

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



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES  
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

# MÉMOIRE

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

**Génie Mécanique**

*Option : Énergétique*

**Intitulé :**

---

## ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET NUMÉRIQUE D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À TUBES CONCENTRIQUES OPTIONNEL H102A

---

**Présenté par :**

- **BOUGHEDIR Houssam Eddine**
- **ABDELLAOUI Nouredine**

*Soutenu le : 29/06/2021 devant le Jury :*

<i>Dr. GOURARI Djamel</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Nâama</i>	<i>Président</i>
<i>Mme. BOUKHADIA Karima</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Nâama</i>	<i>Encadreur</i>
<i>Mr. Bounoua Nouredine</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Nâama</i>	<i>Examineur</i>

Nâama - Algérie - 2021

## Remerciements

### **REMERCIEMENTS**

Avant tout nous tenons à remercier notre dieu tout puissant source de volonté, de courage et de patience durant nos années d'études et surtout pendant la réalisation de ce modeste travail.

Ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de madame BOUKHADIA Karima on lui remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce mémoire.

Nous tenons à remercier très profondément :

On remercie aussi tous les enseignants et nos professeurs pour leur générosité et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et personnelles.

*Dédicace*

**C'est avec grande plaisir que je dédie ce modeste travail  
à mes parents qui m'ont toujours aidé et encouragé, qui étaient toujours à mes côtés et  
qui m'ont accompagnés durant mon chemin d'études, merci d'être toujours là pour  
moi ;**

**À mes sœurs et mon frère Yahia**

**À tous les membres de ma famille et mes proches et toute personne qui porte le nom  
Boughedir**

**À mon binôme Noureddine.**

**Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour la réalisation de ce travail en  
premier lieu à madame Boukhadia Karima, je vous dis merci.**

**À tous mes aimables amis de promotion de 2<sup>ème</sup> année Master en génétique, et toute  
personne qui occupe une place dans mon cœur.**

**BOUGHEDIR Houssam eddine**

*Dédicace*

« Aux grands cœurs pleins d'amour passion et d'espoir »

**Je remercie Dieu de m'avoir donné la force et la patience à fin  
d'effectuer ce travail.**

**Je dédie ce modeste travail à :**

**A tous ceux qui me sont les plus chères sur la terre**

**Mon cher père qui est mon maitre pour toujours**

**Ma très chère mère que le DIEU me la garde ; à toute ma famille**

**A tout mes amis et surtout : HOUSSAM**

**à la promotion MASTER 2 Génie mécanique ENERGITIQUE**

**En fin à tous ceux qui m'ont aidé pour accomplir de ce travail**

**ABDELLAOUI Nouredine**

### Sommaire

Introduction générale.....	1
1. Introduction .....	2
2. Principe de fonctionnement .....	2
3. Principe de réalisation technologique et mode de circulation .....	2
a) Circulation à co-courant .....	3
b) Circulation à contre-courant.....	3
4. Critères de classement des échangeurs .....	4
4.1. Classement technologique .....	4
4.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	4
4.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	4
4.4. Classement fonctionnel.....	5
4.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur .....	5
4.6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange .....	5
5. Les échangeurs tubulaires.....	5
5.1. Echangeurs coaxial (Double tube).....	6
5.2. Echangeurs à faisceaux tubulaires .....	7
5.3. Les échangeurs à tube et calandre .....	8
5.3.1. Description .....	9
5.3.2. Les chicanes.....	11
5.3.3. Les passes .....	11
5.3.4. Boîtes de distribution.....	12
5.3.5. Plaques tubulaires .....	12
5.3.6. Tirants et entretoises.....	13

## Sommaire

<b>6. Classification des échangeurs à tubes-calandres</b> .....	14
a) <b>Echangeurs a plaque tubulaires fixes</b> .....	14
b) <b>Echangeurs avec tubes en U</b> .....	15
c) <b>Echangeurs à tête flottantes</b> .....	16
<b>1. Différence de température moyenne logarithmique</b> .....	17
<b>2. Echangeurs co-courant</b> .....	17
<b>3. Echangeurs à Contre-courant</b> .....	21
1. Introduction .....	25
2. Présentation du logiciel SolidWorks .....	25
2.1. SOLIDWORKS Simulation .....	26
<b>2.2. Ecoulement des fluides sur SolidWorks (SolidWorks Flow Simulation)</b> .....	26
2.3. Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation <i>f</i> .....	26
2.4. Objectifs de l'analyse .....	27
2.5. Création de la géométrie .....	27
2.6. Maillage .....	27
2.7. Visualisation des résultats.....	28
<b>3. Formulation du problème</b> .....	29
a. <b>Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube et calandre</b> .....	30
b. <b>Domaine de calcul</b> .....	31
c. Conditions initiales.....	32
d. <b>Conditions aux limites</b> .....	32
4. Résultats et discussions .....	33
<b>4.1. Influence de la température d'entrée du fluide chaud</b> .....	33
<b>4.2. Influence du débit massique du fluide chaud</b> .....	37
<b>5. Conclusion</b> .....	43
<b>Conclusion générale</b> .....	44

## Liste des figures

### CHAPITRE I

<b>Figure I.1.</b> Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.....	03
<b>Figure I.2.</b> Evolution qualitatives des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courant.....	04
<b>Figure I.3.</b> L'échangeur tubulaire.....	06
<b>Figure I.4.</b> Principe d'un échangeur à co-courant.....	06
<b>Figure I.5.</b> Principe d'un échangeur à contre courant.....	06
<b>Figure I.6.</b> Echangeur à faisceau tubulaire.....	07
<b>Figure I.7.</b> Faisceau tubulaire.....	08
<b>Figure I.8.</b> Les normes de TEMA.....	09
<b>Figure I.9.</b> Circulation du fluide dans les échangeurs à tubes et calandre.....	10
<b>Figure I.10.</b> Echangeur à tubes et calandre en U.....	10
<b>Figure I.11.</b> Installation des chicanes dans l'échangeur.....	11
<b>Figure I.12.</b> Boites de distribution.....	12
<b>Figure I.13.</b> Plaque tubulaire.....	13
<b>Figure I.14.</b> Tirants et entretoises.....	14
<b>Figure I.15.</b> Echangeur a plaque tubulaires fixes.....	15
<b>Figure I.16.</b> Echangeur avec tube en U.....	16
<b>Figure I.17.</b> Echangeurs à tête flottantes.....	16

## Liste des figures

### CHAPITRE II

<b>Figure II.1.</b> Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant.....	22
<b>Figure II.2.</b> Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur contre-courant.....	23
<b>Figure II.3.</b> Schématisation de la convention permettant une seule expression $\Phi=US.\Delta TLM$ dans le cas de l'échangeur co-courant et contre courant.....	24
<b>Figure II.4.</b> Évolution de température pour $T_c=Cte$ (cas du condenseur) et pour le cas où $T_f=Cte$ (cas del'évaporateur).....	26

### CHAPITRE III

<b>Figure III.1.</b> Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation.....	26
<b>Figure III.2.</b> Module de création de géométrie sur SolidWorks.....	27
<b>Figure III.3.</b> Création de maillage sur SolidWorks.....	28
<b>Figure III.4.</b> Visualisation et représentation des résultats sur SolidWorks.....	29
<b>Figure III.5.</b> Géométrie de l'échangeur de chaleur à tube concentrique optionnel H102A...30	
<b>Figure III.6.</b> Photo de l'échangeur de chaleur à tube concentrique optionnel H102A.....	30
<b>Figure III.7.</b> Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube.....	31
<b>Figure III.8.</b> Domaine de calcul.....	32
<b>Figure III.9.</b> Evolution de DTLM en fonction de la température de l'entrée du fluide chaud $T_{ce}$ .....	34
<b>Figure III.10.</b> Evolution de DTLM en fonction de $T_{ce}$ .....	37
<b>Figure III.11.</b> Evolution du flux thermique en fonction du débit massique.....	38
<b>Figure III.12.</b> Evolution du flux thermique en fonction de débit massique.....	39
<b>Figure III.13.</b> Evolution du l'efficacité thermique en fonction de débit massique.....	41
<b>Figure III.14.</b> Evolution du l'efficacité thermique en fonction de débit massique.....	42
<b>Figure III.15.</b> Pertes de charge en fonction de débit massique.....	43



## Liste des tableaux

<b>Tableau III. 1.</b> Section de transfert de chaleur active de l'échangeur de chaleur concentrique.....	<a href="#">29</a>
<b>Tableau III.2.</b> Conditions initiales du problème.....	32
<b>Tableau III.3.</b> Conditions aux limites .....	33
<b>Tableau III.4.</b> Prise des températures expérimental et numériques (entré et sortie des fluides chaud et froid) de l'échangeur de chaleur à tube concentrique optionnel H102A.....	33
<b>Tableau III.5.</b> $\Delta TLM$ expérimental.....	34
<b>Tableau III.6.</b> $\Delta TLM$ numérique .....	34
<b>Tableau III.7.</b> Prises de température expérimentales des entrées et des sorties des deux fluides chaud et froid dans l'échangeur de chaleur.....	35
<b>Tableau III.8.</b> DTLM expérimental .....	36
<b>Tableau III.9.</b> DTLM numérique. ....	36
<b>Tableau III.10.</b> Calcul expérimental du flux thermique.....	37
<b>Tableau III.11.</b> Calcul numérique du flux thermique.....	38
<b>Tableau III.12.</b> Résultats du calcul expérimental du flux thermique .....	39
<b>Tableau III.13.</b> Résultats du calcul numérique du flux thermique.....	39
<b>Tableau III.14.</b> Résultats du calcul expérimental du l'efficacité thermique.....	40
<b>Tableau III.15.</b> Résultats du calcul numérique du l'efficacité thermique .....	40
<b>Tableau III.16.</b> Résultats du calcul expérimental du l'efficacité thermique.....	42
<b>Tableau III.17.</b> Résultats du calcul numérique du l'efficacité thermique.....	42

## Nomenclature

### Nomenclature

<b>Symbole</b>	<b>Notations</b>	<b>Unité</b>
T	Température	[K]
t	Temps	[s]
x,y,z	Position dans un repère orthonormé	[m]
Q	Quantité de chaleur	[J]
$\Phi$	Flux de chaleur	[W]
Q	Densité de flux de chaleur	[W.m <sup>-2</sup> ]
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique à pression constante	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
S	Surface d'échange	[m <sup>2</sup> ]
L	Dimension caractéristique	[m]
D	Diamètre	[m]
V	Vitesse	[m.s <sup>-1</sup> ]
h	Coefficient d'échange convectif	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
Nu	Nombre de Nusselt	
K	Le coefficient d'échange thermique global	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>1</sup> ]
R	Résistance thermique	[K.m <sup>2</sup> .W <sup>-1</sup> ]
$\Delta T_{LM}$	Différence de température moyenne logarithmique	[K]

## Résumé

### Résumé

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides chaud et froid.

On présente dans ce mémoire une dualité d'une expérience sur un échangeur de chaleur optionnel H102A (équipement de TP au laboratoire du centre universitaire de Nâama) et une simulation numérique de la même géométrie de l'échangeur de chaleur modélisée à l'aide du code CFD SolidWorks 2016. Ce dernier discrétise et résout les systèmes d'équations de Navier-Stokes pour déterminer les variations des températures de l'entrée du fluide chaud, du débit massique et du sens de l'écoulement à l'intérieur de l'échangeur thermique, ainsi que des pertes de charges du fluide sur l'échange thermique.

**Mots Clés :** Echangeur de chaleur tubulaire- Echangeur de chaleur concentrique - H102 A - CFD.

## ملخص

المبادل الحراري هو جهاز ينقل الحرارة من سائل إلى آخر دون خلطها. يمر تدفق الحرارة عبر سطح التبادل الذي يفصل بين السوائل الساخنة والباردة.

نقدم في هذه الأطروحة ازدواجية تجريبية على مبادل حراري اختياري H102A (معدات TP في مختبر مركز جامعة النعمانية) ومحاكاة عددية لنفس هندسة المبادل الحراري المصمم باستخدام كود SolidWorks 2016 CFD. يقوم الأخير بتحديد وحل أنظمة معادلات نافير-ستوكس لتحديد التغيرات في درجات حرارة مدخل السائل الساخن ، ومعدل تدفق الكتلة واتجاه التدفق داخل المبادل الحراري ، وكذلك انخفاض ضغط السائل على التبادل الحراري.

**الكلمات المفتاحية:** مبادل حراري أنبوبي - مبادل حراري متراكز. CFD - H102 A -

## **Abstract**

### **Abstract**

A heat exchanger is a device that transfers heat from one fluid to another without mixing them. The heat flow passes through the exchange surface which separates the hot and cold fluids.

We present in this thesis a duality of an experiment on an optional heat exchanger H102A (TP equipment at the laboratory of the university center of Nâama) and a numerical simulation of the same geometry of the heat exchanger modeled using the CFD code SolidWorks 2016. The latter discretizes and solves the systems of Navier-Stokes equations to determine the variations in the temperatures of the hot fluid inlet, the mass flow rate and the direction of flow inside the heat exchanger, as well as pressure drops of the fluid on the heat exchange.

**Keywords:** Tubular heat exchanger - Concentric heat exchanger - H102 A - CFD.

# **Introduction générale**

# Introduction générale

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.

L'échangeur d'énergie thermique est l'un des instruments clé de l'énergéticien où un fluide chaud circule depuis une entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie en transférant une partie de son enthalpie à un fluide froid qui lui aussi circule entre une entrée et une sortie distincte de celles du fluide chaud.

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.

Dans ce mémoire, structuré en 3 chapitres, on présente les étapes nécessaires pour effectuer un dimensionnement thermique d'un échangeur tubulaire optionnel H102A.

Le premier chapitre présente une généralité sur les échangeurs de chaleur ; un deuxième présentant les deux méthodes de dimensionnement des échangeurs thermiques et un troisième qui expose la comparaison entre l'étude expérimentale et l'investigation numérique effectuée à l'aide du code CFD SolidWorks.

# **CHAPITRE I**

## **Généralités sur les échangeurs de chaleur**



# CHAPITRE I

## Généralités sur les échangeurs de chaleur

### 1. Introduction

Depuis nombreuses années, les échangeurs de chaleurs sont utilisés dans les industries, ils ont de nombreuses applications. A titre d'information, 30% des équipements des unités pétrochimiques sont constitués d'appareil d'échange de chaleur. Dans l'industrie pétrolière, les échangeurs de chaleurs constituent un composant essentiel, surtout pour le traitement du pétrole brut on la distillation atmosphérique de ce dernier constituer l'unité de base d'une raffinerie du pétrole.

Le phénomène d'encrassement dans les échangeurs thermiques est un sujet d'actualité car Les principaux problèmes rencontrés par les utilisateurs d'échangeurs thermiques ont relation avec les phénomènes d'encrassement.

