République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et la Recherche Scientifique

Université Yahia Farès de Médéa

Faculté des Sciences



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en mécanique

Option : Energie renouvelabl

Un échangeur de chaleur triple tubes concentrique

Présenté par :

Laidani fadoua

Hadj koula ahlem

Encadré par :

Dr.Zerrari Mounir

MEDEA 2021/2022

Remerciements

Avant tout, notre remerciements vont à ALLAH le tout puissant, pour le courage qu'il nous a donné et la force pour mener ce travail jusqu'à la fin.

Nous souhaitons tout d'abord adresser un très grand remerciement et le plein respect de la vertu au personne qui nous a encadré Dr.ZERRARI mounir, docteur à l'université de medea, nous volons la remercier pour son accueil, son aide, sa gentillesse, sa disponibilité tout le long de ce travail et ces précieux conseils constructifs.

Nous voulons exprimer par ces quelques lignes de remerciements notre gratitude envers tous ceux en qui par leur présence, leur soutien leur disponibilité et leurs conseils, nous avons eu courage d'accomplir ce projet.

En fin, nous ne pouvons achever ce mémoire sans exprimer notre gratitude à tous les enseignantes et les enseignants du département de mequanique de l'université de Medea pour leur dévouement et leur assistance tout au long de nos études universitaires.

Dédicaces

J'exprime ma gratitude et mes remerciements les plus sincères et les plus Profonds à Dieu tout puissant qui m'a donné la force et la patience pour pouvoir accomplir ce travail à terme.

J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail à mes parents les deux chères du monde qui m'ont appris les grandes valeurs et le sens de l'humanité que dieu les protège.

A mon fiancé pour les encouragements, la confiance et le soutien moral.

A toute la famille Laidani

Mes amis

A toute la promotion mécanique 2022

A tous ceux qui me sont chers

F.laidani

Dédicaces

J'exprime ma gratitude et mes remerciements les plus sincères et les plus Profonds à Dieu tout puissant qui m'a donné la force et la patience pour pouvoir accomplir ce travail à terme.

J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail à mes parents les deux chères du monde qui m'ont appris les grandes valeurs et le sens de l'humanité que dieu les protèges.

A mes chers frères, mon oncle et ma sœur pour les encouragements, la confiance et le soutien moral.

A toute la famille Hadj koula

Mes amis

A toute la promotion mécanique 2022

A tous ceux qui me sont chers

A. hadj koula

Table des matières

Introduction générale 1

Chapitre I : Aspects théoriques des Échangeurs thermiques

Introduction. 3
Définition 3
Structure de l'échangeur 3
Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur 4
Classification des échangeurs de chaleur 4
Processus de transfert 5
Géométrie de construction 5
Échangeurs tubulaires 5
Échangeurs à plaques 7
Mécanismes de transfert de chaleur 9
Arrangement de l'écoulement 9
I.5. Autres types d'échangeurs 10
Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournant 10
Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves) 11
Échangeurs à caloducs 12
Échangeur liquide-liquide 13
Échangeurs lamellaires 13
Échangeurs à plaques brasées 14
I.6. Rôles des échangeurs 15
I.7. L'encrassement des Echangeurs de chaleur 15
I.7.1. Classification : différents types d'encrassement 16
I.7.1.1. Encrassement particulaire 17
I.7.1.2. Entartrage 17
I.7.1.3. Corrosion 18
I.7.1.4. Encrassement biologique 18
I.7.1.5. Encrassement par réaction chimique 19
I.7.1.6. Encrassement par solidification 19
Processus encrassement 19

Conséquences de l'encrassement 20
Conclusion 20

Chapitre II : Méthodes de Calcul des Échangeurs de Chaleur

Introduction 21
Grandeurs thermiques 21
La température 21
Champ de température 21
Flux de chaleur 21
La chaleur 22
La chaleur spécifique 22
Conductivité thermique 22
Résistance de contact 22
Grandeurs physiques 23
La densité 23
La viscosité 23
Le débit 23
Le nombre de Reynolds 23
Nombre de Nusselt 24
Nombre de Prandtl 24
Modes de transfert de chaleur 25
La conduction thermique 25
Convection thermique 26
Rayonnement 26
Étude d'un échangeur 27
Coefficient global de transfert de chaleur 27
Méthodes analytiques 28
Méthode DTLM 28
Méthode NUT 32
Méthodes numériques 34
Méthode des volumes finis 34
Méthode du diagramme température enthalpie 34
Méthode des différences finies 35

