

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de L'enseignement Supérieur

et de La Recherche Scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA

Faculté de Technologie

Département Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

Master

Filière: Génie Mécanique

Spécialité: énergétique

Thème :

**Contribution théorique à l'étude des
échangeurs de chaleur**

Présenté Par:

❖ LAOUBI Amine

❖ FORTAS Youcef

Soutenu le 25/09/2022 devant le jury composé:

Président : Mr. MHAMDI

Rapporteur Mr. BENSLIMANE

Examineur : Mr. MENDIL

ANNEE UNIVERSITAIRE 2021- 2022

Remerciements

Nos remerciements vont tout premièrement à Dieu tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il nous a donné durant toutes ces années.

Nos respects aux membres de jury, qui nous ont fait l'honneur d'accepter de juger ce modeste travail, d'apporter leurs réflexions et leurs critiques scientifiques.

Nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance et nos sincères remerciements à notre encadreur Mr. ABDELHAKIM BENSLIMANE pour l'intérêt porté à notre travail, leurs disponibilités, leurs conseils précieux et surtout leur grande patience.

Dédicaces

À mes chers parents

A tous mes amis et personnes qui m'ont soutenu de près ou de loin

Youcef

À mes très chers parents A mes chers frères

À ma chère sœur

À mon chère frère Yanis

A ma chère fiancée

Et mon ami d'enfance salim

A tous mes amis et personnes qui m'ont soutenue de près ou de loin

Amine

Sommaire

Remerciements	I
Dédicaces	II
Liste des figures	VI
Liste des tableaux	VII
Nomenclature	VIII
INTRODUCTION GENERALE	1
Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur :	
I-1-Introduction.....	2
I-2-Définition d'un échangeur thermique	2
I-3-Processus de transfert.....	2
I-4- Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur	2
I-5- Critères de classement des échangeurs.....	3
I-6- Échangeurs tubulaires	4
I-7- Utilisation des échangeurs tubulaires	5
I-8- Les échangeurs à faisceau et calandre	6
I-9- Échangeurs à plaques	7
I-10- Utilisation des échangeurs à plaques	8
I-11- Domaine d'utilisation des échangeurs de chaleurs.....	9
I-12- Mécanismes de transfert de chaleur.....	9
I-13- Arrangement de l'écoulement	10
I-14- Encrassement.....	11
I-14-1- Mécanismes de l'encrassement	11
I-14-2- Facteurs principaux affectant l'encrassement.....	11
I-14-3- Conséquence de l'encrassement	12
I-15-Conclusion.....	12

Chapitre II : Méthodes de Calcul des Échangeurs de Chaleur :

II-1- Introduction.....	13
II-2- Expression du flux échangé	13
II-3- Grandeurs thermiques	13
II-4- Grandeurs physiques	15
II-5- Modes de transfert de chaleur	17
II-6- Étude d'un échangeur.....	19
II-6-1- Coefficient global de transfert de chaleur	19
II-6-2- Méthodes analytiques.....	19
II-7- Étude des pertes de charge	25
II-7-1- Pertes de charge à l'intérieur des tubes	25
II-7-2- Pertes de charge à l'extérieur des tubes	26
II-8- Conclusion.....	27

Chapitre III : dimensionnement et modélisation de l'échangeur :

III-1- Introduction.....	28
III-2- Circuit de l'échangeur tubulaire.....	28
III-3- Principes de calcul	28
III-4- Schéma de calcul.....	29
III-5- Les données et les propriétés thermo physiques de chaque fluide	30
III-6- Présentation de calcul	31
III-6-1- Calcul Coté tube (fluide chaud).....	31
III-6-2- Calcul Coté calandre sans chicanes (fluide froid contre-courant)	32
III-7- Calcul de F (facteur de correction)	33
III-8- Calcul hydraulique	34
III-8-1- Perte de charge cotée faisceau	34
III-8-2- Perte de charge cotée calandre.....	35
III-9- Les résultats de calcul	35
III-10- Dimensionnement et Conception	36
III-10-1- Le choix de l'outil de CAO et de la démarche de conception.....	37
III-10-2- La conception	38
III-11- Conclusion	41

Conclusion Générale43

Références bibliographiques44

Liste des figures

Figure I.1 : Principe de l'échangeur tubulaire.....	4
Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires	5
Figure I.3 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.....	6
Figure I.4 : Composition d'un échangeur à plaques.....	8
Figure I.5 : Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur.....	10
Figure II.1 : Régimes d'écoulement	16
Figure II.2 : Conduction de chaleur à travers une paroi	18
Figure II.3 : Distribution de température dans un échangeur Co-courant.....	20
Figure II.4 : Distribution de température dans un échangeur contre –courant.....	20
Figure II.5 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant	21
Figure II.6 : Organigramme de calcul par la méthode NUT [18].....	23
Figure III.1 : Logo du logiciel SolidWorks.....	37
Figure III.2 : Dimension du plan de face 1	38
Figure III.3 : Dimension du plan de face 2.....	39
Figure III.4 : Faisceau tubulaire dans solidworks.....	39
Figure III.5 : Calandre sous solidworks.....	40
Figure III.6 : Diamètre connexion calandre.....	40
Figure III.7 : Assemblage.....	41

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Propriétés thermodynamique de chaque fluide.....	30
Tableau III.2 : Mesure et propriété de l'échangeur à étudier.....	30
Tableau III.3 : Résultat de calcul 1.....	35
Tableau III.4 : Résultat de calcul 2.....	36
Tableau III.5 : Résultat de calcul 3.....	36
Tableau III.6 : Matériaux utilisé	36

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
C_p	: chaleur massique à pression constante	J / kg.K
e	: épaisseur de la paroi	m
E	: efficacité thermique	-
h	: coefficient d'échange par convection	W / m ² .K
H	: hauteur	m
L	: longueur des tubes	m
Nu	: nombre de Nusselt	-
NUT	: nombre d'unités de transfert	-
P	: pression	Pa
m	: débit massique	kg / s
Re	: nombre de Reynolds	-
R_{th}	: résistance thermique	m ² .K / W
S	: surface d'échange	m ²
U_g	: coefficient d'échange global	W/m ² .K
T	: température	K
U	: vitesse débitante	m/s
G	: flux massique	kg/m ² .s
D_H	: diamètre hydraulique	m
D_E	: diamètre équivalent	m

Symboles grecques

ϕ	: Flux de chaleur (puissance thermique)	W
ε	: Émissivité thermique du matériau	-
μ	: viscosité dynamique du fluide	Pa.s
ν	: viscosité cinématique	m ² /s
ρ	: masse volumique	kg/m ³
λ	: conductivité thermique	W / m.K
S	: surface totale d'échange	m ²

Indices

C	: chaud
Ce	: chaud à l'entrée
Cs	: chaud à la sortie
F	: froid
Fe	: froid à l'entrée
Fs	: froid à la sortie

Introduction générale

Introduction Générale

Dans plusieurs sociétés industrielles, les échangeurs de chaleurs ont acquis une importance économique majeure, on estime que presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur.

Ces systèmes thermodynamiques sont quasi présents dans toutes les unités industrielles dans les quelles interviennent les processus d'extraction de chaleur à titre d'exemples, il est possible de citer les secteurs de l'industrie, tels que la pétrochimie, la chimie ou la sidérurgie, les secteurs du transport, tels que l'aéronautique, la marine ou l'automobile, et les secteurs tertiaires, tels que la climatisation ou le chauffage.

Pour toute utilisation, le choix de l'échangeur dépend de plusieurs facteurs, tels que la température du fluide, sa pression, ses propriétés physiques, l'espace disponible pour l'installation de l'échangeur et sa maintenance.

L'augmentation de la quantité d'énergie transférer par unité de surface et par unité de temps est la clé de l'accomplissement de traitement de chauffage ou de refroidissement Il est donc essentiel de maîtriser leurs conceptions et le calcul qui s'y rapportent.

Notre travail consiste à étudier et mettre en œuvre un modèle d'échangeur de chaleur tubulaire à l'aide des données et des caractéristiques uniques d'un client afin de calculer et simuler l'échange thermiques qui répond à ses besoins en fabriquant un échangeur tubulaire a simple passe sans chicanes qui répond à ses exigences .

Notre mémoire sera structuré trois chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre présentera des généralités sur les échangeurs de chaleur, leurs classifications, les différents types existant et leur domaine d'utilisation.

Le deuxième chapitre englobera les formulations mathématiques liées à l'étude de l'échangeur, et au flux thermique dégagé.

Le troisième chapitre présentera les calculs avec les étapes suivies pour traiter le problème, Et la modélisation par solidworks de l'échangeur étudié grâce aux valeurs obtenus et leurs discussions, l'étude menée à la lumière de l'évolution de température et les valeurs de l'efficacité calculée pour les géométries choisies.

Chapitre I :
Généralités sur
les échangeurs
de chaleur

I.1 Introduction:

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande partie (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. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement.

Ce chapitre présente des généralités sur les différents types d'échangeur, en donnant leurs propriétés, domaines d'utilisation, ...etc.

I.2 Définition d'un échangeur thermique :

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à assurer un transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Cet appareil réchauffe un fluide de procédé et en refroidit un autre souvent sans changement de phase de l'un et l'autre.

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre : deux liquides, deux gaz, ou un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

I.3 Processus de transfert :

- **Échangeurs avec contact direct:**

Le type le plus simple comprend une canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés, et atteignent une température finale (Température d'équilibre).

- **Échangeurs avec contact indirect:**

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

I.4 Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur :

Les échangeurs de chaleur sont fabriqués à partir de divers matériaux. Le choix des matériaux des différents composants de l'échangeur dépend avant tout des conditions

d'utilisation (température, pression, corrosivité du milieu).

La température de service des échangeurs de chaleur se trouve couramment dans les limites d'utilisation des aciers au carbone (de -30° à 475°C) [1].

Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton cuivre). Les céramiques se développent dans les échangeurs où transitent des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petits diamètres) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs [2].

I.5 Critères de classement des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs de chaleur, ces derniers peuvent être classés comme suit :

- **Classement technologique :**

Les principaux types d'échangeurs, sont les suivants [3] :

- Les échangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- Les échangeurs à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Les échangeurs d'autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

- **Classement suivant le mode de transfert de chaleur :**

Dans la plupart des applications (chambres de combustion, récupération des fumées, etc.) sont couplés avec les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement), et il existe généralement un mode de transfert de chaleur dominant. Pour tout échangeur qui transfère la chaleur à travers les parois, la conduction se produit [3].

- **Classement fonctionnel :**

Le passage du fluide à travers l'échangeur peut se faire avec ou sans changement de phase, selon les cas, on dit qu'on a un écoulement monophasique ou un écoulement diphasique. On a alors les différentes situations suivantes [3] :

- 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.6 Échangeurs tubulaires :

Pour des raisons économiques, les échangeurs de chaleur à tubes (Figure I.1) comme composant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus dans l'industrie.

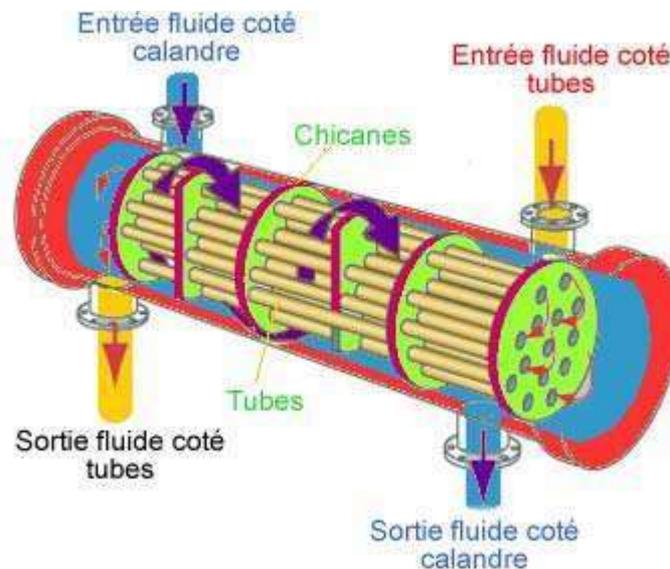


Figure I.1 : Principe de l'échangeur tubulaire.

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

- **Échangeur monotube** : (figure I.2a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et possède, généralement la forme d'un serpent.
- **Échangeur coaxial** : (figure I.2b), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés. En général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- **Échangeur à tubes séparés** : (figure I.2 c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant, se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.
- **Échangeur à tubes rapprochés** : (figure I.2 d) : pour maintenir les tubes et

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

- **Échangeur à tubes ailettes** : (figure I.2 e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.
- **Échangeur à tubes et calandre** : (figure I.2 f) : c'est l'échangeur le plus répandu actuellement.