### 2. Principe de fonctionnement

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant la récupération de l'énergie thermique d'un fluide par un autre. Le flux thermique traverse la paroi de séparation des différents fluides. En effet, la chaleur peut être caractérisée comme un transfert d'énergie d'un système à un autre dû à une différence de température. Selon la deuxième loi de la thermodynamique (la chaleur dans l'univers s'écoule, continuellement, des corps chaud vers des corps froid), ce transfert d'énergie s'effectue de la température la plus importante vers la plus faible. Il s'arrête donc lorsque les deux fluides sont de températures identiques [1].

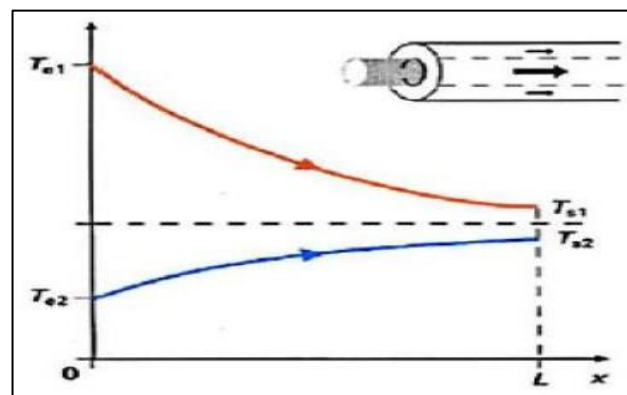
### 3. Principe de réalisation technologique et mode de circulation

La circulation des fluides de chaque coté de la paroi constituant la surface d'échange correspond a différents modes de base [2] :

**a) Circulation à co-courant**

Il s'agit d'échangeur dit à co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

La figure I.1 donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à co-courants très simple, la longueur de l'échangeur à été portée en abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices (e) signifiant entrée et (s) sortie, 1 désignant le fluide chaud et 2 le fluide froid.

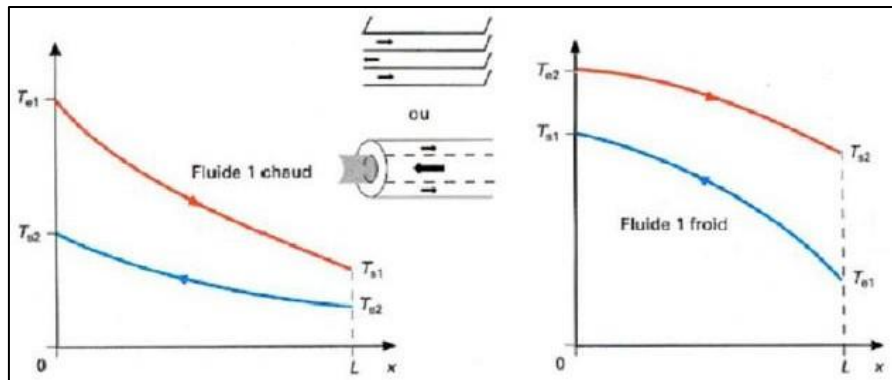


**Figure I.1.** Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.

**b) Circulation à contre-courant**

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échangeur thermique.

L'avantage de l'échangeur à contre courant sur l'échangeur à co-courant est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.



**Figure I.2.** Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courant

#### 4. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs, dont les principaux sont [2] :

##### 4.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

##### 4.2. 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.

##### 4.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

On définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 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.

#### 4.4. Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou bi-phasique. 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.

#### 4.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

#### 4.6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retient 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. Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [3].

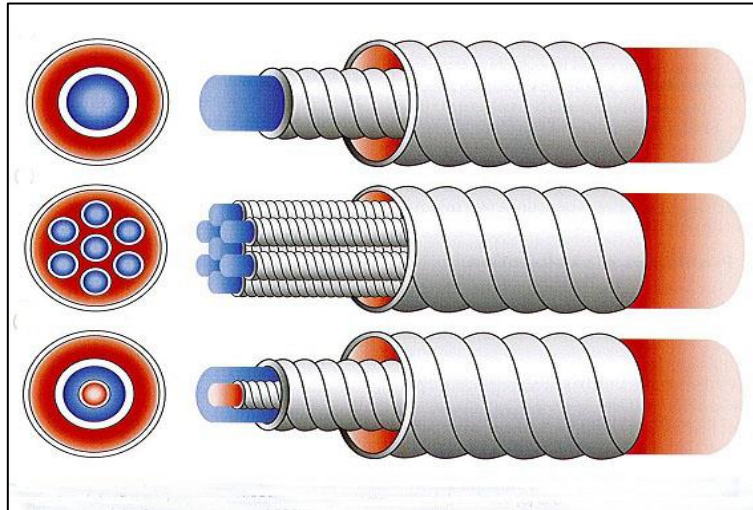


Figure I.3. L'échangeur tubulaire

### 5.1. Echangeurs coaxial (Double tube)

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés : en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans l'intérieur (figure I.4.)

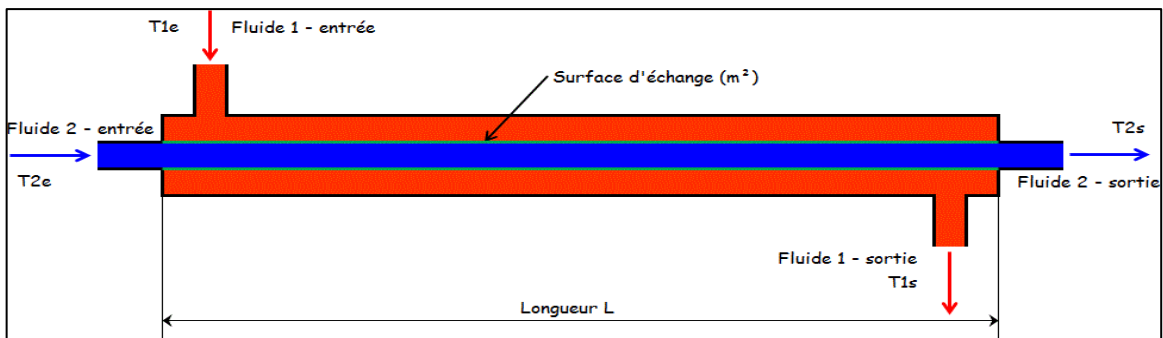


Figure I.4. Principe d'un échangeur à co-courant

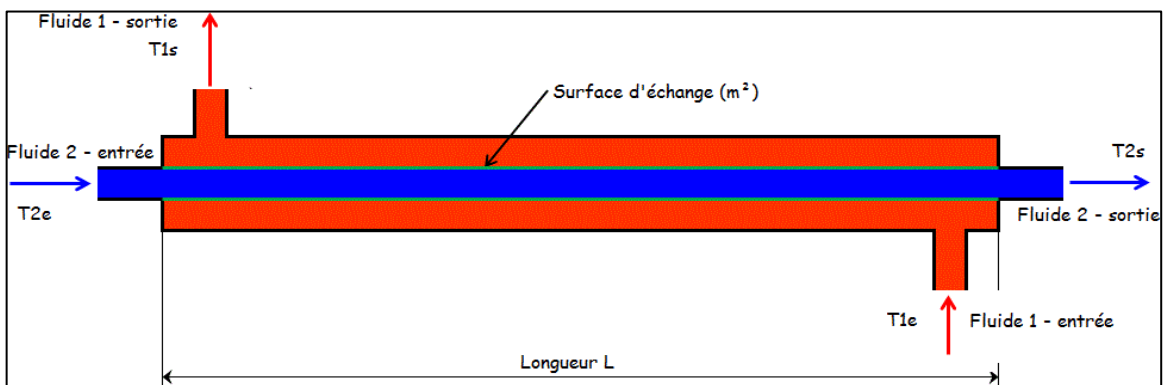
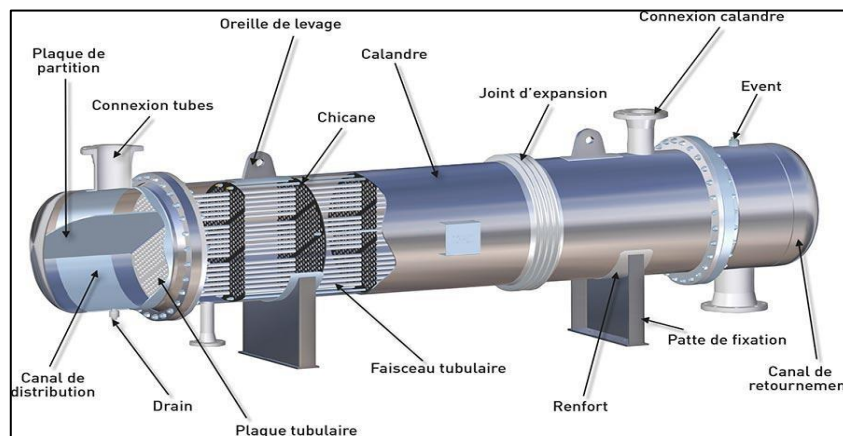


Figure I.5. Principe d'un échangeur à contre courant.

### 5.2. Echangeurs à faisceaux tubulaires

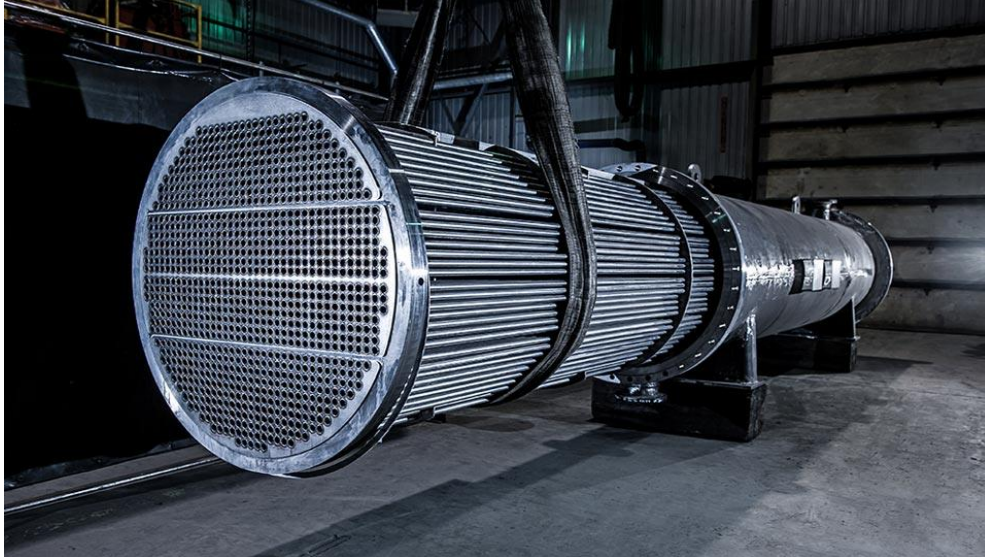
En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapté aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échangé. Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid. On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques, de même la circulation en tubes sera recommandée s'il s'agit d'un fluide agressif. Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs [4].



**Figure I.6.** Echangeur à faisceau tubulaire.

Un schéma typique d'un échangeur à faisceau tubulaire, aussi appelé échangeur multitubulaire ou échangeur tubes et calandre, est présenté ci-dessous. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. Le nombre de chicanes ainsi que leurs formes sont optimisés afin d'améliorer le transfert de chaleur. À chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur des tubes. Leur configuration peut être à une seule ou à plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie

(connexions) pour le fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes. Le choix du diamètre des tubes est aussi optimisé en fonction de la nature du fluide qui y circule [5].



**Figure I.7.** Faisceau tubulaire.

### 5.3. Les échangeurs à tube et calandre

Les échangeurs à tubes et calandre sont parmi les plus utilisés dans les industries de procédé et particulièrement dans la chimie et le raffinage.

La plupart des échangeurs tubulaires de ce type sont conçus en respectant les normes "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association" (TEMA). TEMA est une association professionnelle de constructeurs d'échangeurs de ce type, qui se sont réunis pour définir des normes de conception et de construction.

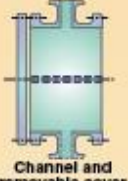


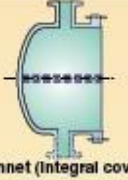


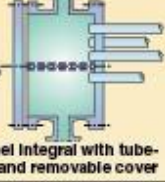
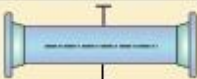

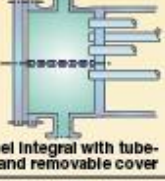



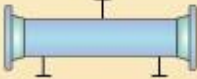

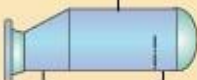

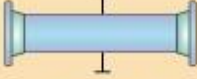
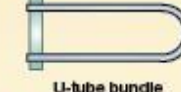

	Front-end stationary head types	Shell types	Rear-end head types
A	 Channel and removable cover	E  One pass shell	L  Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (Integral cover)	F  Two pass shell with longitudinal baffle	M  Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tube-sheet and removable cover	G  Split flow	N  Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tube-sheet and removable cover	H  Double split flow	P  Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J  Divided flow	S  Floating head with backing device
		K  Kettle type reboiler	T  Pull through floating head
		X  Cross flow	U  U-tube bundle
			W  Externally sealed floating tubesheet

Figure I.8. Les normes de TEMA.

### 5.3.1. Description

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.

Les tubes sont pris à leur extrémités dans les plaques perforées appelées plaques tubulaires, destinées à maintenir les tubes assemblés et à séparer les fluides côté tubes et côté calandre. L'assemblage des tubes sur les plaques tubulaires doit être soigné pour être parfaitement étanche et éviter le passage d'un fluide vers l'autre. Celui-ci est généralement assuré par un dudgeon nage ou un soudage ou bien les deux. Les tubes étant généralement souvent de grande longueur (jusqu'à 6 mètres) et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, ils



doivent être supportés entre les plaques tubulaire pour éviter leur fléchissement. Ces supports ont la forme de plaques perforées, transversales aux tubes. Les tubes passent au travers des trous. Ces plaques sont maintenues en place au moyen de tirants et d'entretoises.

Les tubes doivent pouvoir accepter les variations de températures imposées par leur service et pouvoir se dilater sans contrainte mécanique excessive. Pour cela il est fréquent de permettre le libre déplacement de l'une des plaques tubulaires. Elle est alors dite flottante par opposition avec la plaque tubulaire fixe qui maintient le faisceau solide de la calandre.

