

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES  
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

## MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

**Génie Mécanique**

*Option : Énergétique*

**Intitulé :**

---

---

**Etude numérique de l'amélioration du taux de transfert thermique dans un échangeur de chaleur à plaques et joints : Effet de corrugation.**

---

---

**Présenté par :**

- BOUTERA Abdelkarim
- LOUNIS Abdelkarim

*Soutenu le : /05 /07 /2020    Devant le Jury :*

<b>Mr.</b>	<b>MAA</b>	<b>Centre Universitaire Naâma</b>	<b>Président</b>
<b>Mme. BOUKHADIA Karima</b>	<b>MCB</b>	<b>Centre Universitaire Naâma</b>	<b>Encadreur</b>
<b>Mr.</b>	<b>MAA</b>	<b>Centre Universitaire Naâma</b>	<b>Examineur</b>

*Année Universitaire 2019 - 2020*

## *Remerciements*

*Avec l'aide de Dieu tout puissant, on a pu accomplir ce modeste travail*

*On tient à exprimer nos plus vifs remerciements et notre gratitude  
particulièrement à Mme. BOUKHADIA c'est bien elle qui a dirigé ce  
mémoire avec une disponibilité de tous les instants, elle a guidé nos travaux  
avec patience et sérieux tout le long de la préparation de ce mémoire.*

*On exprime aussi notre reconnaissance à tous nos amis*

## *Dédicaces*

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, à mes très chers parents que j'aime plus que tous, à 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 ma femme et mon fils, 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 Bouteraa

**ABD EL KRIM LOUNIS**

## *Dédicaces*

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, à mes très chers parents que j'aime plus que tous, à mon père 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 mon fis 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

Lounis

**ABD EL KRIM BOUTERAA**

### Résumé

Dans une multitude de procédés industriels, nous sommes amenés à rencontrer des échangeurs thermiques. Ces organes ont pour rôle de transférer de la chaleur entre deux fluides. Les échangeurs de chaleur à plaques et joint permettent d'atteindre des compacités encore plus élevées que les échangeurs multitubulaires.

Le but de ce travail est de présenter une étude numérique sur un échangeur à plaques et joints. Cette étude porte sur une simulation numérique utilisant le SolidWorks 2016 comme outil de travail CFD pour analyser le transfert thermique à travers des plaques d'un échangeur de chaleur à plaques et joints. On cherche à optimiser une géométrie 3D, pour maximiser le flux de chaleur échangé entre les deux fluide chaud et froid et ce en changeant les vitesses d'écoulement, les épaisseurs des plaques et aussi d'intégrer des nouveaux designs de corrugations aux plaques, les résultats ont approuvé qu'une vitesse minime favorise le transfert thermique ainsi qu'une épaisseur réduite de la plaque, encore la corrugation type H, prouve une amélioration significative de ce transfert.

**Mots clés :** échangeur de chaleur à plaques et joint – plaques – corrugation- transfert thermique- calcul des échangeurs.

## Abstract

In a multitude of industrial processes, we encounter thermal exchangers. The role of these organs is to transfer heat between two fluids. Plate and gaskets heat exchangers allow for even higher compacts than multitubular heat exchangers.

The aim of this work is to present a numeric study on a plate and gaskets heat exchangers. This study involves a numerical simulation using SolidWorks 2016 as a CFD working tool to analyze thermal transfer through plates of heat exchanger. The aim is to optimize a 3D geometry, to maximize the flow of heat exchanged between two hot and cold fluids and this by changing the flow speeds, the thickness of the plates and also to integrate new designs of corrugations on the plates, results approved that a minimal speed favors thermal transfer as well as a reduced thickness of the plate, still the corrugation type H, shows a significant improvement in this transfer.

**Keywords:** Plate and gaskets heat exchanger - plates - corrugation- thermal transfer- heat exchanger calculation.

## ملخص

في العديد من العمليات الصناعية، نواجه مبادلات حرارية تسمح للألواح والمفاصل بضغوط أعلى من المبادلات الحرارية متعددة الأنابيب. دور هذه المبادلات الحرارية هو نقل الحرارة بين سائلين.

الهدف من هذا العمل هو تقديم دراسة رقمية على لوحة المبادل الحراري. تتضمن هذه الدراسة محاكاة رقمية باستخدام SolidWorks 2016 كأداة عمل CFD لتحليل انتقال الحرارة من خلال صفائح لوحة ومبادل حراري. نتطلع إلى تحسين الهندسة ثلاثية الأبعاد ، لزيادة تدفق الحرارة المتبادلة بين السائلين الساخن والبارد وذلك عن طريق تغيير سرعات التدفق ، وسمك الألواح وأيضاً دمج تصميمات جديدة موجهة إلى الألواح ، وفي الأخير وافقت النتائج على أنه بفضل أدنى سرعة للسوائل من اجل نقل أفضل للحرارة وكذلك سمك المنخفض، أما عن نوع التموجات فان النوع H ، اثبت أحسن تدفق للحرارة.

**الكلمات المفتاحية:** مبادل حراري ولوح مانع للتسرب - صفائح - موج - نقل حراري - حساب التبادل الحراري.

## Nomenclature

CAO	Conception Assisté Ordinateur
CFD	Computational Fluid Dynamics
EACC	Echangeur à Contre Courant
EACP	Echangeur à Courant Parallèle

<b>Symbole</b>	<b>Désignation</b>	<b>Unité</b>
A	Surface d'échange de la chaleur	( $m^2$ )
L	Longueur de la plaque	(m)
$h_c/h_f$	Coefficient de transfert de chaleur	( $w/(m^2k)$ )
E	Epaisseur entre les plaques	(m)
$D_h$	Diamètre hydraulique	(m)
F	Coefficient de frottement	/
R	Résistance thermique	( $(m^{-2}k)/w$ )
E	Efficacité d'échange	(%)
$\Phi$	Puissance thermique	(KW)
$C_p$	Chaleur spécifique	(J/ kg K)
$\dot{m}$	Débit massique	(Kg/s)
NUT	Nombre de transfert des unités	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
Re	Nombre de Reynolds	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
U	Vitesse d'écoulement	(m/s)
V	Débit volumique	( $m^3/s$ )

L	Largeur de la plaque	(m)
$m.C_p$	Débit capacité calorifique du fluide	(kJ/(h °C))
T	Température	(°C)
$T_c$	Température chaude	(°C)
$T_f$	Température froide	(°C)
$\Delta P$	Chute de pression	Pa)
U	Performance d'échangeur	W/(m <sup>2</sup> . °C)
$\rho$	Densité	(kg.m <sup>-3</sup> )
DTLM	La différence de température logarithmique moyenne	(°C)

### **Symbole Grec**

$\Lambda$	Conductivité thermique	(W/(ms))
$\epsilon$	L'efficacité thermique	/
P	Masse volumique	(Kg/m <sup>3</sup> )
$\mu$	Viscosité dynamique	(kg/ms)
$\nu$	Viscosité cinématique	(m <sup>2</sup> /s)

## Liste des figures

<b>Chapitre I</b>	<b>Page</b>
<b>Figure I.1.</b> Échangeur monotube en serpent:.....	5
<b>Figure I.2.</b> Échangeur coaxial :.....	5
<b>Figure I.3.</b> Échangeur à tube séparé :.....	5
<b>Figure I.4.</b> Échangeur à tube rapproché :.....	6
<b>Figure I.5.</b> Échangeur à tube ailette :.....	6
<b>Figure I.6.</b> Échangeur à tête flottante :.....	7
<b>Figure I.7.</b> Échangeur à plaque tubulaire fixe :.....	7
<b>Figure I.8.</b> Échangeur à tubes en U :.....	7
<b>Figure I.9.</b> Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	8
<b>Figure I.10 :</b> Échangeur à plaques brasées :.....	8
<b>Figure I.11.</b> Échangeur à spirale.....	9
<b>Figure I.12.</b> Échangeurs à plaques.....	10
<b>Figure I.13.</b> Dispositif qui transfère de l'énergie thermique d'un fluide chaud (h) vers un autre fluide froid (c) .....	12
<b>Figure I.14.</b> Forme des plaques de l'échangeur de chaleur.....	12
<b>Figure I.15.</b> Plaque de corrugation type H.....	13
<b>Figure I.16.</b> Plaque de corrugation type W.....	13
<b>Figure I.17.</b> Plaque de corrugation type Y.....	14
<b>Figure I.18.</b> Plaque de corrugation type F.....	14
<b>Figure I.19.</b> Structure d'un joint.....	15
<b>Figure I.20.</b> Circulation des fluides à travers les plaques.....	15
<b>Figure I.21.</b> Distributions mono passes contre courant dans un échangeur à plaques et joint .....	15
<b>Figure I.22.</b> Distributions mono-passes co-courant chaque courant ou fluide traverse deux fois l'échangeur.....	16

<b>Figure I.23.</b> Exemple d'un échangeur à plaques mono passe à contre courant.....	16
<b>Figure I.24.</b> Montage et serrage de nouvelles plaques, remplacement d'une plaque	16
<b>Figure I.25.</b> Remplacement d'un joint.....	17
<b>Figure 1.26.</b> Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.....	19
<b>Chapitre II</b>	
<b>Figure II.1.</b> Profil de Température à travers un élément de surface dA.....	21
<b>Figure II. 2.</b> Principe de fonctionnement des échangeurs a) EACP et b) EACC....	25
<b>Chapitre III</b>	
<b>Figure III.1.</b> Interface du logiciel SolidWorks 2016.....	32
<b>Figure III.2.</b> Modules de création des géométries.....	32
<b>Figure III.3.</b> Ecoulement des fluides sur SolidWorks .....	33
<b>Figure III.4.</b> Maillage de la géométrie.....	35
<b>Figure III.5.</b> Visualisation des résultats sur SolidWorks.....	36
<b>Figure III.6.</b> Schéma détaillé de la géométrie de la plaque de l'échangeur de chaleur.....	37
<b>Figure III.7.</b> Structure de l'écoulement sur une plaque d'un échangeur de chaleur...	38
<b>Figure III.8.</b> Domaine de calcul.....	39
<b>Figure III.9.</b> Maillage des plaques de l'échangeur de chaleur .....	40
<b>Figure III.10.</b> Plaque de corrugation à cannelure droite.....	41
<b>Figure III.11.</b> Plaque de corrugation type H.....	41
<b>Figure III.12.</b> plaque de corrugation type F .....	42
<b>Figure III.13.</b> Profil de vitesse entre deux plaque de 1.5 mm d'épaisseur de pour différentes vitesses (fluide chaud).....	42
<b>Figure III.14.</b> Profil de température entre deux plaques de 1.5mm d'épaisseur pour différentes vitesses.....	43
<b>Figure III.15.</b> Variation du flux thermique en fonction de nombre de Reynolds.....	44
<b>Figure III.16.</b> Variation de l'efficacité en fonction de Reynold.....	44
<b>Figure III.17.</b> Profil de température pour différentes épaisseurs de plaques.....	45
<b>Figure III.18.</b> Flux thermique en fonction d'épaisseurs de la plaque pour une vitesse 0.1 m/s.....	46
<b>Figure III.19.</b> Efficacité en fonction de l'épaisseur de la plaque pour une vitesse 0.1 m/s.....	46

<b>Figure III.20.</b> Chute de pression en fonction des différentes épaisseurs des plaques	47
<b>Figure III.21.</b> Profil de vitesse entre deux plaques de 1.5 mm d'épaisseur pour différentes plaques corruguées.....	47
<b>Figure.III.22.</b> Profil de température entre deux plaques de 1,5 mm d'épaisseur pour différentes plaques corruguées.....	48
<b>Figure III.23.</b> Profil de pression entre deux plaques de 1.5 mm d'épaisseur pour différentes corrugations.....	48
<b>Figure III.24.</b> Flux thermique pour différents types de corrugations.....	49
<b>Figure III.25.</b> Variation de l'efficacité pour différents types de corrugations.....	49
<b>Figure III.26.</b> Chute de pression pour différentes corrugations.....	50

## Liste des tableaux

<b>Chapitre III. Résultats et discussions</b>	<b>Pages</b>
<b>Tableau III.1.</b> Conditions initiales du problème.....	39
<b>Tableau III.2.</b> Conditions aux limites.....	40
<b>Table III.3.</b> Informations sur le maillage.....	41

## Sommaire

Remerciements.....	I
Dédicaces .....	II
Résumé .....	IV
Nomenclature .....	VII
Les des figures .....	IX
Liste des tableaux .....	XII
Sommaire .....	XIII
Introduction Générale : .....	01
<b>Chapitre I. Généralités sur les échangeurs</b>	
<b>Pages</b>	
I.1. Définition d'un échangeur thermique .....	3
I.2. Classification des échangeurs .....	3
I.3. Critères de classement des échangeurs .....	3
I.3.1. Classement technologique .....	3
I.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur .....	4
I.3.3. Classement fonctionnel .....	4
I.3.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur .....	4
I.3.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange .....	4
I.4. Types des échangeurs de chaleur .....	4
I.4.1. Les échangeurs tubulaires .....	4
I.4.1.1. Échangeur monotube .....	4
I.4.1.2. Échangeur coaxial .....	5
I.4.2. Échangeur multitubulaire .....	5
I.4.2.1. Échangeur à tubes séparés .....	5
I.4.2.2. Échangeur à tubes rapprochés .....	6
I.4.2.3. Échangeur à tubes ailettes .....	6
I.4.3. Echangeur à tube et calandre .....	6
I.4.3.1. Echangeur de chaleur à tête flottante .....	6
I.4.3.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes .....	7
I.4.3.3. Echangeur à tubes en U .....	7
I.4.4. Echangeur à plaque .....	8
I.4.4.1. Échangeurs à plaques et joints.....	8
I.4.4.2. Échangeurs à surface primaire :.....	8

I.4.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées .....	8
I.4.4.4. Échangeur à spirale .....	9
I.5. Autres types Échangeurs .....	9
I.5.1. Échangeurs avec un fluide changeant de phase.....	9
I.5.1.1. Évaporateurs tubulaires .....	9
I.5.1.2. Évaporateurs à l'intérieur de tubes .....	9
I.6. Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints .....	10
I.6.1. Définition .....	10
I.6.2. L'utilisation d'un échangeur de chaleur a plaque et joint.....	11
I.6.3. Dispositif de transfert thermique dans un échangeur .....	11
I.6.4. Fonctionnement et caractéristique des échangeurs à plaque .....	12
I.6.4.1. Plaques .....	12
I.6.4.2. Corrugation des plaques .....	12
I.6.4.3. Différentes corrugations des plaques.....	13
I.6.5. Joints .....	14
I.6.6. Principe de circulation.....	15
I.6.7. Circulation des fluides à travers les plaques .....	15
I.6.8. Disposition des écoulements .....	15
I.6.8.1. Mono-passe contre courant.....	15
I.6.8.2. Mono-passe co courant.....	16
I.7. Installation et serrage de nouvelles plaques Remplacement d'une plaque.....	16
I.8. Remplacement d'un joint .....	17
I.9. Nettoyage de l'échangeur .....	17
I.9.1. Nettoyage mécanique .....	17
I.9.2. Nettoyage chimique .....	18
I.10. Encrassement .....	18
I.11. Apparition et développement de l'encrassement.....	18
I.12. Conclusion .....	19
<b>Chapitre II. Etude numérique et équations gouvernantes</b>	
II.1. Introduction.....	20
II.2. Calcul des échangeurs .....	20
II.3. Notations .....	21
II.4. Détermination des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$ .....	23
II.5. Méthode DTLM (Moyenne logarithmique de la température) .....	24
II.5.1.Échangeur à contre courants (EACC) .....	26
II.5.2. Echangeur à contrecourant (EACC) .....	27

III.5.3. Efficacité d'un échangeur ..... 27  
III.5.3.1. Définition ..... 27  
III.5.3.2. Méthode NUT ..... 29

**Chapitre III. Résultats et discussions**

III.1. Introduction ..... 31  
III.2. Présentation du logiciel SolidWorks..... 31  
III.2.1. Géométrie..... 32  
III.2.2. Ecoulement des fluides sur SolidWorks (SolidWorks Flow Simulation)..... 33  
III.2.2.1. Equations de Navier-Stokes ..... 34  
III.2.3. Maillage..... 34  
III.2.4. Visualisation des résultats ..... 35  
III.3. Formulation du problème..... 36  
III.3.1. Structure de l'écoulement entre deux plaques adjacentes d'un échangeur de chaleur..... 37  
III.3.2. Domaine de calcul..... 38  
III.3.3. Conditions initiales ..... 39  
III.3.4. Conditions aux limites..... 39  
III.3.5. Domaine de calcul et maillage..... 40  
III.3.6. Types de corrugation étudiées..... 41  
III.4. Résultats et discussions..... 42  
III.4.1. Influence de la vitesse d'écoulement..... 42  
III.4.2. Influence de l'épaisseur des plaques (sur plaques simples)..... 45  
III.4.3. Influence des types de corrugations..... 47  
III.5. Conclusion ..... 50

### Introduction Générale

Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système. Dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur. On estime à 90% la part des transferts d'énergie réalisée par les échangeurs de chaleur dans l'industrie [1].

L'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise 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 [2].

Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés et font l'objet de recherches, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, les céramiques et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus fiables lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques. Un autre axe de recherche vise à diminuer l'encombrement des échangeurs. Réduire l'encombrement des échangeurs thermiques implique une augmentation de leurs performances. En particulier, les échangeurs à plaques se sont développés grâce à leur grande performance et font l'objet de nombreux efforts d'amélioration portant notamment sur la conception des corrugations des plaques pour améliorer les échanges. Pour faire le maximum d'économie, la plupart des fabricants adoptent des dimensions normalisées pour les échangeurs de chaleur [3].