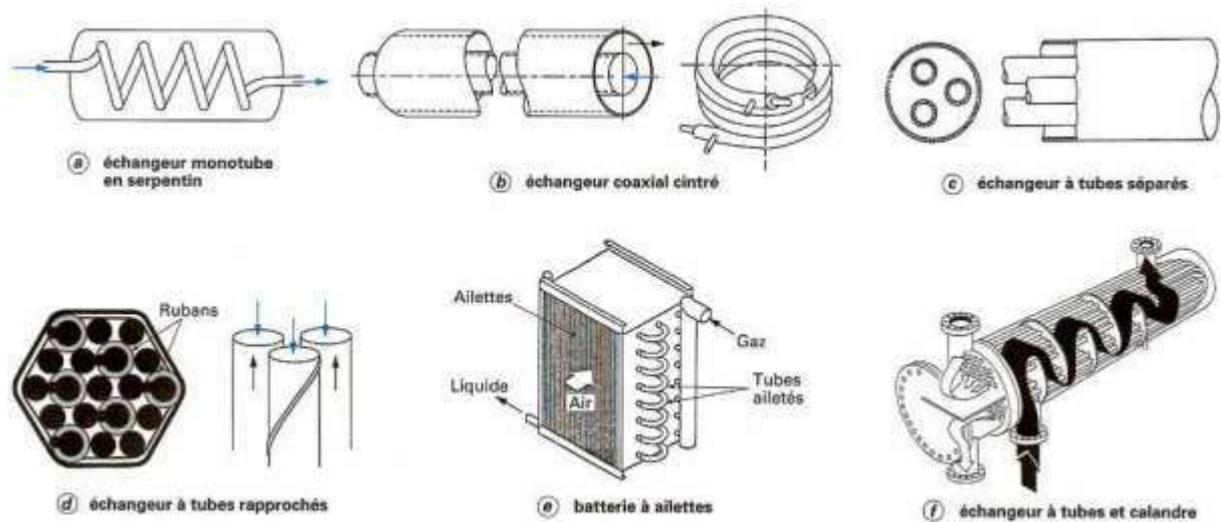


Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires. [4]

I.7 Utilisation des échangeurs tubulaires :

L'échangeur de chaleur le plus simple qu'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux : l'un fait circuler le fluide dans le tube central et l'autre circule dans l'espace annulaire, tous deux dans le même sens ou dans des sens différents. Même en soudant les tubes, il est difficile d'obtenir une grande surface d'échange avec cette configuration sans aboutir à un dispositif très encombrant. Par ailleurs, on préfère placer un faisceau de tubes dans un logement unique, typiquement de forme cylindrique, dit logement, avec un fluide circulant dans les tubes et l'autre fluide circulant dans le logement entourant les tubes. Dans ce type d'échangeur, des chicanes de formes diverses, disposées principalement perpendiculairement à l'axe de la grille, allongent et courbent le trajet du fluide à travers celle-ci, elles favorisent les turbulences et ont ainsi pour effet d'améliorer l'échange (mais malheureusement, c'est l'augmentation la chute de pression) [5].

I.8 Schéma d'un échangeur tubes calandre:

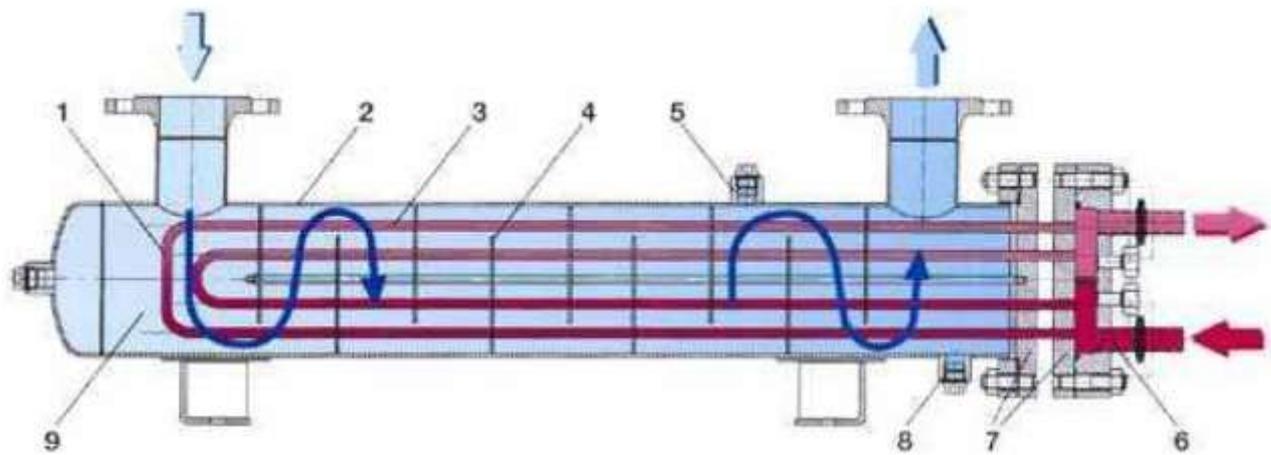


Figure I.3 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.

1. Faisceau tubulaire.
2. Enveloppe (calandre).
3. Intérieur tube.
4. Chicane.
5. Raccord évent.
6. Intérieur boîte à eau.
7. Plaque tubulaire.
8. Raccord vidange.
9. Intérieur enveloppe.

• Faisceau tubulaire

C'est un groupe de tubes qui constitue un faisceau tubulaire, l'épaisseur des tubes et la perforation des trous de la plaque tubulaire sont normalisées ; il est basé sur la disposition de pas carré ou de pas triangulaire. Le pas est la distance entre deux centres de tubes adjacents. Le pas triangulaire peut placer environ 10 % plus de tubes que le pas carré, la disposition des tubes triangulaire Ils ne peuvent pas être nettoyés de l'extérieur. Pour ces appareils, il est nécessaire de recourir au nettoyage chimique.

• Calandre

Il s'agit de l'enveloppe métallique entourant le faisceau de tubes. L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour fabriquer des calandres. Des brides sont soudées à chaque extrémité qui portera le couvercle et le boîtier de distribution. Les tuyaux d'entrée et de sortie sont soudés avec des plaques de renfort en fonction de la pression de

travail. Enfin, la calandre pourra être équipée d'anneaux de levage et portera l'étiquette d'identification de l'appareil.

- **Chicane**

Les chicanes transversales sont généralement constituées d'un disque de diamètre légèrement inférieur au diamètre de la calandre et comportent une section libre dont la surface représente 20 à 45 % de la section totale. Le but de ces chicanes est d'allonger le chemin de circulation du fluide à l'intérieur de la calandre, améliorant ainsi le transfert de chaleur. Pour les échangeurs de chaleur horizontaux, il y a une encoche dans la partie inférieure de la plaque déflectrice pour faciliter la vidange et le nettoyage, et elle est rapidement bloquée lorsque la partie inférieure est stagnante. Les chicanes transversales assurent la rigidité des faisceaux tubulaires, elles sont fixées aux plaques tubulaires au moyen de tirants et d'entretoises à la place des tubes. Les déflecteurs longitudinaux sont généralement constitués de simples plaques minces insérées au milieu des poutres, cette disposition oblige le fluide à faire des allers retours dans la calandre [3].

I.9 Échangeurs à plaques :

Un échangeur de chaleur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties à travers lesquelles la chaleur est transférée entre les deux fluides. Il est constitué de (Figure I.4) :

- 1) Les plaques :** sont serrées entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par deux barres support inférieur et supérieur.
- 2) Les bâtis :** maintiennent les plaques serrées au moyen de tirants. Les deux barres guides sont-elles mêmes supportées par un pied support.
- 3) Un joint :** par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par les deux plaques.

Le raccordement des fluides s'effectue généralement sur le bâti fixe de l'appareil.

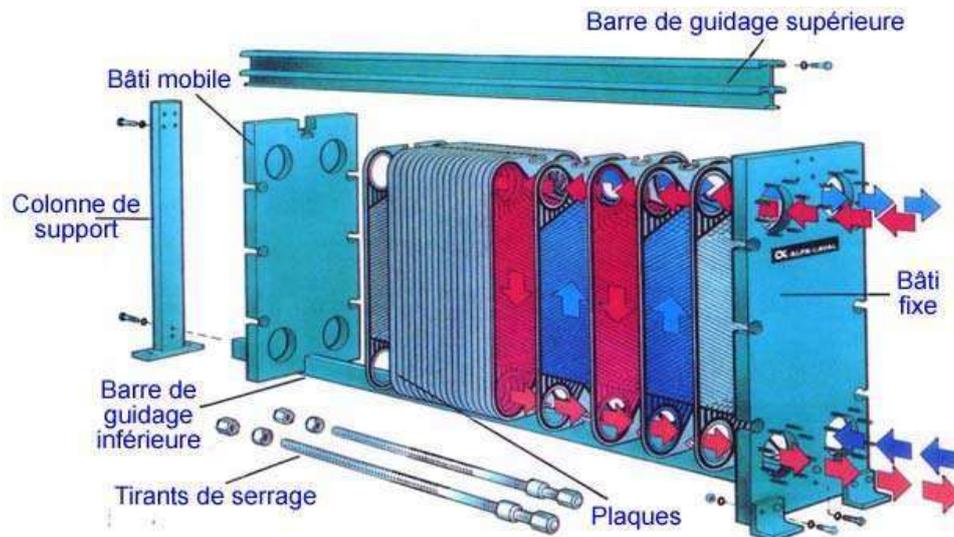


Figure I.4 : Composition d'un échangeur à plaques.

On distingue, selon la géométrie du canal utilisé, les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

➤ **Échangeurs à surface primaire :**

Les échangeurs de chaleur à surface primaire sont constitués de plaques, qui peuvent être lisses ou ondulées (rainures ondulées ou en chevron), nervurées ou alvéolées. La conception du profil de la plaque peut être variée, mais elle a toujours la double fonction d'améliorer le transfert de chaleur et la résistance à la compression.

➤ **Échangeurs à surface secondaire :**

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

I.10 Utilisation des échangeurs à plaques :

Ils sont couramment utilisés pour certaines applications liquide-liquide (en particulier l'industrie alimentaire). Pour les échangeurs gaz-liquide ou air-air, la faible densité du gaz implique que le gaz doit traverser à un débit inférieur à celui des liquides si l'on veut maintenir la perte de charge à un niveau acceptable.

Une diminution de la vitesse signifie également une diminution du coefficient de convection de la paroi liquide. Cela nécessite une augmentation de surface d'échange d'un même volume.

Les surfaces d'échange utilisées dans les échangeurs gaz-gaz sont souvent constituées de plaques planes séparées par des ailettes fixées aux plaques, les deux fluides circulant alternativement entre les plaques. Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange, et les ailettes peuvent être placées n'importe où pour créer des discontinuités dans l'écoulement qui favorisent la turbulence et améliorent l'échange de chaleur.

Les échangeurs gaz-liquide nécessitent des surfaces d'échange de tailles différentes en contact avec les deux fluides. Pour cette raison, les voitures utilisent des batteries ou des refroidisseurs à tubes à ailettes [5].

I.11 Domaine d'utilisation des échangeurs de chaleurs :

- Chauffage de produits thermosensibles (pasteurisation du lait).
- Chauffage et refroidissements de produits visqueux.
- Raffinerie.
- Préchauffage ou refroidissement de gaz.
- Récupérateur thermique.
- Capteurs ou émetteurs thermique.
- Déshumidificateur.
- Évaporateur.
- Équipement qui permet la congélation et la fusion d'une phase vapeur.
- Caloduc (refroidir les appareils électroniques).

I.12 Mécanismes de transfert de chaleur :

• Échangeur sans changement de phase :

Un échangeur de chaleur sans changement de phase correspond à un échangeur de chaleur qui refroidit un fluide et réchauffe un deuxième fluide sans subir de changement de phase. La température du liquide varie donc tout le long de l'échangeur de chaleur.

• **Échangeur avec changement de phase :**

Un échangeur à changement de phase se caractérise par trois cas :

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

2- Le fluide secondaire se vaporise en absorbant la chaleur du fluide primaire qui ne subit pas de changement d'état. on les appelle des évaporateurs.