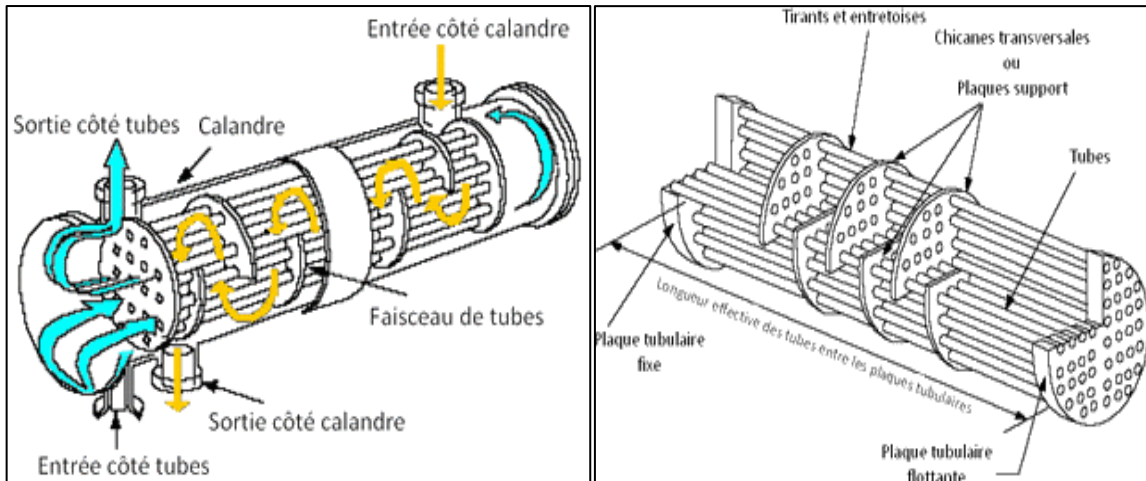


Figure I.9. Circulation du fluide dans les échangeurs à tubes et calandre

Un autre moyen pour autoriser des dilatations importantes des tubes est de donner aux tubes la forme d'un U. Les deux extrémités des tubes seront alors solidaires de la même et unique plaque tubulaire.

Un dernier moyen est d'équiper la calandre d'un soufflet lui permettant de s'allonger sans trop de résistance sous l'effort des tubes qui se dilatent.

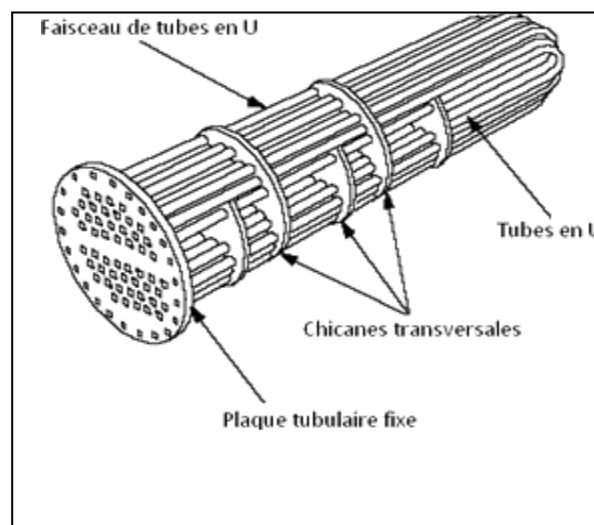


Figure I.10. Echangeur à tubes et calandre en U.

### 5.3.2. Les chicanes

Des chicanes sont installées côté calandre pour orienter le cheminement du fluide, et forcer son contact avec la totalité de la surface des tubes. Ces chicanes peuvent être orientées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur. Leur fenêtre de passage peut prendre la forme de secteur de cercle simple ou double, ou encore de disques. La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement.

Les chicanes contribuent au supportage des tubes, la forme des fenêtres des chicanes fait que certains tubes seront plus supportés que d'autres. Les tubes les moins supportés seront plus sujets aux vibrations que les tubes mieux supportés. Dans certains cas où ce phénomène peut être critique, on peut choisir de ne pas mettre de tube dans les ouvertures de chicanes. L'échangeur sera alors plus volumineux puisqu'une partie de la calandre sera vide.

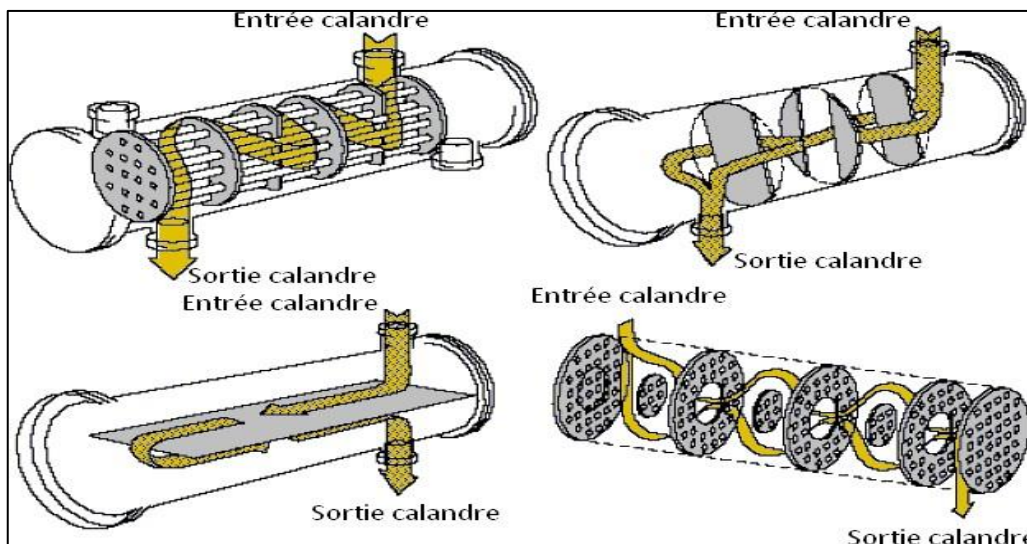


Figure I.11. Installation des chicanes dans l'échangeur.

### 5.3.3. Les passes

Dans la disposition la plus simple, les fluides côté tubes et côté calandre entrent à une extrémité et sortent à l'autre. On dit alors qu'il n'y a qu'une seule passe (un seul passage) côté tubes et côté calandre. Les fluides peuvent entrer du même côté, (co-courant) ou aux côtés opposés (contre-courant).

Le transfert thermique est amélioré quand la vitesse et l'agitation du fluide augmentent. Il arrive fréquemment qu'avec une disposition à une seule passe la vitesse des fluides soit trop faible. Pour augmenter cette vitesse tout en conservant le même nombre de tubes (même surface d'échange), on a recours à la multiplication du nombre de passes: côté tubes, on fait parcourir au fluide un cheminement le long de l'échangeur dans un sens dans certains tubes,

dans l'autre sens dans d'autres tubes, ... On construit ainsi des échangeurs ayant 2, 4, 6, 8 passes côté tubes. On obtient cela en installant des boîtes de distribution proprement compartimentées, aux extrémités des faisceaux tubulaires.

#### 5.3.4. Boîtes de distribution

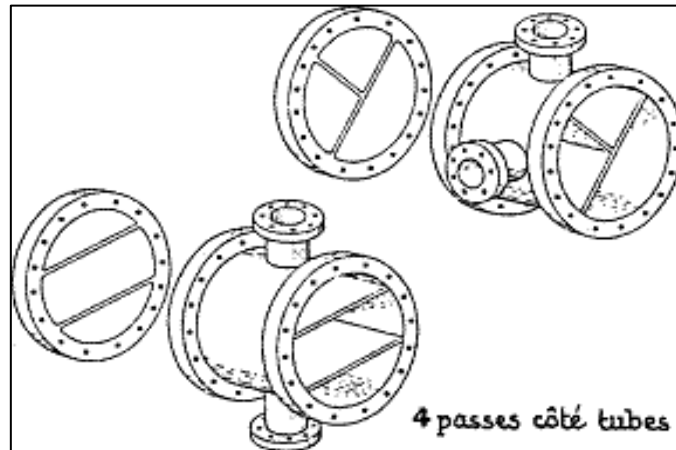


Figure I.12. Boîtes de distribution.

Les boîtes de distribution du fluide côté tubes sont munies de parois étanches pour orienter le fluide vers les tubes appropriés. Les boîtes de tête et de fond ne sont pas identiques.

La règle la plus importante est de consacrer un nombre quasiment identique de tubes pour chaque passe [6].

#### 5.3.5. Plaques tubulaires

Ce sont des plaques supportant les tubes à leurs extrémités. Ce sont des parties délicates de l'échangeur, les interstices entre tubes et plaques tubulaires ; sont les lieux privilégiés de corrosion vu la stagnation du fluide en ces lieux.



**Figure I.13.** Plaques tubulaire.

- Fixation des tubes sur la plaque tubulaire

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités par mandrinage dans deux plaques tubulaires. La performance des trous dans ces plaques est normaliser, elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire, l'orientation de faisceau par rapport a la direction générale du fluide circulant dans la calandre, on obtient les quartes dispositions de la précédente.

### 5.3.6. Tirants et entretoises

Ce sont des dispositifs ou équivalents assurant la liaison du système de chicanes, qui ont pour objet de maintenir des chicanes et les plaques supports solidement en place, les tirants et entretoises doivent être de même matériau que la calandre (figure I.14).



**Figure I.14.** Tirants et entretoises.

## 6. Classification des échangeurs à tubes-calandres

Le TEMA nous démontre les trois classes d'échangeurs tubulaires utilisés dans l'industrie pétrolière, et qui sont comme suite :

### a) Echangeurs 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 I.15) .

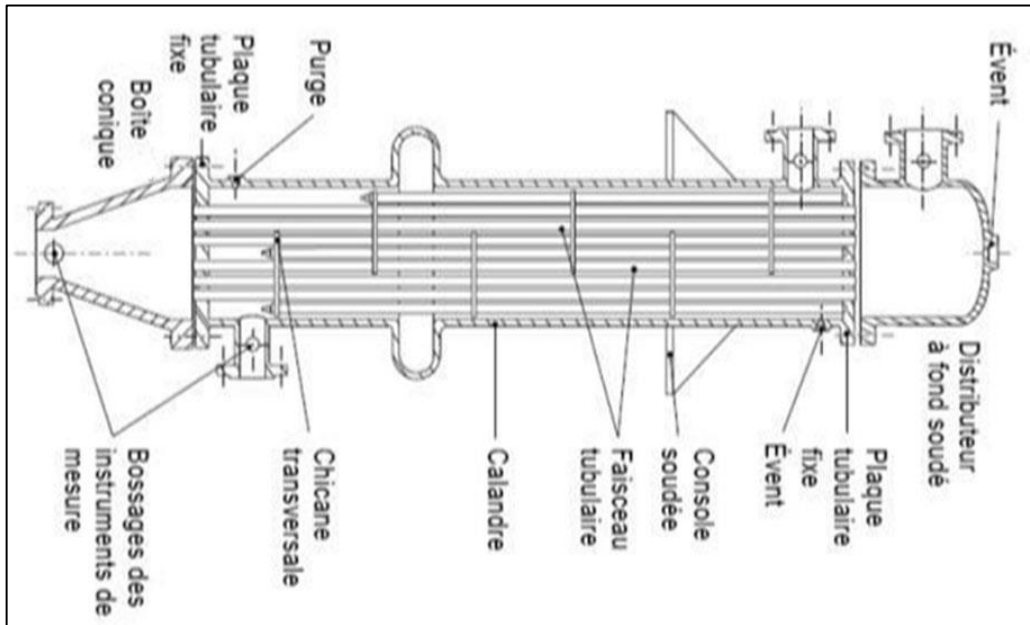


Figure I.15 .Echangeur a plaque tubulaires fixes

### b) 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 réalisée sur le coût 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 obligeant le constructeur à laisser un espace libre au centre du faisceau, ce faisceau en U sont utilisés surtout dans les rebouilleurs à vapeur (figure I.16).

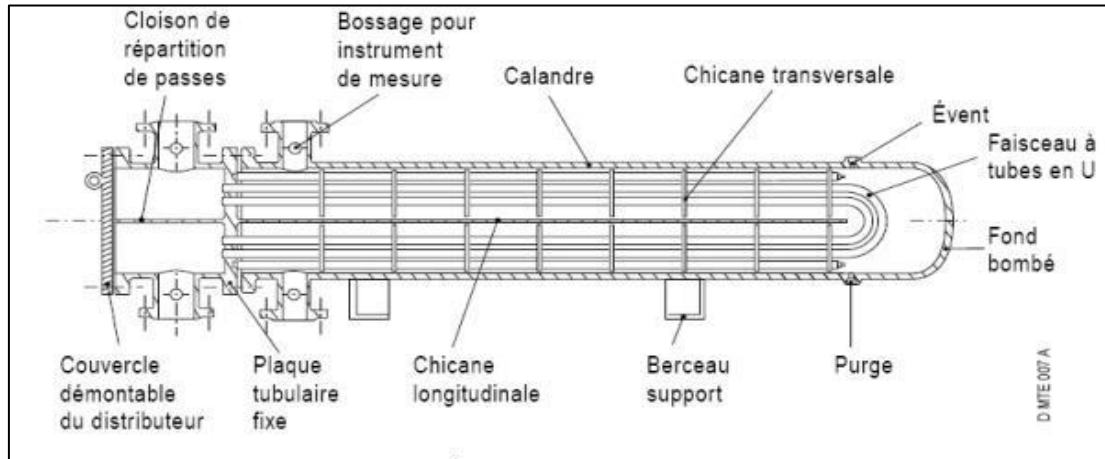


Figure I.16. Echangeur avec tube en U.

**c) 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 (figure I.17).

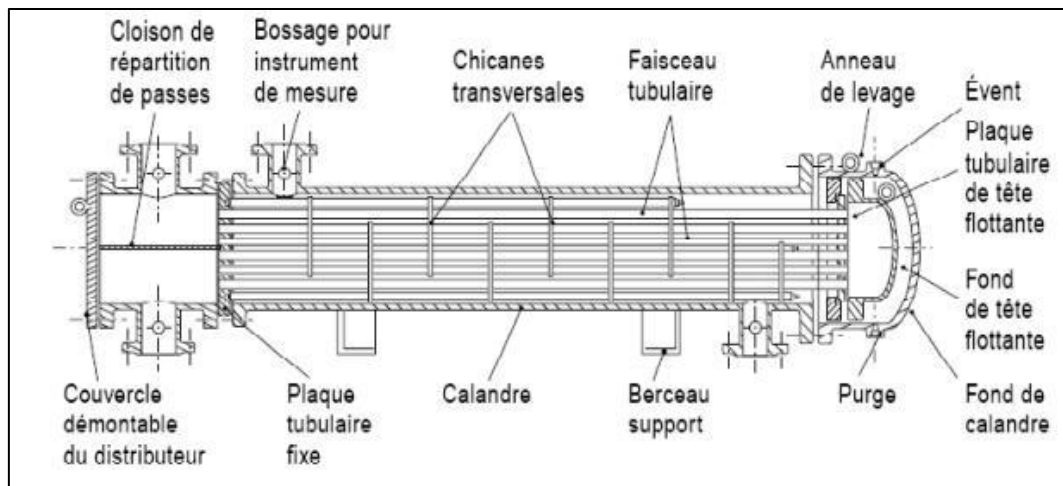


Figure I.17. Echangeurs à tête flottantes

# **CHAPITRE II**

## **Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur**



## CHAPITRE II

## Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

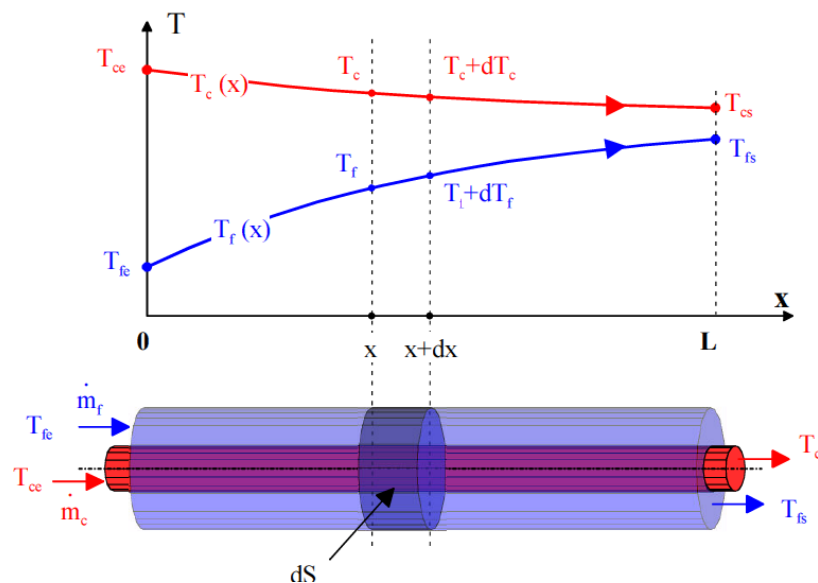
## 1. Différence de température moyenne logarithmique

Nous allons poser dans ce qui suit, certaines hypothèses :

- Le régime est permanent : tous les paramètres, toutes les variables sont constantes dans le temps ( $\partial/\partial t=0$ ).
- L'échangeur est adiabatique : il n'échange pas de chaleur avec l'extérieur
- Les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées,
- Les températures ne varient que dans la seule direction de l'écoulement, le problème est mono dimensionnel,
- Il n'y a pas de pertes de charge (de pression) au cours de l'écoulement.