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les

générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc., mais aussi pour des opérations de transformations chimiques. Parmi les appareils de transmission d'énergie, nous citons les échangeurs de chaleur à plaques qui font la base de notre travail. Ces appareils sont destinés à refroidir le fluide sortant avec une température élevée en utilisant de l'eau froide [3].

Notre mémoire est structuré comme suit :

- Dans une première partie nous procédons à une étude bibliographique : concernant les différents types des échangeurs de chaleur et leurs classifications.
- Un deuxième chapitre est dédié aux modélisations d'un échangeur à plaques et joints.
- Le troisième chapitre englobe les résultats de simulation qui seront interprétés par la suite. Nous avons achevé notre mémoire par une conclusion générale et les perspectives qui peuvent être dégagées logiquement de ce travail.

# Chapitre I

## Généralités sur les échangeurs de chaleur

### I.1. Définition d'un échangeur thermique

Un échangeur de chaleur est un élément clef des systèmes énergétiques : c'est un dispositif qui permet le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans les mélanger. Dans des procédés industriels, 90% de l'énergie thermique transite au moins une fois dans un échangeur de chaleur. Toutes les machines thermodynamiques fermées comportent au moins 2 échangeurs de chaleur (machines frigorifiques, cycle de Rankine). Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les deux fluides dans des domaines d'application très large (procédé industriel, secteur bâtiment, chimie, récupération d'énergie thermique, réfrigération, centrales de production d'électricité,...) [4].

### I.2. Classification des échangeurs

Pour résoudre ses problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont les échangeurs à plaques et les échangeurs tubulaires.

### I.3. Critères de classement des échangeurs

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

#### I.3.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

### **I.3.2. 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.

### **I.3.3. Classement fonctionnel**

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

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

### **I.3.4. 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 [ $\text{m}^2/\text{m}^3$ ].

### **I.3.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange**

On retiendra deux types de paroi :

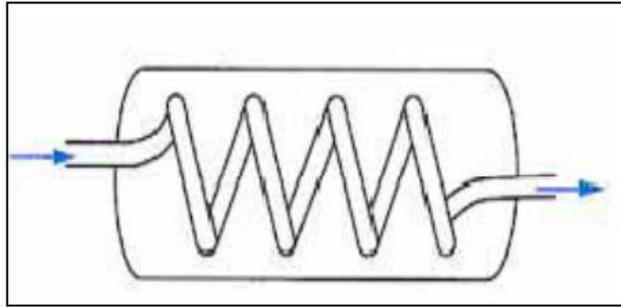
- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc [5].

## **I.4. Types des échangeurs de chaleur**

### **I.4.1. Les échangeurs tubulaires**

#### **I.4.1.1. Échangeur monotube**

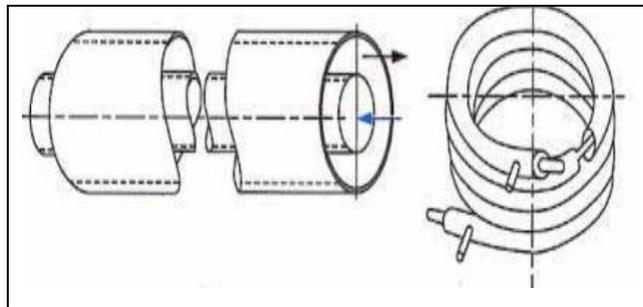
Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent comme montré à la figure au dessous.



**Figure I.1.** Échangeur monotube en serpentin.

### I.4.1.2. Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous.



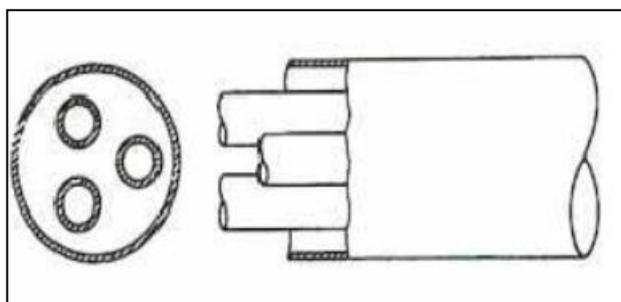
**Figure I.2.** Échangeur coaxial.

### I.4.2 Échangeur multitubulaire

#### I.4.2.1. Échangeur à tubes séparés

À 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



**Figure I.3.** Échangeur à tube séparé.

### I.4.2.2. Échangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans

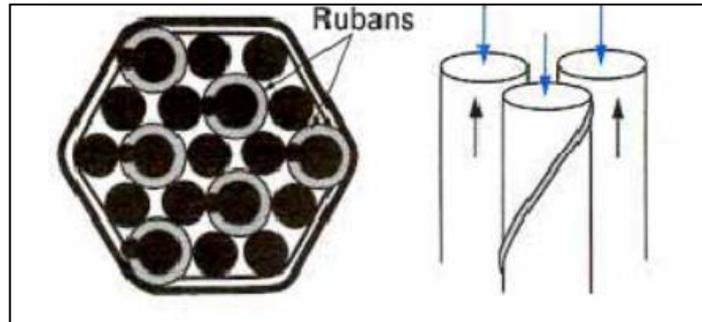


Figure I.4. Échangeur à tube rapproché.

### I.4.2.3. Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

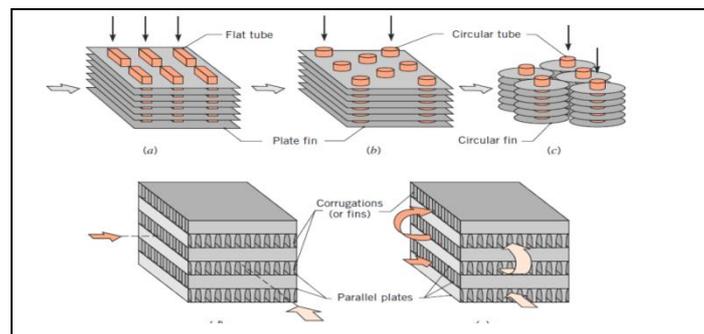


Figure I.5. Échangeur à tube ailette.

## I.4.3. Echangeur à tube et calandre

### I.4.3.1. Echangeur de chaleur à tête flottante

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.

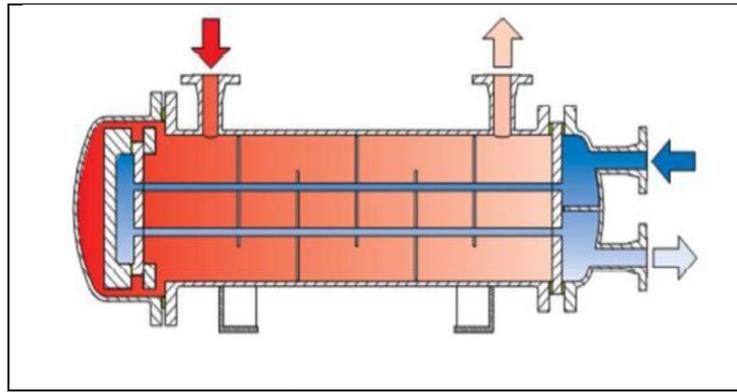


Figure I.6. Échangeur à tête flottante.

### I.4.3.2. Échangeur à plaques tubulaires fixes

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

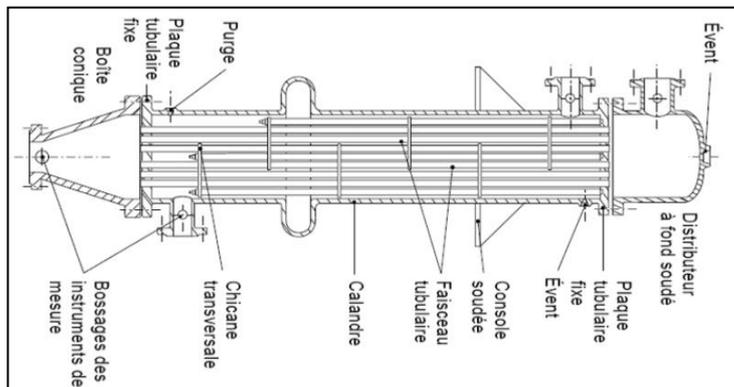


Figure I.7. Échangeur à plaque tubulaire fixe.

### I.4.3.3. Échangeur 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.

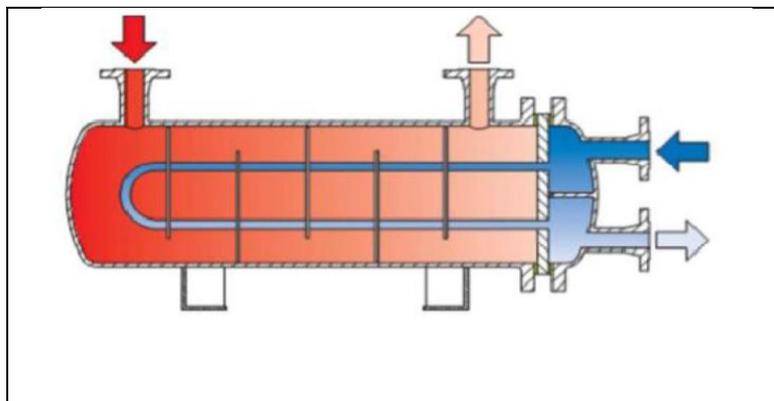


Figure I.8. Échangeur à tube en U.

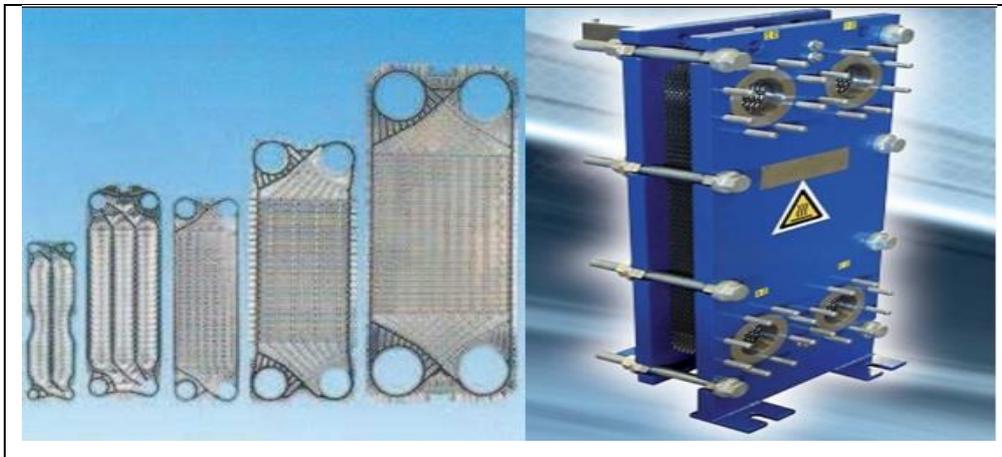
## I.4.4. Echangeur à plaque

### I.4.4.1 Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile

### I.4.4.2. Échangeurs à surface primaire

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

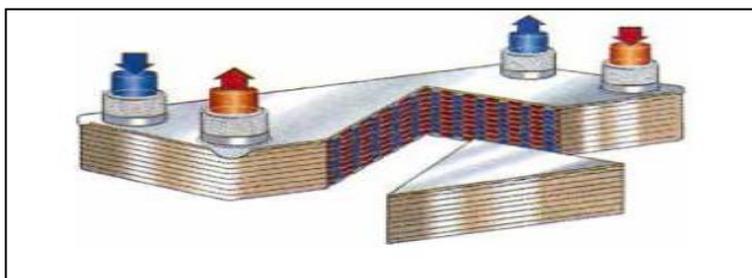


**Figure I.9.** Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.

### I.4.4.3. Échangeurs à plaques soudées ou brasées

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 [1].

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées.



**Figure I.10.** Échangeur brasé.

#### I.4.4.4. 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.

La figure suivante représente l'échangeur à spirale.

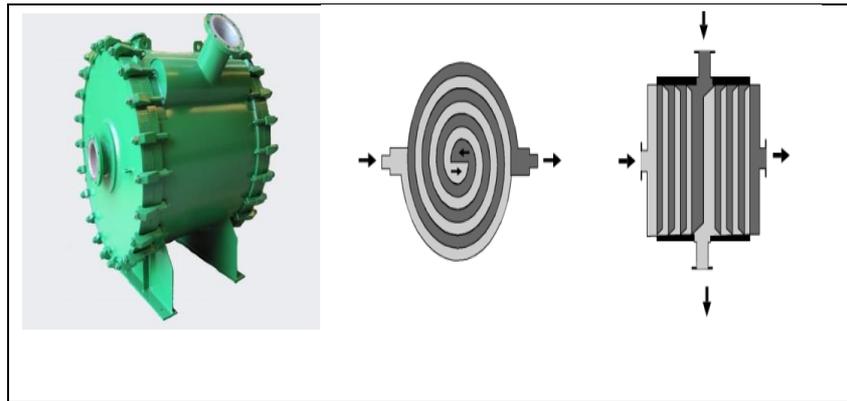


Figure I.11. Échangeur à spirale.

### I.5. Autres types Échangeurs

#### I.5.1. Échangeurs avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des évaporateurs si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des condenseurs si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

##### I.5.1.1. 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, qui sont :

##### I.5.1.2. Évaporateurs à l'intérieur de tubes

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

### a) Évaporations à tubes verticaux

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

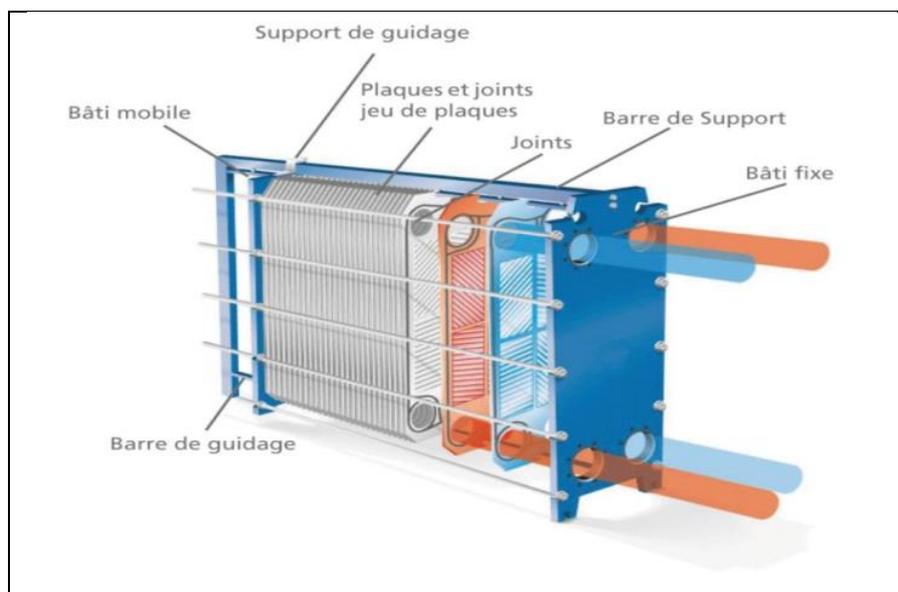
### b) Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, 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.

## I.6. Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints [6]

### I.6.1. Définition

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. La figure 4 illustre le fonctionnement d'un tel échangeur.



**Figure I.12.** Échangeurs à plaques.

L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est

particulièrement utile lorsque des puissances importantes doivent être échangées. Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. à noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement [7].

### **I.6.2. L'utilisation d'un échangeur de chaleur a plaque et joint**

- **Réfrigération**

- Refroidissement d'huile
- Applications marine, eau de mer
- Distribution urbaine de froid
- Procédés industriels

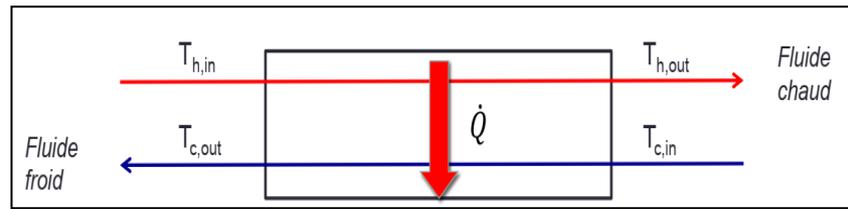
- **Chauffage**

- Récupération de chaleur sur des rejets corrosifs
- Réchauffage d'eau chaude sanitaire
- Géothermie, solaire, piscine
- Chauffage des serres
- Chauffage urbain
- Procédés industriels [9].

### **I.6.3. Dispositif de transfert thermique dans un échangeur [14]**

Généralement, pas de transfert de masse entre les fluides

- Afin d'éviter contamination d'un fluide par le deuxième
- En présence de fluides à des pressions différentes
- Exception: échangeurs enthalpique (échange de chaleur dit « total » sensible+latent), échangeurs rotatifs, tours de refroidissement.
- Mode de transfert de chaleur: la chaleur est transférée par convection, conduction et rayonnement.

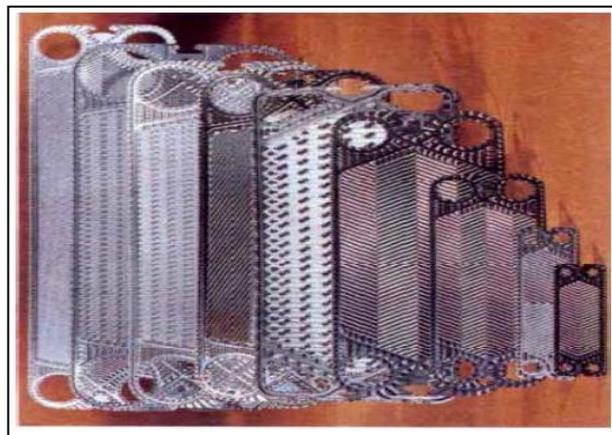


**Figure I.13.** Dispositif qui transfère de l'énergie thermique d'un fluide chaud (h) vers un autre fluide froid (c)

## I.6.4. Fonctionnement et caractéristique des échangeurs à plaque

### I.6.4.1. Plaques

La plaque d'un échangeur de chaleur est une plaque métallique très fine (normalement entre 0,5 mm et 1 mm), frappée à froid sur des presses adéquates. Sa fabrication obéit à un rigoureux système de contrôle qui assure normalement la traçabilité de chaque plaque, par le marquage du lot frappé correspondant. Sa forme cannelée permet une augmentation de la zone de transfert et possède la double fonction de procurer rigidité et de provoquer une grande turbulence des fluides, pendant leur passage dans les canaux formés par les plaques contiguës. En cas général en forme de chevron pour augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression. Leur faible épaisseur permet d'utiliser des matériaux de bonne qualité ayant une bonne tenue à la corrosion (acier inox, titane, etc.) [10].



