paroi refroidie

IV.3 Effet de l'espacement entre les chicanes

Dans cette section, on teste l'influence d'un paramètre géométrique, c'est l'espacement entre les chicanes. La première chicane (collée à la paroi inférieure) est fixe, par contre la position de la deuxième varie donner les rapports suivant : $e/L = 0.1, 0.2, 0.3$ et 0.4 , respectivement.

Pour ces quatre configurations géométriques, la distribution spatiale de la vitesse est présentée (sous forme de contours (**Figure IV.7**) et lignes de courant (**Figure IV.8**). Il apparait clairement que les forces d'interaction dans la zone inter-chicanée sont très fortes pour des faibles espacements (e/L). Ainsi, le faible espacement n'est pas recommandé pour avoir de meilleur transfert thermique (**Figure IV.9 et IV.10**).

Plus de détails concernant la taille des vortex formés avant et après les chicanes sont présentés sur la (**Figure IV.11**).

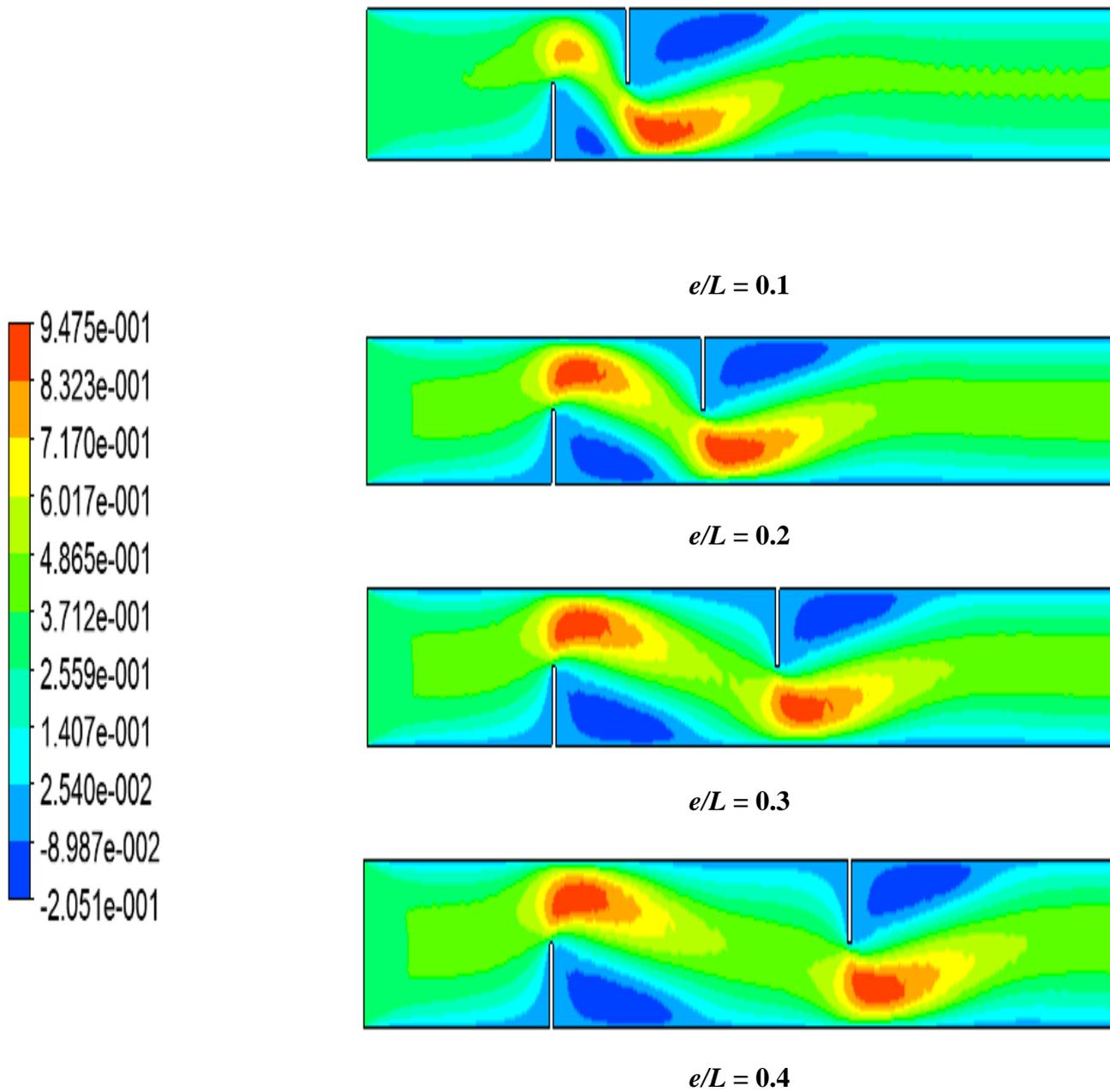


Figure IV.7 Distribution de vitesse pour $Re = 60$

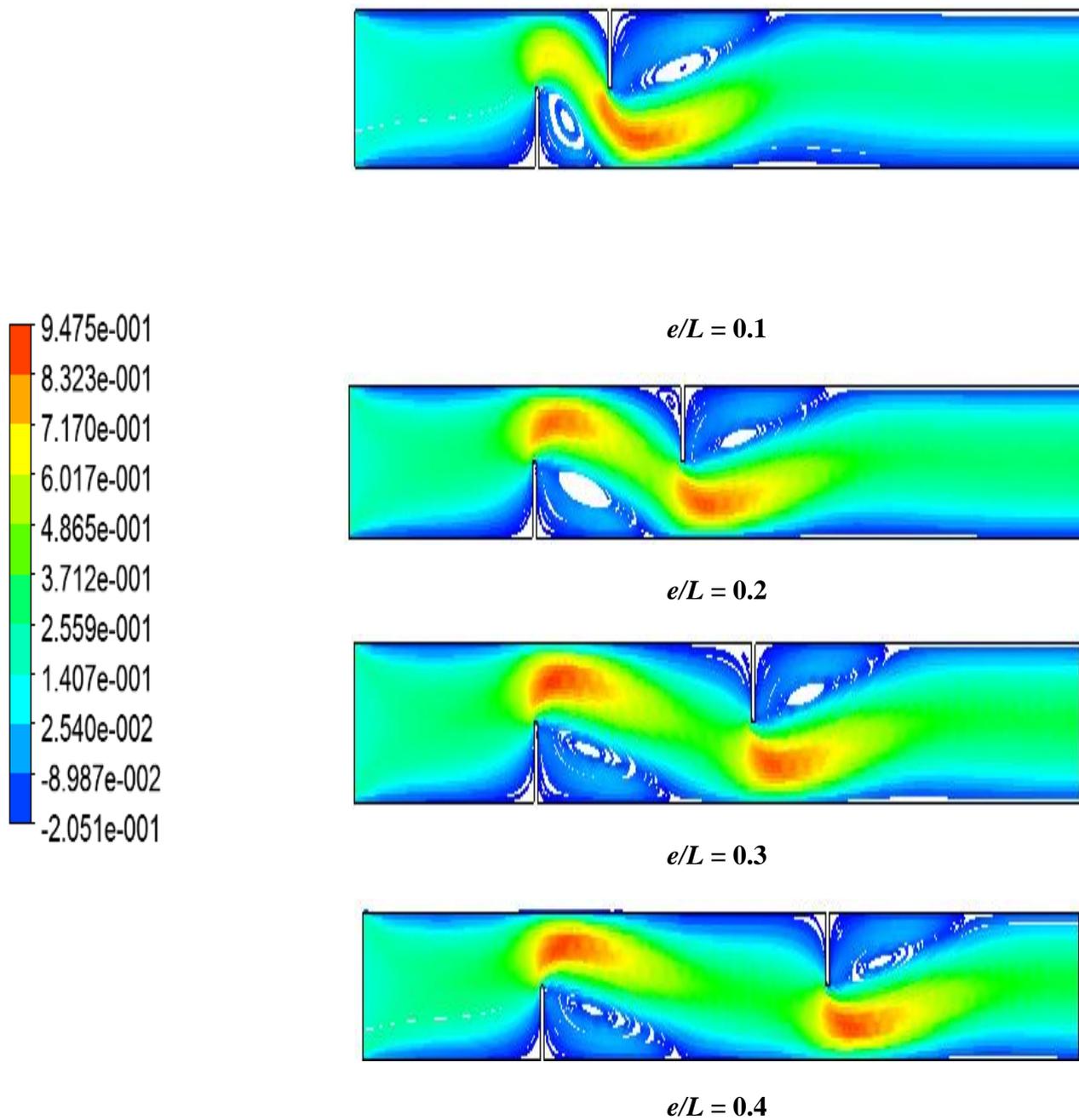


Figure IV.8 Lignes de courant pour $Re = 60$

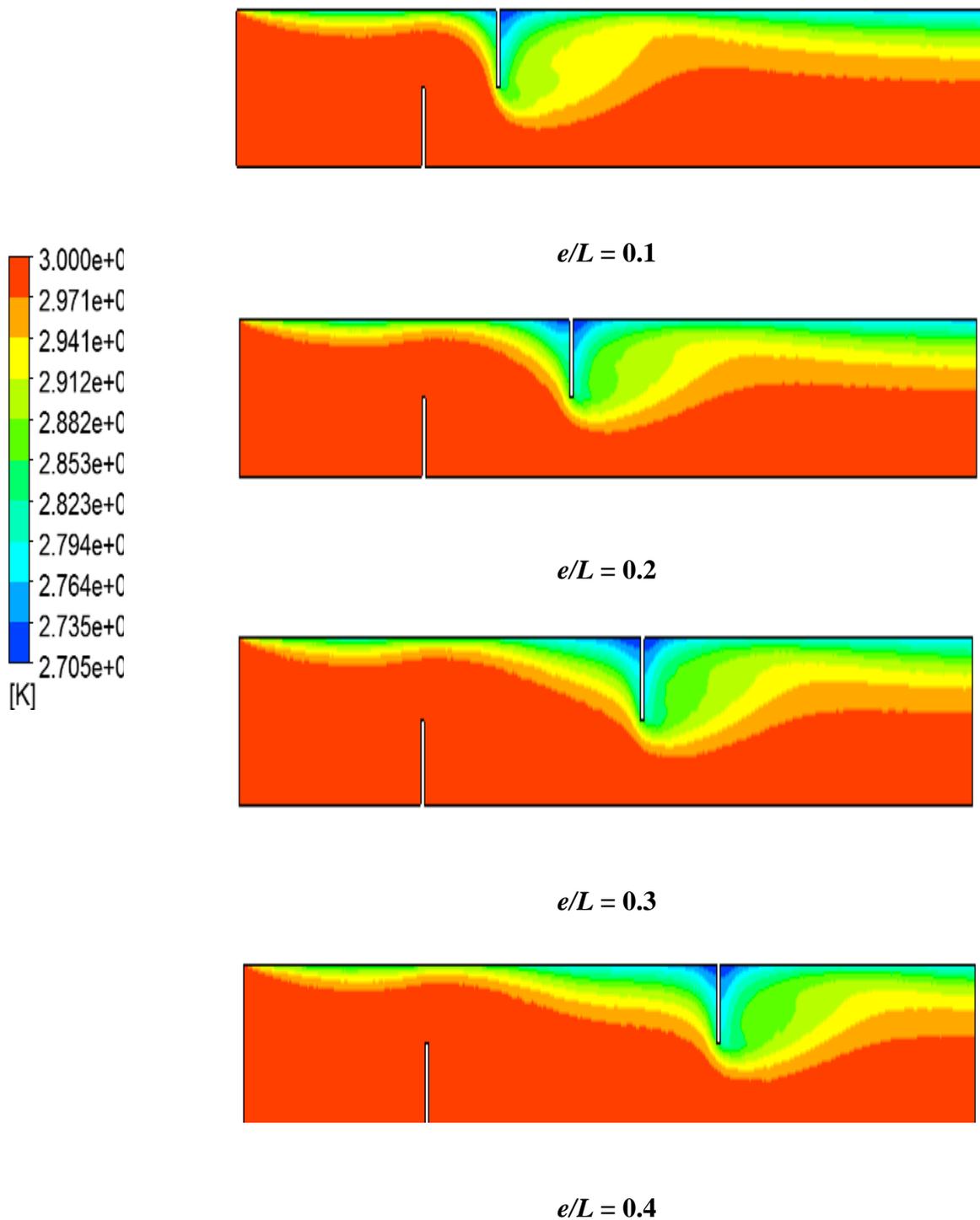


Figure IV.9 Distribution de température pour $Re = 60$

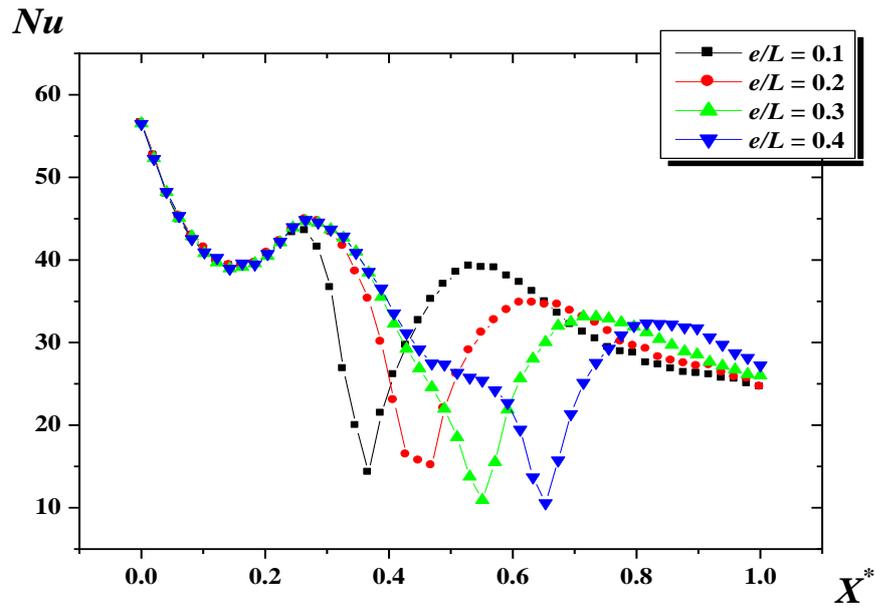


Figure IV.10 Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 60$