## 2. Echangeurs co-courant

Dans ce type d'échangeur, que l'on dénomme aussi à courants parallèles, les deux fluides circulent dans le même sens, comme schématisé dans la figure 1.



**Figure II.1.** Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant.

Sont supposés connus,

- Les débits des fluides chaud et froid  $\dot{m}_c$  et  $\dot{m}_f$ ,
- Les températures d'entrée des fluides chaud et froid  $T_{ce}$  et  $T_{fe}$ ,
- Le coefficient d'échange global  $U$  défini précédemment (soit d'après l'exploitation de documents de constructeurs d'échangeurs, soit d'après la connaissance de chacune des contributions locales : convection, encrassement, conduction, encrassement, convection).

L'objectif est alors de déterminer les performances de l'échangeur, c'est à dire de calculer :

- les températures de sortie des fluides chaud et froid  $T_{cs}$  et  $T_{fs}$ ,
- le flux de chaleur échangé  $\Phi$ ,
- l'éventuelle répartition spatiale des températures de fluides chaud  $T_c(x)$ , et froid  $T_f(x)$  le long de l'échangeur.

Compte tenu des hypothèses énoncées plus haut, l'application du premier principe de la thermodynamique à la tranche de fluide chaud d'épaisseur  $dx$  échangeant la quantité de chaleur élémentaire  $d\Phi_c$  conduit à :

$$d\phi_c = -\dot{m}_c [\bar{h}_c - (\bar{h}_c + d\bar{h}_c)] \dots\dots\dots [1]$$

Où  $\bar{h}_c$  représente l'enthalpie spécifique (massique) du fluide chaud.

Si cette enthalpie varie avec la température selon  $dh_c = Cp_c dT_c$ , où  $Cp_c$  représente la capacité calorifique à pression constante du fluide chaud et si on considère que le régime est établi, alors l'expression du premier principe devient :

$$d\phi_c = -\dot{m}_c Cp_c [T_c - (T_c + dT_c)] \dots\dots\dots [2]$$

$$\text{soit encore : } \boxed{d\Phi_c = - \dot{m}_c Cp_c dT_c} \dots\dots\dots [3]$$

Le même raisonnement, assortit des mêmes hypothèses concernant le fluide froid, conduit alors à :  $\boxed{d\Phi_f = \dot{m}_f Cp_f dT_f} \dots\dots\dots [4]$

Or, les deux quantités  $d\Phi_c$  et  $d\Phi_f$  sont égales et de signes opposés, si bien que l'on peut convenir de la définition de  $\boxed{d\Phi = - d\Phi_c = d\Phi_f > 0} \dots\dots\dots [5]$

Compte tenu de l'expression du flux élémentaire que l'on dérive de l'équation 2 (chapitre 1), le système d'équations à résoudre devient :

$$\begin{cases} d\phi = -\dot{m}_c Cp_c dT_c \\ d\phi = \dot{m}_f Cp_f dT_f \\ d\phi = U dS (T_c - T_f) \end{cases} \dots\dots\dots [6]$$

On tire tout d'abord, des équations 6 :

$$dT_c = -\frac{d\phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{\dot{m}_f C_{pf}}$$

Que l'on combine ensuite pour aboutir à :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\phi \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) \dots\dots\dots [7].$$

La substitution de cette expression dans l'équation 6c permet alors d'obtenir l'équation différentielle décrivant le comportement de l'écart de température  $T_c - T_f$  avec la surface S

$$d(T_c - T_f) = -U dS (T_c - T_f) \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right)$$

Soit encore sous une forme plus habituelle

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) dS \dots\dots\dots [8]$$

Si on suppose que le coefficient d'échange global U et les deux capacités calorifiques  $C_{pc}$  et  $C_{pf}$  demeurent constantes le long de l'échangeur, on peut intégrer l'équation suivante de 0 à x pour obtenir :

$$\int_{x=0}^x \frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = \ln \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = -U \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) S(x) \dots\dots\dots [9]$$

Soit encore :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-U \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) S(x)} \dots\dots\dots [10]$$

Cette équation montre que l'écart de température entre les deux fluides est une évolution exponentielle décroissante de l'aire d'échange S(x). Cet écart tend d'ailleurs vers 0 lorsque S tend vers  $\infty$ , propriété à priori évidente.

L'équation [9] étant valable quel que soit x, elle l'est donc pour la valeur particulière  $x=L$  et pour laquelle  $T_c(L)=T_{cs}$ ,  $T_f(L)=T_{fs}$ ,  $S(L)=S$  (surface totale),

$$\boxed{\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce})} \text{ et } \boxed{\Phi = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})}.$$

On obtient alors l'expression : substitution de 6' après intégration

$$\begin{aligned} \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} &= -US \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) = -\frac{US}{\phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})] \\ &= \frac{US}{\phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \end{aligned}$$

Écrite plus commodément :

$$\phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}}} = US \cdot \Delta TLM \dots \dots \dots [11]$$

Où ΔTLM représente la Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) entre les deux fluides. Ainsi, le calcul du flux de chaleur dépend du produit US que nous avons introduit en première partie et de cet écart de température.

Si cette expression s'avère simple à utiliser, elle n'en reste pas moins dépendante des températures de sortie qui sont, dans une majorité de cas pratiques, à priori inconnues. Lever cette indétermination suppose la résolution du système :

$$\left\{ \begin{aligned} \phi &= US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}}} \\ \phi &= -\dot{m}_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) \dots \dots \dots [12] \\ \phi &= \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \end{aligned} \right.$$

La première étape consiste à exprimer le flux de chaleur indépendamment des températures de sortie. La transformation du système 12 donne :

$$\left\{ \begin{aligned} \Phi &= US \frac{(T_{cs} - T_{ce}) - (T_{fs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \\ T_{cs} &= T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \\ T_{fs} &= T_{fe} + \frac{\Phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \dots \dots \dots [13] \end{aligned} \right.$$

13a devient alors :

$$\Phi = -US \frac{\Phi \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right]}{\ln \frac{T_{ce} - T_{fe} - \Phi \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right]}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit encore :

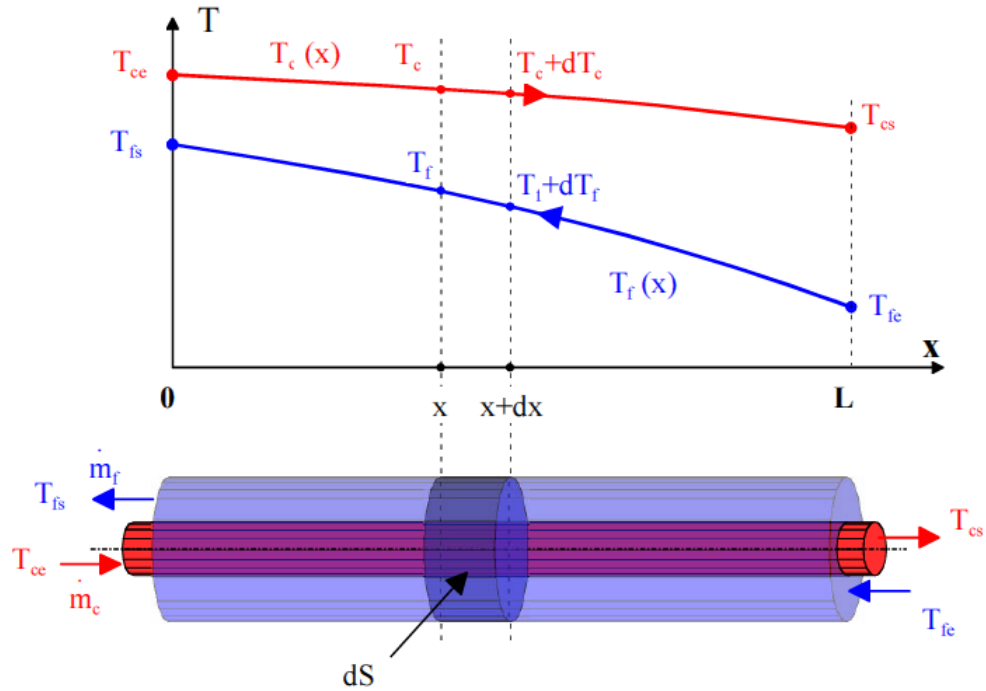
$$\ln \left[ 1 - \frac{\Phi}{T_{ce} - T_{fe}} \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right] = -US \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)$$

L'expression du flux de chaleur est alors donné par :

$$\Phi = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}}} \left( 1 - e^{-US \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)} \right)$$

### 3. Echangeurs à Contre-courant

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides circulent dans le sens contraire, l'entrée de l'un des fluides étant à l'opposé de l'autre. On attribue par exemple l'abscisse  $x=0$  à l'entrée du fluide chaud et  $x=L$  à celle du fluide froid. Les évolutions des températures chaude et froide peuvent être représentées schématiquement comme dans la figure 2.



**Figure II.2.** Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur contre-courant.

En conservant les mêmes hypothèses que lors de l'étude de l'échangeur co-courant et en notant cette fois ci que  $dT_f < 0$  (compte tenu du sens de l'écoulement opposé à celui de l'axe des x) on peut écrire :

$$\begin{cases} d\Phi = -\dot{m}_c c_{p_c} dT_c \\ d\Phi = -\dot{m}_f c_{p_f} dT_f \\ d\Phi = U dS (T_c - T_f) \end{cases} \dots\dots\dots [14]$$

Une démarche similaire à celle adoptée dans le cas du co-courant conduit alors à

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right) dS$$

Qui après intégration entre les bornes  $x=0$  et  $x=x$ , devient :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{-US \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right)} \dots\dots\dots [15]$$

Lorsque  $x = L$  on a  $T_c(L) = T_{cs}$ ,  $T_f(L) = T_{fe}$  ,  $S(L)=S$  (surface totale),

$$\Phi = -\dot{m}_c c_{p_c} (T_{cs} - T_{ce}) \text{ et } \Phi = \dot{m}_f c_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

L'expression précédente devient alors :

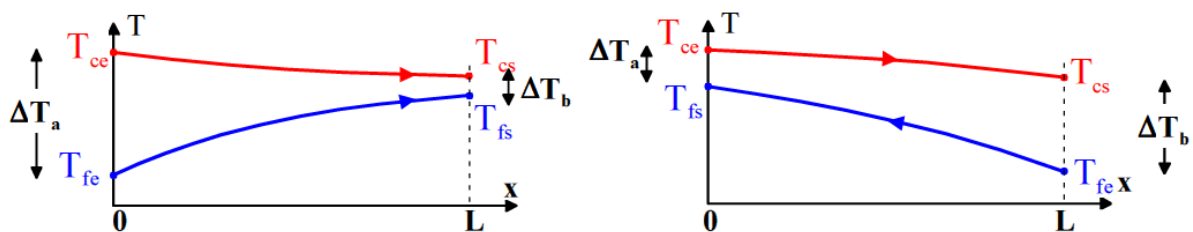
$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = -US \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{US}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{fe})] = \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]$$

Que l'on écrit plus commodément :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} = US \Delta TLM \dots\dots\dots [16]$$

Les expressions du flux de chaleur échangé qui ont été obtenues dans les équations 11 pour le cas co-courant et 16 pour le cas contre-courant s'écrivent de façon similaire  $\Phi = US \cdot \Delta TLM$  , même si jusqu'ici, l'écart de température logarithmique moyen s'exprime différemment en fonction des 4 températures  $T_{ce}$ ,  $T_{fe}$ ,  $T_{cs}$  et  $T_{fs}$ . Il est toutefois possible de conserver une seule expression de  $\Delta TLM$  en fonction des écarts de température à gauche ( $\Delta T_a$ ) et à droite de ( $\Delta T_b$ ) de l'échangeur, comme schématisé dans la figure 3.

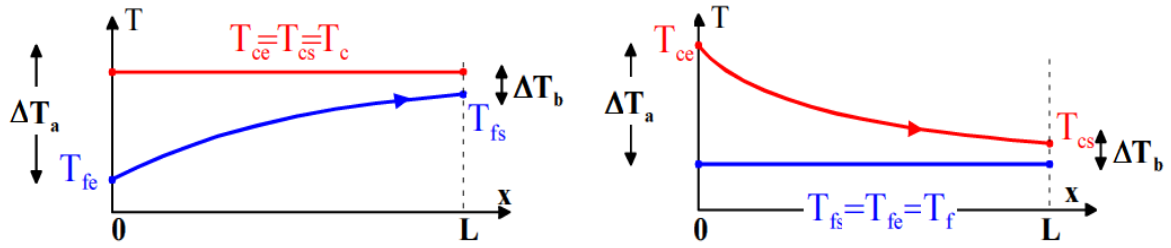
En adoptant cette convention, l'expression générale reste valable dans tous les cas.



**Figure II.3.** Schématisation de la convention permettant une seule expression  $\Phi=US \cdot \Delta TLM$  dans le cas de l'échangeur co-courant et contre courant

Elle offre de plus, l'avantage de pouvoir traiter le cas particulier où l'un des fluides conserve une température quasi uniforme tout au long de l'échangeur. On observe notamment le cas lorsque le débit de capacité thermique de l'un des fluides est très nettement supérieur à celui de l'autre ( $\dot{m}_f C_{p_f} \gg \dot{m}_c C_{p_c}$  ou  $\dot{m}_f C_{p_f} \ll \dot{m}_c C_{p_c}$ ) ou encore lorsque le transfert de chaleur s'effectue de façon isotherme comme c'est le cas lors de la condensation ou l'évaporation d'un fluide pur.