**Figure I.14.** Forme des plaques de l'échangeur de chaleur.

### I.6.4.2. Corrugation des plaques

L'échangeur de chaleur à plaques, comportant une pluralité de plaques assemblées pour définir entre elles des canaux de circulation de fluide. Chaque plaque comporte des ondulations ou corrugations définies entre des lignes de sommet de corrugations et des lignes de fond de corrugations. Au moins une partie des plaques comporte des déformations en

creux et en bosse situées entre les lignes de sommet et de fond de corrugations. Cet échangeur est remarquable par le positionnement de ces bosses et creux par rapport aux points de contact entre plaques adjacentes délimitant le canal [11].

### I.6.4.3. Différentes corrugations des plaques

- **Plaque de corrugation type H**

- Profil en arête de poisson
- Offre le plus haut coefficient de transfert



Figure I.15. Plaque de corrugation type H.

- **Plaque de corrugation type W**

- Profil en arête de poisson
- Cette forme réduit les pertes de charges et optimise le transfert de chaleur



Figure I.16. Plaque de corrugation type W.

- **Plaque de corrugation type Y**

- Profil en arête de poisson
- Cette forme de corrugation brevetée, améliore le transfert de chaleur si associée à de faible perte de charge

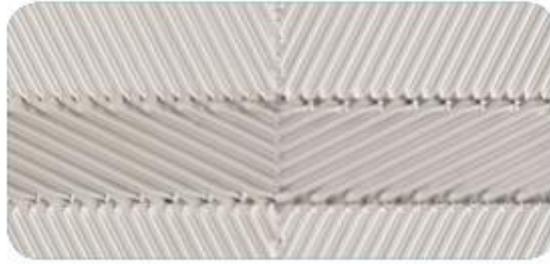


Figure I.17. Plaque de corrugation type Y.

- **Plaque de corrugation type F**

- Profil free flow sans points de contact pour le produit très visqueux ou contenant des fibres



Figure I.18. Plaque de corrugation type F.

### I.6.5. Joints

Les joints sont collés dans les gorges autour des plaques et des orifices d'alimentation et assurent l'étanchéité vis-à-vis de l'environnement externe. En général un double joint autour des orifices évite le mélange entre les deux fluides. Le joint moulé en une seule pièce est, dans la plupart des cas, en élastomères (composé synthétique qui a l'élasticité du caoutchouc) choisi en fonction de la nature chimique des fluides, de leurs températures ou d'autres contraintes particulières [12].

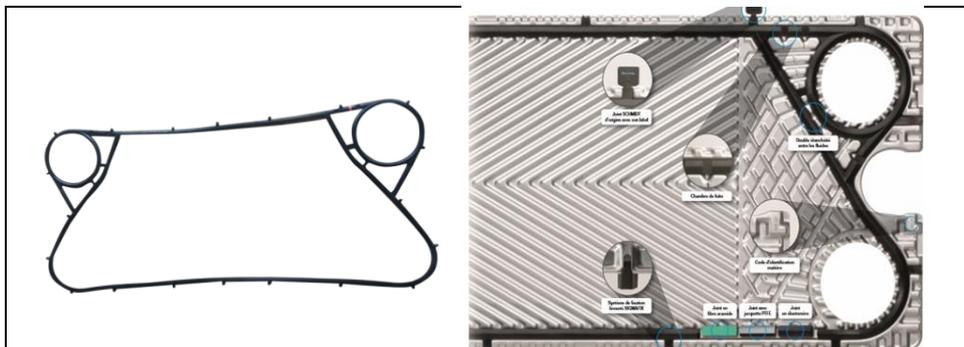


Figure I.19. Structure d'un joint.

### I.6.6. Principe de circulation

Quand le paquet de plaque est serré, les trous percés dans les coins des plaques sont alignés, et forme des collecteurs en face de chacune des tubulures. Les fluides entrant dans l'échangeur vont circuler dans ces collecteurs et alimenteront les espaces inter plaques (canaux) sur toute la longueur de l'appareil. De part la succession alternée de plaques à joints, chacun des fluides n'alimentera qu'un canal sur deux (par exemple, le fluide chaud n'alimentera que les canaux à nombre impairs, le fluide froid, que les canaux à nombre pairs). Dans la plupart des cas, les fluides circulent à contre courant (un des fluides circulant de haut en bas, l'autre de bas en haut). Les fluides alors ne sont séparés que par la mince plaque de métal constituant la plaque.

### I.6.7. Circulation des fluides à travers les plaques



a) Circulation latérale des fluides

b) Circulation diagonale des fluides [xx

Figure I.20. Circulation des fluides à travers les plaques.

### I.6.8. Disposition des écoulements

#### I.6.8.1. Mono-passe contre courant

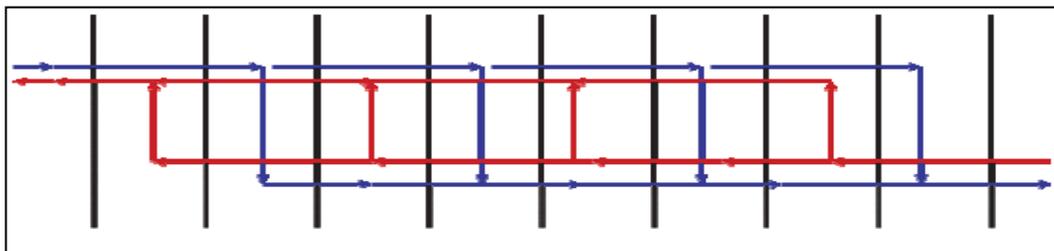


Figure I.21. Distributions mono passes contre courant dans un échangeur à plaques et joint .

I.6.8.2. Mono-passe co courant

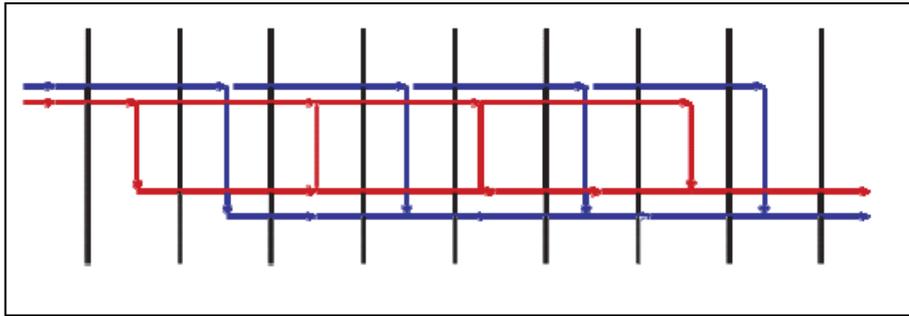


Figure I.22. Distributions mono-passes co courant chaque courant ou fluide traverse deux fois l'échangeur.

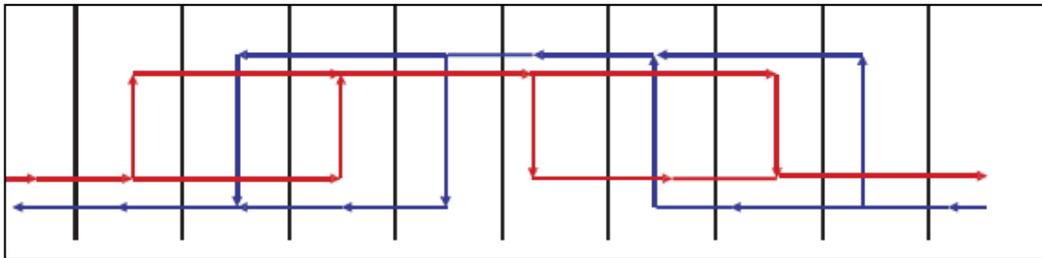


Figure I.23. Exemple d'un échangeur à plaques mono passe à contre courant.

I.7. Installation et serrage de nouvelles plaques Remplacement d'une plaque

Placer les plaques les unes contre les autres dans l'échangeur avec les joints vers le bâti fixe et en séquence en fonction du schéma d'arrangement des plaques.

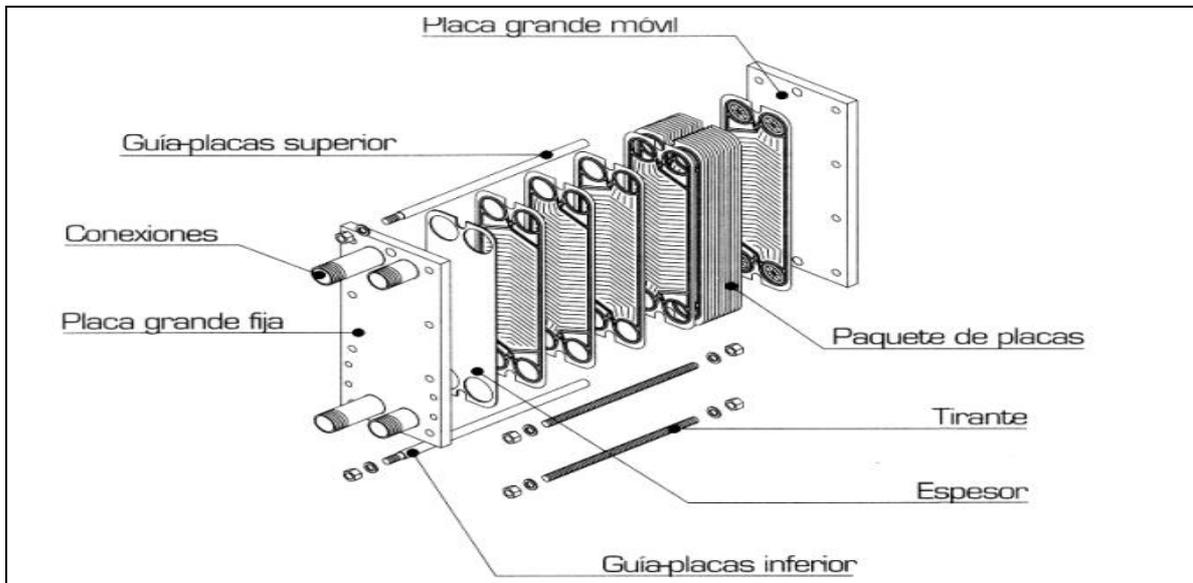
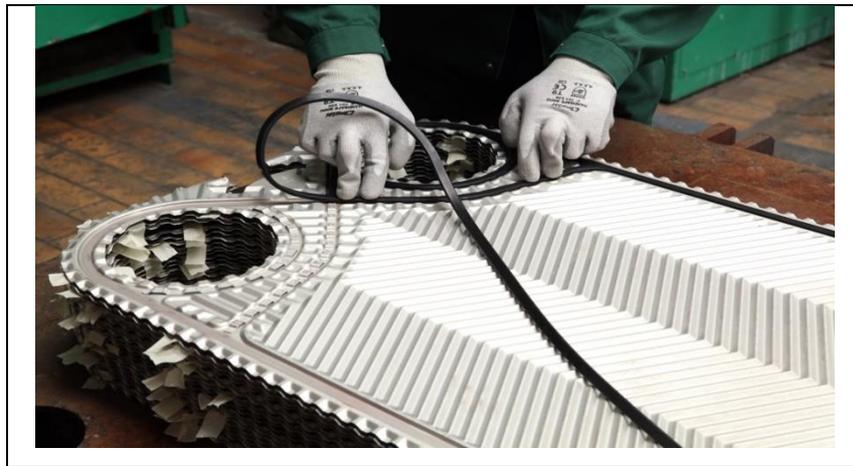


Figure I.24. Montage et serrage de nouvelles plaques, remplacement d'une plaque.

## I.8. Remplacement d'un joint

Si le joint pose des difficultés à s'enlever, utilisez un pistolet à air chaud au dos de la gorge pour ramollir la colle et nettoyer la plaque complètement. Toutes traces de vieille colle de variant être enlevées des gorges de joint. Une fois que la plaque est propre, installer un nouveau joint comme décrit au dessus. Installer alors la plaque à sa place d'origine. Vérifiez la dénomination de la plaque (paire ou impaire) et la position du joint. La plaque de remplacement devrait avoir la même épaisseur, le modèle, la désignation et le même matériau de joint et sa position d'origine.



**Figure I.25.** Remplacement d'un joint.

Le nombre de plaques ou leur position peut changer pour permettre d'augmenter la surface ou la configuration interne par le changement du nombre de passe [11].

Les plaques doivent être correctement installées pour assurer un paquet de plaques uniforme et un placement correct des joints.

## I.9. Nettoyage de l'échangeur [16]

### I.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 vous utilisez de l'eau sous pression, les plaques doivent être posées à plat pour éviter de la abîmées. N'utilisez jamais de brosse métallique qui pourrait créer des amorces de corrosion des plaques. Soyez prudent de ne pas endommager les joints et de s'assurer qu'ils sont en bon état avant de les remonter sur l'échangeur.

### **I.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 faites circuler sur chaque circuit un produit de nettoyage approprié. Assurez-vous de la bonne tenue des plaques et des joints par rapport à ce produit [17].

### **I.10. Encrassement**

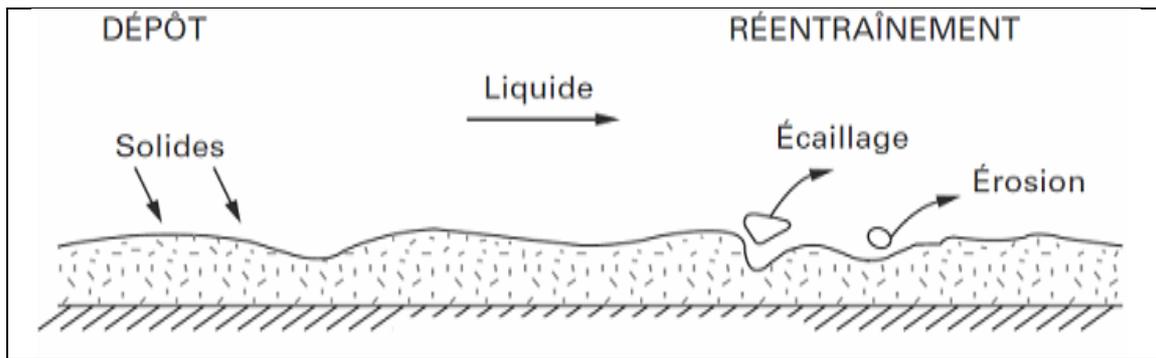
Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant. Six types différents d'encrassement peuvent alors être définis :

- encrassement particulaire – corrosion.
- entartrage – encrassement biologique.
- encrassement par réaction chimique.
- encrassement par solidification.

### **I.11. Apparition et développement de l'encrassement**

Les auteurs s'accordent en général pour considérer cinq phases dans l'apparition et le développement de l'encrassement. Ces cinq phases peuvent chronologiquement se décomposer comme suit :

- Initiation, cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.
- Transfert des particules à la paroi. Il peut être contrôlé par la diffusion turbulente, l'impaction inertielle ou un champ de forces extérieures (thermiques, électriques, etc.) ; ces mécanismes peuvent coexister.
- Adhésion des particules. Les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire, aux forces Électriques ou capillaires.



**Figure 1.26.** Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.

### I.12. 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 utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

## CHAPITRE II

### Etude numérique et équations gouvernantes

#### II.1. Introduction

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon à ce que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. On veut savoir, sur une partie calcul, si un échangeur de chaleur à plaques et joint peut convenir pour fournir ou enlever un flux de chaleur déterminé à un fluide procédé dont on connaît le débit et les température d'entrée et de sortie qui sont imposée. On calcule alors par un bilan thermique le débit de fluide de service qui permettra d'effectuer ce transfert à partir des températures d'entrée et de sortie de ce fluide.

#### II.2. Calcul des échangeurs

Pour le refroidissement ou le chauffage des fluides, certains procédés nécessitent l'utilisation des fluides caloporteurs ou frigoporteurs intermédiaires.

Les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur sont :

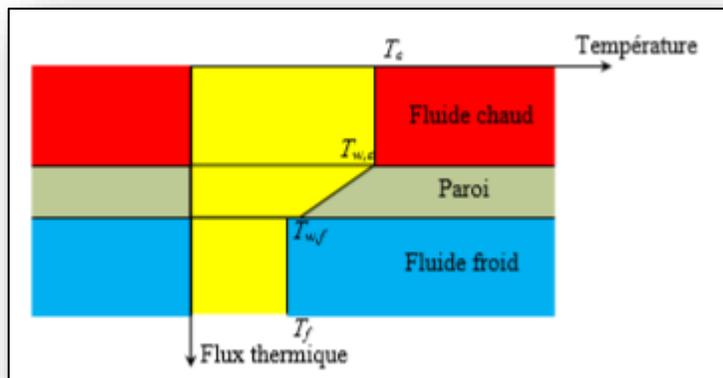
- La surface d'échange (surfaces des plaques, surface intérieure des tubes concentriques) en  $m^2$ .
- Des caractéristiques de l'appareil (conductivité thermique, épaisseur des plaques) et du fluide (viscosité, régime laminaire ou turbulent,...) qui déterminent le coefficient global d'échange thermique en  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  ou en  $W/(m^2 \cdot K)$ .
- L'écart de température d'une part et de la surface d'échange d'autre part, on utilise la moyenne logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée  $\Delta T$  ( $^\circ C$ ).