3- Le fluide primaire se condense et cède sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid qui ne subit aucun changement d'état.

I.13 Arrangement de l'écoulement :

La circulation du fluide dans l'échangeur de chaleur peut se faire selon plusieurs schémas d'écoulement.

- **Co-courant** : (figure I.5 (a)) lorsque les fluides primaire et secondaire entrent par la même extrémité, dans le même sens et sortent par la même extrémité.
- **Contre-courant** : (figure I.5(b)) lorsque les fluides entrent et sortent de l'échangeur par des extrémités opposées, ayant un sens d'écoulement opposé
- **Courant croisé** (figure I.5(c)) lorsque les directions d'écoulement des deux fluides sont perpendiculaires l'une à l'autre.
- **Courant mixte** : (figures I.5(d), I.5(e) et I.5(f)) lorsqu'un des fluides change plusieurs fois la direction ou le sens d'écoulement face à l'autre. [5]

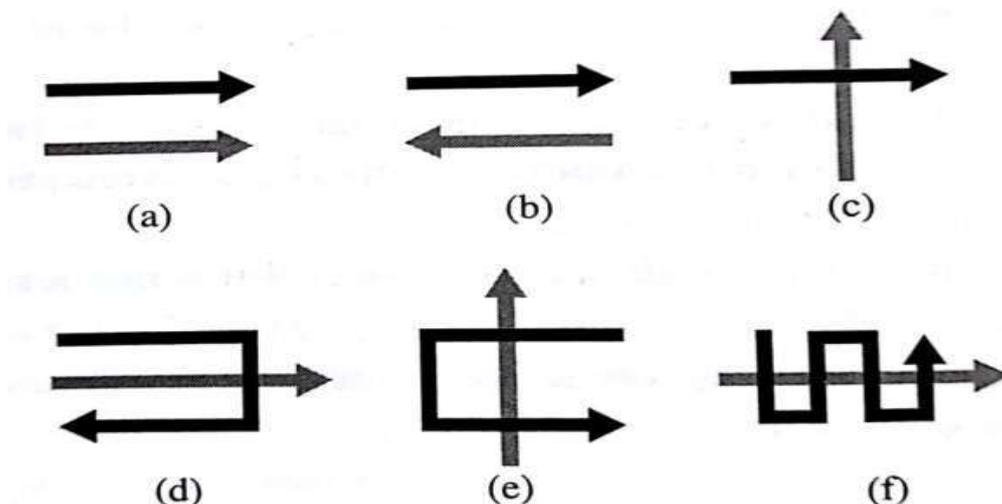


Figure I.5 : Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur [7].

I.14 L'encrassement :

L'encrassement des équipements caloporteurs peut être défini comme le dépôt de matière sur les surfaces d'échange [8]. substance, ou une combinaison de ces éléments (le gaz brut provenant d'un puits est un mélange de plusieurs substances). La contamination peut se produire à l'extérieur du tube, mais dans une moindre mesure.

L'encrassement peut être classé par le « régime d'écoulement », qui est le mécanisme qui contrôle le taux d'encrassement, les conditions d'utilisation de l'équipement de l'échangeur de chaleur, ou le mécanisme dominant même si le taux d'encrassement n'est pas contrôlé. Ensuite, vous pouvez définir six types différents [9]:

- Encrassement particulaire.
- Corrosion.
- Entartrage.
- Encrassement biologique.
- Encrassement par réaction chimique.
- Encrassement par solidification.

I.14.1 Mécanismes de l'encrassement :

Cinq phases ont été identifiées dans l'apparition et le développement de L'encrassement :

- Initiation.
- Transfert des particules à la paroi.
- Adhésion des particules.
- Réentraînement des particules déposées.
- Vieillissement du depot.

I.14.2 Facteurs principaux affectant l'encrassement :

Le degré d'encrassement des surfaces de transfert de chaleur dépend des paramètres suivants pour un fluide particulier :

- Vitesse d'écoulement.
- La température.

- Nature de surface et de matériaux de fabrication.
- Nature de la charge.

I.14.3 Conséquence de l'encrassement :

Comme nous l'avons vu déjà Les conséquences de l'encrassement sont :

- Une réduction de l'efficacité des appareils.
- Une diminution de leurs performances.
- Une dépense d'énergie supplémentaire.
- Le remplacement des appareils corrodés.
- Les coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.
- Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'étude.

I.15 Conclusion :

Compte tenu de la grande variété d'échangeurs de chaleur utilisés dans de nombreuses applications et divers secteurs industriels et de leur importance dans les unités de production, il est nécessaire et important d'assurer une bonne rentabilité et améliorer leur rendement et cela dépend souvent de la finition de surface de l'échangeur de chaleur et de son fonctionnement. Les études de ces dispositifs peuvent se faire analytiquement ou numériquement. Les méthodes de calcul des échangeurs de chaleur font l'objet du chapitre suivant.

Chapitre II :
Méthodes de
calcul des
échangeurs de
Chaleur

II.1 Introduction :

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet le transfert de chaleur d'un liquide à un autre. Ce mouvement est accompli par rayonnement, convection et conduction. Ils jouent un rôle très important dans les installations industrielles et contribuent à une efficacité accrue. Pour cela, il est nécessaire d'établir une procédure adaptée pour le calcul et les dimensions de cet appareil. Ce calcul doit utiliser la corrélation entre les calculs thermiques et hydrauliques. Ces chapitres présentent différentes méthodes technico-économiques de dimensionnement et de calcul des échangeurs de chaleur.

II.2 Expression du flux de chaleur échangé :

Le flux (la puissance) de l'échangeur de chaleur est le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage dans l'échangeur de chaleur, ou le flux de chaleur absorbé par le fluide froid.

Le flux échangé peut s'exprimer avec différentes relations :

$$\phi = \dot{m}_c \times C_{Pc} \times (T_{Ce} - T_{Cs}) = \dot{m}_f \times C_{Pf} \times (T_{Fs} - T_{Fe})$$

Avec

ϕ : flux de chaleur en (W).

\dot{m} : débit massique en (Kg/s).

C_p : Chaleur massique à pression constante en (J/Kg.K).

II.3 Grandeurs thermiques :

Un certain nombre de grandeurs physiques doivent être définies. Pour bien expliquer le phénomène de transfert de chaleur d'un milieu à un autre. Pour une quantité de matière donnée, l'apport de la quantité de chaleur modifie sa température ou modifie l'état de sa matière. La température est une grandeur physique qui caractérise le niveau d'énergie de la matière.

1) La chaleur :

La chaleur est une forme d'énergie (énergie du mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée) [2].

2) La température :

La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de

dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre [2].

3) Champ de température :

L'ensemble des valeurs instantanées de la température dans tout l'espace est appelé « champ de température » [3].

4) La chaleur spécifique:

Par définition, la chaleur spécifique C_p correspond à la quantité d'énergie qu'il faut fournir à un kilogramme du corps considéré pour élever sa température de un degré K (ou °C), tout en maintenant sa pression constante.

$$C_p = \frac{1}{m} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p$$

5) Conductivité thermique:

La conductivité thermique est une grandeur physique qui caractérise le comportement d'un matériau lors du transfert de chaleur par conduction. Cette constante apparaît dans la loi de Fourier. Il représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et unité de temps sous un gradient de température. La conductivité en dépend principalement de:

- La nature du matériau.
- La température.
- D'autres paramètres comme l'humidité et la pression.

Donc la conductivité thermique λ caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur [4].

6) Résistance de contact:

Le contact entre deux solides n'est uniforme qu'à l'échelle macroscopique. A des niveaux plus localisés comme les échelles de rugosité, le contact est discontinu. Cette discontinuité de la conductivité thermique au niveau de la section crée une discontinuité dans le profil de température. Ce phénomène peut être modélisé en introduisant une résistance de contact R_c définie par la relation:

$$R_c = \frac{1}{h_c}$$

Où h_c est le coefficient d'échange thermique.

II.4 Grandeurs physiques:

1) La densité (ρ):

C'est le rapport de la masse d'un matériau par unité de volume. Appelée aussi masse volumique [5].

2) La viscosité (μ):

C'est la propriété d'un fluide qui tend à empêcher son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Plus le fluide est visqueux (viscosité grande) plus son mouvement est difficile [5].

3) Le débit:

C'est la quantité de fluide qui s'écoule ou qui est fournie par unité de temps. Il existe deux types de débits, le débit massique et le débit volumique. le débit massique Q_m [kg/s] et le débit volumique Q_v [m³/s].

4) Le nombre de Reynolds:

En mécanique des fluides le nombre de Reynolds est indispensable pour la distinction du régime d'écoulement qu'il soit laminaire ou turbulent.

- $Re < 1500$ Régime laminaire (Les filets fluides sont parallèles; les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction)).
- $Re > 1500$ Régime turbulent (L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel).

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu}$$

Avec :

V : vitesse caractéristique du fluide [m/s].

L_c : dimension caractéristique de l'écoulement (m).

μ : viscosité dynamique du fluide [Pa.s] d'où la formulation classique.

ρ : masse volumique du fluide [kg/m³].

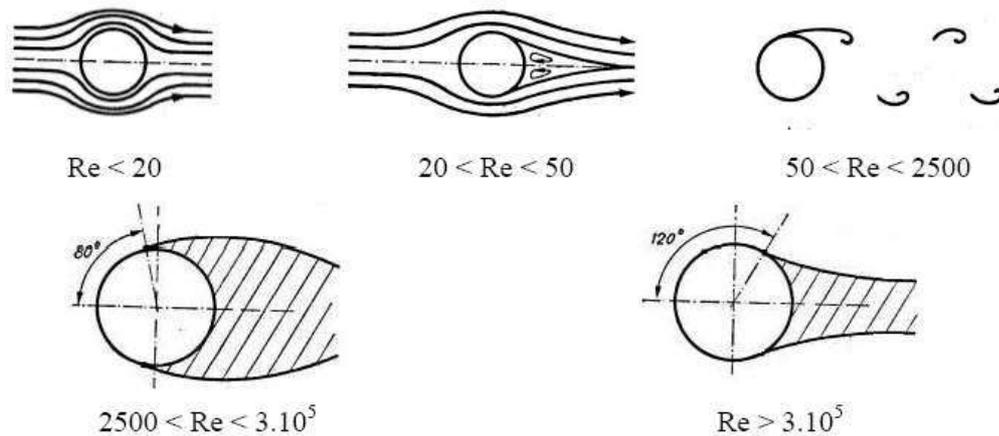


Figure II.1 : régimes d'écoulement.

5) Nombre de Nusselt :

C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide, autrement dit nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif [10] :

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot L_c}{\lambda}$$

Avec :

L_c : Longueur caractéristique.

h : Coefficient de transfert thermique.

λ : Conductivité thermique du fluide.

La longueur dépend de la géométrie en présence, dans le cas d'une conduite on prendra le diamètre hydraulique, dans le cas d'une plaque plane, on prendra la longueur de la plaque, ou l'abscisse à compter du bord d'attaque de la plaque.

- **Corrélations de Nusselt :**

La connaissance des nombres de Prandtl et de Reynolds nous permet de calculer le nombre de Nusselt.

Ayant comme configuration un faisceau de tubes à pas carré, les corrélations permettant de calculer le nombre de Nusselt en fonction du régime d'écoulement s'écrivent d'une manière suivante (GRETH) :

➤ **Par regime :**

$$\text{Pour: } 1 < R_e > 10^2 \longrightarrow \text{NU} = 0,9 R_e^{0,4} P_r^{0,36}$$

$$\text{Pour: } 10^2 < R_e > 10^3 \longrightarrow \text{NU} = 0,52 R_e^{0,5} P_r^{0,36}$$

$$\text{Pour: } 10^3 < R_e > 10^5 \longrightarrow \text{NU} = 0,27 R_e^{0,63} P_r^{0,36}$$

$$\text{Pour: } R_e > 2 \cdot 10^5 \longrightarrow \text{NU} = 0,33 R_e^{0,8} P_r^{0,4}$$

6) Le nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques des fluides.

Il est défini par :

$$P_r = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$

Avec :

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

C_p : Chaleur massique (J/kg.K).

λ : Conductivité thermique (W/m.K).