Méthode des éléments finis 35
Calcul du coût d'un échangeur de chaleur 35
Pertes de charges 36
Conclusion 36

Chapitre III : Etude numerique d un echangeur

Introduction 37
les metodes numerique 37
Résolution des équations par éléments finis. 37
Choix d'un maillage 37
La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro- Galerkin). 37
Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini. 38
Forme discrétisée : éléments finis. 39
Discrétisation de la forme intégrale faible 39
Conclusion 48

Chapitre IV : Application et résultats

Introduction 49
DEFINITION DE ANSYS 50
Description de la structure étudiée 50
Les dimensions des différentes géométries 51
Résultants et interprétations 52
représentation du champ de température dans l éthanol et Lair et de l'eau dans une seul graphe 60
Conclusion et perspectives 68

Liste des figures

Figure I.1 : Structure générale d'un échangeur de chaleur 3
Figure I.2 : Principe de l'échangeur tubulaire 5
Figure I.3 : Différents types d'échangeurs tubulaires 6
Figure I.4 : Composition d'un échangeur à plaques 7
Figure I.5 : Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur 10
Figure I.6 : Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournant 11
Figure I.7 : Échangeurs régénérateurs statiques 12
Figure I.8 : Échangeurs à caloducs 13
Figure I.9 : Échangeur spirale 13
Figure I.10: Echangeur de chaleur lamellaire 14
Figure I.11 : Échangeur de chaleur à plaques brasées 14
Figure I.12 : Echangeur sale et propre 16
Figure I.13 : Dépôt de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de Chaudière MP 17
Figure I.14 : Entartrage d'une chaudière à tubes de fumée (P=15 bar) 17
Figure I.15 : Importante corrosion 18
Figure I.16 : Dépôt de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métalliques dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (Raffinerie de pétrole) 19
Figure I.17 : Formation de dépôt 20
Figure II.1 : régimes d'écoulement 24
Figure II.2 : conduction de chaleur à travers une paroi 25
Figure II.3 : Phénomène de convection thermique 26
Figure II.4 : phénomène de rayonnement thermique 27
Figure II.5 : Organigramme de calcul par la méthode de la différence moyenne logarithmique 30
Figure II.6 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre courant 30
Figure II.7 : Organigramme de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert 32

Figure IV.2:Représentations partial de géométrie étudiée (échangeur triple tube) 52

Figure IV.3 : représentation de champ du température (air et sable) 53

Figure IV.4 :Profils de température pour les trois géométries (x1 ;x2 ;x3) air et sable 54

Figure IV.5 : Profils de température pour les trois géométries (x1 ;x2 ;x3) éthanol et sable.. 56

Figure IV.6 :représentation de champ du température(sable et l'eau).....57

Figure IV.7:Profils de température pour les trois géométries x1 ;x2 ;x3(eau et sable)..... 59

Figure IV.8 :Profils de température pour les trois géométrie l'eau et l'air et l'éthanol.....60

Liste des Tableaux

Tableau I.1 : composants essentielles d'un échangeur de chaleur 4
TableauIV.1:Les propriétés thermiques et dynamiques de Lair et de l'eau et éthanol. 51
Tableau IV.2.: Propriétés thermiques des matériaux 51