### II.3. Notations

Dans ce qui suit on utilise les hypothèses suivantes :

- Le régime est permanent : tous les paramètres et les variables sont constants dans le temps,
- L'échangeur est adiabatique,
- Les propriétés thermophysiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées.
- Les températures sont monodimensionnelles et ne varient que dans une direction de l'écoulement,
- Pas de pertes de pression (charge) au cours de l'écoulement.

La performance d'un échangeur de chaleur est évaluée principalement par sa conductance thermique globale. Cette dernière peut être calculée en se basant sur la géométrie, les propriétés de la paroi et les propriétés des deux fluides chaud et froid, les conditions de son fonctionnement



**Figure II.1.** Profil de Température à travers un élément de surface  $dA$ .

- La résistance thermique convective du fluide chaud est:

$$\frac{1}{h_c A} \quad (\text{II.1})$$

Où  $h_c$  est le coefficient de convection du fluide chaud.

- La résistance thermique convective du fluide froid est:

$$\frac{1}{h_f A} \quad (\text{II.2})$$

Où  $h_f$  est le coefficient de convection du fluide froid.

- La résistance thermique de conduction à travers la paroi solide d'épaisseur  $e$  et de conductivité

thermique  $\lambda$  est :

$$\frac{e}{\lambda A} \quad (\text{II.3})$$

- L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est :

$$\Phi = \frac{T_c + T_f}{\frac{1}{h_c A} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_f A}} \quad (\text{II.4})$$

Ainsi on a:

$$\Phi = U A (T_c - T_f) \Rightarrow U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{II.5})$$

Pour se rapprocher plus aux phénomènes dans un échangeur réel, on prendra compte de:

- Dans la relation (II.5), la surface d'échange  $A$  côté chaud et côté froid est supposé la même. Mais dans la pratique, l'étendue de la surface d'échange n'est pas toujours la même, au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange  $A_c$  et  $A_f$ , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera  $U_c$  soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera  $U_f$ .
- De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires  $R_c$  et  $R_f$  s'opposant à l'échange.

Donc, la performance de l'échangeur sera déduite par le calcul d'un des coefficients d'échange global suivants:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_c + \frac{e A_c}{\lambda A_m} + \left( R_f + \frac{1}{h_f} \right) \frac{A_c}{A_f}} \quad (\text{II.6})$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_f + \frac{e A_f}{\lambda A_m} + \left( R_c + \frac{1}{h_c} \right) \frac{A_f}{A_c}} \quad (\text{II.7})$$

Où

$A_f$  : l'aire de la surface d'échange côté froid ( $m^2$ ) ;

$A_c$  : l'aire de la surface d'échange côté chaud ( $m^2$ ) ;

$A_m$  : l'aire de la surface d'échange moyenne ( $m^2$ ) ;

$R_c$  et  $R_f$  sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

$U_c$  et  $U_f$  s'expriment en  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$U$  est défini en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides et il peut s'écrire de la manière suivante: [19].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{h_f A_f} + \frac{R_f}{A_f} + R_{paroi} + \frac{R_c}{A_c} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (II.8)$$

#### II.4. Détermination des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$

- L'évaluation du nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (II.9)$$

$\mu$  : la viscosité dynamique (kg/m.s) ;

$C_p$  : la chaleur massique à pression constante (J/kg.  $^\circ C$ )

$\lambda$  : la conductivité thermique ( $W (m^2 \cdot ^\circ C)$ )

- Le calcul du nombre de Reynolds de chaque écoulement

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} \quad (II.10)$$

$\rho v$  est la vitesse massique du fluide ( $kg/m^2 \cdot s$ ) ;

$\rho v = \dot{m} A$  avec :  $\dot{m}$  débit massique (kg/s) ;

$A$  section passage du fluide ( $m^2$ ) ;

$d_h$  est le diamètre hydraulique (m) ;

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (II.11)$$

Avec:  $A$  aire de la section de passage du fluide ( $m^2$ ).

$P$  périmètre mouillé (m) [20].

#### Remarque

- Pour le cas d'un échangeur à plaques et joint,  $d_h = 2.e$  ;  
Où  $e$  représente l'espace entre les plaques (m) ;

- Le calcul du nombre de Reynolds de chaque fluide est nécessaire pour savoir si l'écoulement est laminaire ou turbulent,.
- Pour chaque écoulement, on calcule le nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{hd_n}{\lambda} \quad (\text{II.12})$$

Après la détermination des nombres de Prandtl et de Reynolds, on peut facilement déterminer Nu en utilisant les corrélations expérimentales (relations empiriques);

$$Nu = f(R_e - P_r) \quad (\text{II.13})$$

Le calcul du nombre de Nusselt, permet de déduire le coefficient d'échange convectif h cherché.

On peut améliorer l'échange thermique d'un échangeur par :

- La variation de température le long de l'échangeur
- L'utilisation de corrugations sur les plaques
- Utilisation des ailettes [20].

### II.5. Méthode DTLM (Moyenne logarithmique de la température)

Il existe deux principaux types des échangeurs à plaques, à savoir 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.

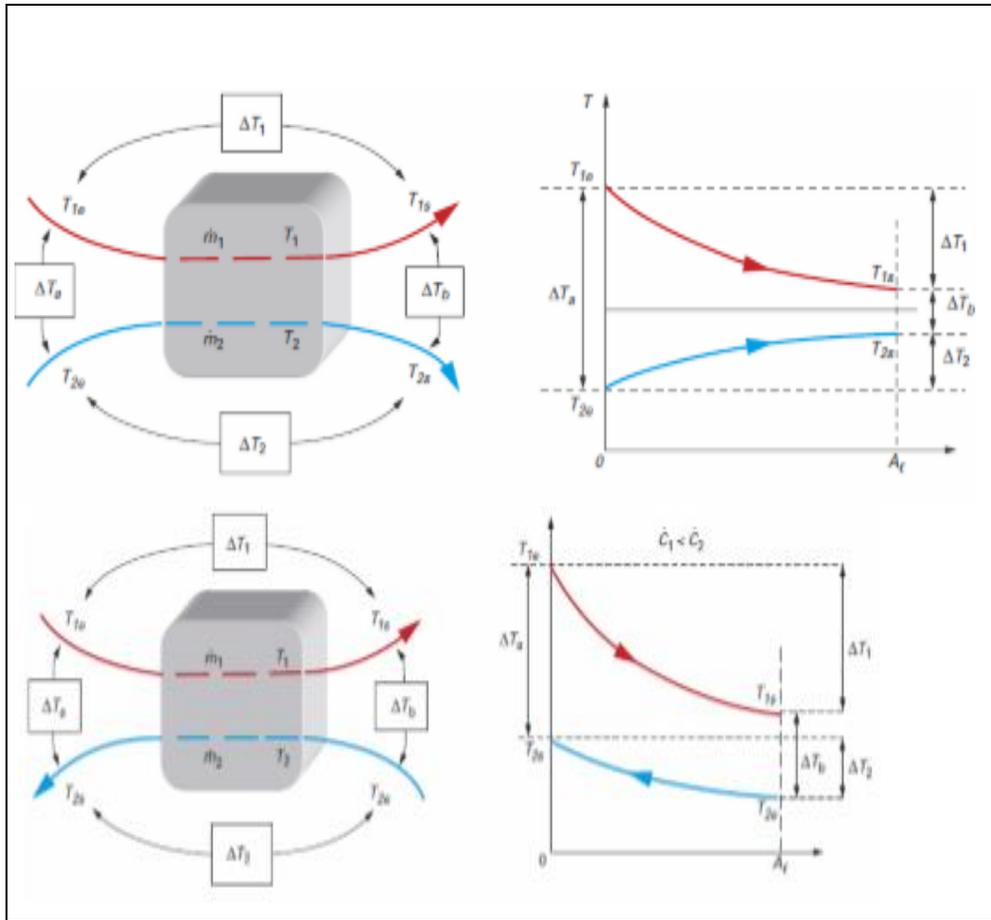


Figure II. 2. Principe de fonctionnement des échangeurs a) EACP et b) EACC.

A partir des deux figures ci-dessus, l'inversion du sens de circulation d'un des fluides, rend le transfert de chaleur de l'échangeur à contre-courant plus significatif que celui à co-courant [23].

• Flux thermique échangé

$$\Phi = m(H_2 - H_1) = mC_p(T_2 - T_1) \quad (\text{II.14})$$

$$\Phi = m_c(H_{ce} - H_{cs}) = m_c C_{pc}(T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{II.15})$$

$$\Phi = m_f(H_{fe} - H_{fs}) = m_f C_{pf}(T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.16})$$

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 :

$$d\Phi = U dA (T_c - T_f) = -m_c C_{pc} dT_c - dT_c < 0 = m_f C_{pf} dT_f - dT_f > 0 \quad (\text{II.17})$$

Donc

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c c_{p,c}} \quad (\text{II.18})$$

$$dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f c_{p,f}} \quad (\text{II.19})$$

$$d(T_c - T_f) = -d\Phi \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \quad (\text{II.20})$$

### II.5.1.Échangeur à contre courants (EACC)

A partir des équations(17) et (20) on élimine  $d\Phi$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U dA \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \quad (\text{II.21})$$

Ou

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \left( \frac{1}{c_c} + \frac{1}{c_f} \right) dA \quad (\text{II.22})$$

Avec

$$c_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (\text{II.23})$$

$$c_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad (\text{II.24})$$

$$\Delta T = (T_c - T_f) \quad (\text{II.25})$$

$$(\Delta T)_{x=0} = \Delta T_a \quad (\text{II.26})$$

$$(\Delta T)_{x=l} = \Delta T_b \quad (\text{II.27})$$

Si le long de l'échangeur  $U=Cte$

$$\begin{aligned} \int_a^b \frac{d\Delta T}{\Delta T} &= -U \left( \frac{1}{c_c} + \frac{1}{c_f} \right) \int_a^b dA \Rightarrow \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = -UA \left( \frac{1}{c_c} + \frac{1}{c_f} \right) \\ &\Rightarrow \ln \left( \frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right) = -UA \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \end{aligned} \quad (\text{II.28})$$

$$\text{Mais } \Phi = c_c(T_{ce} - T_{cs}) = c_f(T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.29})$$

Donc l'équation (22) à devient:

$$\Phi = UA \frac{(T_{c.s} - T_{f.s}) - (T_{c.e} - T_{f.e})}{\ln\left(\frac{T_{c.s} - T_{f.s}}{T_{c.e} - T_{f.e}}\right)} = UA \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (\text{II.30})$$

### II.5.2. Echangeur à contrecourant (EACC)

Pour EACC  $dT_f < 0$  dans le sens de x positif

$$d\Phi = -\dot{m}_c c_{p,c} dT_c = -\dot{m}_f c_{p,f} dT_f \quad (\text{II.31})$$

$\Delta TLM$  = Moyenne Logarithmique de la Différence des Températures,  
Appelée Différence de Température Logarithmique Moyenne, DTLM.

#### Remarque

- La méthode DTLM peut être utilisée si  $T_e$  et  $T_s$  sont connues ou peuvent être déterminées.
- Si seulement les températures d'entrées sont connues, la méthode DTLM requiert une procédure itérative. Dans ce cas il est préférable d'utiliser la méthode d'efficacité NUT.
- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir  $T_{fs} > T_{cs}$ . Il est par contre impossible d'obtenir  $T_{fs} > T_{ce}$  ou  $T_{ce} < T_{fs}$ .

### III.5.3. Efficacité d'un échangeur

#### III.5.3.1. Définition

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'entrée des deux fluides et EACC de longueur infinie [23].

$$\varepsilon = \frac{\text{Flux réel échangé}}{\text{Flux maximum possible}} = \frac{\Phi_{min}}{\Phi_{max}} \quad (\text{II.32})$$

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

On pose:  $C = mC_p$

Pour un échangeur à contre-courant EACC

$$C_f < C_c$$

A partir de

$$dT_c = - \frac{d\Phi}{\dot{m}_c c_{p,c}}, \quad dT_f = - \frac{d\Phi}{\dot{m}_f c_{p,f}} \quad (\text{II.33})$$

On déduit :

$$|dT_f| > |dT_c|$$

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

$$\text{Donc, } \Phi = m(H_2 - H_1) = m C_p (T_2 - T_1) \Rightarrow \Phi_{\max} = C_f (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.34})$$

$$C_c < C_f$$

De la même manière :  $L \rightarrow \infty \Rightarrow T_{cs} = T_{fe}$

$$\Rightarrow \Phi_{\max} = C_f (T_{ce} - T_{fe})$$

$$\text{Implique } \Phi_{\max} = C_c (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.35})$$

De l'équation (21) et (22) ;

$$\Phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.36})$$

Donc

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\max}}, 0 \leq \varepsilon \leq 1 \Rightarrow \begin{cases} \varepsilon = \frac{c_c(T_{c,e} - T_{c,s})}{c_{\min}(T_{c,e} - T_{f,e})} \text{ si } c_f < c_c \\ \varepsilon = \frac{c_f(T_{f,s} - T_{f,e})}{c_{\min}(T_{c,e} - T_{f,e})} \text{ si } c_c < c_f \end{cases} \quad (\text{II.37})$$

Si  $\varepsilon, T_{ce}$  et  $T_{fe}$  sont connus  $\Phi_{\text{réel}} = \varepsilon C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$

On peut montrer que  $\varepsilon = f(\text{NUT}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}})$ ,  $\text{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{\min}}$ ;  $\text{NUT} \equiv$  Nombre d'Unités du Transfert

$$\text{Avec : } \frac{c_{min}}{c_{max}} = \begin{cases} \frac{c_f}{c_c} & \text{si } c_f < c_c \\ \frac{c_c}{c_f} & \text{si } c_c < c_f \end{cases} \quad (\text{II.38})$$

### III.5.3.2. Méthode NUT

- **Nombre d'unités de transfert**

On appelle nombre d'unités de transfert, le nombre adimensionnel:  $\text{NUT} \equiv \frac{UA}{c_{min}}$

On distingue

$$\text{On distingue : } \begin{cases} \text{NUT}_c = \frac{UA}{c_c} & \text{coté chaud} \\ \text{NUT}_f = \frac{UA}{c_f} & \text{coté froid} \end{cases} \quad (\text{II.39})$$

Dans la pratique, on s'intéresse uniquement au NUT qui correspond au débit thermique minimum.

$$\text{NUT} = \frac{UA}{c_{min}} \quad (\text{II.40})$$

Pour différentes configurations d'échangeur, la méthode du NUT consiste à exprimer l'efficacité  $\varepsilon$  de l'échangeur en fonction des 2 paramètres  $C_r$  et NUT. Les grandeurs :  $\varepsilon$ ,  $C_r$ , NUT sont des grandeurs adimensionnelles [19].

- **Relation  $\varepsilon - \text{NUT}$**

Pour chaque type d'échangeur, l'expression de la fonction  $\varepsilon = f(\text{NUT}, C_r)$  doit être développée.

Dans certains cas et pour différentes valeurs du paramètre  $C_r$ ,  $\varepsilon$  est donnée graphiquement sous la forme d'une série de courbes.

Les constructeurs fournissent des diagrammes correspondant à leurs appareils.

Pour un échangeur à co-courant (EACP) [19].

$F\left(\text{NUT}, \frac{c_{min}}{c_{max}}\right)$ , avec  $C_{min} = C_c$

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} \quad (\text{II.41})$$

On a  $\Phi = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - C_{fe})$

$$c_r = \frac{c_{max}}{c_{min}} = \frac{c_c}{c_f} = \frac{(T_{f.s} - T_{f.e})}{(T_{c.e} - T_{f.e})} \quad (\text{II.42})$$

Alors ;

$$\text{Ln} \left( \frac{(T_{f.s} - T_{f.e})}{(T_{c.e} - T_{f.e})} \right) = -UA \left( \frac{1}{c_c} + \frac{1}{c_f} \right) = -\frac{UA}{c_{min}} (1 + c_r) \quad (\text{II.43})$$

Donc,

$$\frac{T_{c.s} - T_{f.s}}{T_{c.e} - T_{f.e}} = e^{[-nut(1+c_r)]} \quad (\text{II.44})$$

On déduit  $T_{f.s}$  de l'éq. (44)

$$\frac{T_{c.s} - T_{f.s}}{T_{c.e} - T_{f.e}} = \frac{T_{c.s} - T_{c.e} + T_{c.e} - T_{f.s}}{T_{c.e} - T_{f.e}} = \frac{(T_{c.s} - T_{c.e}) + (T_{c.e} - T_{f.e}) - c_r(T_{c.e} - T_{c.s})}{T_{c.e} - T_{f.e}} \quad (\text{II.45})$$

En utilisant l'équation (41), on trouve :

$$\frac{T_{c.s} - T_{f.s}}{T_{c.e} - T_{f.e}} = -\varepsilon + 1 - c_r \varepsilon = 1 - \varepsilon (1 + c_r) \quad (\text{II.46})$$

En résolvant l'équation (43) :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-Nut(1-c_r)]}}{1 + c_r e^{[-Nut(1-c_r)]}} \quad (\text{II.47})$$

## Chapitre III

### Résultats et discussions

#### III.1. Introduction

Il existe actuellement plusieurs codes commerciaux CFD (Computational Fluid Dynamics) qui donnent une prédiction détaillée des écoulements des fluides. Ces codes permettent la résolution des équations de Navier-Stokes, à l'aide de méthodes des volumes finis, des éléments finis et des différences finis, dans un domaine physique 2D ou 3D de géométrie quelconque.

Dans notre étude, la simulation est réalisée à l'aide du logiciel CFD, SolidWorks 2016, pour résoudre les équations hydrodynamiques de conservation de la quantité de mouvement et de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, sont résolues par la méthode des volumes finis dans l'écoulement.