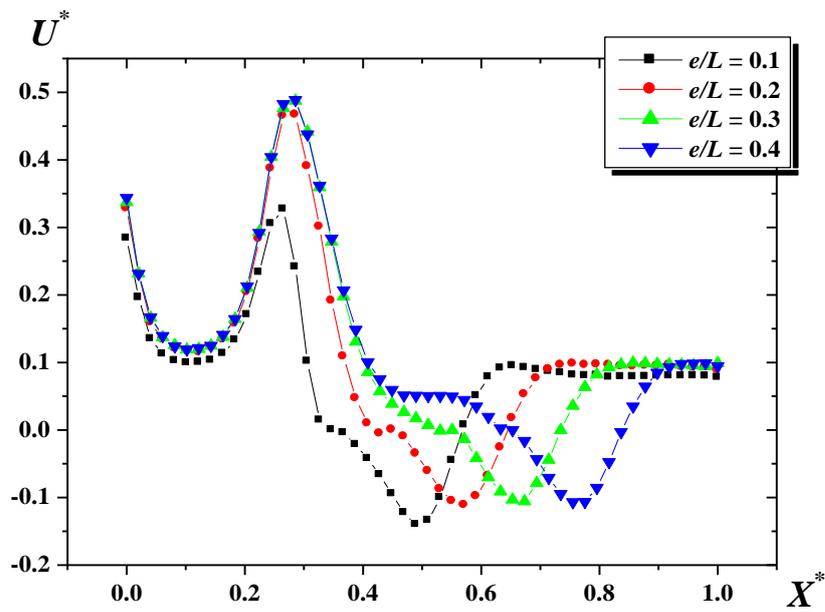


Figure IV.11 Evolution de vitesse axiale le long de la paroi refroidie pour $Re = 60$.

IV.4 Influence de la hauteur de la chicane

Un autre paramètre géométrique est testé ici, il s'agit de la hauteur de la chicane. Quatre configurations sont réalisées dans le but d'effectuer le test, et qui sont : $h_2/h_1 = 0.15, 0.3, 0.45$ et 0.6 . Les différents calculs sont achevés pour un espacement fixe ($e/L = 0.3$) et un nombre de Reynolds $Re = 100$.

A partir des résultats trouvés (**Figure IV.12, IV.13, IV.14**), on peut conclure que la hauteur de chicane est la responsable sur la formation tourbillonnaire et la séparation des écoulements. Pour une hauteur faible de la chicane ($h_2/h_1 = 0.15$), la vitesse maximale est distribuée presque uniformément le long de la conduite sauf quelques intensifications au niveau de la chicane. Mais dès que le rapport h_2/h_1 commence à augmenter, la séparation de l'écoulement se manifeste avec une augmentation proportionnelle des vortex derrière la chicane.

Une autre remarque est que, si le rapport h_2/h_1 dépasse la valeur 0.3 , un vortex secondaire apparaît avant la chicane collée à la paroi supérieure.

Cette turbulence favorise le transfert de la chaleur comme l'indique les (**Figure IV.15, IV.16**)