II.5 Modes de transfert de chaleur :

1) La conduction thermique :

La conduction (Figure II.2) est principalement le transfert de chaleur des parties chaudes vers les parties froides, d'un même corps ou deux corps en contact sans mouvement apparent de la matière. Ce mode peut s'effectuer dans les solides et les fluides. Le phénomène de conduction est régi par la loi de Fourier :

$$\phi = -\lambda \cdot \text{grad}T$$

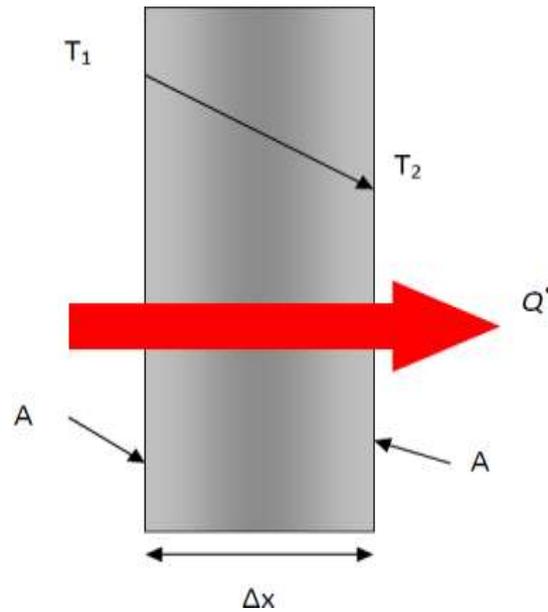


Figure II.2 : conduction de chaleur à travers une paroi.

2) Convection thermique :

La convection (thermique) désigne le transfert d'énergie thermique au sein d'un fluide en mouvement ou entre un fluide en mouvement et une paroi solide. Ce transfert d'énergie est réalisé par deux modes de transfert élémentaire combinés que sont l'advection et la diffusion.

• La convection naturelle:

Appelée aussi convection libre, est provoquée par les forces massiques dans le fluide dues aux différences de température et donc de masse volumique du fluide.

• La convection forcée:

Quand le mouvement du fluide est créé par une différence de pression (pompe, Soufflerie) ou une vitesse appliquée.

3) Rayonnement :

Le rayonnement thermique est un rayonnement électromagnétique généré par l'agitation thermique de particules dans la matière quel que soit l'état de celle-ci : solide, liquide ou gaz.

Le spectre de ce rayonnement s'étend du domaine micro-ondes à l'ultra-violet. il est caractérisé par la loi de Stephan-Boltzmann :

$$\Phi = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$).

ε : émissivité , indice valant 1 pour un corp noir.

II.6 Étude d'un échangeur :

Dans l'étude d'un échangeur, on cherche toujours à obtenir une puissance d'échange, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible, autrement dit meilleur coût d'investissement et d'exploitation. Des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion, de normalisation, interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations, certains impératifs étant de nature essentiellement technologique ou économique. L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc...).

Dans notre cas, nous n'avons abordé que l'aspect thermique, autrement dit l'évaluation des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

II.6.1 Coefficient global de transfert de chaleur :

Le Coefficient de transfert de chaleur représente la force avec laquelle la puissance est transmise entre la paroi et le fluide, ce coefficient peut être petit ce que signifie que la chaleur est transmise d'une façon non performante. De même, ce coefficient peut prendre des valeurs importantes ce qui conduit à un transfert très efficace.

Ce coefficient est directement affecté par les propriétés physiques des fluides [7] [8].

$$\phi = h.s. \Delta T_{LM}$$

Les méthodes destinées pour le dimensionnement et le calcul des échangeurs sont analytiques ou numériques.

II.6.2 Méthodes analytiques :

Il existe deux méthodes de calcul:

- Méthode de la différence de température logarithmique moyenne, appelée méthode DTLM.
- Méthode du nombre d'unités de transfert, dite méthode NUT, également utilisée en génie chimique pour le transfert de masse [9].

1) Méthode ΔT_{LM} (Différence de Température Logarithmique Moyenne) :

$$\phi = U \cdot S \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Pour un échangeur Co-courant le ΔT_{LM} est sous la forme :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c_e} - T_{f_e}) - (T_{c_s} - T_{f_s})}{\ln\left(\frac{T_{c_e} - T_{f_e}}{T_{c_s} - T_{f_s}}\right)}$$

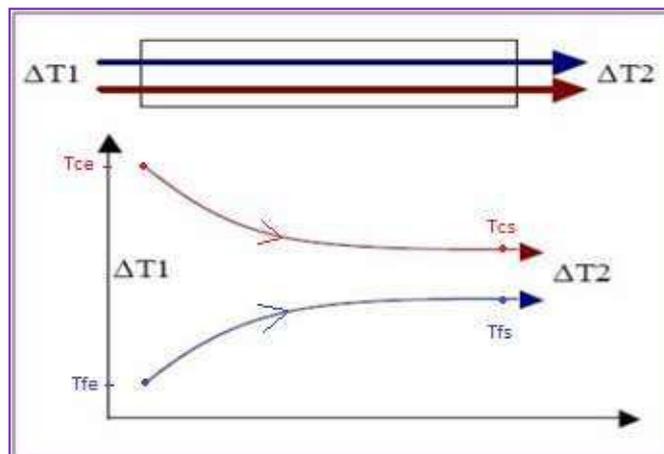


Figure II.3 : Distribution de température dans un échangeur Co-courant

Pour un échangeur contre-courant le ΔT_{LM} est sous la forme :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c_s} - T_{f_e}) - (T_{c_e} - T_{f_s})}{\ln\left(\frac{T_{c_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_s}}\right)}$$

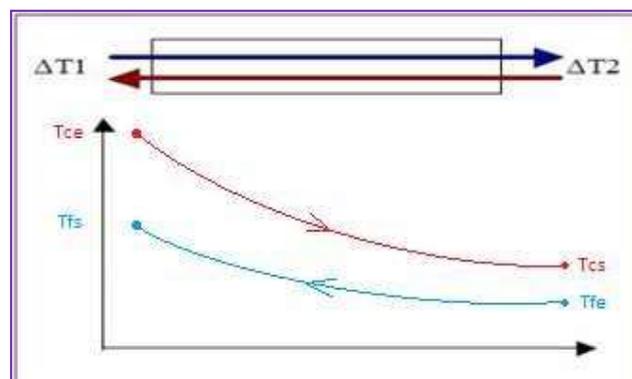


Figure II.4 : Distribution de température dans un échangeur contre –courant.

- **Efficacité d'un échangeur:**

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant [11].

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}}$$

- **Calcul du flux de chaleur maximal Φ_{max} :**

Remarque :

Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{fs} > T_{cs}$, ce qui n'est pas possible en fonctionnement co-courant. Toute fois, on ne peut avoir $T_{fs} > T_{ce}$ ou $T_{ce} < T_{fs}$.

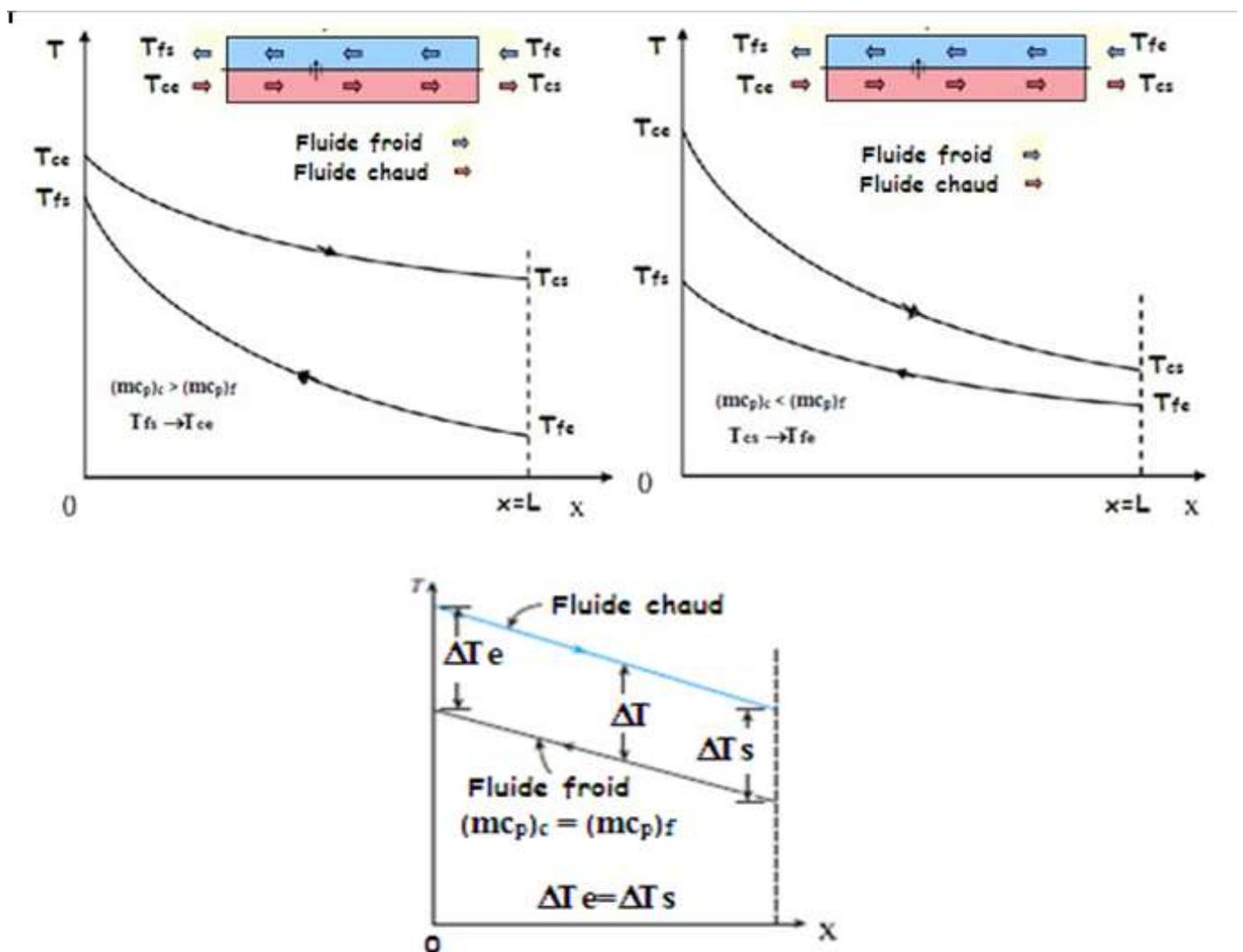


Figure II.5 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant.

Dans ce cas :

$$\begin{aligned} \text{le flux maximale échangé} & : \Phi_{\max} = (mc_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \\ \text{le flux réel échangé} & : \Phi = (mc_p)_c (T_{ce} - T_{cs}) = (mc_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) \\ \text{l'efficacité} & : \varepsilon = \Phi / \Phi_{\max} \end{aligned}$$

Selon la valeur du débit calorifique des 2 fluides on peut avoir deux cas, (Figure II.5):

- **$M' < 0$; $(mc_p)_c > (mc_p)_f$** : on dit que le fluide froid commande le transfert, à mesure que la longueur de l'échangeur augmente ($L \rightarrow \infty$), la température de sortie du fluide froid se rapproche de celle d'entrée du fluide chaud : $T_{fs} \rightarrow T_{ce}$. L'échangeur refroidit parfaitement le fluide chaud.

$$\begin{aligned} \Phi_{\max} &= (mc_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = (mc_p)_f (T_{ce} - T_{fe}) \\ \Phi &= (mc_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{aligned}$$

$$\text{on a alors : } \varepsilon = \varepsilon_r = \Phi / \Phi_{\max} = (T_{fs} - T_{fe}) / (T_{ce} - T_{fe})$$

on parle alors d'efficacité de refroidissement.

- **$M' > 0$; $(mc_p)_c < (mc_p)_f$** : on dit que le fluide chaud commande le transfert, à mesure que la longueur de l'échangeur augmente ($L \rightarrow \infty$), la température de sortie du fluide chaud se rapproche de celle d'entrée du fluide froid : $T_{cs} \rightarrow T_{fe}$. L'échangeur réchauffe parfaitement le fluide froid.

$$\begin{aligned} \Phi_{\max} &= (mc_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = (mc_p)_c (T_{ce} - T_{fe}) \\ \Phi &= (mc_p)_c (T_{ce} - T_{cs}) \end{aligned}$$

$$\text{on a alors : } \varepsilon = \varepsilon_c = \Phi / \Phi_{\max} = (T_{ce} - T_{cs}) / (T_{ce} - T_{fe})$$

on parle alors d'efficacité de chauffage.

2) Méthode NUT :

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus. La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface d'échange nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.