La présente étude porte sur l'étude paramétrique du transfert thermique à travers des plaques d'un échangeur de chaleur à plaques et joint. Dans la géométrie 3D de l'échangeur de chaleur à plaques et joint, l'écoulement est supposé laminaire tridimensionnel et incompressible (eau), se refroidit entre les plaques posées successivement.

#### III.2. Présentation du logiciel SolidWorks

Le logiciel de CAO SolidWorks® est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des côtes afin de produire des modèles et des mises en plan précises.

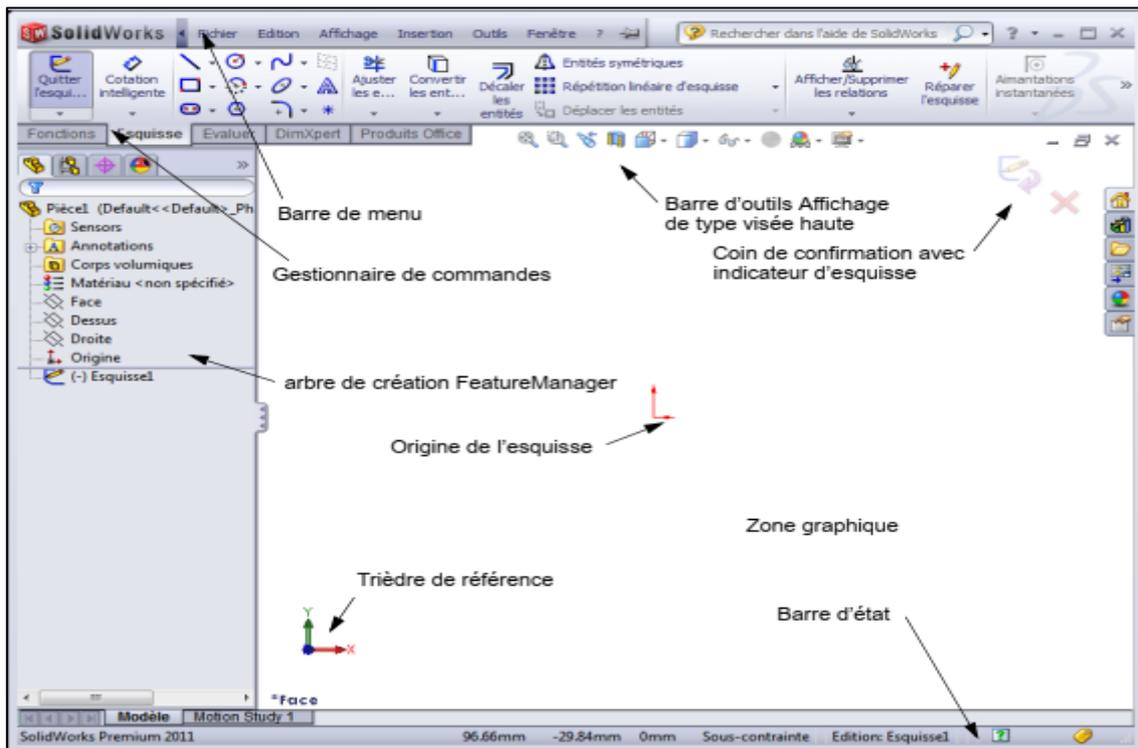


Figure III.1. Interface du logiciel SolidWorks 2016.

### III.2.1. Géométrie

Contrôle l'affichage des points, des courbes, des surfaces et des corps. Les sous-ensembles peuvent également être créés, affichés et modifiés. Un sous ensemble donné peut contenir un nombre quelconque de différents types de géométrie.

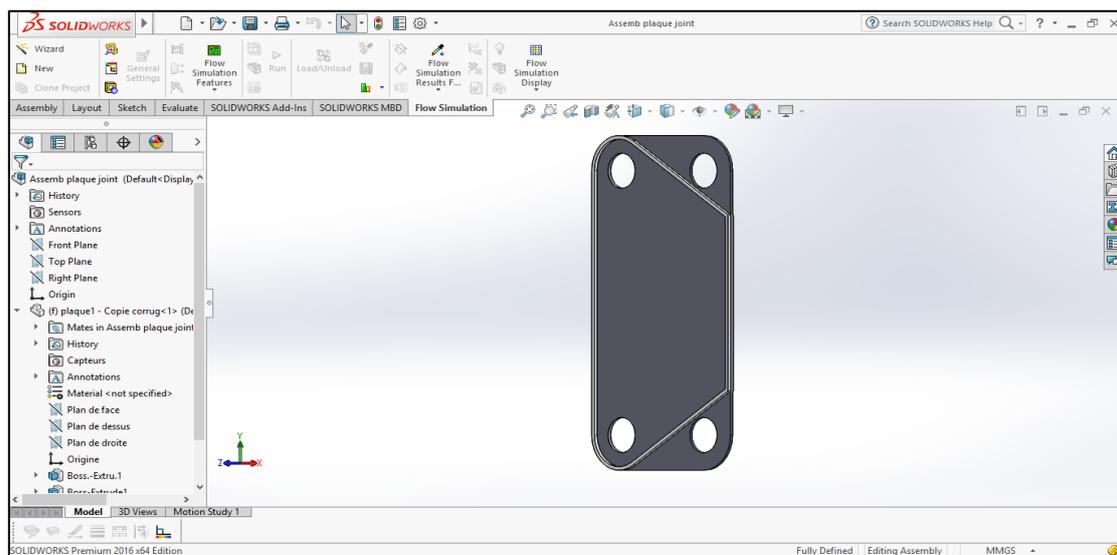


Figure III.2. Modules de création des géométries.

### III.2.2. Ecoulement des fluides sur SolidWorks (SolidWorks Flow Simulation)

SolidWorks Flow Simulation (Ecoulement des fluides) est un logiciel d'analyse des écoulements de fluide et du transfert thermique entièrement intégré à SolidWorks.

SolidWorks Flow Simulation simule le test du prototype du modèle dans son environnement fluide de travail. Il est utilisé par les étudiants, les concepteurs, les analystes, les ingénieurs et les autres professionnels pour produire des conceptions très efficaces et/ou optimiser leur performance [21].

Les solutions analytiques sont uniquement disponibles pour les problèmes simples. Elles reposent sur de nombreuses hypothèses et ne permettent pas de résoudre la plupart des problèmes pratiques.

SolidWorks Flow Simulation résout les équations de Navier-Stokes en fonction du temps à l'aide de la méthode des volumes finis (MVF) sur un maillage computationnel rectangulaire (parallélépipède).

La méthode MVF est une approche générale pour les problèmes simples et complexes. Cette méthode est l'une des plus efficaces pour la modélisation des phénomènes de fluide [22].

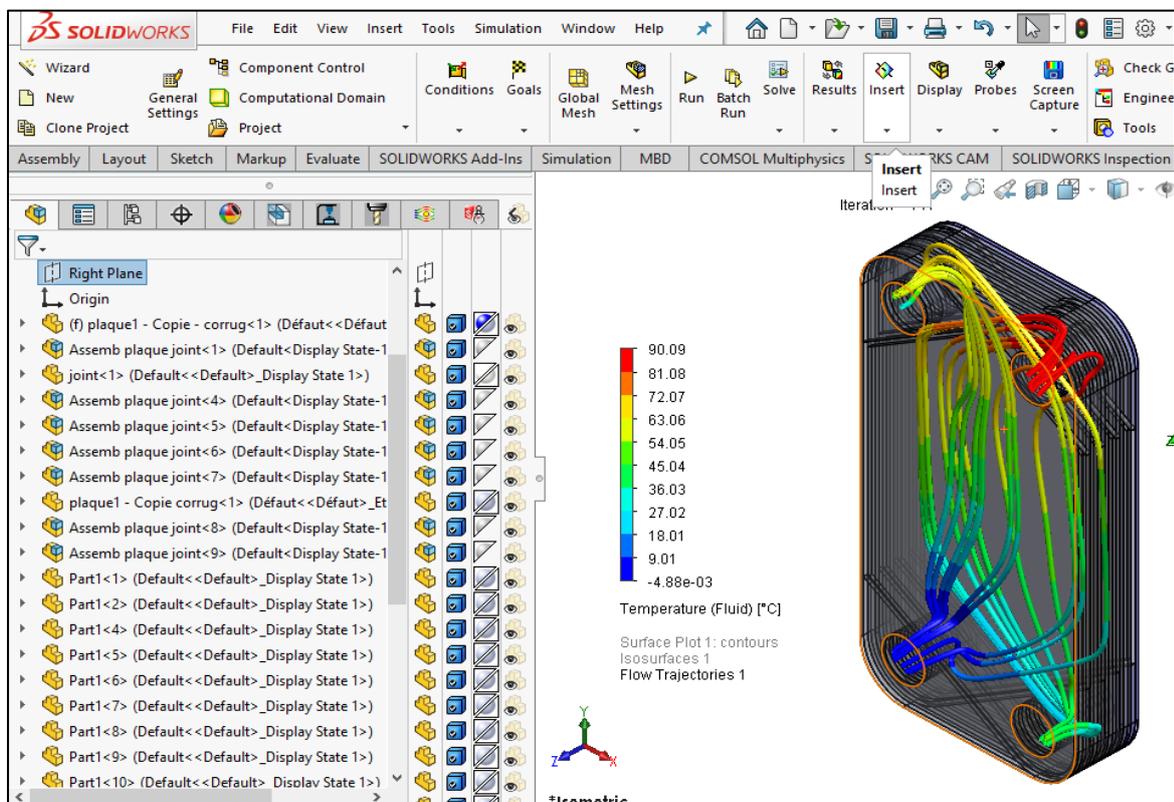


Figure III.3. Ecoulement des fluides sur SolidWorks

### III.2.2.1. Equations gouvernantes

Les équations de Navier-Stokes peuvent être obtenues en utilisant l'approche du volume finis, où ces équations peuvent être exprimées en formes différentielles ou intégrales. Dans cette section, nous discutons sur les équations de Navier-Stokes sous forme différentielle. Pour un écoulement incompressible tridimensionnel. Les équations de continuité et de conservation de quantité de mouvement sont données comme suit :

Equation de continuité :

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

Composantes de l'équation de la quantité de mouvement suivant x :

$$\rho \frac{\partial D}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \left( \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \right) + \rho f_x \quad (\text{III.2})$$

Composantes de l'équation de la quantité de mouvement suivant y :

$$\rho \frac{\partial D}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \left( \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \right) + \rho f_y \quad (\text{III.3})$$

Composantes de l'équation de la quantité de mouvement suivant z :

$$\rho \frac{\partial D}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \left( \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) + \rho f_z \quad (\text{III.4})$$

Les équations 1<sup>er</sup> et 2<sup>em</sup> font l'usage de la deuxième loi du mouvement de Newton avec leurs côtés gauche représentant l'accélération de masse par unité de volume et leurs côtés droite représentant la somme des forces nettes par unité de volume de fluide, où ces forces sont composées de forces de surface et de corps.

Équation de l'énergie :

$$\nabla \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t} \mathbf{U} \cdot \nabla \theta = \nu_{\theta} \nabla^2 \theta \quad (\text{III.5})$$

### III.2.3. Maillage

Contrôle l'affichage de tous les types de maille: points (nœuds), lignes (barres), coquilles (tris ou quads) et volumes (tétras, pyramides, prismes, hexas). Les sous-ensembles de cette catégorie sont les mêmes que pour la géométrie, mais ne contiennent que des types d'éléments maillés.

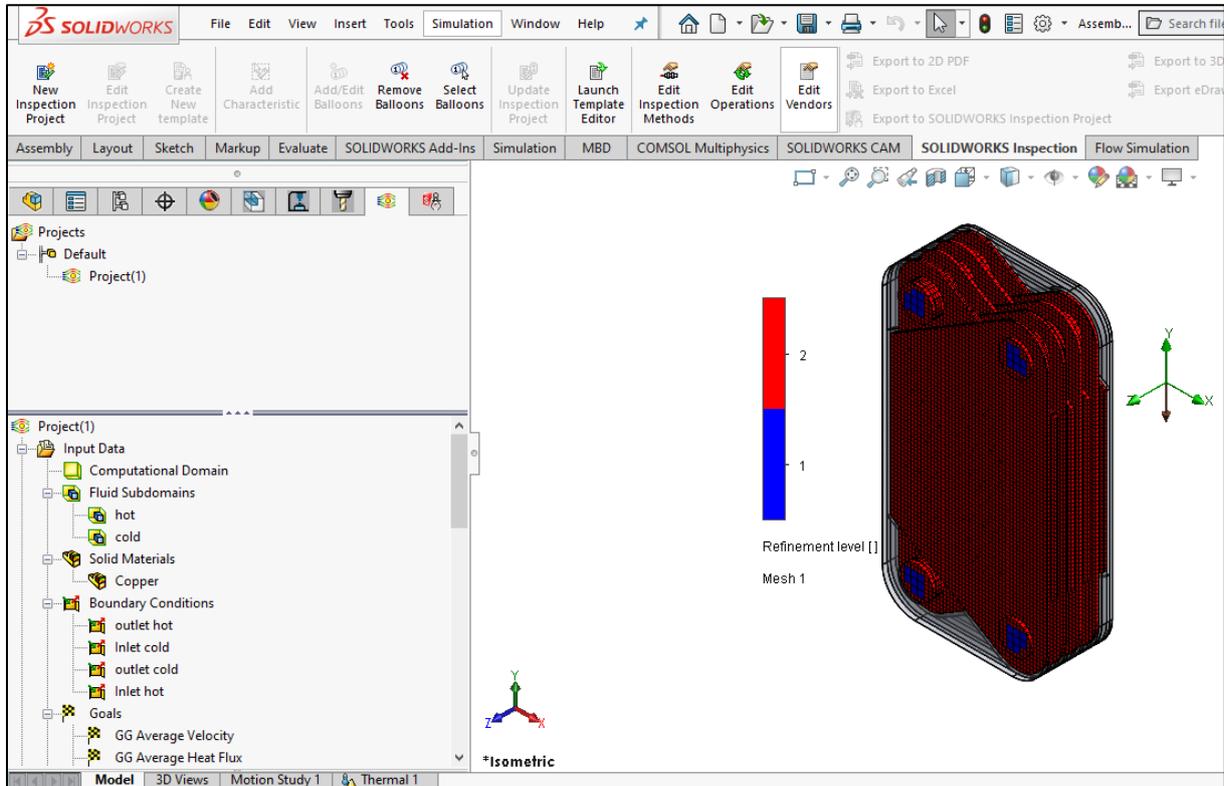


Figure III.4. Maillage de la géométrie.

### III.2.4. Visualisation des résultats

SolidWorks Flow Simulation propose des outils avancés, et faciles à utiliser, pour visualiser les résultats: coupe, profil 3D et tracés de surface (contours, iso lignes, vecteurs), iso-surfaces, tracés XY, trajectoires d'écoulement et de particules, animation des résultats.

SolidWorks Flow Simulation propose des outils avancés pour le traitement des résultats: paramètres de point, de surface et de volume, tracés des objectifs, rapport au format MS Word.

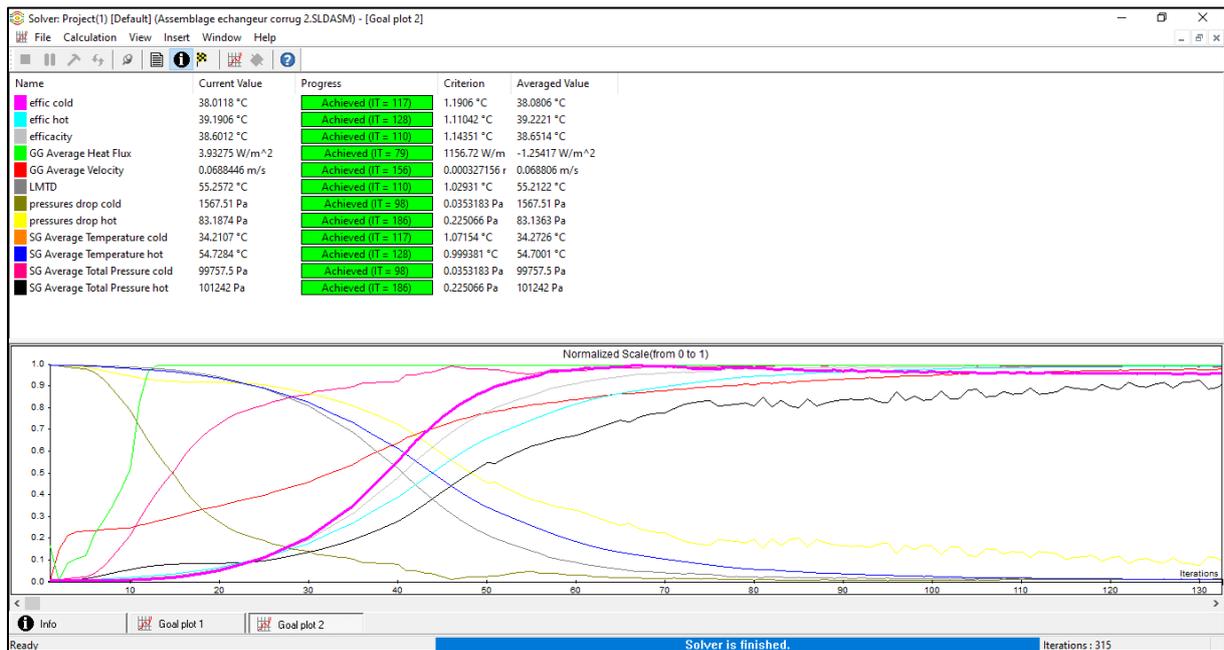


Figure III.5. Visualisation des résultats sur SolidWorks.

### III.3. Formulation du problème

Cette étude porte sur l'analyse du transfert thermique à travers des plaques d'un échangeur de chaleur à plaques et joint. La géométrie 3D de la plaque est représentée sur la figure suivante,

Où :

$L$  : représente la distance verticale entre les centres des ports (mm).