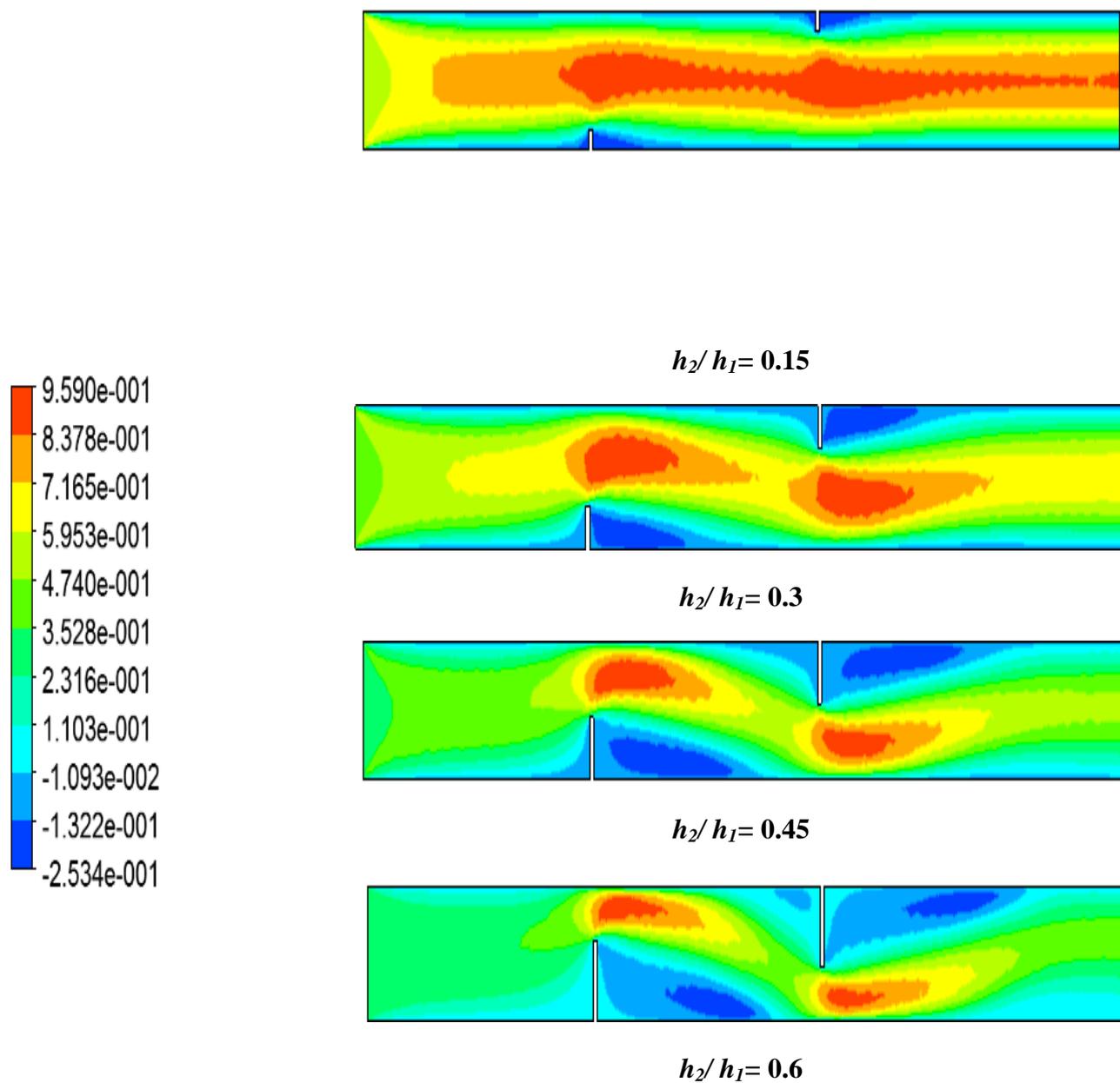


Figure IV.12 Contours de vitesse pour $Re = 100$

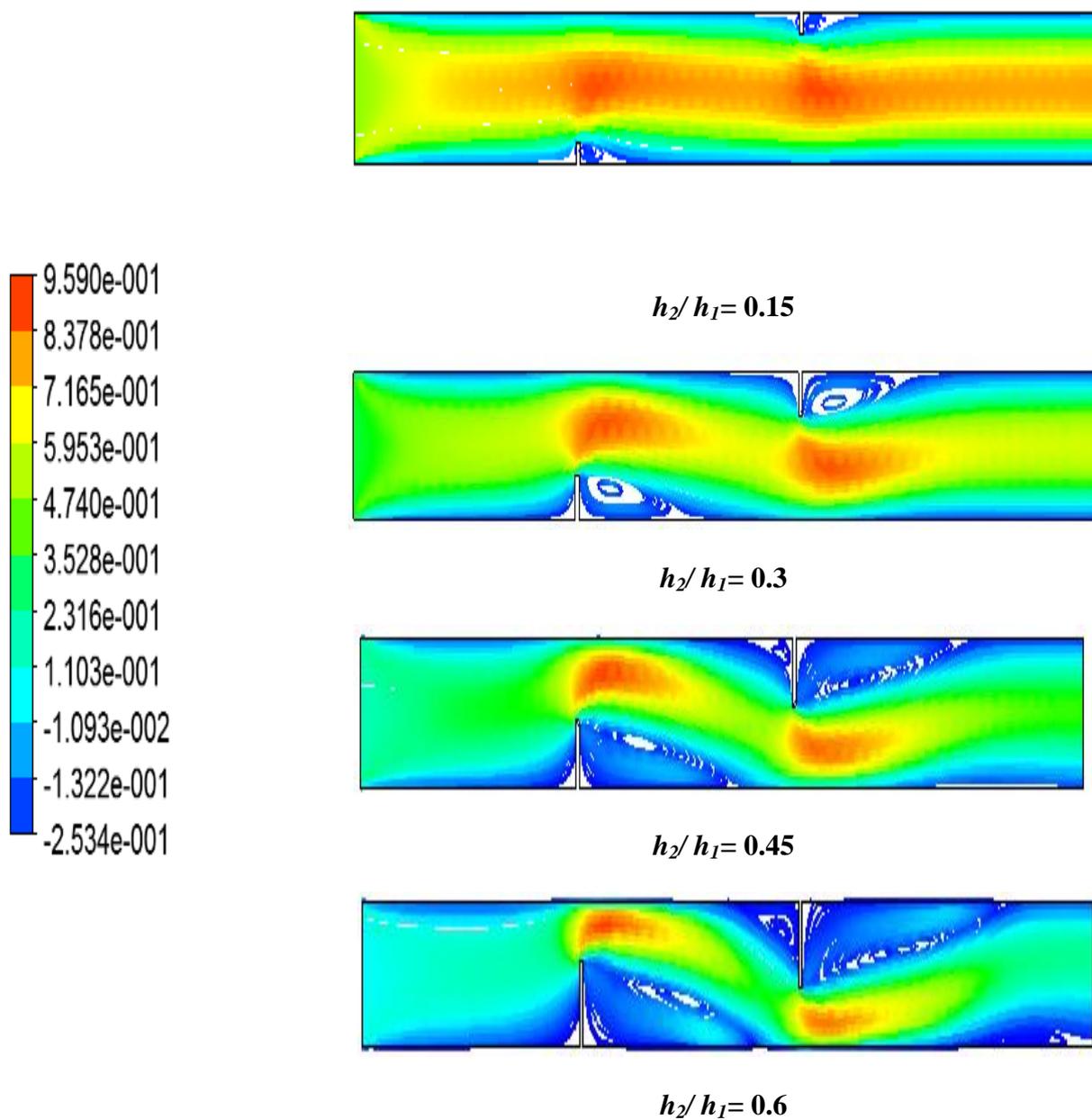