Tableau IV.3 :la configuration 52

Nomenclature

Symboles	Significations	Unité
ϕ	Le flux de chaleur	$[KW]$
φ	La densité flux de chaleur	$[KW/m^2]$
T	Température	$[\mathrm{K}]$
S	La surface d'échange	$[m^2]$
C_p	la chaleur spécifique	$[KW.Kg^{-1}]$
m	La masse	$[Kg]$
λ	La conductivité thermique	$[W.m^{-1}\mathrm{K}^{-1}]$
ρ	La masse volumique	$[Kg/m^3]$
μ	La viscosité dynamique	$[Kg.m^{-1}.s^{-1}]$
V	Viscosité cinématique	$[m^2.s^{-1}]$
U	La Vitesse moyenne du fluide	$[m.s^{-1}]$
L	La longueur caractéristique	$[m]$
$\dot{m}.Cp$	Le Débit calorifique	$[KW.\mathrm{K}^{-1}]$
v	Le volume	$[m^3]$
P	La pression	$[\mathrm{Pa}]$
$\dot{Q}$	La source de chaleur	$[W.m^{-3}]$
f	La force gravitationnelle	$[\mathrm{N}]$

g	L'accélération gravitationnelle	$\left[m.s^{-2}\right]$
t	Le temps	$\left[\mathrm{s}\right]$
Q	La quantité de chaleur	$\left[\mathrm{J}\right]$
e	L'épaisseur	$\left[m\right]$
$\dot{m}$	Le débit volumique	$\left[m^3/s\right]$
Q_m	Le débit massique	$\left[Kg/s\right]$

Indices et exposant

symbole	**signification**
c	chaud
f	froid
0	ambiant
1	entrée
2	sortie

RESUME

Selon la littérature, l'échangeur de chaleur à trois tubes concentriques est environ 70% plus efficace que l'échangeur de chaleur à deux tubes concentriques. Dans cette étude, nous nous intéressons à la simulation numérique du problème d'écoulement combiné. Turbulence dans un échangeur de chaleur à trois tubes par CFD Dans ce logiciel, nous avons réalisé une étude de performance de la configuration proposée et obtenu des donnéesde base, qui ont permis d'optimiser au sens suggéré par le mot.

Mots clés : Echangeur, concentrique, simulation numérique, éléments finis, Ecoulement ,turbulent ; conjugué, *tri tube concentrique*

Abstract

According to the literature, the three concentric tube heat exchanger is about 70% more efficient than the two concentric tube heat exchanger.In this study we are interestedin the numerical simulation of the combined flow problem. Turbulence in a three-tube heat exchanger by CFD In this software, we carried out a performance study of the proposed configuration and obtained basic data, which allowed to optimize in the sense suggested bythe word.

Keywords: Exchanger , concentric, numerical simulation, finite elements, flow , turbulent ;joint, *tri concentric tube*

ملخص

ونقًا لألدبيات ، نإن المبادالت الحرارية ذات ألنبوب الثالثة مئحدة المركز أكثر كفاءة بنسبة 70٪ تقريبًا من المبادالت الحرارية ذات ألنبوبين مئحدة المركز. ني هذه الدراسة ، نحن مهتمون بالمحاكاة العددية لمشكلة التدفق المجمعة. اضطراب ني مبادل حراري ثالثي ألنابيب بواسطة CFD ني هذا البرنامج ، أجرينا دراسة أداء للتكوين المقترح وحصلنا على البيانات ألساسية ، والتي سمحت بالتحسين بالمعنى الذي تقترحه الكلمة.

الكلمات المفتاحية: المبادل ، المركز ، المحاكاة العددية ، العناصر المحدودة ، التدفق ، المضطرب ؛ مفصل ، أنبوب ثالثي مئحدة المركز.

Introduction Générale

Introduction

Une grande partie 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, donc les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans la vie industrielle.

En effet, les échangeurs de chaleur sont couramment utilisés dans un large éventail d'applications: ils sont présents dans des secteurs extrêmement divers malgré la même fonction de base qui est de transférer de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Ils sont présents aussi bien dans le secteur industriel (chimie, pétrochimie, agroalimentaire, électricité, etc.), le secteur résidentiel (chauffage et climatisation), ainsi que le secteur de transport (automobile, marine, etc.) [1].