$le$  : représente la distance horizontale entre les centres des ports (mm).

$l$  : largeur de la plaque (mm).

$\Phi$  : diamètre des ports (mm).

$e$  : épaisseur de plaque (mm).

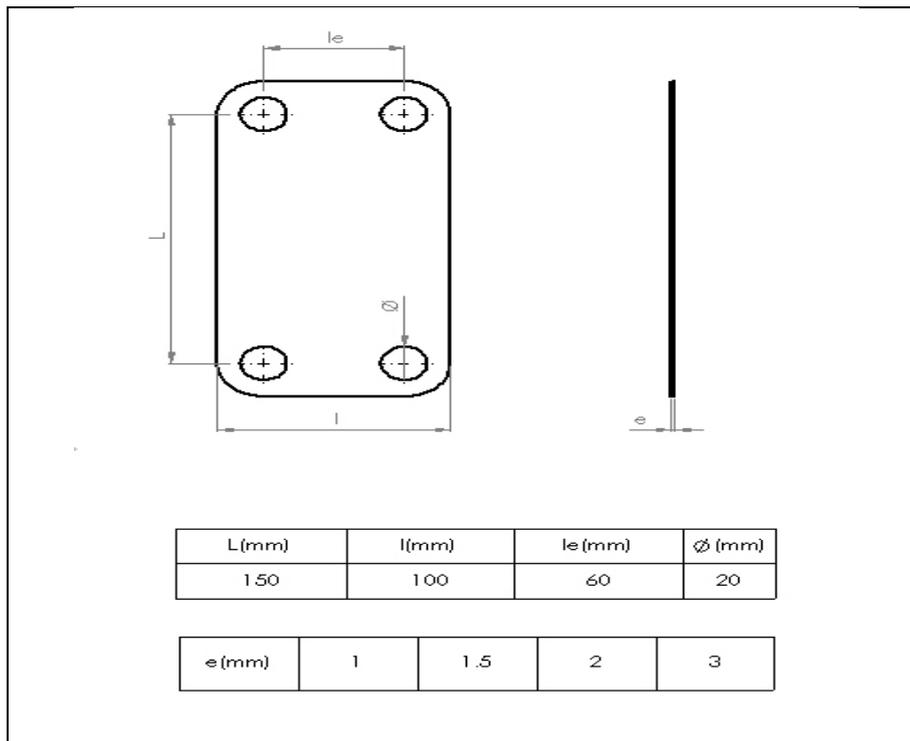


Figure III.6. Schéma détaillé de la géométrie de la plaque de l'échangeur de chaleur.

### III.3.1. Structure de l'écoulement entre deux plaques adjacentes d'un échangeur de chaleur

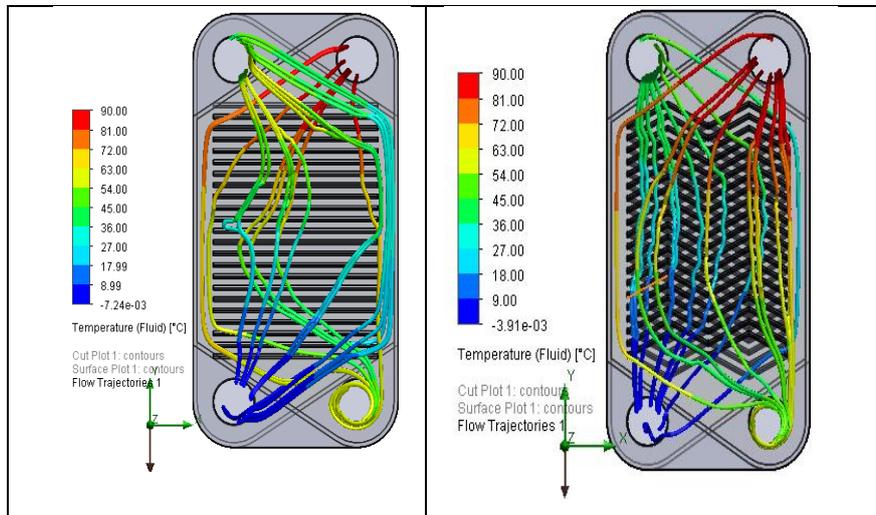
La conception des plaques optimise le transfert de chaleur en offrant une surface totale large mais compacte à travers laquelle la chaleur peut être extraite d'un liquide ou d'un gaz à un autre.

La zone de transfert de chaleur des plaques est comprise entre deux plaques superposées avec des motifs en chevrons opposés, l'écoulement en forme d'hélice et une turbulence élevée se traduisent par des coefficients de transfert élevés et un auto-nettoyage efficace. La zone de distribution de la plaque assure un écoulement uniforme du fluide sur toute la plaque afin de maximiser la capacité de transfert de chaleur.

Une répartition optimisée du débit réduit également l'encrassement et les zones de température inégales, tout en maintenant les niveaux de performance à un niveau élevé, sans pertes d'énergie inutiles, coûts de maintenance ou arrêts imprévus.

Les joints sont des composants clés dans la performance des échangeurs de chaleur. Le joint et la plaque sont conçus de manière à assurer une étanchéité optimale. Chacun est adapté à l'application de l'échangeur de chaleur. Le profil, la largeur, l'épaisseur, le type de polymère et

le composé appropriés font toute la différence pour éviter les risques de fuite prématurée ou de dommage aux joints ou aux plaques.

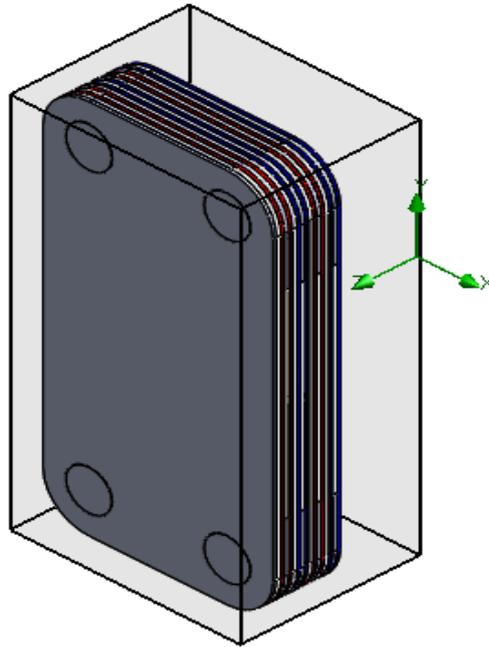


**Figure III.7.** Structure de l'écoulement sur une plaque d'un échangeur de chaleur.

### III.3.2. Domaine de calcul

Dans le cas d'un problème interne, le domaine de calcul enveloppe le volume du fluide dans un modèle. Si le transfert thermique dans les parois est envisagé, les parois du modèle sont également incluses.

Dans le cas d'une analyse externe, le domaine computationnel couvre l'espace environnant du modèle.



**Figure III.8.** Domaine de calcul.

### III.3.3. Conditions initiales

**Tableau III.1.** Conditions initiales du problème.

Paramètres du Solide	Matériel: Cuivre. Température initiale du solide : 30.00 °C
Liquide	Eau
Epaisseur de plaques (mm)	1.00 ,1.50 ,2.00 ,3.00
Types de corrugation	Type ondulation (droite) ,Typ H, type F
Densité (kg.m <sup>-3</sup> )	$\rho = 999.7$
Viscosité dynamique (kg /m /s)	$\mu = 8.899*10^{-4}$

### III.3.4. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont définies et doivent être appliquées à toutes les régions aux extrémités du domaine de calcul à savoir.

- Parois : Une condition de non adhérence est considérée pour la plaque avant et arrière où le coefficient de transfert thermique global est défini comme  $h=386$  [W/m<sup>2</sup> K].
- Paroi adiabatique : Les surfaces du joint sont définies comme paroi adiabatiques.

Tableau

Tableau III.2. Conditions aux limites.

Fluide chaud (eau)		
Entrée	Température (°C)	90
	Vitesse (m/s)	0.015 - 0.030 – 0.035 - 0.04
	Débit massique (kg/s)	0.1
Sortie	Pression de référence (Pa)	101325.00
Fluide froid (eau)		
Entrée	Vitesse (m/s)	0.015 – 0.030 – 0.035 – 0.04
	Débit massique (kg/s)	0,100
Sortie	Pression de référence (Pa)	99752,48

### III.3.5. Domaine de calcul et maillage

Le maillage généré pour la géométrie considéré est un maillage de type hexa, Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Peuvent être générés sur une géométrie complexe tout gardant une bonne qualité des éléments. Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

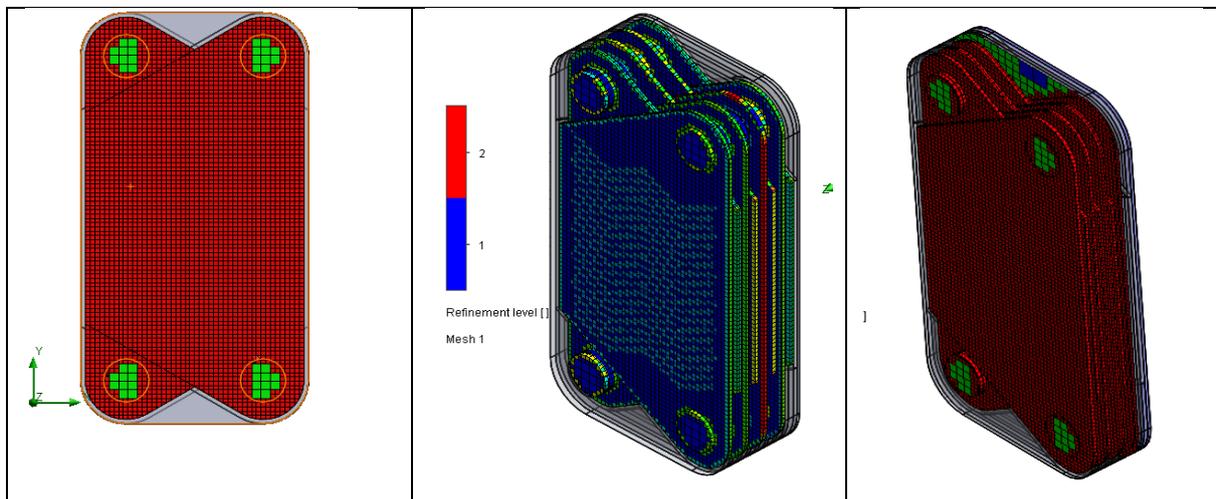


Figure III.9. Maillage des plaques de l'échangeur de chaleur.

Table III.3. Informations sur le maillage.

Epaisseur des plaques (mm)	Nombre d'éléments
1.00	54855
1.50	54943
2.00	66450
3.00	74286

### III.3.6. Types de corrugation étudiées

#### ✓ Type ondulation (droite)

Comportant une pluralité de plaques assemblées pour définir entre elles des canaux de circulation de fluide sous forme de ligne droite.

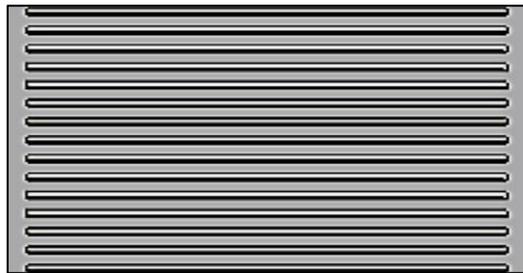


Figure III.10. Plaque de corrugation à cannelure droite.

#### ✓ Plaque de corrugation type H

- Profil en arête de poisson
- Offre le plus haut coefficient de transfert thermique.

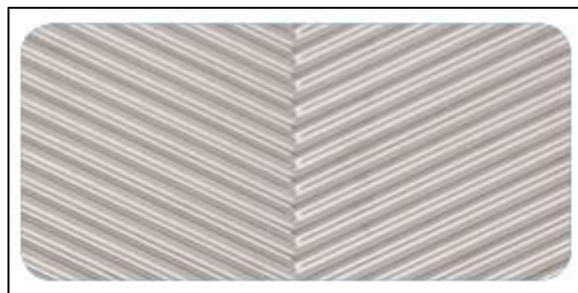


Figure III.11. Plaque de corrugation type H.

### ✓ Plaque de corrugation type F

- Profil free flow sans points de contact pour le produit très visqueux ou contenant des fibres



Figure III.12. Plaque de corrugation type F.

## III.4. Résultats et discussions

### III.4.1. Influence de la vitesse d'écoulement

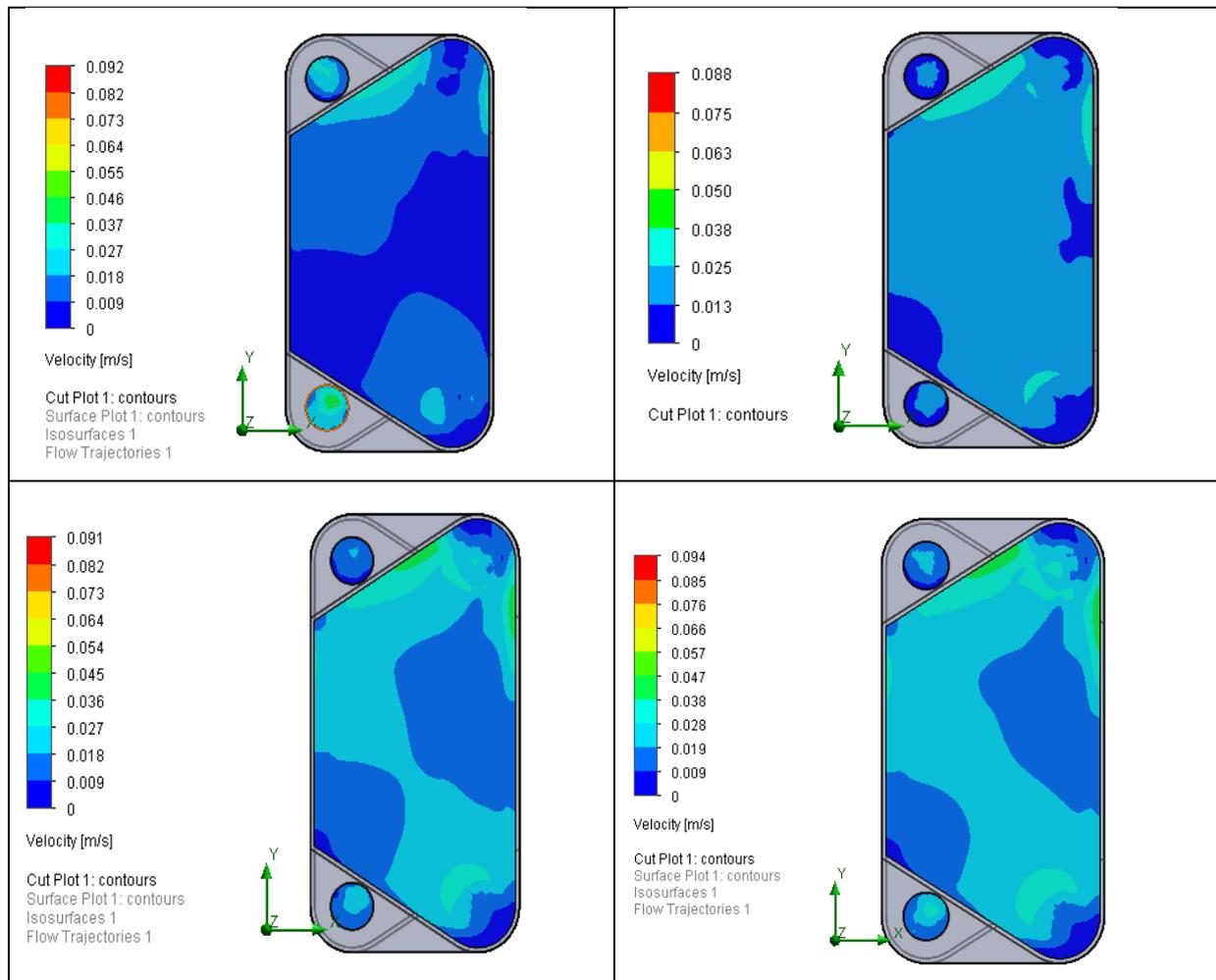
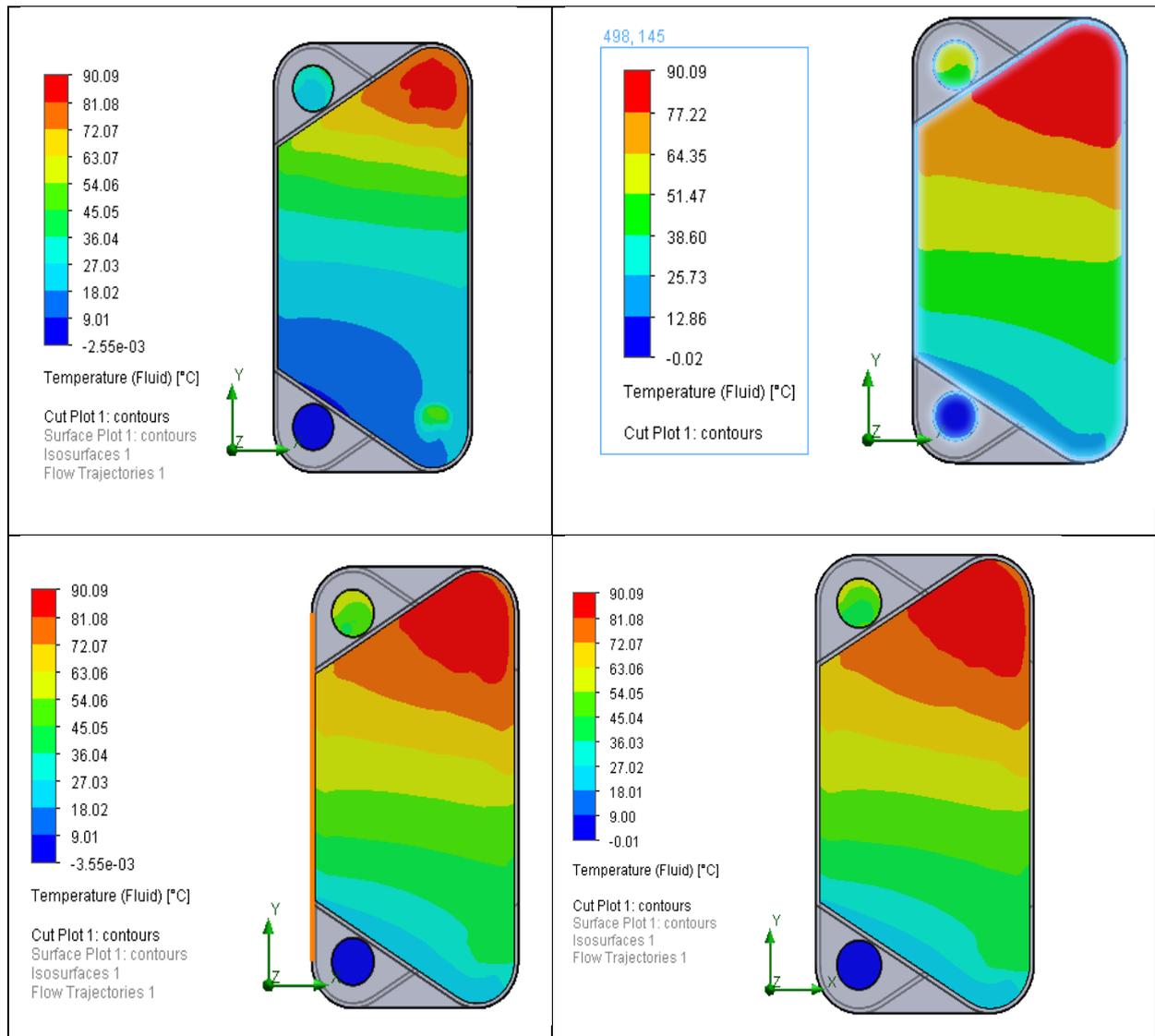


Figure III.13. Profil de vitesse entre deux plaques de 1,5 mm d'épaisseur pour différentes vitesses (fluide chaud).