La méthode à employer consiste à la détermination du NUT puis l'efficacité pour calculer

finalement la surface d'échange nécessaire. Le déroulement du calcul peut être schématisé comme suit (Figure II.8):

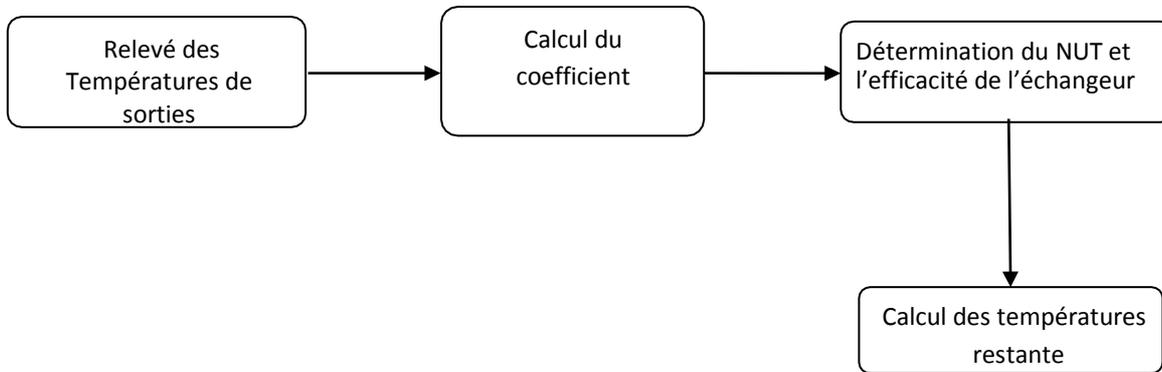


Figure II.6 : Organigramme de calcul par la méthode NUT.

- Des problèmes de performance où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sortie. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'en déduit la valeur de l'efficacité et les deux températures de sorties [13].

Le rapport de déséquilibre : c'est le rapport des débits thermiques :

$$R = \frac{(\dot{m}C_p)_f}{(\dot{m}C_p)_c}$$

- **Nombre d'unités de transfert : [12].**

On appelle nombre d'unités de transfert, le nombre sans dimension donné par :

$$NUT = h \frac{S}{\dot{m}C_p}$$

Le nombre d'unités de transfert du côté chaud :

$$NUT_c = h \frac{S}{(\dot{m}_c C_{p_c})}$$

Le nombre d'unités de transfert du côté froid :

$$NUT_c = h \frac{S}{(\dot{m}_f C_{p_c})}$$

Dans la pratique, seul le NUT correspondant au débit thermique minimum est utile. On le notera NUT sans préciser d'indice :

$$NUT = h \frac{S}{(\dot{m} C_p)_{\min}}$$

L'idée de la méthode du NUT consiste à exprimer l'efficacité E de l'échangeur en fonction des deux paramètres C et NUT pour chaque configuration d'échangeur.

On dispose alors d'une fonction générale indépendante des conditions particulières de température ou de débit qui permet de calculer rapidement les flux mis en jeu sans connaître les températures de sortie.

Dans le cas d'une circulation à contre courant on a :

$$E = \frac{1 - e^{(-NUT(1+C))}}{1 + C}$$

Dans le cas d'une circulation à co-courant on a :

$$E = \frac{1 - e^{(-NUT(1-C))}}{1 - C \cdot e^{(-NUT(1-C))}}$$

Il ne reste plus qu'à calculer le flux par l'équation :

$$\Phi = E \cdot \Phi_{\max}$$

Les températures de sortie seront déduites :

$$\Phi_c = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c_s} - T_{c_e})$$

$$\Phi_f = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{f_s} - T_{f_e})$$

Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé.

Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = h \frac{S}{(\dot{m} C_p)_{\min}}$$

Dans le cas où le un nombre d'unité de transfert est trop petit ($NUT < 1$), l'échangeur est

peu efficace, quel que soit le sens de circulation. Dans le cas contraire, si le nombre d'unité de transfert est assez grand ($NUT =$ de 5 à 10), l'échangeur de chaleur est très efficace.

- **Relation entre l'efficacité et NUT :**

La relation entre l'efficacité et le nombre d'unités de transferts NUT est donnée par l'équation:

$$NUT = -\ln(1 - E)$$

II.7 Étude des pertes de charge :

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil.

La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression.

Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la Perte de charge à une valeur inférieure à 1 kg/cm^2 pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement des pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

II.7.1 Pertes de charge coté tube :

Calcul de la perte de charge linéaire La perte de charge linéaire est calculée suivant l'équation de Fanning formulée comme suit [8]:

$$\Delta P_L = 4 f N_{pt} \frac{L_t}{d_i} \frac{G_t^2}{2\rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p}\right)^a$$

ΔP_L : Perte de charge linéaire dans les tubes (N. m^{-2}).

ρ_t : Masse volumique du fluide circulant dans les tubes (Kg. m^{-3}).

f : Facteur de friction.

a : Coefficient empirique.

Pour un écoulement laminaire [8] :

$$a = 0.25$$

$$f = \frac{16}{\text{Re}_t}$$

Pour un écoulement turbulent [8]:

$$a = 0.14$$

$$f = 0.0014 + 0.132 \text{Re}_t^{-0.32}$$

- **Calcul de la perte de charge linéaire [8] :**

$$\Delta P_L = 4 f N_{pt} \frac{L_t}{d_1} \frac{G_t^2}{2\rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p}\right)^a$$

- **Calcul de la perte de charge singulière [8] :**

$$\Delta P_s = 4 N_{pt} \frac{G_t^2}{2\rho_t}$$

ΔP_s : Perte de charge singulière dans les tubes ($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$).

- **perte de charge totale dans les tubes [8] :**

$$\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_s$$

Ce qui donne :

$$\Delta P_t = \left(4f \frac{L_t N_{pt}}{d_i} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p}\right)^a + 4N_{pt} \right) \frac{G_t^2}{2\rho_t}$$

ΔP_t : Perte de charge totale dans les tubes ($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$).

II.7.2 Perte de charge cotée calandre

La perte de charge dans la calandre est proportionnelle au nombre de passages du fluide dans le faisceau tubulaire. Si N_B est le nombre de chicanes, le fluide circulant dans la calandre traverse le faisceau ($N_B + 1$) fois. Elle est également proportionnelle à la longueur du trajet à chaque croisement de faisceau, ce qui peut être représenté par le diamètre de la calandre [9].

- Calcul de la perte de charge :

$$\Delta P_c = f \frac{(N_B + 1)d_o}{d_e} \frac{G_c^2}{2\rho_c} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c}\right)^{0.14}$$

ΔP_c : Perte de charge dans la calandre ($N \cdot m^{-2}$).

ρ_c : Masse volumique du fluide circulant dans la calandre ($kg \cdot m^{-3}$).

Pour $Re < 500$:

$$f = \exp(5.1858 - 1.7645 \ln Re_c + 0.13357 (\ln Re_c)^2)$$

Pour $Re > 500$:

$$f = 1.728 Re_c^{-0.188}$$

II.8 Conclusion :

Enfin après avoir vu les différentes méthodes de calcul, le dimensionnement des échangeurs de chaleur est un processus complexe, souvent soumis à de nombreuses contraintes et hypothèses. De toute évidence, un échangeur de chaleur correctement dimensionné, construit, installé, et correctement utilisé peut améliorer considérablement l'efficacité et l'énergie du processus.

Chapitre III :
Dimensionnement de
l'échangeur

III.1 Introduction :

Ce chapitre aborde le calcul des différents paramètres thermiques et hydrodynamiques qui caractérisent l'échangeur de chaleur à l'étude. Les données utilisées pour les calculs théoriques sont données. B. Débit d'entrée, température d'entrée et de sortie.....,

Dans les calculs d'échangeur de chaleur, l'objectif est de récupérer une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques. Par conséquent, les calculs d'unité impliquent toujours deux considérations parallèles : le transfert de chaleur et la perte de charge.

III.2 Principe de dimensionnement:

Pour réaliser le dimensionnement d'un échangeur de chaleur, il faut considérer plusieurs phénomènes thermiques :

- La convection forcée de chacun des 2 fluides. La convection est la transmission calorifique entre une paroi et un fluide en déplacement, tous deux ayant des températures différentes. Dans le cas des échangeurs thermiques, on parle de convection forcée puisqu'elle est provoquée par circulation artificielle (pompes, turbines, ventilateurs...)
- La conduction. C'est le transfert calorifique qui s'effectue naturellement à travers les parois, les plaques et les tubes. Ce phénomène repose sur le principe d'agitation thermique sans qu'il y ait déplacement de matière.
- Le rayonnement thermique qu'on peut considérer comme négligeable.

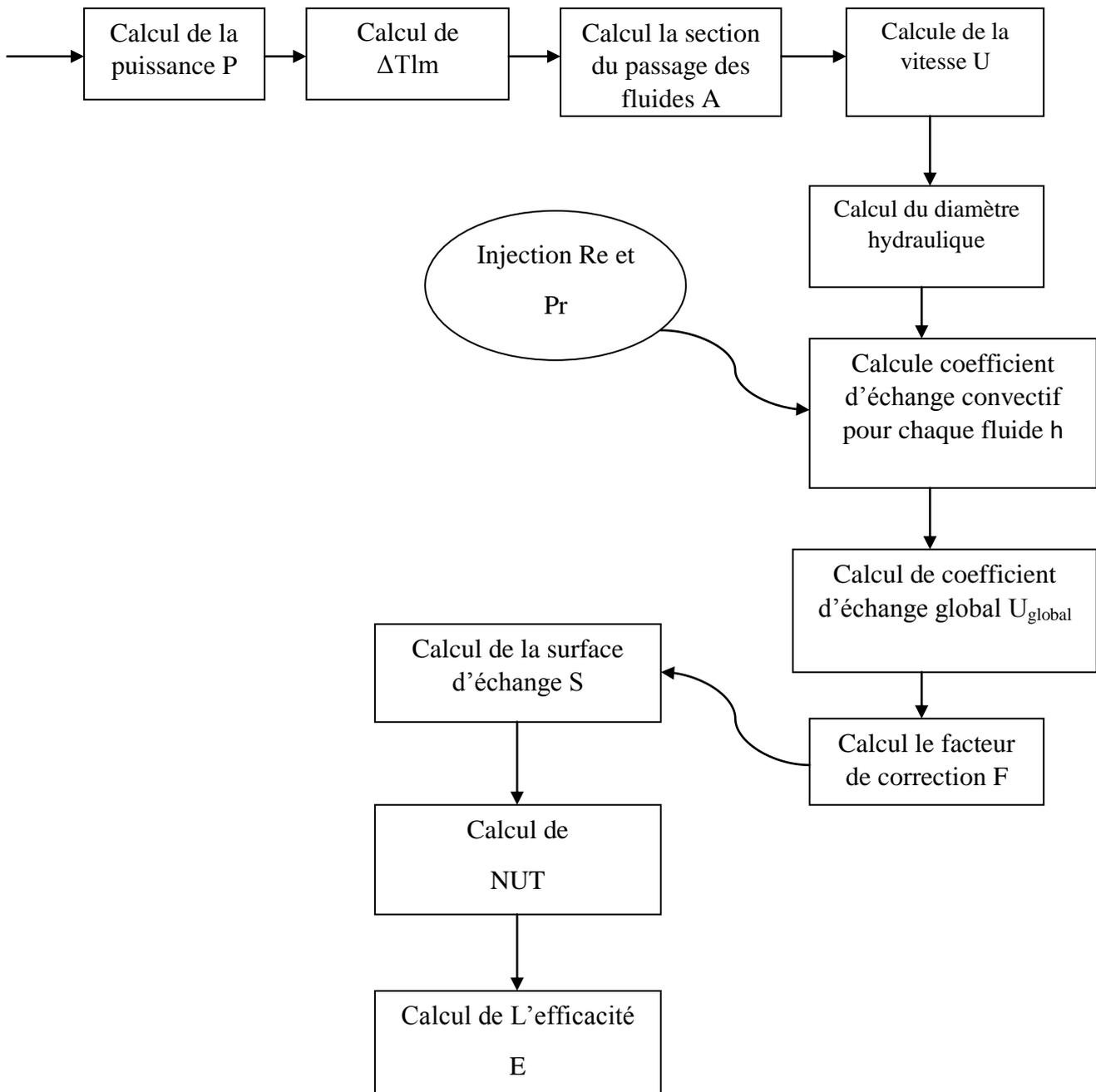
III.3 Principes de calcul :

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

III.4 Schéma de calcul :



III.5 Les données et les propriétés thermo physiques de chaque fluide :

	Fluide chaud (1)	Fluide froid (2)
Température d'entrée(C°)	50	24
Température de sortie(C°)	42	28
La masse volumique ρ (kg/m^3)	989,80	996,86
Débit massique m (m^3/s)	0,05	0,10
Chaleur massique c_p ($J/k.kg$)	4180	4179
Conductivités thermique λ ($W/m.k$)	0,6	0,6
Viscosité dynamique μ ($kg/m.s$)	0,000586	0,000871

Tableau III.1 : Propriétés thermodynamique de chaque fluide.