L'objectif principal dans le perfectionnement des systèmes thermiques, tel que les échangeurs de chaleur, est de renforcer le transfert de chaleur entre les surfaces chaudes et froides. De tels dispositifs doivent être conçus selon la disponibilité de l'espace. L'une des mesures de l'évolution d'un tel équipement est, donc, la réduction de la taille du volume occupé, accompagné de l'entretien ou de l'amélioration de ces performances. Par conséquent, le problème se compose à identifier une configuration qui fournit le transfert de chaleur maximum avec un espace donné [2].

Avant toute étude, une recherche bibliographique est nécessaire, permettant une étude théorique de ces dispositifs. C'est l'objet du premier chapitre, où nous avons abordé tous les aspects théoriques et industriels des échangeurs de chaleur.

Le deuxième chapitre est consacré, à la présentation de toutes les méthodes, analytiques et numériques, permettant le calcul et le dimensionnement de ces dispositifs.

Avant toute modélisation numérique, il est nécessaire de passer par les formulations mathématiques régissant les phénomènes physiques mis en jeu lors du processus de fonctionnement des échangeurs thermiques, présentées dans le chapitre suivant.

Dans le quatrième chapitre, tous les résultats numériques des différentes applications simulées, sont présentés et interprétés.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale et des perspectives.

Chapitre I

Aspects Théoriques des Échangeurs Thermiques

Introduction

Une grande partie 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, donc Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans la vie industrielle. L'objectif de ce chapitre est de présenter les aspects théoriques et industriels de ces équipements industriels.

Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif destiné à transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid (entre deux fluides ou plus), les deux fluides ne doivent pas être mis en contact (à travers une paroi bien adapté ou bien dimensionné). Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre :

- des températures d'entrée.
- des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivités thermiques…).
- des coefficients d'échange par convection.

Structure de l'échangeur

Le schéma ci-dessous (Figure I.1) présente la structure de base d'un échangeur de chaleur à plaques. La réalisation finale est spécifique à chaque application.

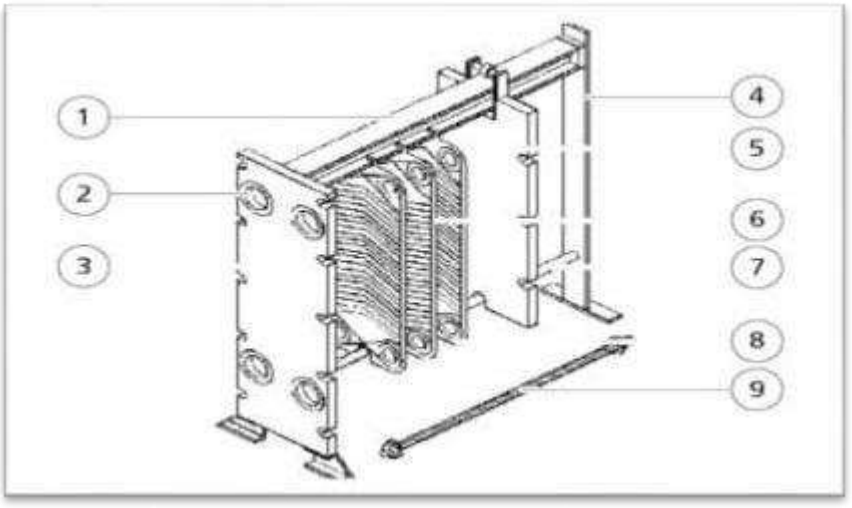


Figure I.1 : Structure générale d'un échangeur de chaleur

Tableau I.1 : Composantes essentielles d'un échangeur de chaleur

N°	Pièce
1	Poutre de Support
2	Connexions
3	Plaque fixe
4	Colonne de Support
5	Plaque mobile
6	Plaques de l'échangeur
7	Barre de Guidage inférieure
8	Joints
9	Tirant

Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont fabriqués en utilisant de nombreuses matières. Le choix de matériaux pour les différentes pièces de l'échangeur, dépend surtout des conditions de service (température, pression, degré de 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). 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].

Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleurs peuvent être classés selon plusieurs critères :

1. Processus de transfert : contact direct ou contact indirect.
2. Géométrie de construction: tubes, plaques et surfaces à ailettes.
3. Mécanismes de transfert de chaleur : une ou deux phases.
4. Types d'écoulement : courants parallèles, contre-courant ou écoulements croisés.

Processus de transfert

- **Échangeurs avec contact direct**

Le type le plus simple comprend un récipient ou 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.

Géométrie de construction

Échangeurs tubulaires

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes (Figure I.2) comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus dans l'industrie.

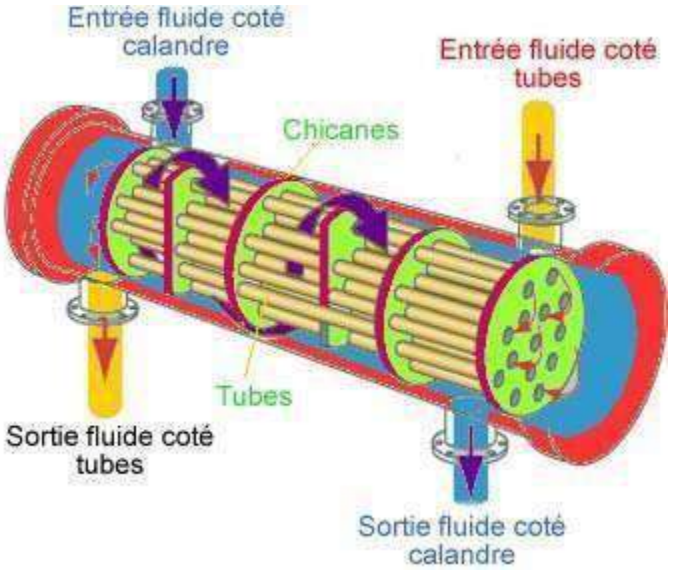


Figure I.2 : Principe de l'échangeur tubulaire

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.3 a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et possède, généralement la forme d'un serpentin.
- **Échangeur coaxial:** (figure I.3 b), 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 multitubulaire:** existant sous quatre formes :

✓ **Échangeur à tubes séparés :** (figure I.3 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.3 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.3 e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

✓ **Échangeur à tubes et calandre :**(figure I.3 f) : c'est l'échangeur le plus répandu actuellement.

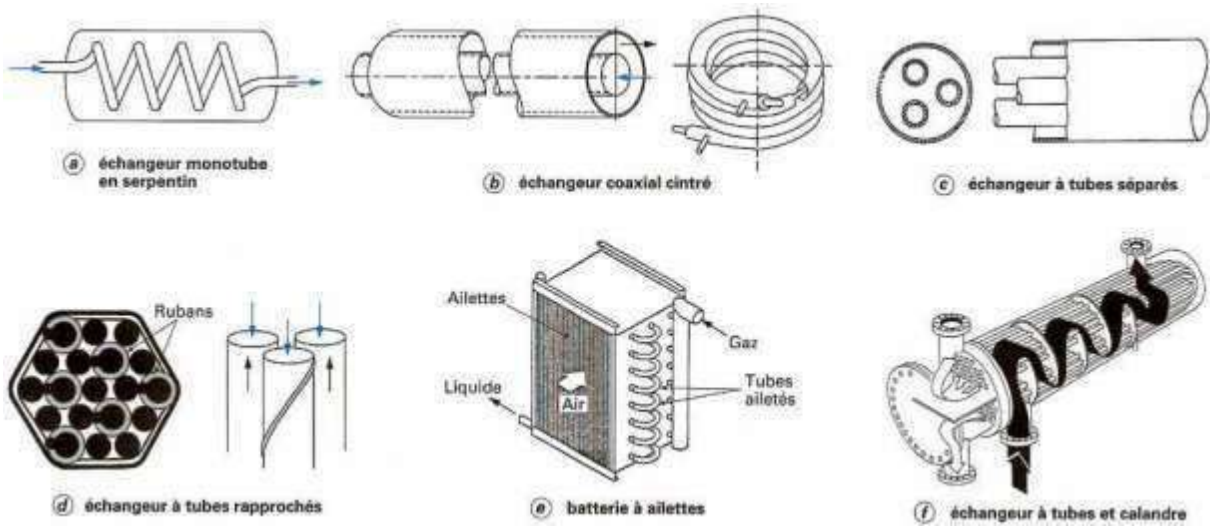


Figure I.3 : Différents types d'échangeurs tubulaires [3]