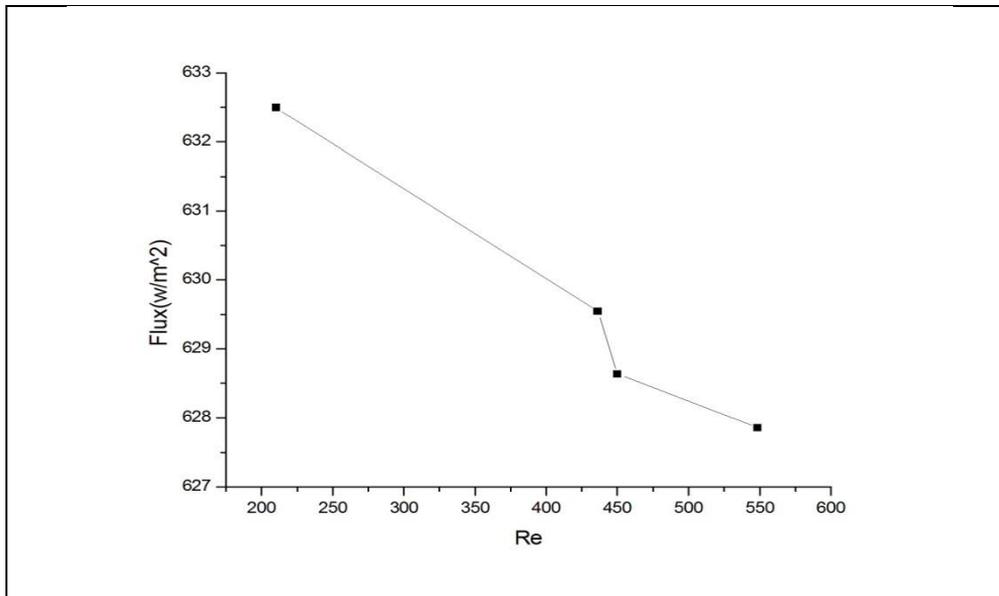


**Figure III.14.** Profil de température entre deux plaques de 1.5mm d'épaisseur pour différentes vitesses.

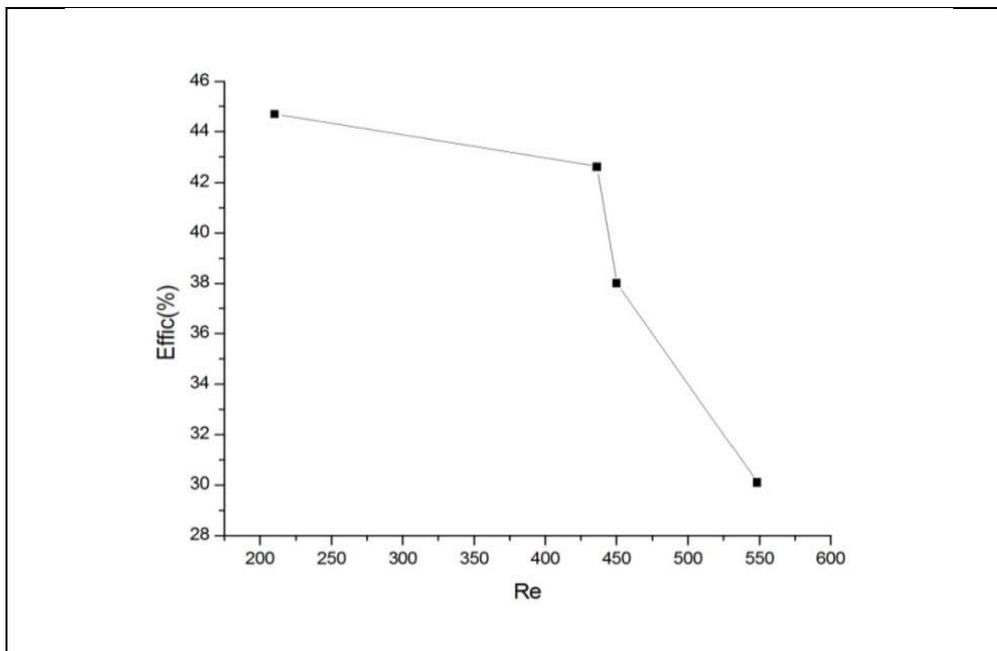
L'évolution du profil de température de l'écoulement entre deux plaques de 1.5 mm d'épaisseur varie de manière significative en fonction de la vitesse en m/s. Cette évolution fait appel à un gradient de température variant entre 90°C à l'entré chaud jusqu'à une valeur de 54°C à la sortie du fluide chaud et de 0°C à l'entré froid jusqu'à une valeur de 34°C à la sortie du fluide froid ce qui permet un bon refroidissement du fluide entre les plaques.

Cette constatation est traduite par une augmentation du flux thermique échangé entre les deux plaques pour différentes vitesses, lorsque la vitesse diminue, elles permettent un échange

thermique plus large ce qui permet au fluide un temps de séjour plus significatif pour le refroidissement et donc une efficacité plus pertinente figure III.16.

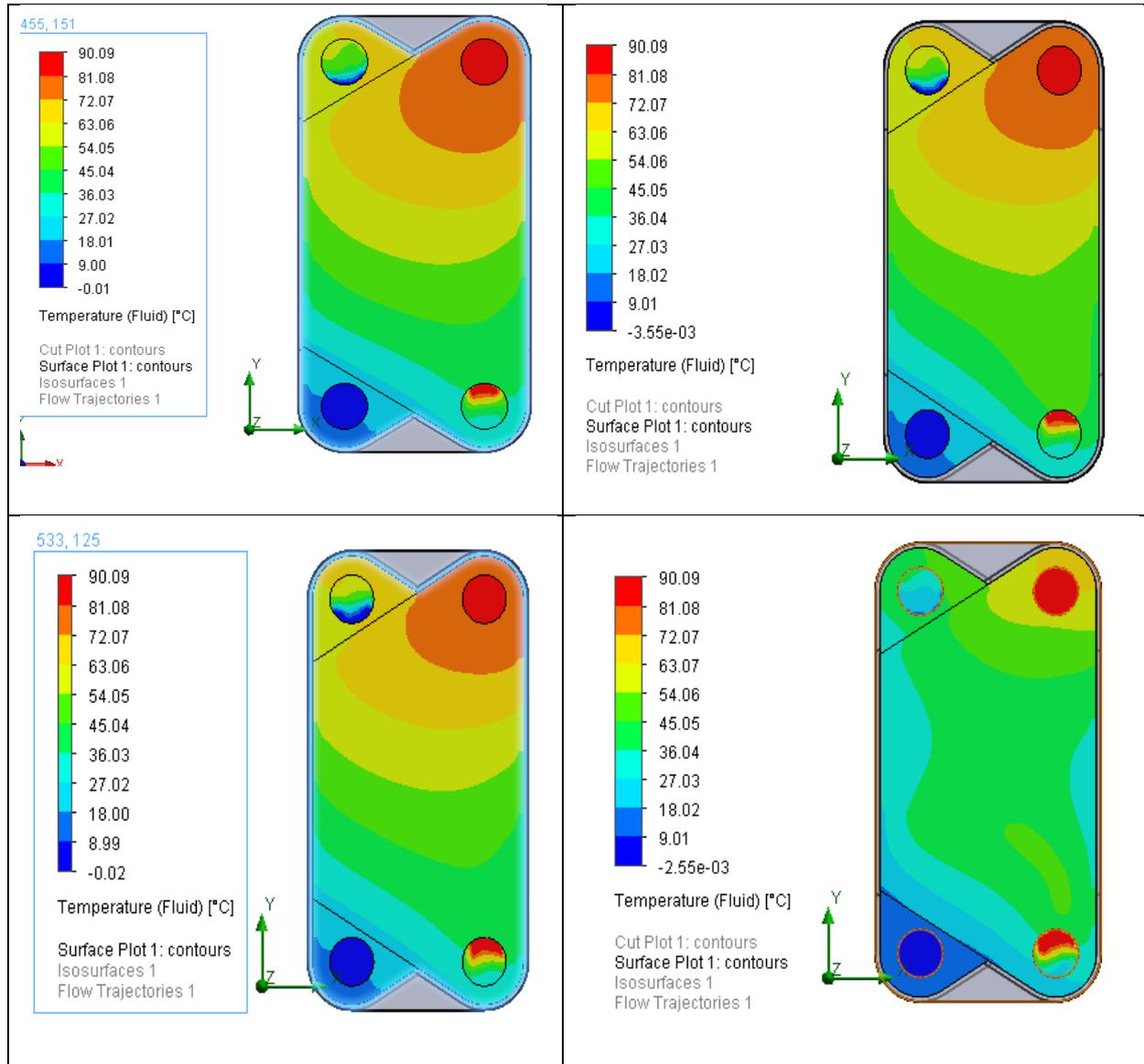


**Figure III.15.** Variation du flux thermique en fonction de nombre de Reynolds.



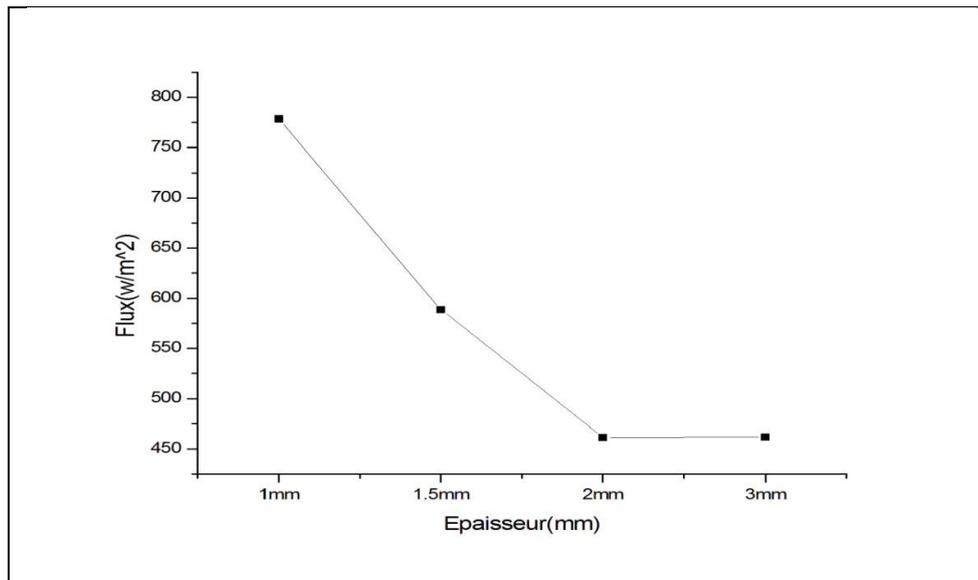
**Figure III.16.** Variation de l'efficacité en fonction de Reynolds.

### III.4.2. Influence de l'épaisseur des plaques (sur plaques simples)

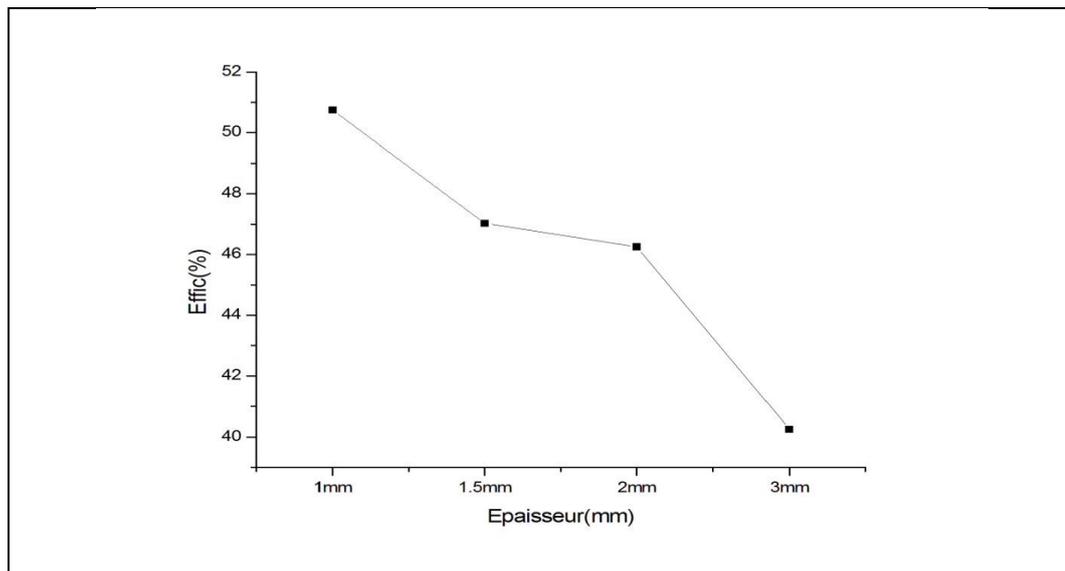


**Figure III.17.** Profil de température pour différentes épaisseurs de plaques.

L'échange thermique entre les plaques serrées est clairement enregistré sur les différents profils de températures en variant l'épaisseur des plaques pour la même vitesse. Le gradient de température varie puisque on a un échange calorifique entre les deux fluides.

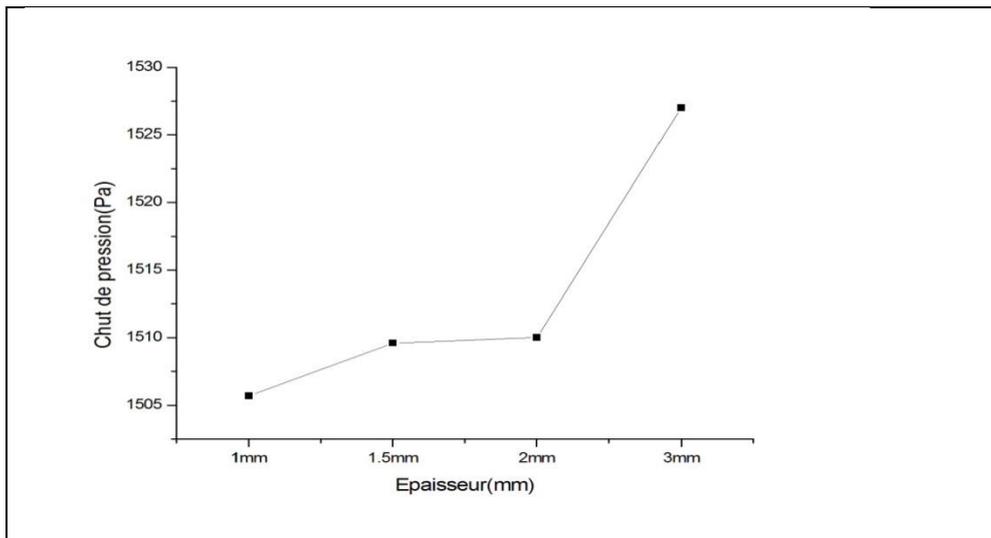


**Figure III.18.** Flux thermique en fonction de l'épaisseur de la plaque pour une vitesse 0.1m/s.



**Figure III.19.** Efficacité en fonction de l'épaisseur de la plaque pour une vitesse 0.1 m/s.

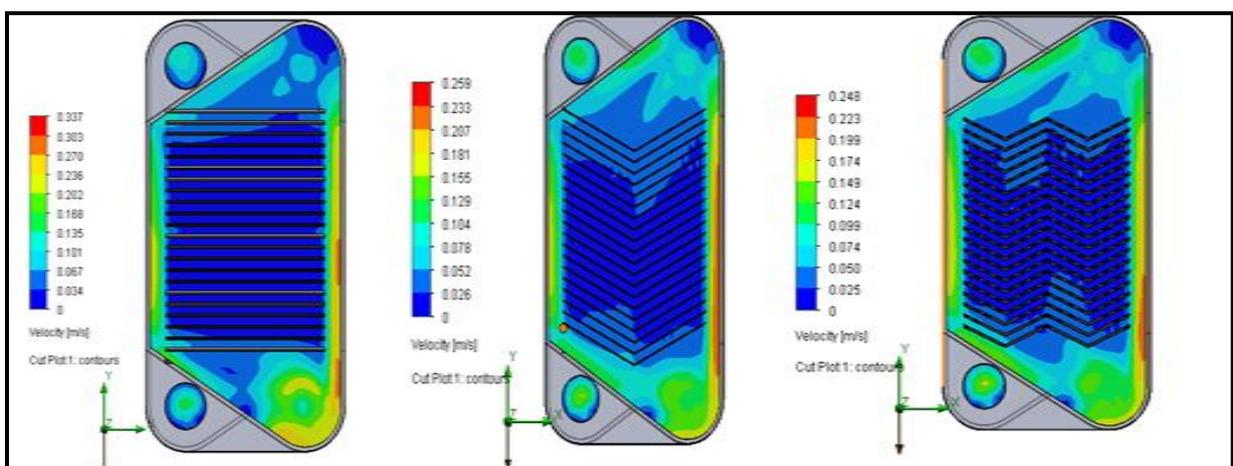
Habituellement, l'augmentation du transfert de chaleur entre les plaques d'un échangeur de chaleur génère des pertes de pression. L'évolution de la perte de charge le long de la plaque est présentée sur le graphe suivant.