- Les données mesurées à partir de l'échangeur a étudié :

Nombre total des tubes nt	9
Conductivité thermiques (tube) ($W/m.k$)	386
Diamètre ext de tube (m)	0,012
Diamètre Int de tube (m)	0,01
L'épaisseur de tube (m)	0,001
La longueur de tube (m)	/
Diamètre ext de la calandre (m)	0,11
Diamètre Int de la calandre (m)	0,1046
L'épaisseur de la calandre (m)	0,0027
Pas longitudinal (m)	0,03
Pas transversal (m)	0,03
Disposition des tubes	Pas carré
Nombre de chicanes	0
Nombre de passe cotée tube	1
Nombre de passe cotée calandre	1

Tableau III.2 : mesure et propriété de l'échangeur à étudier.

III.6 Présentation de calcul :

- Transfert de chaleur :

$$P = \dot{m} c_p \Delta T = 0,05 \cdot 4180 \cdot 8 = 1672 \text{ W}$$

- Différence de température logarithmique (contre-courant) :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(50-28)-(42-24)}{\ln\left(\frac{22}{18}\right)} = 19,9 \text{ K}$$

III.6.1 Calcul coté tube (fluide chaud) :

- Calcul la Section de passage du fluide A_t :

$$A_t = (\pi r_1^2) \cdot n_t = 3,14 \cdot (0,005)^2 \cdot 9 = 7,065 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

n_t : Nombres de tubes.

- Débit massique \dot{m}_t :

$$\dot{m}_t = \rho_t U_t A_t = 0,05 \text{ kg/s}$$

- la vitesse U_t :

$$U_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_t} = \frac{0,05}{989,80 \cdot 7,065 \cdot 10^{-4}} = 0,07 \text{ m/s}$$

- Débit massique traversant un tube \dot{m}'_t :

$$\dot{m}'_t = \frac{\dot{m}_t}{9} = \frac{0,05}{9} = 5,555 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

- Le flux massique (ou vitesse massique $\rho_t \cdot U_t$) par tube G_t :

$$G_t = \frac{\dot{m}'_t}{(\pi \cdot r_1^2)} = \rho_t \cdot U_t$$

$$= \frac{5,555 \cdot 10^{-3}}{(3,14 \times 0,005^2)} = 0,07 \times 989,80 = 69,286 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$$

- Calcul le débit volumique q_t :

$$q_t = U_t \cdot A_t = 0,07 \times 7,065 \cdot 10^{-4} = 4,9455 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

- Calcul le nombre de Reynolds Re_t :

$$Re_t = \frac{G_t \cdot D_H}{\mu_t} = \frac{G_t \cdot 2r_1}{\mu_t} = \frac{69,286 \times 0,01}{0,000586} = 1182,35$$

- Calcul le nombre Prandtl Pr_t :

$$Pr_t = \frac{c_{p_t} \cdot \mu_t}{\lambda_t} = \frac{4180 \times 0,000586}{0,6} = 4,08$$

- Calcul le nombre de Nusselt :

$$Nu_c = 0,27 Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} = 0,27 (1182,35)^{0,63} \cdot 4,08^{0,36} = 38,6$$

- Calcul le coefficient de transfert de chaleur h_t :

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot \lambda_t}{D_h} = \frac{38,64 \times 0,6}{0,01} = 2318,4 \text{ (W/(m}^2 \cdot \text{K))}$$

III.6.2 Calcul coté calandre sans chicanes (fluide froid contre-courant) :

- Section de la veine fluide A_c :

$$A_c = (\pi \cdot R_1^2) - (\pi \cdot r_2^2) \cdot n_t = (3,14 \times 0,0523^2) - (3,14 \times 0,006^2) \cdot 9 = 7,5714 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

- Le débit massique m_c :

$$M_c = \rho_c U_c A_c = 0,10 \text{ kg/s}$$

- La vitesse U_c :

$$U_c = \frac{m_c}{\rho_c \cdot A_c} = \frac{0,10}{996,86 \times 7,5714 \cdot 10^{-3}} = 0,013 \text{ (m/s)}$$

- Le flux massique (ou vitesse massique $\rho_c U_c$) G_c :

$$G_c = \frac{m_c}{A_c} = \frac{0,10}{7,5714 \cdot 10^{-3}} = \rho_c \cdot U_c = 996,86 \times 0,013 = 13,21 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$$

- Calcul le diamètre hydraulique D_h :

$$D_h = \frac{4A_c}{(\pi \cdot 2R_1) + (\pi \cdot 2r_2) \cdot n_t} = \frac{4 \cdot 7,5714 \cdot 10^{-3}}{(3,14 \times 0,1046) + (3,14 \cdot 0,012) \cdot 9} = 0,0454 \text{ m}$$

- calcul le diamètre équivalent D_e :

$$D_e = \frac{4A_c}{(\pi \cdot 2r_2) \cdot n_t} = \frac{4 \cdot 7,5714 \cdot 10^{-3}}{(3,14 \times 0,012) \cdot 9} = 0,0893 \text{ m}$$

- Calcul le nombre de Reynolds Re_c :

$$Re_c = \frac{G_c \cdot D_H}{\mu_c} = \frac{13,21 \times 0,0454}{0,000871} = 688,56$$

- Calcul le nombre de Prandtl Pr_c :

$$Pr_c = \frac{c_{p_c} \cdot \mu_c}{\lambda_c} = \frac{4179 \times 0,000871}{0,6} = 6,066$$

- calcul le nombre de Nusselt Nu_c :

$$NU=0,52Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36}=0,52(688,56)^{0,5} \times (6,066)^{0,36}=26,11$$

- Calcul le coefficient de transfert de chaleur h_c :

$$h_c = \frac{NU_c \cdot \lambda_c}{D_e} = \frac{(26,11 \times 0,6)}{0,0893} = 175,43 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

- Le coefficient d'échange global U_{global} :

$$U_{\text{global}} = \frac{1}{\frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_c} + R_c + R_t + \frac{e}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{175,43} + \frac{1}{2318,4} + \frac{0,001}{386}} = 163,02 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

$R_c + R_t$: (sont des résistances thermiques dus à l'encrassement exprimé en ($\text{m}^2 \text{K/W}$)).

$\frac{e}{\lambda}$: (Résistance thermique de la paroi exprimée en ($\text{m}^2 \text{K/W}$)).

Avec $R_c + R_t = 0$.

III.7 Calcule de F (facteur de correction) :

- Paramètre R et P pour correction du Δt :

$$R = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{f_s} - T_{f_e}} = \frac{50 - 42}{28 - 24} = 2 > 1$$

$$P = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = \frac{28 - 24}{50 - 24} = 0,1538 < 1$$

$$R > 1 \longrightarrow R' = P \cdot R = 0,3076$$

$$P < 1 \longrightarrow P' = 1/R = 0,5 \quad F(R', P') = 0,91$$

- Surface d'échange :

$$S = \frac{p}{U_g \cdot \Delta TLM \cdot F} = \frac{(1672)}{(163,02 \times 19,9 \times 0,91)} = 0,566 \text{ m}^2$$

$$S = (\pi \cdot 2r_2) \cdot L \cdot n_t = 0,566 \text{ m}^2$$

➤ La longueur des tubes :

$$L = \frac{S}{2\pi r_2 n_t} = \frac{0,566}{3,14 \times 0,0129} = 1,67 \text{ m}$$

- Efficacité de l'échangeur :

$$E = \frac{\varnothing}{\varnothing_{\text{max}}} = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = \frac{50 - 42}{50 - 24} = 0,3$$

AVEC :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{209}{417,9} = 0,5$$

$$C_{\min} = m_t \cdot c_{p_t} = 0,05 \times 4180 = 209 \text{ W / K}$$

$$C_{\max} = m_c \cdot c_{p_c} = 0,10 \times 4179 = 417,9 \text{ W / K}$$

- **Calcul de NUT :**

$$NUT = \frac{U_g \cdot S}{C_{\min}} = \frac{163,02 \times 0,566}{209} = 0,43$$

III.8 Calcul hydraulique :

III.8.1 Pertes de charge coté tube :

- **Facteur de friction En régime laminaire f :**

$$f = \frac{16}{Re_t}$$

- fluide chaud :

$$f_t = \frac{16}{Re_t} = \frac{16}{1182,35} = 0,013$$

- fluide froid :

$$f_c = 1,728 Re_c^{-0,188}$$

$$f_c = 1,728 (688,56)^{-0,188} = 0,5$$

- le facteur de correction ϕ :

$$\phi_{\text{tube}} = \left(\frac{\mu_c}{\mu_t'} \right)^{0,25} = \left(\frac{0,000586}{0,000586} \right)^{0,25} = 1$$

$$\phi_{\text{calandre}} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_c'} \right)^{0,25} = \left(\frac{0,000871}{0,000871} \right)^{0,25} = 1$$

(μ_c' et μ_t') viscosité dynamique du fluide à la température des parois T_p [Kg/m.s].

- **Perte de charge Linéaire ΔP_L :**

$$\Delta P_L = 4 f N_{pt} \frac{L_t}{d_1} \frac{G_t^2}{2 \rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a$$

$$\Delta P_L = 4 \times 0,013 \times 9 \times \frac{1,67 \times (69,286)^2}{2 \times 989,80 \times 0,01} = 189,53 \text{ pa}$$

• Perte de charge singulière ΔP_s :

$$\Delta P_s = 4 N_{pt} \frac{G_t^2}{2\rho_t}$$

$$\Delta P_s = 4 \times 9 \times \frac{(69,286)^2}{2 \times 989,80} = 87,30 \text{ pa}$$

• Perte de charge totale ΔP_{total} :

$$\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_s$$

$$\Delta P_t = 189,53 + 87,3$$

$$\Delta P_t = 276,83 \text{ pa}$$

III.8.2 Pertes de charge coté calandre:

$$\Delta P_c = f \frac{(N_B + 1) D_1 G_c^2}{d_e} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0,14}$$

$$\Delta P_c = 0,5 \frac{(0+1) 0,1046 \times (13,21)^2}{2 \times 996,86 \times 0,0893} = 0,05 \text{ Pa}$$

III.9 Les résultats de calcul :

Caractéristiques	Données mesurées	unités
Chaleur échangée	1672	W
Surface d'échange	0,566	m ²
ΔTLM	19,9	K
Nombre des tubes	9	/
Coefficient de transfert de chaleur	163,02	w/m ² k
Pertes de charge cotée tube	276,83	pa
Pertes de charge cotée calandre	0.05	pa
Longueur des tubes	1,67	m
Longueur de la calandre	1,67	m

Tableau III.3 : résultat de calcul 1.

	Fluide chaud	Fluide froid	unités
Diamètre hydraulique D_h	0,01	0,0454	m
Diamètre equivalent D_e	/	0,0893	m
Flux massique G	69,286	13,21	(kg/m ² .s)
Renault R_e	1182,35	688,56	/
Prandtl P_r	4,08	6,066	/
Nusselt N_u	38,6	26,11	/
Coefficient de transfert convectif h	2318.4	175,43	(w/m ² .k)
Vitesse U	0,07	0,013	m/s

Tableau III.4 : résultat de calcul 2.

C_{min}	209
C_{max}	417,9
E	0,3
NUT	0,43

Tableau III.5 : résultat de calcul 3.

- Matériaux utilisé :

Tube	Cuivre
Calandre	PVC PN4

Tableau III.6 : Matériaux utilisé.

III.10 Dimensionnement et conception :

Dans cette partie du projet, on a précisé le dimensionnement et les différentes pièces de l'échangeur et les assemblages de l'échangeur étudié.