Figure IV.13 Lignes de courants pour $Re = 100$

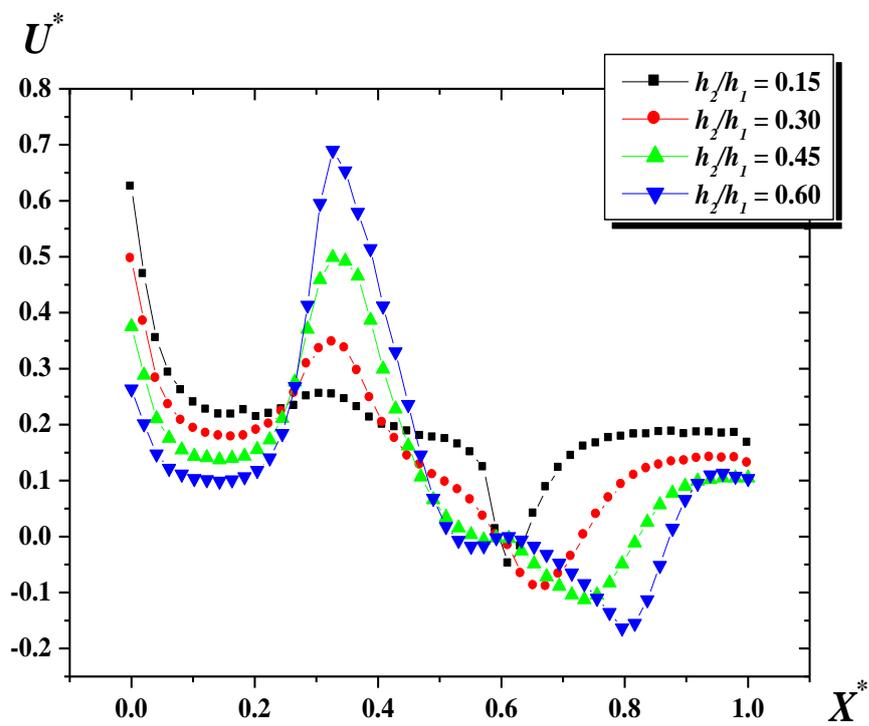


Figure IV.14 Evolution de vitesse axiale le long de la paroi refroidie, pour $Re = 100$