Ainsi, lorsqu'il n'y a plus de différence entre les températures de sortie et d'entrée de l'un des fluides, la distinction co-courant ou contre-courant disparaît. Les profils que l'on obtient sont alors ceux que l'on peut voir sur la figure 4 pour le cas où  $T_c = Cte$  (cas du condenseur) et pour le cas où  $T_f = Cte$  (cas de l'évaporateur).



**Figure II.4.** Évolution de température pour  $T_c = Cte$  (cas du condenseur) et pour le cas où  $T_h = Cte$  (cas de l'évaporateur).

Dans le cas de ces échangeurs plus élaborés, la quantité  $\Delta TLM$  que nous avons vu jusqu'ici ne représente plus exactement l'écart de température logarithmique moyen mais on le calcule

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad \text{toujours} \quad \text{d'après} \quad \text{l'expression :}$$



# **CHAPITRE III**

## **Résultats et Discussions**

## CHAPITRE III

### Résultats et Discussions

#### 1. Introduction

L'augmentation rapide de la puissance des calculateurs a rendu possible le développement des codes commerciaux traitant les problèmes de transport des fluides. Ces codes permettent la résolution des équations de Navier-Stokes, à l'aide de méthodes tel que les volumes finis, les éléments finis, les différences finis, dans un domaine physique 2D ou 3D de géométrie quelconque.

Dans notre étude, la simulation est réalisée à l'aide du logiciel de 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, comme la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis dans l'écoulement turbulent au sein d'un canal.

Cette étude a un caractère numérique. On va exposer dans ce chapitre les résultats sous forme de contour et vecteur ainsi que des graphes.

#### 2. Présentation du logiciel SolidWorks

Le logiciel SOLIDWORKS est un modéleur volumique permettant de créer des pièces complexes en 3 dimensions. Ces pièces peuvent être ensuite utilisées pour créer des mises en plan en 2D et des assemblages de plusieurs pièces entre elles.

SOLIDWORKS est un système à cotation piloté. On peut spécifier des côtes et rapports géométriques entre les éléments. Un changement de cote entraîne un changement de taille de la pièce, tout en préservant l'intention de conception.

Un modèle SolidWorks est constitué de pièces, d'assemblages et de mise en plan. Les pièces, les assemblages et les mises en plan affichent le même modèle dans des documents différents. Les changements opérés sur le modèle dans l'un des documents se propagent aux autres documents contenant ce modèle.

### 2.1. SOLIDWORKS Simulation

SOLIDWORKS Simulation est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à la méthode d'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire. SolidWorks Simulation permet de tester le comportement mécanique des pièces et des assemblages modélisés dans SolidWorks. SolidWorks Simulation permet de faire une étude : Statique, Fréquentielle, Flambement, Thermique, Test de chute, Fatigue et Dynamique (Modale, harmonique, spectrale et aléatoire).

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

SolidWorks Flow Simulation est un logiciel d'analyse des écoulements de fluide et du transfert thermique entièrement intégré à SolidWorks. IL simule le test du prototype du modèle dans son environnement fluide de travail. SolidWorks Flow Simulation 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

### 2.3. Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation *f*

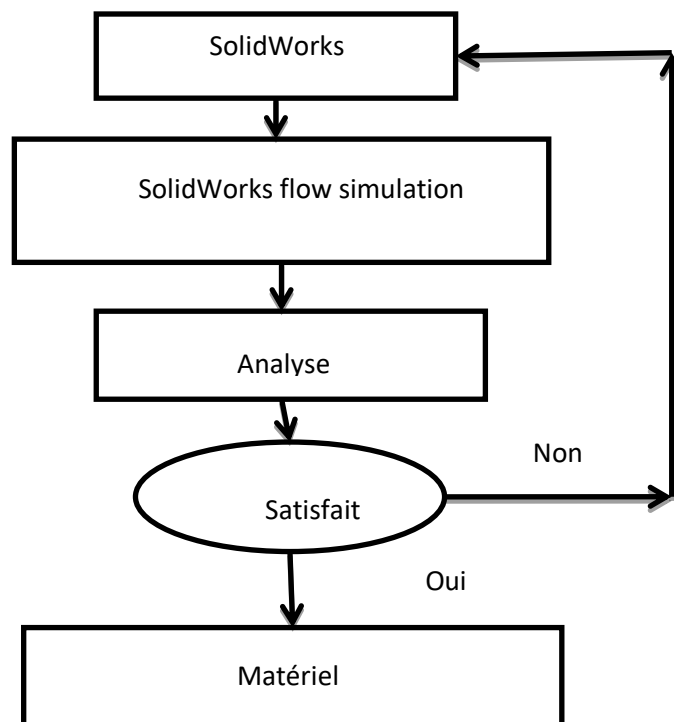


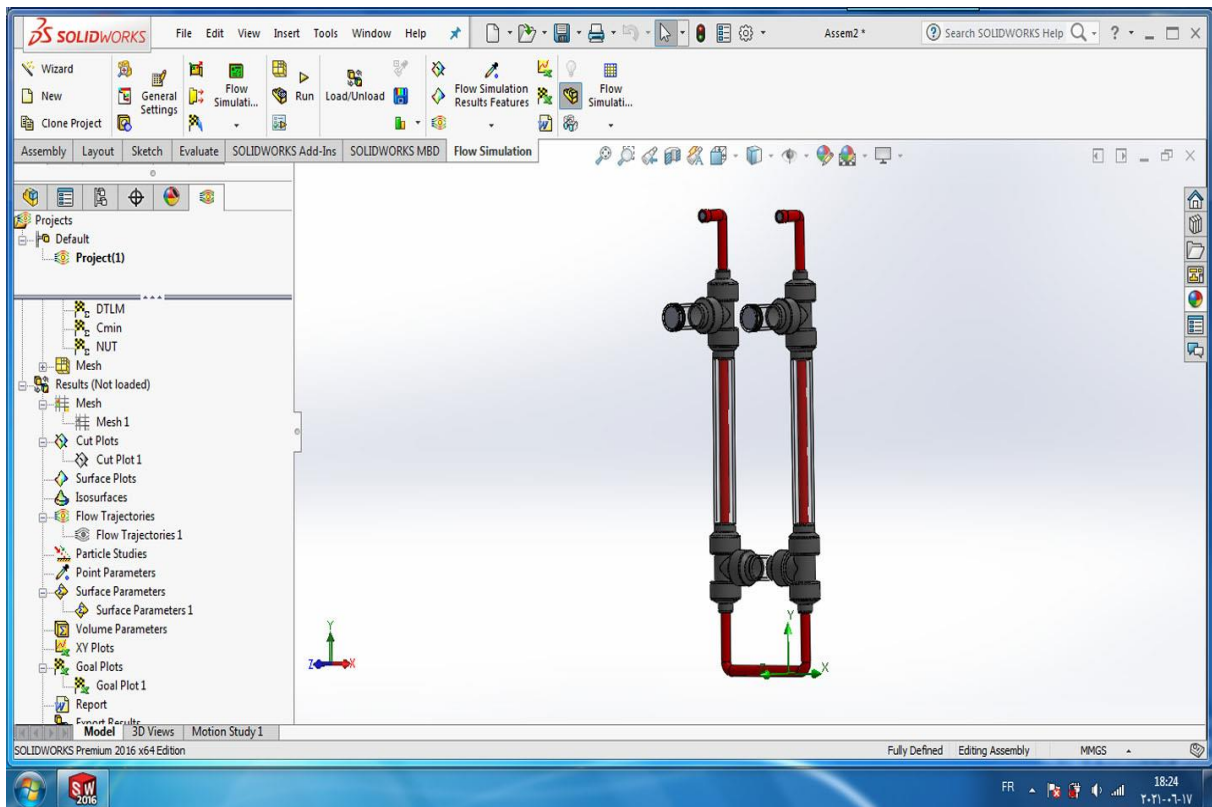
Figure III.1. Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation.

## 2.4. Objectifs de l'analyse

- Calcul des débits massiques et volumiques par l'intermédiaire des appareils.
- Détermination des chutes de pression, de la résistance hydraulique.
- Calcul des flux de chaleur, des coefficients de transfert thermique.
- Calcul des trajectoires de particules dans le champ d'écoulement et des paramètres d'interaction des particules avec le modèle.

## 2.5. Création de la 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.

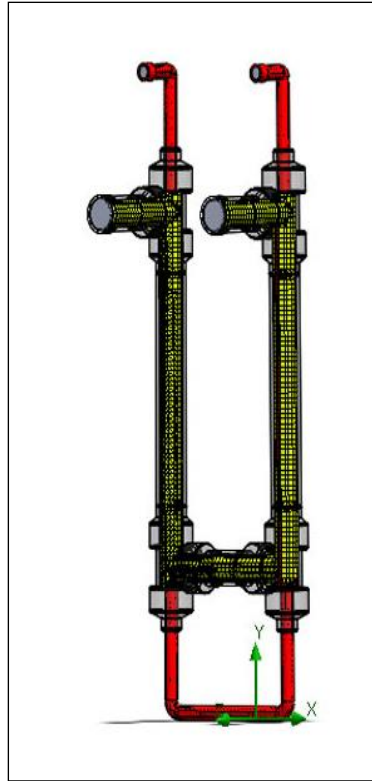


**Figure III.2.** Module de création de géométrie sur SolidWorks.

## 2.6. Maillage

Le maillage fractionne le modèle et le volume fluide en un grand nombre de parties de petites dimensions (les cellules). Les petites cellules donnent des résultats plus précis mais exigent davantage de ressources informatiques. On doit remailler le modèle après toute modification de la géométrie. Les modifications des paramètres des conditions de matière et aux limites

n'exigent pas de remaillage. Le système de maillage automatique crée le maillage conformément à la taille de jeu minimale spécifiée, à l'épaisseur de paroi minimale, au niveau de résolution des résultats.



**Figure III.3.** Création de maillage sur SolidWorks.

### 2.7. 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.

Il 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.

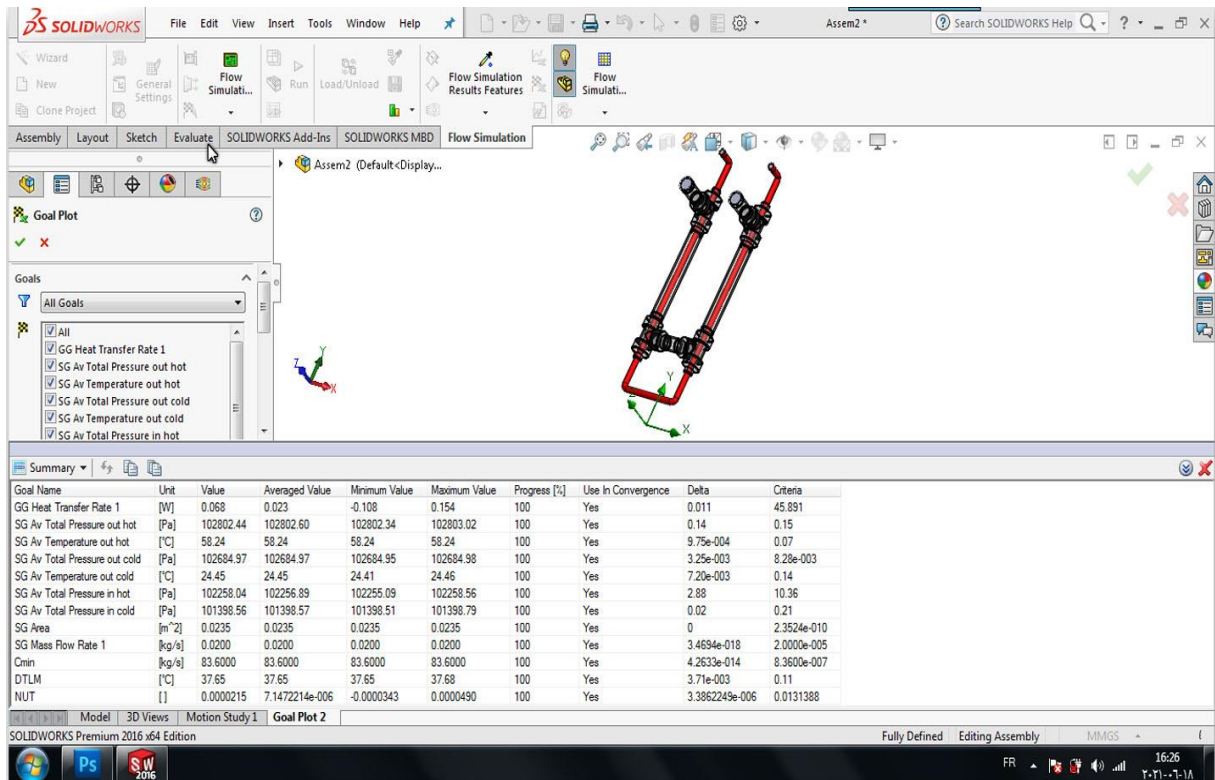


Figure III.4. Visualisation et représentation des résultats sur SolidWorks.

### 3. Formulation du problème

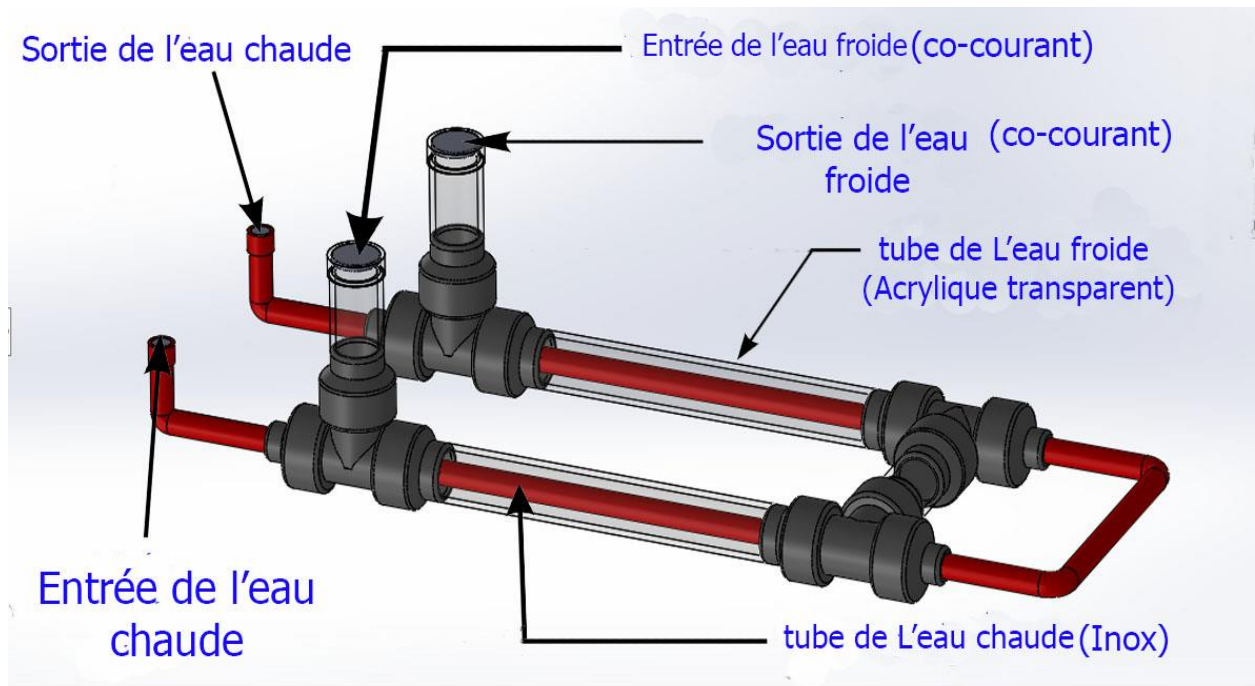
Cette étude porte sur l'analyse du transfert thermique entre deux fluides l'un chaud et l'autre froid s'écoulant en sens contre-courant et co courant à travers un échangeur de chaleur à tubes concentrique optionnel H102A. La géométrie 3D, les spécifications et la taille de l'échangeur de chaleur sont répertoriées dans le tableau III.1.