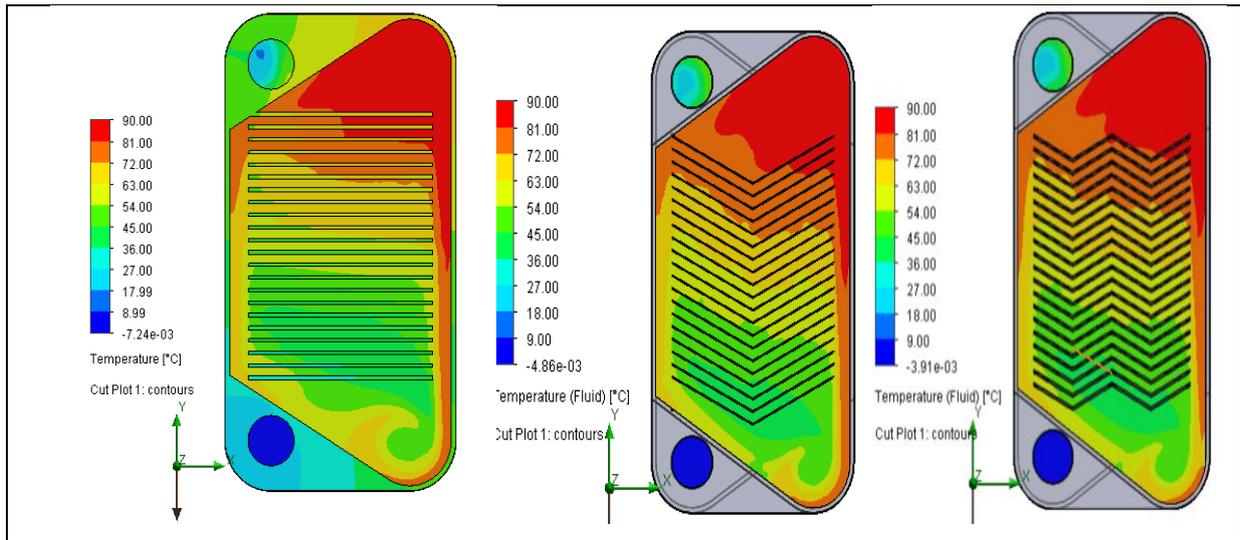
**Figure III.20.** Chute de pression en fonction des différentes épaisseurs des plaques.

L'échange thermique entre les plaques est clairement enregistré sur les différents profils de températures en variant l'épaisseur de la plaque pour la même vitesse. Le gradient de température varie de  $90^{\circ}\text{C}$  à l'entrée de la plaque jusqu'à  $52^{\circ}\text{C}$  à la sortie pour une épaisseur de 1.5 mm quant la différence est de  $0^{\circ}\text{C}$  à l'entrée du fluide froid à  $34^{\circ}\text{C}$  à la sortie et  $90^{\circ}\text{C}$  à l'entrée chaud à  $52^{\circ}\text{C}$  la sortie chaud pour des épaisseurs variant de 1.00 à 3.00 mm. Ceci est principalement dû au cisaillement de l'écoulement entre les surfaces des plaques.

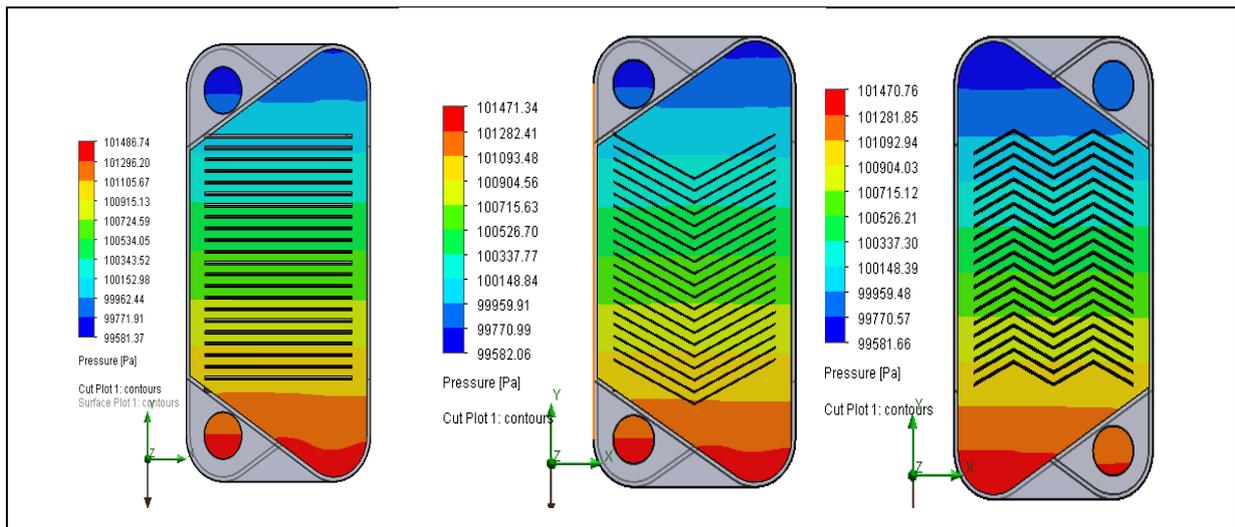
### III.4.3. Influence des types de corrugations



**Figure III.21.** Profil de vitesse entre deux plaques de 1.5 mm d'épaisseur pour différentes plaques corruguées.



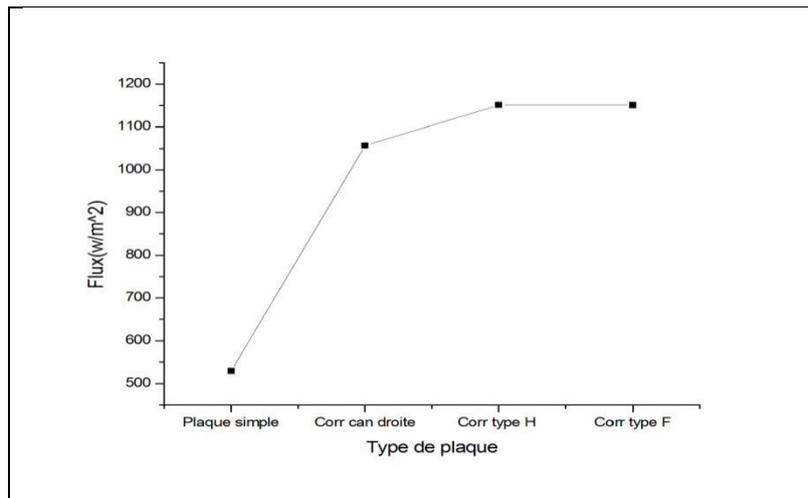
**Figure.III.22.** Profil de température entre deux plaques de 1,5mm d'épaisseur pour différentes plaques corruguées.



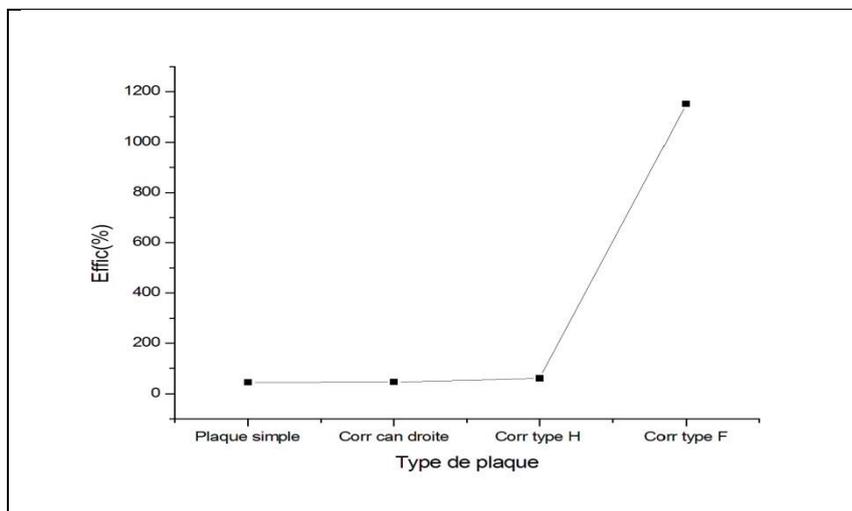
**Figure III.23.** Profil de pression entre deux plaques de 1.5 mm d'épaisseur pour différentes corrugations.

L'évolution du profil de vitesse de l'écoulement entre deux plaques de 1.5 mm d'épaisseur varie de manière significative en fonction de types de plaque à une vitesse constante. Cette évolution fait appel à un gradient de température variant entre 90°C à l'entrée chaud jusqu'à une valeur de 52°C à la sortie chaud et 0°C à l'entrée froid jusqu'à une valeur de 34°C à la sortie froid et ce qui permet un bon refroidissement du fluide entre les plaques.

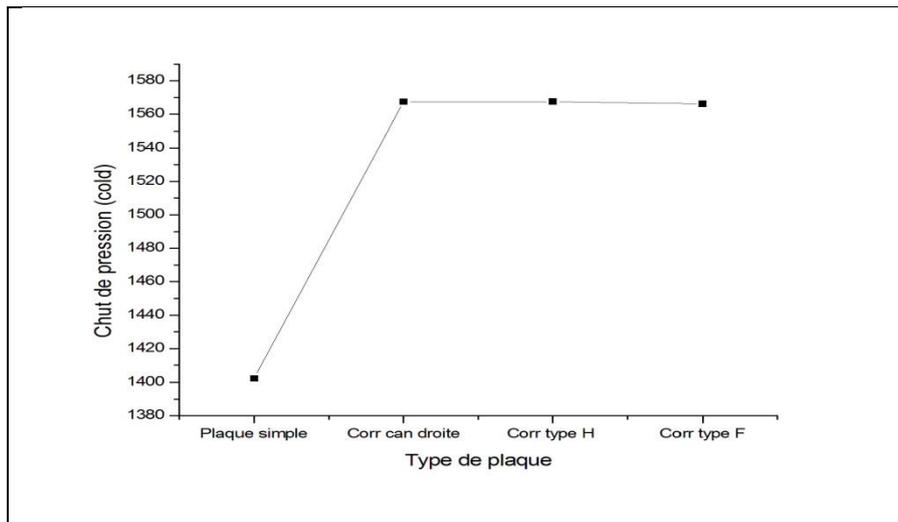
Cette constatation est traduite par une augmentation du flux thermique échangé entre les deux plaques pour différents types des corrugations (figure III.24), le type de corrugation des plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact et ainsi offre le plus haut coefficient de transfert thermique.



**Figure III.24.** Flux thermique pour différents types de corrugations.



**Figure III.25.** Variation de l'efficacité pour différents types de corrugations.



**Figure III.26.** Chute de pression pour différentes corrugations.

En effet les flux thermiques sur les plaques et leurs efficacités d'autant plus forts que les plaques corruguées. L'augmentation du transfert de chaleur entre les plaques d'un échangeur de chaleur génère des pertes de pression. L'évolution de la perte de charge le long de la plaque est présentée sur le graphique III.26 montre que la chute de pression prend des valeurs maximales et elle est légèrement inférieure pour des valeurs moindres de l'espace entre les plaques pour la même vitesse d'écoulement.

### III.5. Conclusion

La simulation numérique que nous avons effectué, nous a permis de qualifier du point de vue thermique la haute performance de cet échangeur en effet des corrugations des plaques, qui donne sur les deux cotés de la plaque de bon coefficients de transfert de chaleur. Ces résultats interprètent d'une manière simple les diverses variations que subit le fluide véhiculé à l'intérieur des plaques ainsi que son échange thermique avec le deuxième fluide aux différentes vitesses et différentes épaisseurs du plaques sur deux types du plaques simples et corruguées.

## Conclusion générale

L'échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide. Chaque fois qu'on a besoin de réchauffer ou de refroidir un fluide à l'aide d'un autre fluide.

Le travail que nous avons effectué, dans le cadre de ce projet présente le dimensionnement d'un échangeur thermique à plaques et joints.

La simulation numérique à l'aide de SolidWorks 2016, nous a permis de qualifier du point de vue thermique la haute performance de cet échangeur en effet des corrugations des plaques, qui induit à un fort taux de turbulences ce qui donne sur les deux cotés de la plaque de bon coefficient de transfert de chaleur et une optimisation des échangeurs de chaleur à plaques avec corrugation.

On a présenté des résultats obtenus sous forme de contour de vitesse, de température, de pression, des lignes de courant et des graphes. Ces résultats interprètent d'une manière simple les diverses variations que subit le fluide véhiculé à l'intérieur des plaques ainsi que son échange thermique avec le deuxième fluide aux différentes vitesses et différentes épaisseurs de plaques sur deux types de plaques simples et corruguées.

L'augmentation du transfert de chaleur entre les plaques d'un échangeur de chaleur génère des pertes de pression. L'évolution de la perte de charge le long de la plaque montre que la chute de pression prend des valeurs maximales et elle est légèrement inférieure pour des valeurs moindres de l'espace entre les plaques pour la même vitesse d'écoulement.

En perspective on cherchera avec notre outil informatique performant, des résultats qui seront plus précis avec d'autres types de corrugation et avec d'autres moyens pour l'intensification du transfert thermique entre les deux fluides.

## Références bibliographiques

[1] Échangeurs de chaleur Pascal Tobaly 14 mars 2002

[2] Etude Et Simulation Sous Matlab D'un Echangeur Thermique A Faisceau Tubulaire Et Calandre Université Badji Mokhtar- ANNABA

[3] Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques. Université Abou-Bakr Belkaid De TLEMEN

[4] Declaye Sébastien Genedebien Samuel Lemort Vincent, Les échangeurs de chaleurs Université de liège.

[5] A. Gareigue, CH. Goubier, J. Huetz, CH. Marvillet et R. Vidil « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].

[6] André Bontemps, Alain Garrigue, Charles Goubier, Jacques Huetz, Christophe Marvillet, Pierre Mercier, Roland Vidil, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2341].

[7] Échangeurs de chaleur Pascal Tobaly 14 mars 2002 IUT de St Denis Licence Professionnelle GPI option MISM.

[8] R. Vidil, les échangeurs à plaques et joints, « Description, éléments de dimensionnement» Paris : Lavoisier, février 1982.

[9] Boul. Marie-Victorin, Candiac Québec, Canada J5R 1B6 Échangeur de chaleur à plaques et joints ITEX.

[10] Rsopi Thermal. Échangeur à plaque notice de maintenance .équipement ostérminos. S.A APARTADO 103 CODAL3730\_701 vale de cambra Portugal

[11] Claude Roussel Olivier Noel-Baron Patrice Tochon Jean-François FOURMIGUE Leif Hallgren Commissariat a l Energie Atomique et aux Energies Alternatives Alfa Laval Vicarb SAS Alfa Laval Corporate ABE P1797386A1 European Patent Office

- [12] Bontemps, A. Gareigue, CH. Goubier, J. Huetz, CH. Marvillet et R. Vidil « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341]
- [13] Transfert de chaleur étude d'un échangeur a plaques et joints Avril 2014 J. ALBET – P. de CARO – C. SAUDEJAUD.
- [14] Vitherm sas, « Échangeur de chaleur à plaques jointées», VT-MAN 1003 France (2005). Université Abou-Bakr Belkaid de TLEMCEM Faculté Des Sciences Département De Physique Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables
- [15] Vitherm sas, « Échangeur de chaleur à plaques jointées», VT-MAN 1003 France (2005). Université Abou-Bakr Belkaid De TLEMCEM .
- [16] Patrice Clément; Echangeur de chaleur, problème de fonctionnement ; référence internet : BE9519, pages 2, 3,4.
- [17] Declaye Sébastien Genedebien Samuel Lemort Vincentles échangeurs de chaleurs Université de liège.
- [18] Patrice Clément; Echangeur de chaleur, problème de fonctionnement ; référence internet: BE9519, pages 2,3,4.
- [19] Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., Dewitt D. P. (2011); Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7<sup>ème</sup> édition: John Wiley & Sons, Inc.
- [20] Holman J. P. (2010); Heat transfer, 10<sup>th</sup> ed. Mc Graw-Hill, series in mechanical engineering, New York.
- [21] Série : Conception mécanique et Technologie
- [22] Guide de SolidWorks Flow Simulation pour l'enseignant
- [23] Sacadura J.F. (1978); Initiation aux transferts thermiques, Paris.