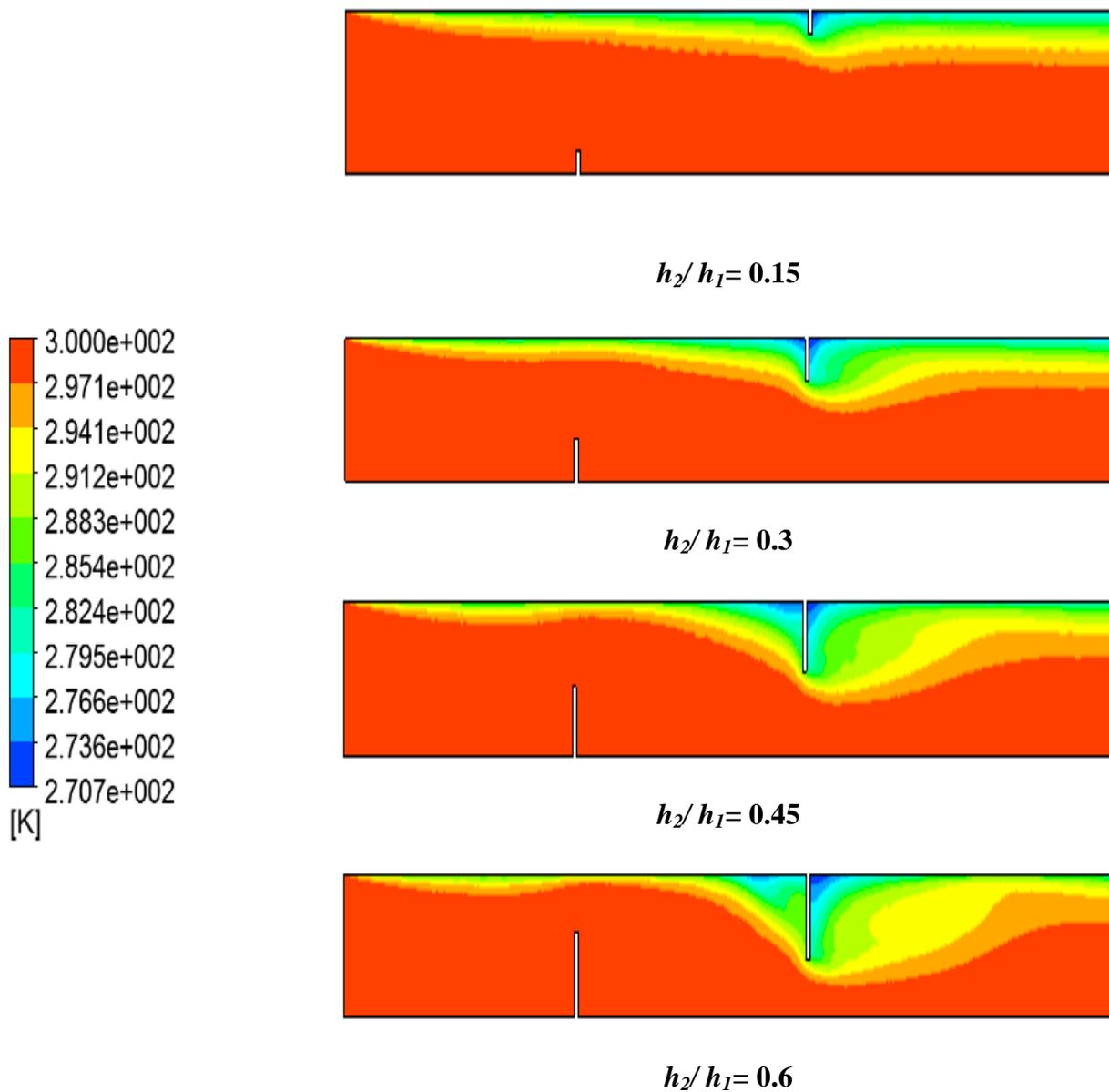


Figure IV.15 Distribution de température pour $Re = 100$

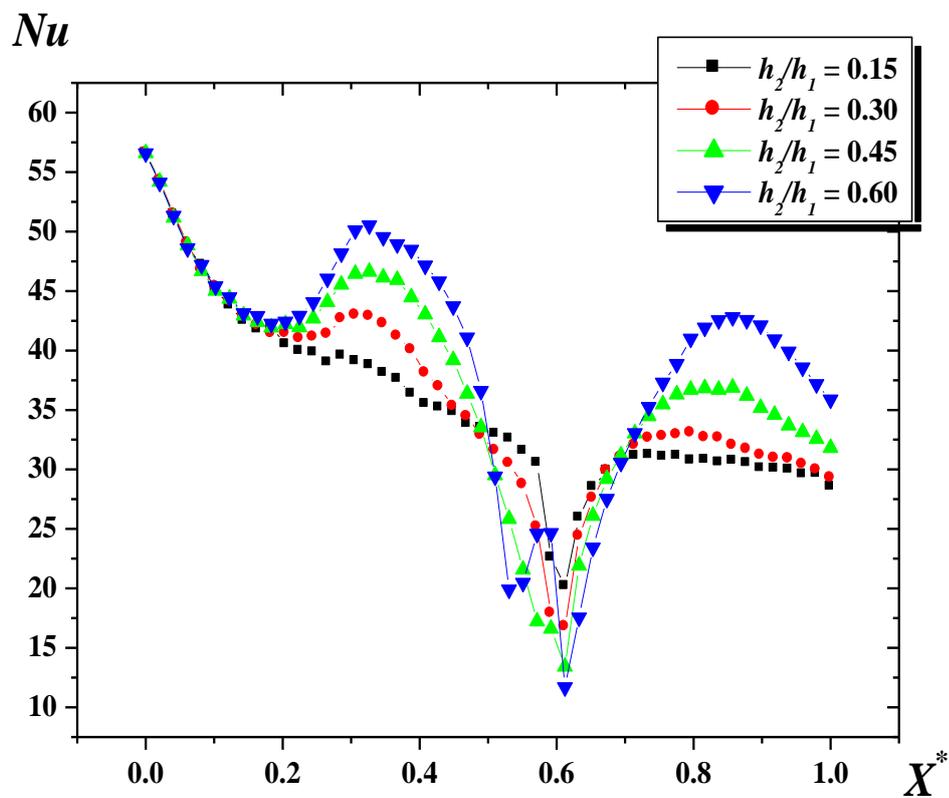


Figure IV.16 Variation du nombre de Nusselt pour $Re = 100$.