Tableau III. 1. Section de transfert de chaleur active de l'échangeur de chaleur concentrique.

Description	Valeur
Longueur (m)	0.6360
Surface (m <sup>2</sup> )	0.02198

### a. Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube et calandre

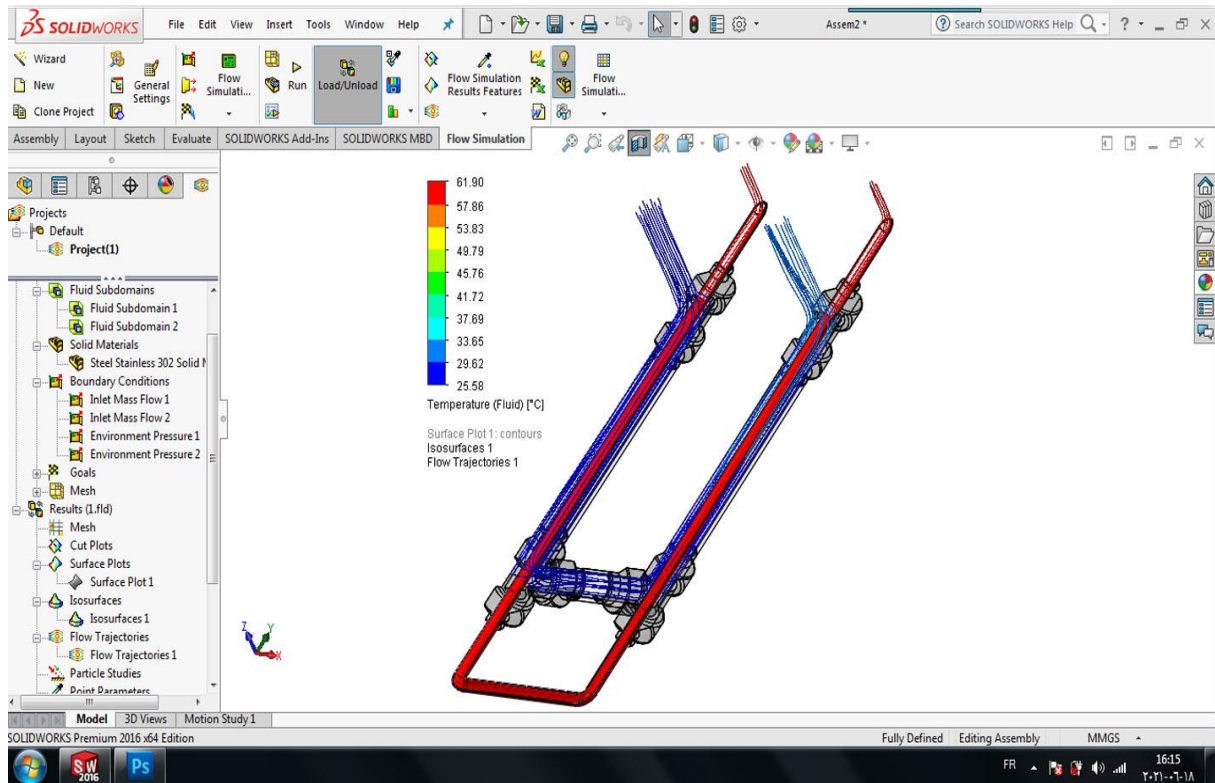
Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.



**Figure III.5.** Géométrie de l'échangeur de chaleur à tube concentrique optionnel H102A.



**Figure III.6.** Photo de l'échangeur de chaleur à tube concentrique optionnel H102A.



**Figure III.7.** Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube.

**b. 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 de calcul couvre l'espace environnant du modèle.



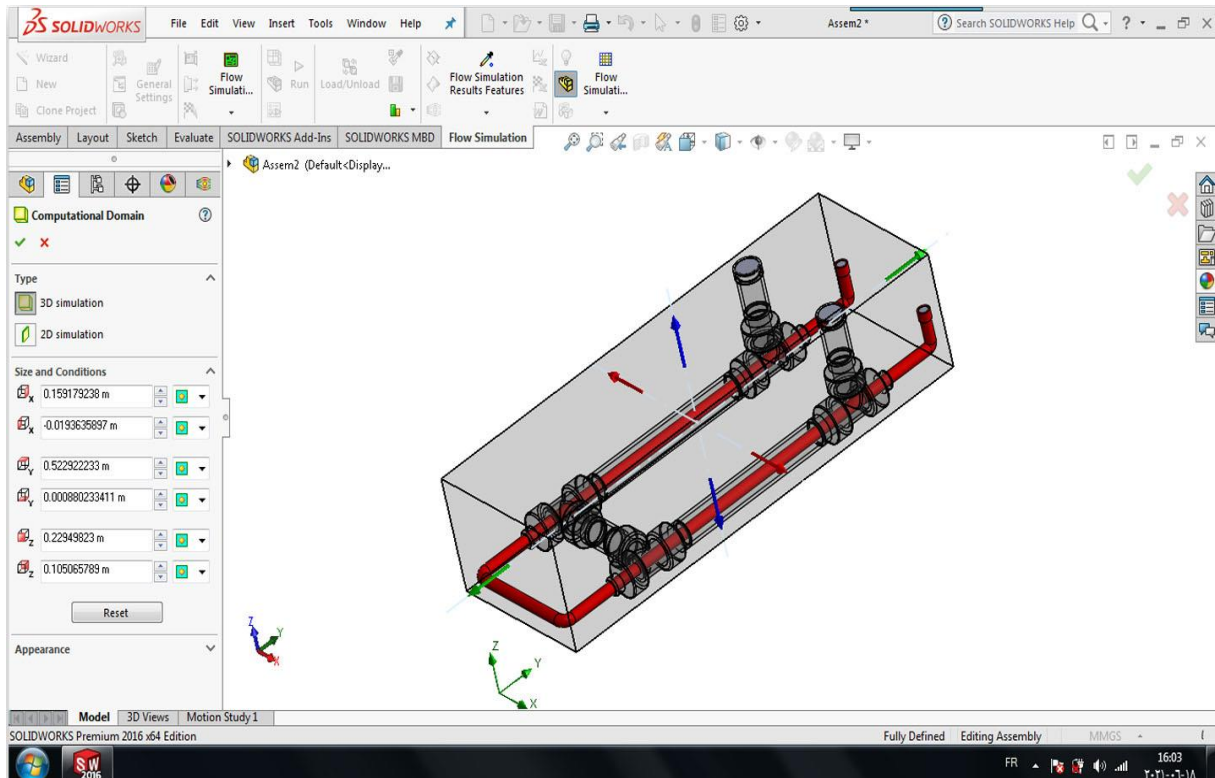


Figure III.8. Domaine de calcul.

**c. Conditions initiales**

Tableau III.2. Conditions initiales du problème.

<b>Paramètres du Solide</b>	Matériau: <b>Tube extérieur</b> : Acrylique transparent <b>Tube intérieur</b> : Inox <b>Température initiale du solide</b> : 20.05°C
<b>Fluide</b> (chaud et froid)	Eau

**d. 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 :

➤ L'entrée du fluide (INLET)

Le débit massique à l'entrée de tube 0.035 ,0.04, 0.05, 0.02 [kg/s]

➤ La sortie du fluide (OUTLET) : Pression atmosphérique = 1 bar

➤ Paroi du tube extérieur adiabatique

**Tableau III.3.** Conditions aux limites.

Fluide chaud		
Entrée	Température ( $T_{\text{inlet hot}}$ entrée) (°C)	60
	Débit massique (kg/s)	0.035, 0.04, 0.05
	Pression (Pa)	101325
Fluide froid		
Entrée	Température ( $T_{\text{inlet cold}}$ ) (°C)	25
	Débit massique (kg/s)	0.02
	Pression (Pa)	101325

#### 4. Résultats et discussions

##### 4.1. Influence de la température d'entrée du fluide chaud

- Sens de l'écoulement à contre courant

**Tableau III.4.** Prise des températures expérimental et numériques (entrée et sortie des fluides chaud et froid) de l'échangeur de chaleur à tube concentrique optionnel H102A.

$T_{ce}$ (°C)	$T_{cs}$ (°C)	$T_{fe}$ (°C)	$T_{fs}$ (°C)	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_f$ (g/s)
40.4	38.7	24.3	28.7	50	20
50.8	47.2	24.5	31	50	20
60.5	55.7	24.6	33.8	50	20

- Méthode de calcul expérimentale

##### a. Calcul de DTLM

- ❖ Pour la température de l'entrée du fluide chaud  $T_{ce} = 40$  °C

$$\Delta TLM = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

$$\Delta TLM = \frac{(40.1 - 25.1) - (38.6 - 29.1)}{\ln \frac{40.1 - 25.1}{38.6 - 29.1}}$$

$$\Delta TLM = 12.04 \text{ °C}$$

- ❖ Pour la température de l'entrée du fluide chaud  $T_{ce} = 50$  °C

$$\Delta TLM = 20.17 \text{ °C}$$

❖ Pour  $T_{ce} = 60\text{ °C}$

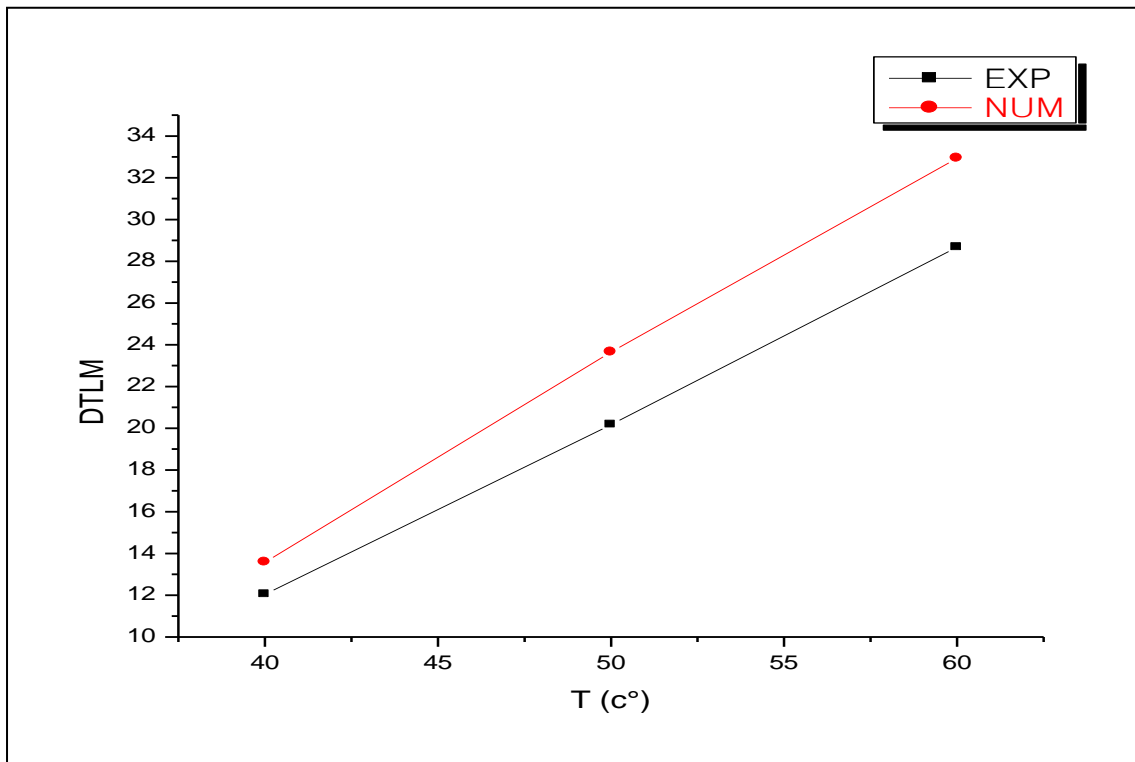
$\Delta TLM = 28.67\text{ °C}$

**Tableau III.5.  $\Delta TLM$  expérimental.**

$T_{ce}$ (°C)	40.1	50.6	61.9
$\Delta TLM$ (°C)	12.04	20.17	28.67

**Tableau III.6.  $\Delta TLM$  numérique**

$T_{ce}$ (°C)	40.1	50.6	61.9
$\Delta TLM$ (°C)	13.58	23.65	32.94



**Figure III.9.** Evolution de DTLM en fonction de la température de l'entrée du fluide chaud  $T_{ce}$ .

Parmi les hypothèses simplificatrices du calcul numérique, une paroi adiabatique de l'échangeur de chaleur, ce qui permet un échange thermique parfait et sans perte entre le fluide chaud et le fluide froid. Sur la figure III.9, on constate, une légère différence de température entre le côté expérimental et le côté numérique. Expérimentalement, les pertes de chaleur sont dues aux plusieurs facteurs.

### Facteurs influençant sur l'échange thermique expérimental

La marge entre le calcul expérimental et numérique peut être due aux facteurs suivants :

- Equipement sans isolant thermique, d'où une majeure partie de l'échangeur de chaleur optionnel H102A n'est pas munis d'isolant.
- Des erreurs lors de la lecture des valeurs des températures sur le banc d'essai ; et cela est dûes au mal fonctionnement de la résistance qui fait l'échauffement du fluide chaud d'un coté et du déséquilibre du matériel à cause de la mise en marche et la mise hors tensions périodique.
- Pertes de charge élevée qui ne peuvent être maitrisée à cause des ondulations de la géométrie et aux conditions naturelles.
- Conditions de température de l'air abimant et de pression qui ne sont pas constantes durant toutes les opérations de prélèvement des résultats.
- Vibrations et manque de calibrage.
- Caractéristiques physiques du fluide qui sont supposés constants dans le calcul numérique ( $C_p$ ), ce qui n'est pas le cas dans l'étude expérimentale.
- $H$  le coefficient d'échange global est supposé constant dans l'étude numérique, ce facteur est influencé par plusieurs facteurs dans le cas expérimental ( $h$  : convection coté chaud et coté froid,  $k$  : conductivité du matériau de la surface d'échange) et ne peut être constant le long de l'échangeur de chaleur.
- Surface d'échange influencé par l'encrassement sur l'équipement expérimental et c'est peut être due au dépôt des impuretés portés par le fluide, au calcaire, à la poussière etc..., cette surface est supposée constante dans l'investigation numérique.