III.10.1 Le choix de l'outil de CAO et de la démarche de conception :

L'étude et la conception d'un produit mettent en évidence un certain nombre de paramètres déterminants pour le choix de l'outil de conception. En effet, une fois le concept de notre échangeur est défini et choisi, nous avons procédé à l'étape de la conception préliminaire, au cours de laquelle nous avons établi un design général du l'échangeur, puis nous l'avons subdivisé en groupement de pièces pour pouvoir trouver les solutions technologiques appropriées au fonctionnement, mais aussi réalisables, étant donné la

disponibilité du matériel sur le marché et les moyens existant à l'atelier du Département de Génie Mécanique de l'École.

Lors de cette étape, la conception (dessins, dimensionnement et calculs) a été réalisé à la main, et tout au long de la réalisation nous avons été amenés à apporter plusieurs changement et modification à notre projet (formes, dimensions, calculs), voir même changer entièrement la conception d'une ou plusieurs parties de notre projet, ainsi que les solutions technologiques correspondantes. Ceci est dû à de nombreuses contraintes rencontrées lors de la réalisation (disponibilité, ...etc.).

À cet effet, l'outil CAO à choisir, doit surtout être flexible par rapport à ces changements, un outil qui concentre l'attention sur les exigences fonctionnelles de la conception avant de s'engager dans la géométrie, et qui prend en compte l'idée initiale du concepteur. Notre choix s'est porté sur le logiciel Solidworks (Éducation Edition, version 2014) sous licence gratuite SDK, Solidworks est un logiciel de modélisation 3D de la société « Dassault systèmes », également éditeur du logiciel CATIA. C'est un logiciel de conception et de dessin technique à vocation mécanique que l'on trouve dans plusieurs domaines (automobile, construction, matériel industriel, ...etc.).



Figure III.1 : logo du logiciel Solidworks.

III.10.2 La conception :

La conception est une étape indispensable avant tout projet de construction ; dès la phase de conception, on a intérêt à définir les méthodes de fabrication et d'assemblage des pièces en prenant compte la faisabilité du montage, son ordre chronologique et en vérifiant la bonne interaction des pièces entre elles.

- **Plaque tubulaire avec dimension:** Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm.

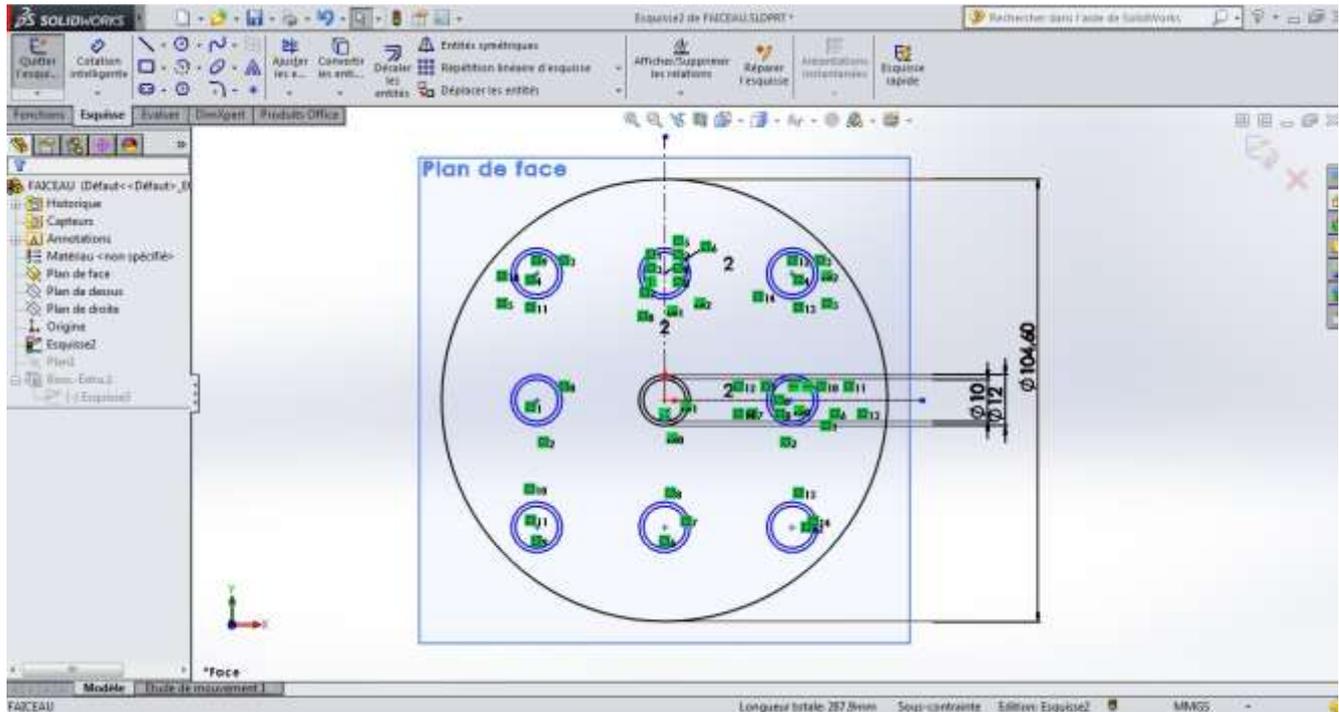


Figure III.2 : Dimension du plan de face 1.

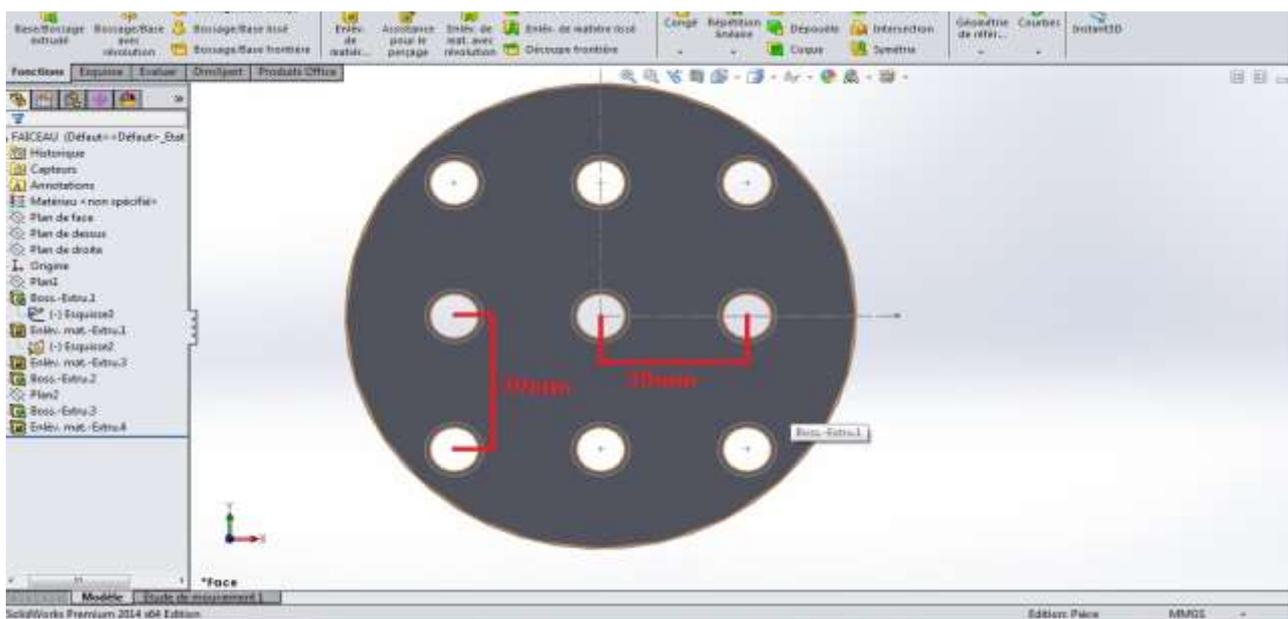


Figure III.3 : Dimension du plan de face 2.

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

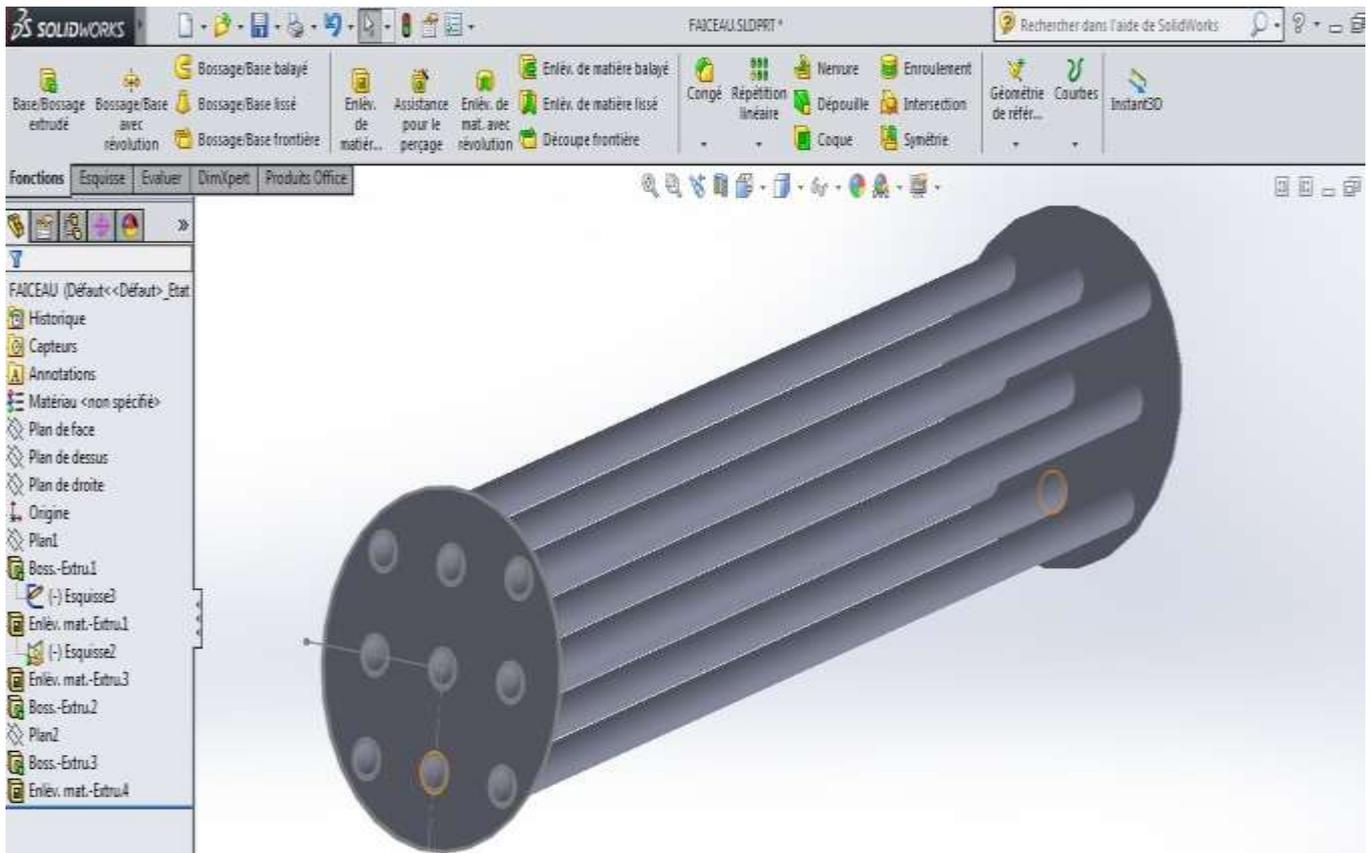


Figure III.4 : Faisceau tubulaire dans solidworks.

- **Calandre** : l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire, A chaque extrémité Sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution.