Conclusion

L'étude des performances d'un échangeur à chicanes a été étudiée par voie de simulation numérique. Le code de calcul CFX a été entrepris pour effectuer les calculs.

Ce code de calcul a donné des résultats satisfaisants puisqu'on a l'existence des zones de recirculation en aval et/ou en amont de chaque chicane, qui augmentent avec l'augmentation du nombre de Re . Les résultats trouvés sont en accord avec ceux de tous les auteurs qui affirment que des zones de recirculation apparaissent localement dans les échangeurs munis des chicanes et qui correspond à un transfert de chaleur plus important.

L'augmentation du nombre de Re engendre une augmentation des zones de recirculation, ce qui explique un transfert de chaleur important en ces zones ; et les distributions du nombre de Nu varient avec la géométrie de l'échangeur (chicanes). Ainsi, l'augmentation de la hauteur des chicanes et la réduction de l'espace inter-chicané favorise la formation des structures tourbillonnaires dans la conduite.

Pour plus de précision sur l'amélioration des performances de l'échangeur étudié, d'autres paramètres doivent être déterminés, tels que : les pertes de charge et le facteur de performance globale.

Références bibliographiques

- [1] A. Zeerroukhi and L. Smaili, “Etude d’un échangeur tubulaire installé sur un alternateur de 176 MW de la Centrale Thermique de Cap-Djinet,” Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2014.
- [2] M. Bordjane, “Modes de transfert thermique,” 2017.
- [3] A. Atek and F. Nezlioui, “Etude numérique des échanges convectifs dans une cavité munie d’ouvertures.” Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2015.
- [4] “Thème : Simulation numérique de la convection forcée entre deux disques en présence d’un nanofluide Thème : Simulation numérique de la convection forcée entre deux disques en présence d’un nanofluide,” 2015.
- [5] S. Nehal and O. Meziani Ourrad, “Contribution à l’étude des transferts thermiques dans les échangeurs.” Université Abderrahmane Mira, 2017.
- [6] N. Sotehi, “Caractéristiques Thermiques des Parois des Bâtiments et Amélioration de L’isolation,” *Univ. Mentouri-Constantine*, 2010.
- [7] B. Aicha, “Mémoire de Fin d’ Etudes pour l’ Obtention du Diplôme de Master Thème : Conception d’un Outil D’aide à la Décision pour le Choix et le Dimensionnement d’ Un Echangeur de Chaleur,” pp. 2016–2017.
- [8] D. U. T. Génie, “Echangeurs Thermiques Responsable : Pr : O . ANSARI Introduction :,” pp. 1–24, 2018.
- [9] L. ATTAR and A. RAHOUI, “Etude numérique bidimensionnelle d’un échangeur de chaleur à double tubes concentriques muni d’une conduite centrale conique ondulée.”
- [10] F. TAOURIT, “ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE ET THERMIQUE DE DEUX ECOULEMENTS DU FLUIDE DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR (COMPARAISON ENTRE LE CAS SIMPLE ET LE CAS AVEC AILETTES).” .
- [11] M. De Jury, “Présenté par : BOUKHADIA Karima Intitulé Investigation numérique sur l’amélioration du transfert thermique par des générateurs de vortex Co-Encadrant,” 2018.
- [12] العبيد, نسيم, الحاتمي, and وليد, “Optimisation d’exploitation d’un échangeur de chaleur tubulaire dans le processus de séparation de pétrole brut,” university of Eloued 2018, جامعة الوادي.
- [13] A. Bougrine, “Conception d’un Outil D’aide à la Décision pour le Choix et le Dimensionnement d’Un Echangeur de Chaleur,” 2017.
- [14] H. Hammoudi, “Evaluation des performances d’un échangeur thermique à tubes et calandre par les méthodes de Kern et de Bell-Delaware.” Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2017.
- [15] Y. Toufik, “Perçement des tubes dans les échangeurs de chaleur.” 2012.
- [16] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, and P. Mercier, “Échangeur de chaleur, Description des échangeurs,” *Tech. l’ingénieur B*, vol. 2, p. 341, 1995.
- [17] P. Ngendakumana, “Echangeurs de Chaleur,” pp. 1–28, 2014.
- [18] L. Amina, “THEME : Phénomène de corrosion dans les condenseurs,” 2015.
- [19] P. Dutta and A. Hossain, “Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 26, no. 2, pp. 223–232, 2005.