- **Sens de l'écoulement à contre courant**

**Tableau III.7.** Prises de température expérimentales des entrées et des sorties des deux fluides chaud et froid dans l'échangeur de chaleur.

$T_{ce}$ (°C)	$T_{cs}$ (°C)	$T_{fe}$ (°C)	$T_{fs}$ (°C)	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_f$ (g/s)
40.4	38.7	24.3	28.7	50	20
50.8	47.2	24.5	31	50	20
60.5	55.7	24.6	33.8	50	20

a) Calcul du  $\Delta TLM$

❖ Pour  $T_{ce} = 40.4\text{ °C}$

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}}$$

$$= \frac{(40.4 - 28.7) - (38.7 - 24.3)}{\ln \frac{40.4 - 28.7}{38.7 - 24.3}}$$

$$= 13.00$$

❖ Pour  $T_{ce} = 50.8\text{ °C}$

$$\Delta TLM = \frac{(50.8 - 31) - (47.2 - 24.5)}{\ln \frac{50.8 - 31}{47.2 - 24.5}}$$

$$= 21.21$$

❖ Pour  $T_{ce} = 60.5\text{ °C}$

$$\Delta TLM = \frac{(60.5 - 33.8) - (55.7 - 24.6)}{\ln \frac{60.5 - 33.8}{55.7 - 24.6}}$$

$$= 28.84\text{ °C}$$

Tableau III.8. DTLM expérimental.

$T_{ce}$ (°C)	40.4	50.8	60.5
$\Delta TLM$ (°C)	13.00	21.21	28.84

Tableau III.9. DTLM numérique.

$T_{ce}$ (°C)	40.4	50.8	60.5
$\Delta TLM$ (°C)	14.68	23.75	32.55

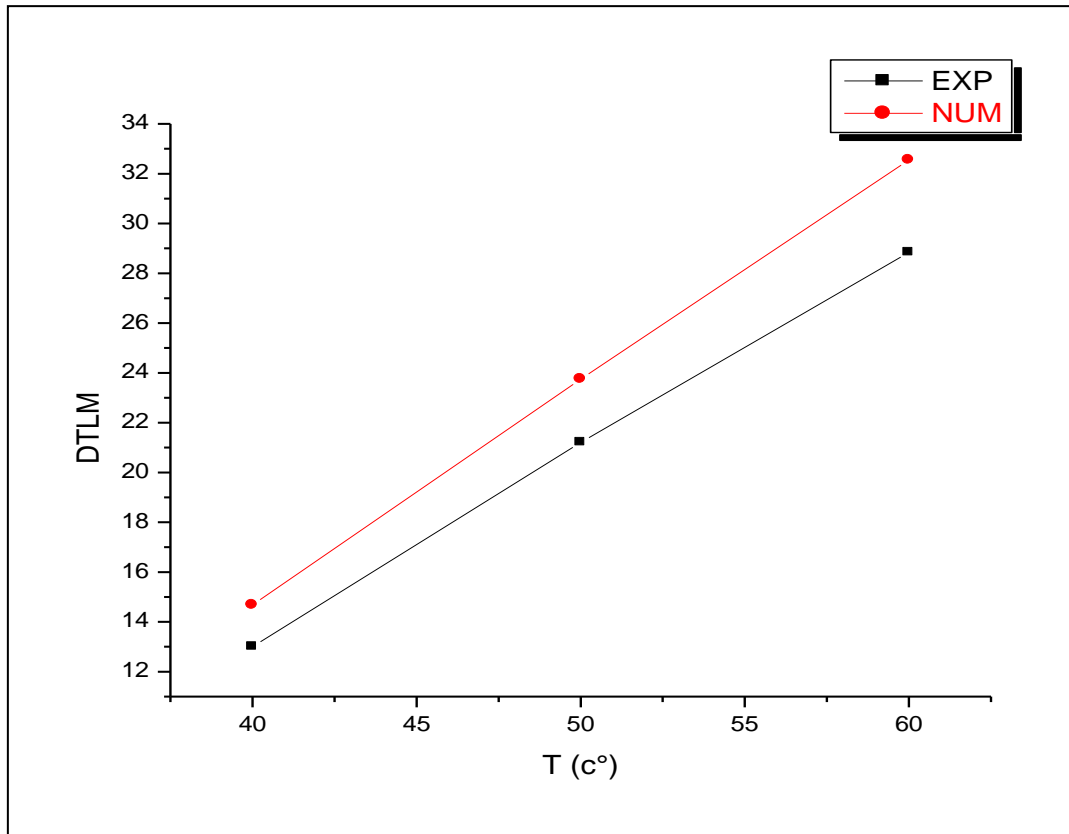


Figure III.10. Evolution de DTLM en fonction de  $T_{ce}$ .

#### 4.2. Influence du débit massique du fluide chaud

##### a. Calcul du flux pour $T_{ce} = 60 \text{ °C}$

- $\dot{m}_c = 0.04 \text{ kg/s}$

$$\phi_c = - \dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce})$$

$$\phi_c = - 0.04 \times 4.180 (55.5 - 60.6)$$

$$\phi_c = 0.85 \text{ W}$$

- $\dot{m}_c = 0.05 \text{ kg/s}$

$$\phi_c = 0.87 \text{ W}$$

- $\dot{m}_c = 0.035 \text{ kg/s}$

$$\phi_c = 0.95 \text{ W}$$

Tableau III.10. Calcul expérimental du flux thermique.

$\dot{m}_c \text{ (kg/s)}$	0.035	0.04	0.05
$\phi_c \text{ (W)}$	0.95	0.85	0.87

Tableau III.11. Calcul numérique du flux thermique.

$\dot{m}_c$ (kg/s)	0.035	0.04	0.05
$\phi_c$ (W)	0.042	0.013	0.068

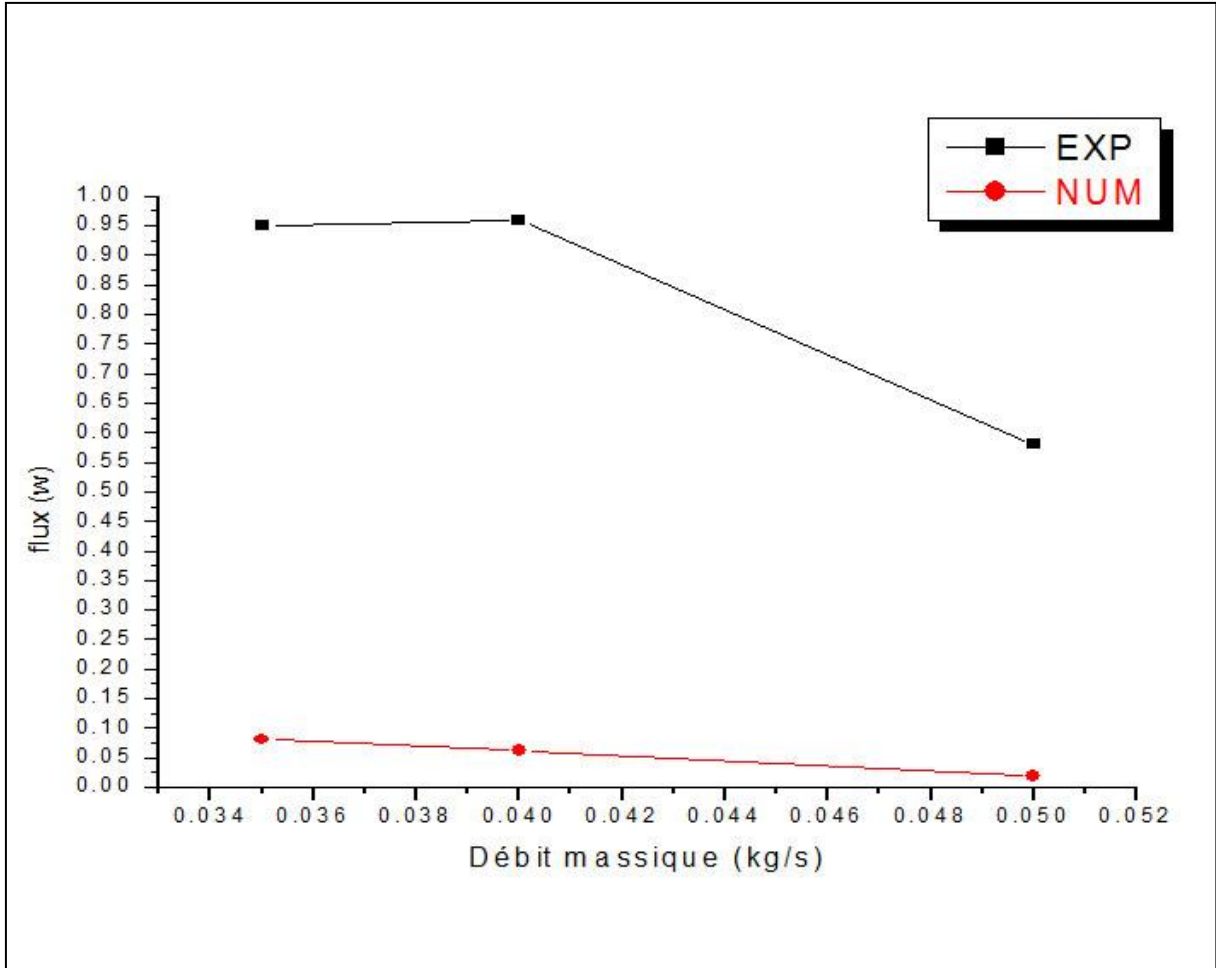


Figure III.11. Evolution du flux thermique en fonction du débit massique.

**b. Calcul du flux pour  $T_{ce} = 60\text{ }^\circ\text{C}$**

❖  $\dot{m}_c = 0.035\text{ kg/s}$

$$\phi_c = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce})$$

$$\phi_c = -0.035 \times 4.180 (55.3 - 61.8)$$

$$\phi_c = 0.95\text{ W}$$

❖  $\dot{m}_c = 0.04\text{ kg/s}$

$$\phi_c = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce})$$

$$\phi_c = -0.04 \times 4.180 (54.8 - 60.6)$$

$\phi_c = 0.96 \text{ W}$

❖  $\dot{m}_c = 0.05 \text{ kg/s}$

$\phi_c = - \dot{m}_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce})$

$\phi_c = - 0.05 \cdot 4.180 (57.7 - 60.5)$

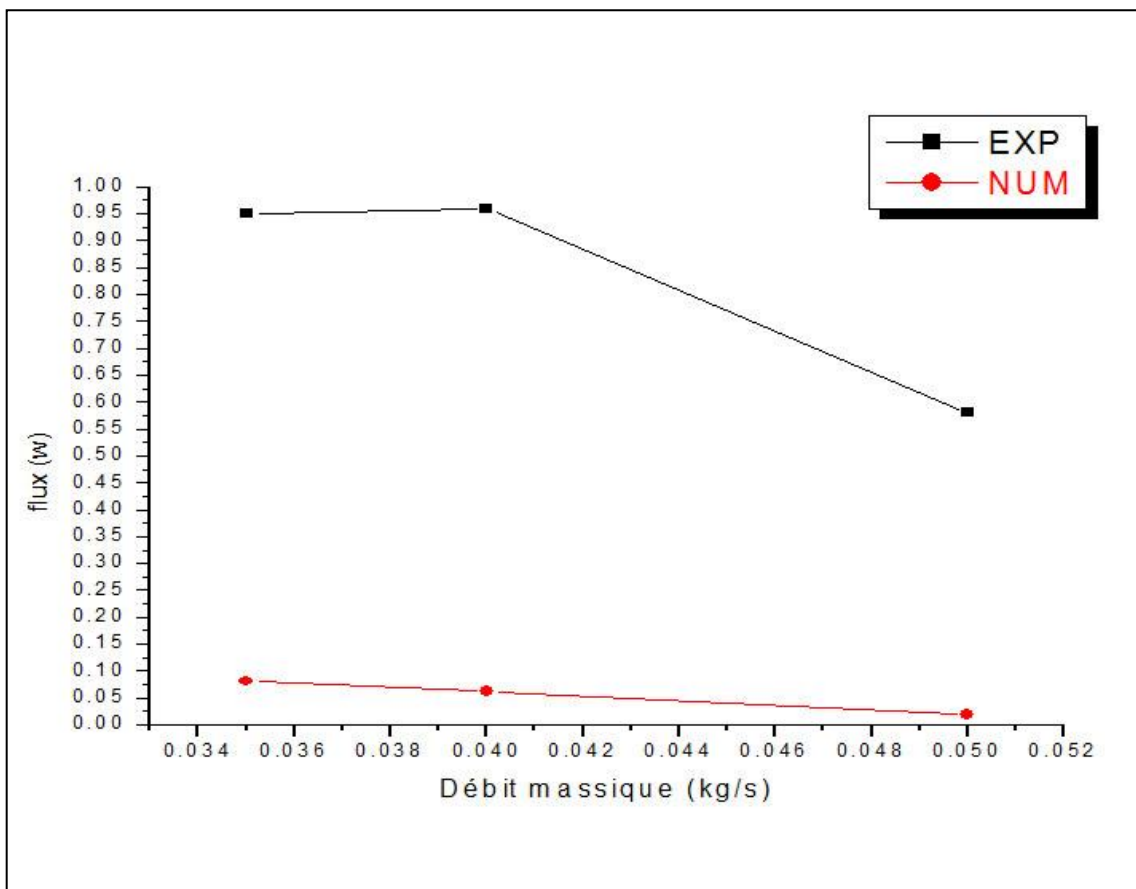
$\phi_c = 0.58 \text{ W}$

**Tableau III.12.** Résultats du calcul expérimental du flux thermique.

$\dot{m}_c \text{ (kg/s)}$	0.035	0.04	0.05
$\phi_c \text{ (W)}$	0.95	0.96	0.58

**Tableau III.13.** Résultats du calcul numérique du flux thermique.

$\dot{m}_c \text{ (kg/s)}$	0.035	0.04	0.05
$\phi_c \text{ (W)}$	0.042	0.013	0.068