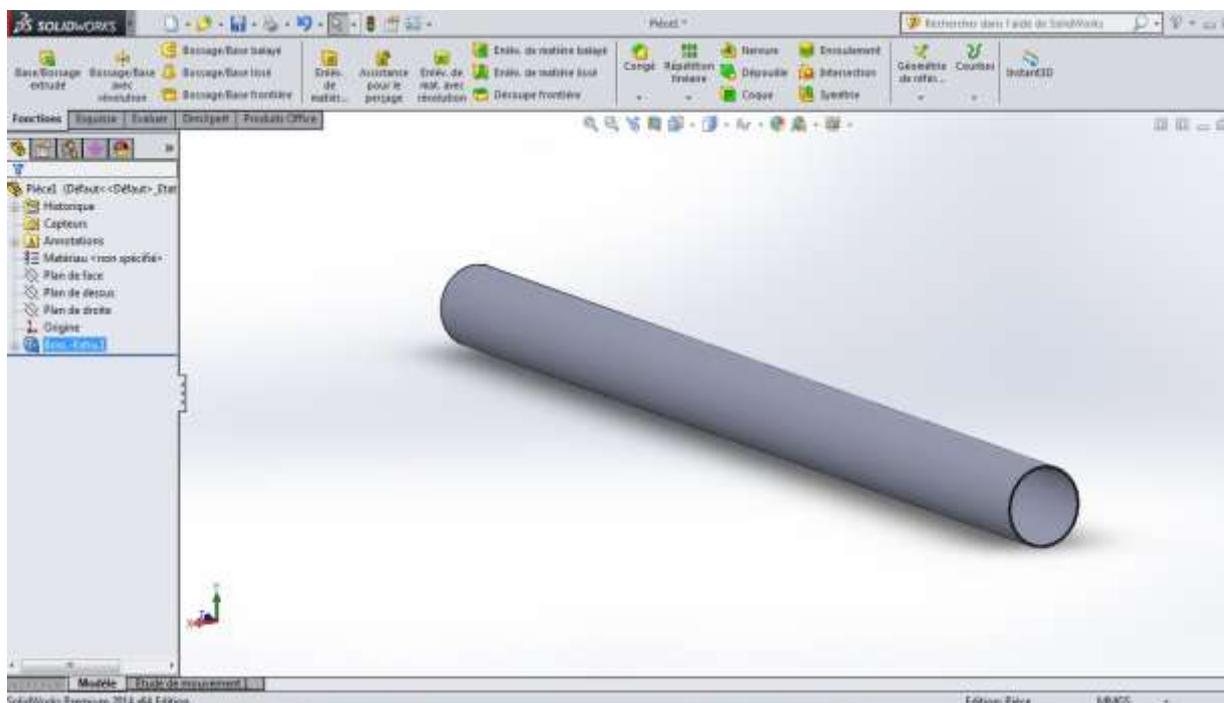


Figure III.5 : calandre sous solidwork.

- **Connexion calandre** : Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaques de renforcement.

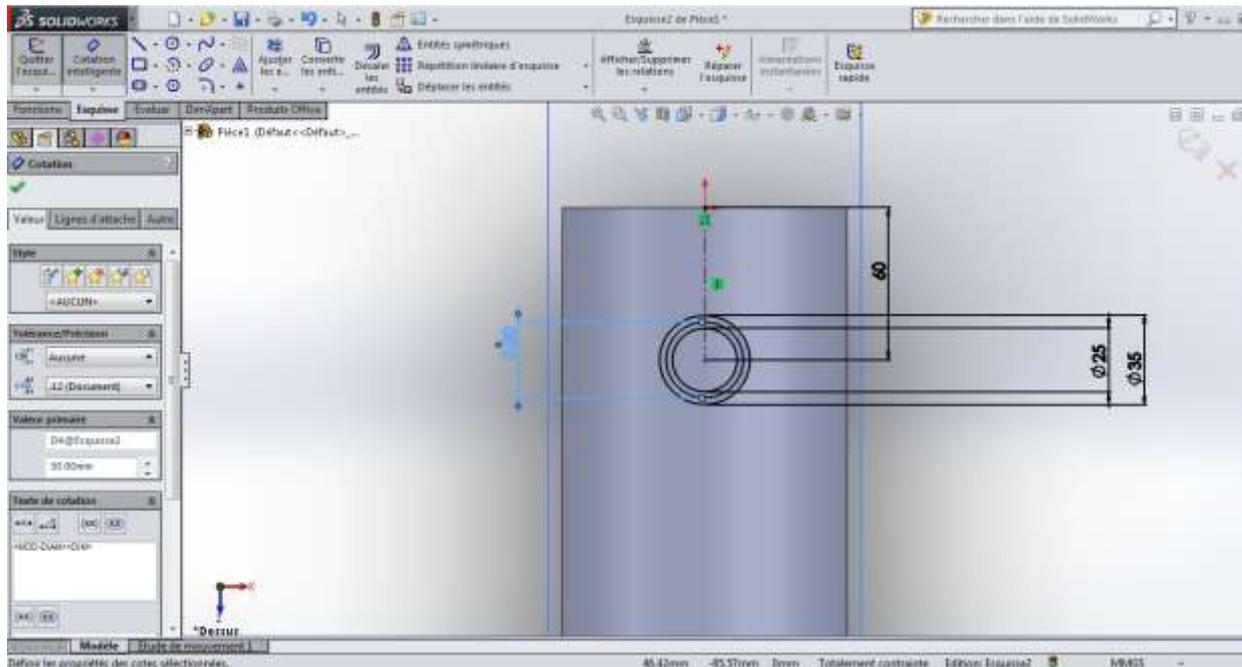


Figure III.6 : diamètre connexion de la calandre.

- **Assemblage faisceau et calandre** :

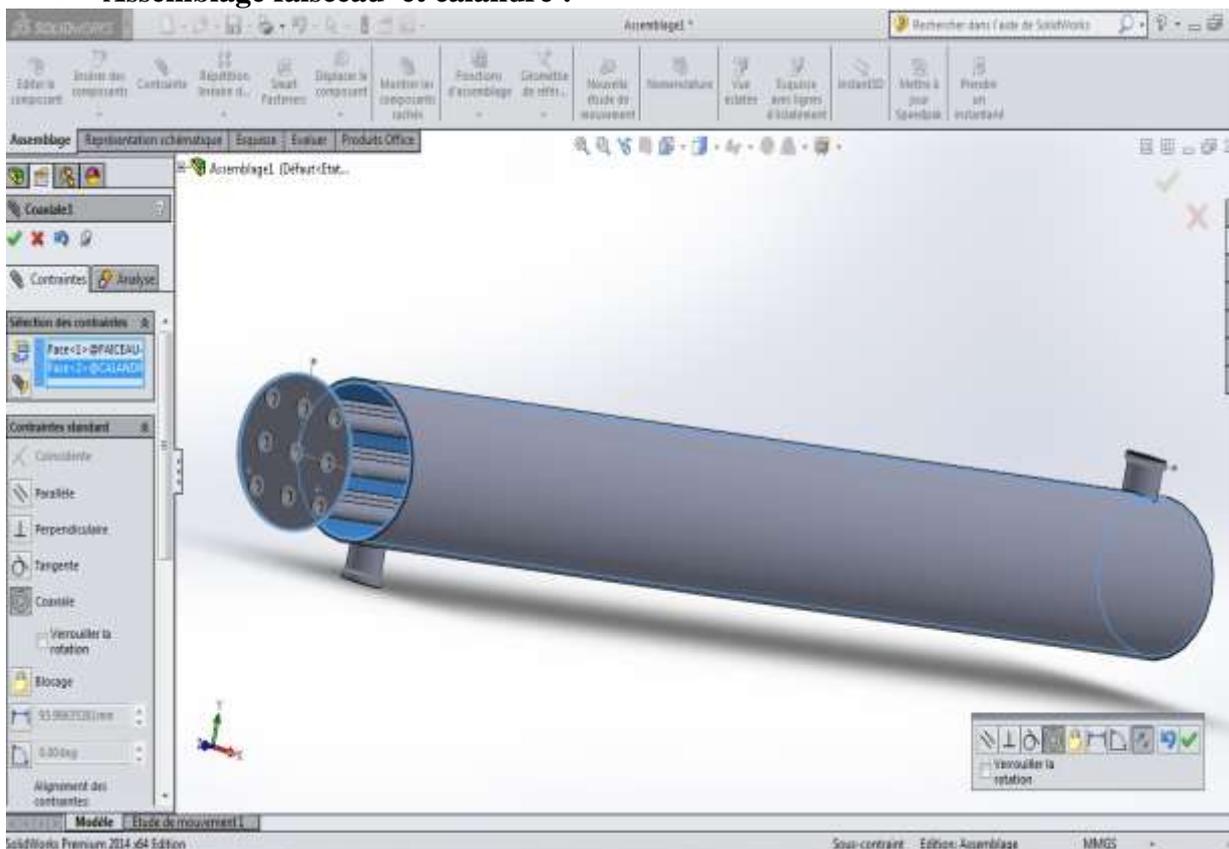


Figure III.7 : Assemblage.

III.11 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté les étapes de réalisation d'un échangeur de chaleur tubulaire.

La conception que nous avons choisie pourrait certainement être améliorée, mais elle dépend fortement des fonds disponibles.

L'aspect et le fonctionnement général des composants de l'échangeur de chaleur semblent satisfaisants.

Conclusion générale

Conclusion Générale:

L'échangeur à faisceau et calandre fait partie de la famille des échangeurs tubulaires qui sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. L'objectif du calcul thermique d'un échangeur est l'évaluation de la surface d'une géométrie capable de réaliser le service thermique, les méthodes utilisées sont la DTLM et le NUT.

Le mode de transfert de chaleur intervenant dans l'échangeur de chaleur est la conduction et la convection, et pour assurer un transfert de chaleur il faut avoir une différence de température entre les deux fluides. L'échangeur de chaleur à contre-courant est beaucoup mieux que l'échangeur de chaleur à co-courant. Le fonctionnement de l'échangeur de chaleur dépend de nombreux paramètres les plus importants de ces paramètres est la température et de pression des fluides, propriétés physiques ainsi le régime de l'écoulement. L'étude effectuée sur un l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre,

L'objectif de cette étude était de dimensionner un échangeur de chaleur tubulaire, initialement conçu pour chauffer de l'eau potable à partir de l'eau chaude usée pour une utilisation destiné.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Site web: la récupération de la chaleur dans l'industrie des aliments et boissons. Htm.
- [2] W. Technid." Raffinage et génie chimique Tomme 1 et 2", 1965.
- [3] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [4] Andre Bontemps " Echangeur de Chaleur ", Institut universitaire de technologie, département Génie thermique et Énergie, université Joseph Fourier.
- [5] J.F. Saccadura. "Initiation aux transferts thermiques", 4^{ème} tirage paris, 1993.
- [6] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; univtlemcen ; 2014 ; pp. 1-2.
- [7] M. S. Mon and U. Gross, « Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [1] Yves Jannot, « transferts thermiques », p7/p161, 2012.
- [2] « Techniques de froid technique général », CfmnLog YSH04054,30 juin 1998.
- [3] Leconte.J, « Echangeur de chaleur dimensionnement thermique », techniques de l'ingénieur, traité mécanique et chaleur [B2342].
- [4] « transfer de chaleur » CESIRE, université de Joseph Fourier ,Grenoble.
- [5] M. S. Mon and U. Gross, « Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [6] jean Luc Battaglia, Andrzej Kusiak , Jean Rodolphe Puiggali « introduction aux transferts thermiques », p7-8/p91/p93, Dunod, 2010.

- [7] Boulahlib.M.S, « contribution à l'étude des échangeurs de chaleur à ailettes intégrales », thèse de magister, Université de Constantine ,1998.
- [8] Boulahlib.M.S, « installation thermique industrielle » , cours TEC628.
- [9] J.F. Saccadura, « Initiation aux transferts thermiques », paris 4 ème tirage 1993.
- [10] B. Eyglunent , Manuel de thermique, Hermès , (2000).
- [11] YVES JANNOT, Transfert thermique ; Ecole des minces NANCY; 2012.
- [12] Pascal Tobaly, « Echangeurs de Chaleur »,2002.
- [13] Jaque Padet, « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calculs », paris : Masson 1994.

Résumé :

Cette étude rentre dans le cadre du dimensionnement d'un échangeur tubulaire, elle est effectuée sur la base de données pour but d'adopter la fonctionnalité des échangeurs à grand échelles.

Notre travail a porté sur l'étude d'un échangeur tubulaire à contre-courant une approche théorique a été établie en utilisant les différentes méthodes de calculs existantes (DTLM, NUT).

L'objectif de ce mémoire consiste à recenser les problèmes de fonctionnalité et proposer une solution qui répond aux besoins thermiques nécessaires ce qui nous a permis de faire une étude et une analyse thermique et hydraulique afin de réaliser le choix et le dimensionnement et la conception de ce l'échangeur.

Abstract:

This study falls within the framework of the dimensioning of a tubular exchanger, it is carried out on the basis of data for the purpose of adopting the functionality of large-scale exchangers.

Our work has focused on the study of a tubular exchanger against the current a theoretical approach has been established using the various existing methods of calculation (DTLM, NUT).

The objective of this dissertation is to identify the problems of functionality and propose a solution that meets the thermal needs necessary, which allowed us to make a study and a thermal and hydraulic analysis in order to achieve the choice and sizing and design of this exchanger.