**Figure III.12.** Evolution du flux thermique en fonction de débit massique.



c. L'efficacité thermique

• Circulation à co-courant

❖  $\dot{m}_c = 0.035 \text{ kg/s}$

L'efficacité thermique du flux froid  $\epsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \times 100$

$$\frac{29.4 - 19.4}{61.2 - 19.4} = 23.92\%$$

❖  $\dot{m}_c = 0.04 \text{ kg/s}$

L'efficacité thermique du flux  $\epsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \times 100$

$$\frac{34 - 25.5}{60.6 - 25.5} = 24.21\%$$

❖  $\dot{m}_c = 0.05 \text{ kg/s}$

L'efficacité thermique du flux  $\epsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \times 100$

$$\frac{35.5 - 25.6}{61.9 - 25.6} = 27.27\%$$

**Tableau III.14.** Résultats du calcul expérimental de l'efficacité thermique.

$\dot{m}_c \text{ (kg/s)}$	0.035	0.04	0.05
$\epsilon \text{ (%)}$	23.92	24.21	27.27

**Tableau III.15.** Résultats du calcul numérique de l'efficacité thermique.

$\dot{m}_c \text{ (kg/s)}$	0.035	0.04	0.05
$\epsilon \text{ (%)}$	12.08	12.53	12.56

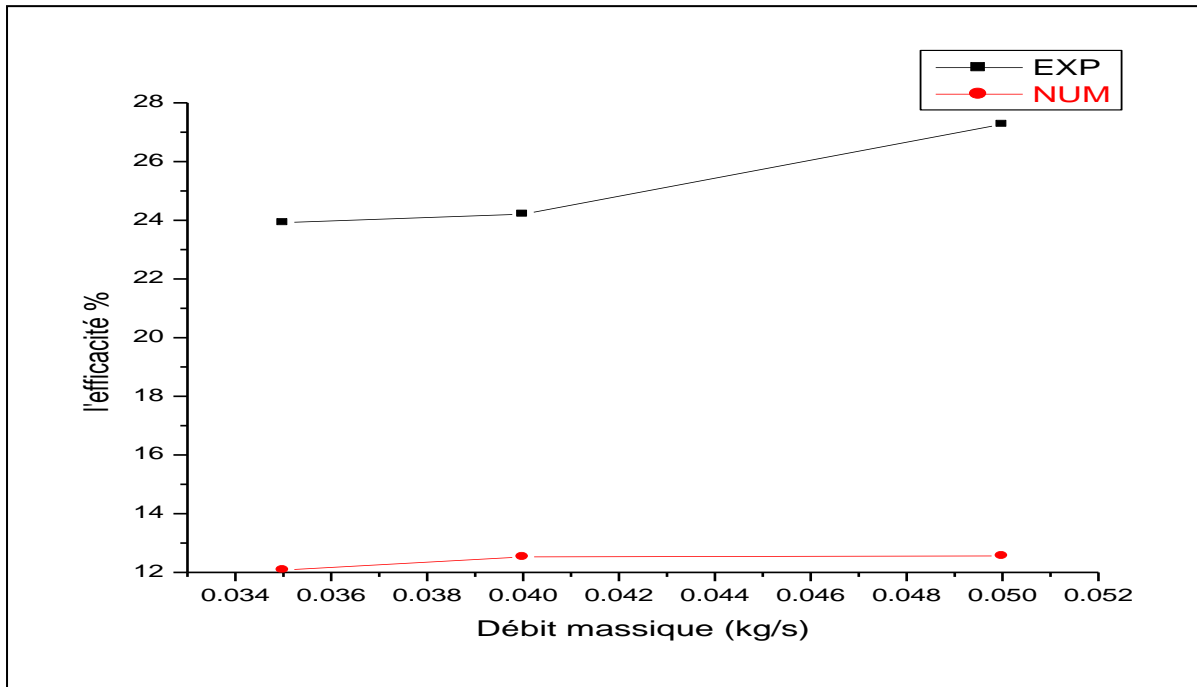


Figure III.13. Evolution de l'efficacité thermique en fonction de débit massique.

• Sens de l'écoulement à contre courant

❖  $\dot{m}_c = 0.035 \text{ kg/s}$

L'efficacité thermique du flux froid  $\epsilon_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{100T_{ce} - T_{fe}}$

$$\frac{31.1 - 20.8}{61.8 - 20.8} = 25.12\%$$

❖  $\dot{m}_c = 0.04 \text{ kg/s}$

L'efficacité thermique du flux froid  $\epsilon_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{100T_{ce} - T_{fe}}$

$$\frac{33.1 - 24.5}{60.6 - 24.5} = 23.82\%$$

❖  $\dot{m}_c = 0.05 \text{ kg/s}$

L'efficacité thermique du flux froid  $\epsilon_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{100T_{ce} - T_{fe}}$

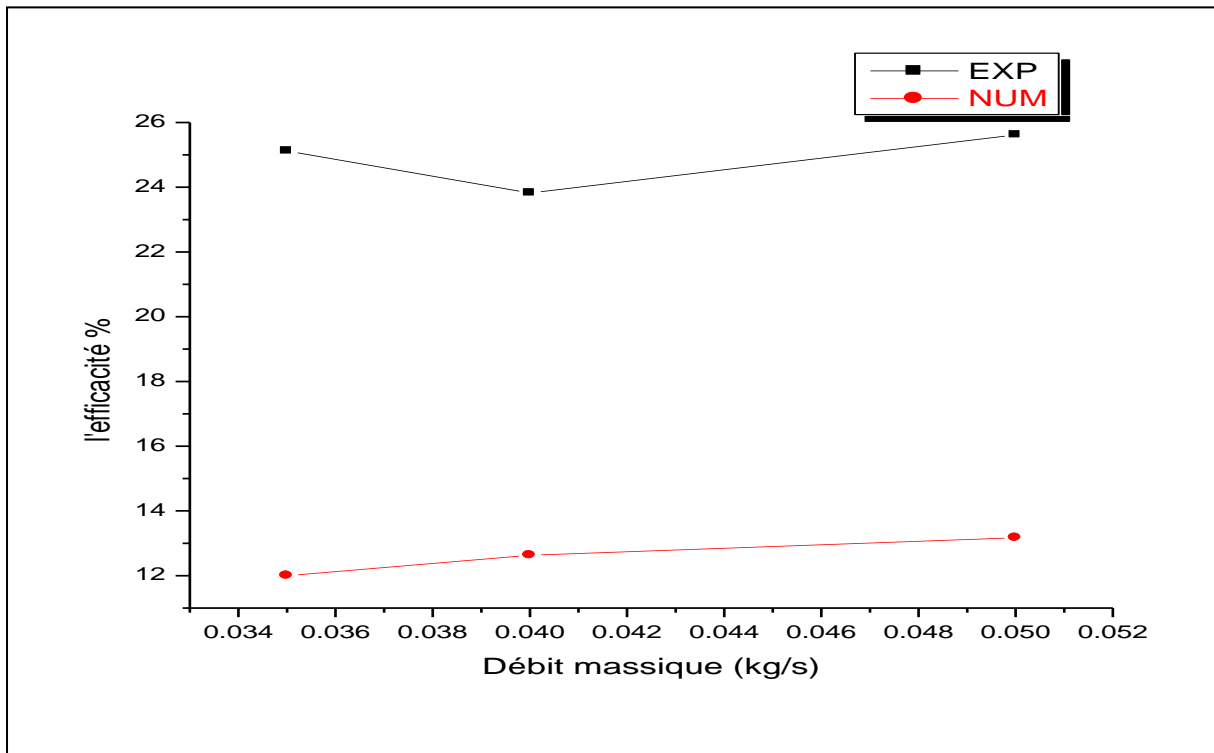
$$\frac{33.8 - 24.6}{60.5 - 24.6} = 25.62\%$$

**Tableau III.16.** Résultats du calcul expérimental de l'efficacité thermique.

$\dot{m}_c$ (kg/s)	0.035	0.04	0.05
$\epsilon$ (%)	25.12	23.82	25.62

**Tableau III.17.** Résultats du calcul numérique de l'efficacité thermique.

$\dot{m}_c$ (kg/s)	0.035	0.04	0.05
$\epsilon$ (%)	12.0	12.63	13.17



**Figure III.14.** Evolution de l'efficacité thermique en fonction de débit massique.

**d. Perte de charge**

- Circulation à co-courant

Calcul de perte de charge pour  $T_{ce} = 60\text{ °C}$

❖  $\dot{m}_c = 0.035\text{ kg/s}$

➤ **Chaud**

$$\Delta P_c = P_{ce} - P_{cs}$$

$$= 103127.32 - 102946.68$$

$$= 180.64\text{ Pa}$$

➤ **Froide**

$$\begin{aligned}\Delta Pf &= P_{fe} - P_{fs} \\ &= 102682.73 - 101396.15 \\ &= 1286.58 \text{ Pa}\end{aligned}$$

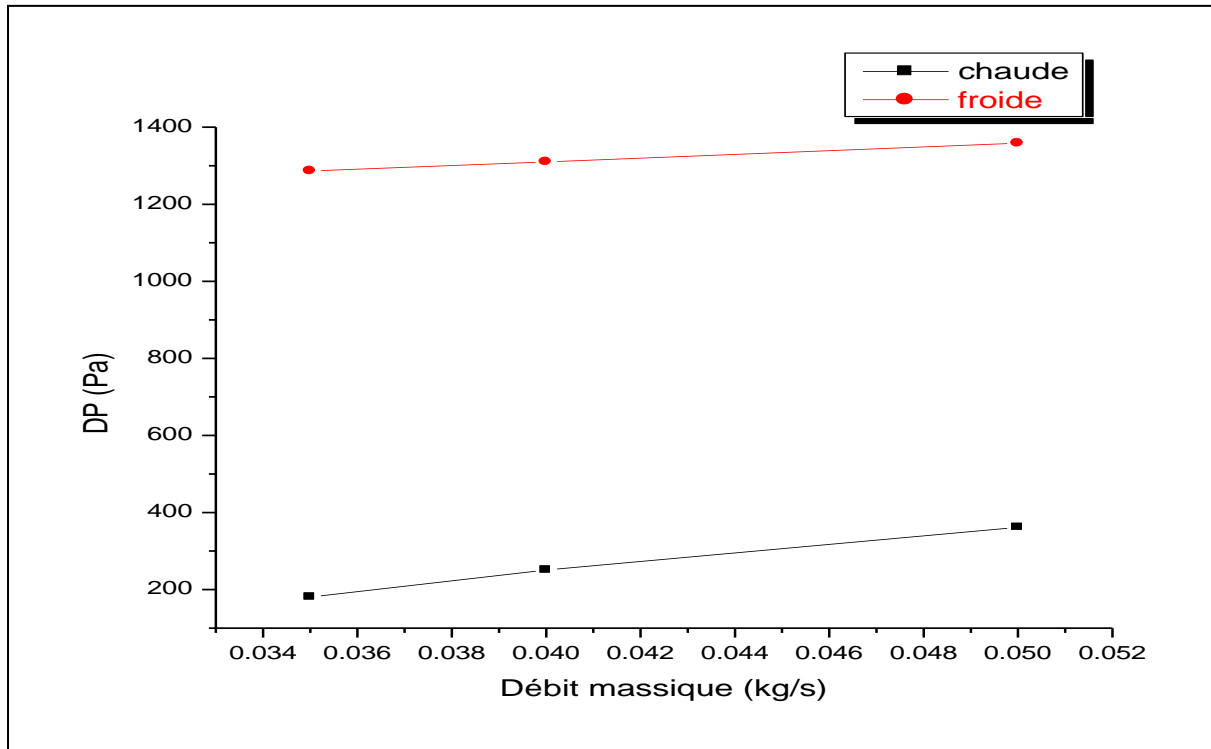


Figure III.15. Pertes de charge en fonction de débit massique.

## 5. Conclusion

Le but dans ce chapitre est de réaliser une simulation en utilisant un code CFD SolidWorks 2016 en discrétisant les équations de Navier Stokes et analysant les paramètres suivants : température, flux de chaleur, surface d'échange d'un échangeur à tube concentrique et autres paramètres utilisant la méthode  $\Delta TML$ , et de comparer les résultats expérimentaux avec les résultats obtenues de l'investigation numériques.

## Conclusion générale

### Conclusion générale

Cette travail présente une comparaison entre l'étude expérimentale et celle numérique d'un échangeur de chaleur à tube concentrique H102A disponible au laboratoire du centre universitaire de Nâama. L'étude numérique a été effectuée à l'aide d'un code CFD SolidWorks 2016.

Dans le but de voir la précision du banc d'essai et de voir en quel niveau les résultats donnés par l'expérience prévoient les performances de l'échangeur concentrique H102A, on a refait la même étude avec les mêmes données expérimentales à l'aide de SolidWorks qui nous a permis de conclure que la marge d'erreur entre le calcul expérimental et numérique peut être due aux facteurs suivants :

- Equipement sans isolant thermique, d'où une majeure partie de l'échangeur de chaleur optionnel H102A n'est pas munis d'isolant.
- Des erreurs lors de la lecture des valeurs des températures sur le banc d'essai ; et cela est dûes au mal fonctionnement de la résistance qui fait l'échauffement du fluide chaud d'un côté et du déséquilibre du matériel à cause de la mise en marche et la mise hors tensions périodique.
- Pertes de charge élevée qui ne peuvent être maîtrisée à cause des ondulations de la géométrie et aux conditions naturelles.
- Conditions de température de l'air ambiant et de pression qui ne sont pas constantes durant toutes les opérations de prélèvement des résultats.
- Caractéristiques physiques du fluide qui sont supposés constants dans le calcul numérique ( $C_p$ ), ce qui n'est pas le cas dans l'étude expérimentale.
- $H$  le coefficient d'échange global est supposé constant dans l'étude numérique, ce facteur est influencé par plusieurs facteurs dans le cas expérimental ( $h$  : convection côté chaud et côté froid,  $k$  : conductivité du matériau de la surface d'échange) et ne peut être constant le long de l'échangeur de chaleur.
- Surface d'échange influencé par l'encrassement sur l'équipement expérimental et c'est peut être due au dépôt des impuretés portés par le fluide, au calcaire, à la poussière etc..., cette surface est supposée constante dans l'investigation numérique.

## Références bibliographiques

### Références bibliographiques

[1] Cengel, Yunus.A, Heat Transfer : A Practical Approach, Mcgraw-Hill (Tx), 2nd edition, University of Nevada Reno, Octobre 2002.

[2] Pierre Tramboz, Matériel et Equipement, Editions Technip, Mars 1999.

[3] A.S.ARBAOUI, «Calcul de vérification thermique. mécanique et maintenance de l'échangeur E07», Projet de fin d'étude en vue de l'obtention de la confirmation du recrutement à SONATRACH .

[4] SiteWEB:[http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/5218/4/Chapitre\\_I\\_.pdf](http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/5218/4/Chapitre_I_.pdf) .

[5] SiteWEB:[http://www.thermofin.net/fr/produits/caleos\\_echangeurs\\_faisceau\\_tubulaire/](http://www.thermofin.net/fr/produits/caleos_echangeurs_faisceau_tubulaire/).

[6] SiteWEB:<http://processs.free.fr/Pages/VersionClassique.php?page=4526>