- **Utilisation des échangeurs tubulaires**

Les échangeurs les plus simples que l'on puisse imaginer sont constitués de deux tubes coaxiaux : l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens ou en sens contraire. Il est difficile d'obtenir des surfaces d'échange importantes avec cette configuration, même en soudant les tubes, sans aboutir à des appareils très encombrants. Aussi préfère-t-on disposer un faisceau de tubes dans une enveloppe unique, généralement cylindrique appelé calandre, l'un des fluides circulant dans les tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre autour des tubes. Dans ce genre d'échangeur, des chicanes de formes variées

disposées surtout perpendiculairement à l'axe de la calandre rendent le parcours du fluide qui la traverse plus long et sinueux, elles favorisent la turbulence, ce qui a pour effet d'améliorer les échanges (mais aussi malheureusement d'augmenter les pertes de charge).

Cette disposition est la plus utilisée pour les échangeurs liquide-liquide. La compacité maximale (surface d'échange par mètre cube) obtenue avec cette configuration est de l'ordre de 500m²/m^3 [4].

Échangeurs à plaques

Un échangeur à plaques (Figure I.4) est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties à travers les quelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. Il est constitué de :

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. L'emboutissage des plaques en chevrons ou en cannelures (industries alimentaires) favorise la turbulence des fluides et assure une bonne tenue à la pression.

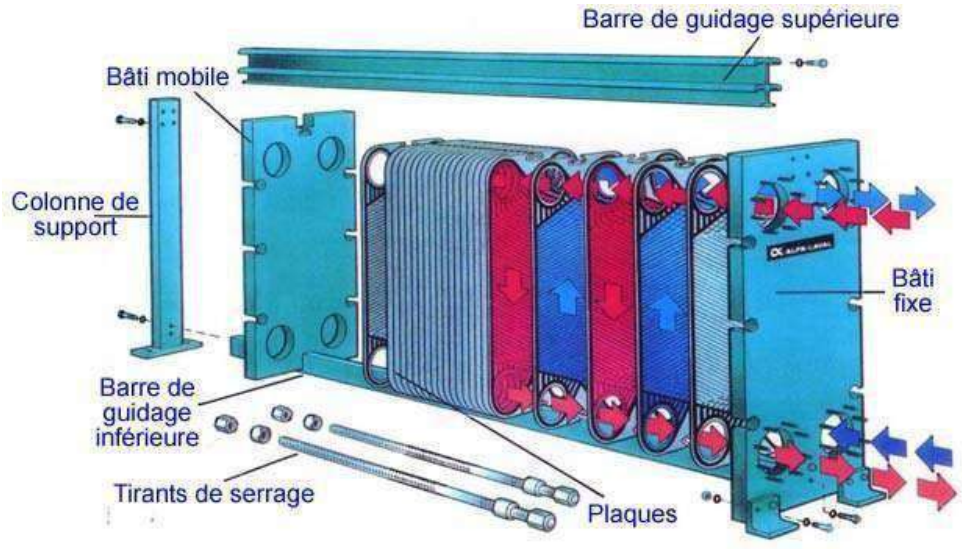


Figure I.4 : Composition d'un échangeur à plaques

Les fluides circulent alternativement entre les plaques. Grâce aux corrugations, l'écoulement est souvent turbulent même à faible vitesse, générant ainsi des coefficients d'échange très élevés.

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 à surface primaire sont constitués de plaques, pouvant êtres lisses ou coruguées (ondulées ou à cannelures en chevrons), nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

- **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.

- **Utilisation des échangeurs à plaques**

➢ Iles sont très utilisées pour certaines applications liquide-liquide (en particulier dans les industries alimentaires). Dans le cas des échangeurs gaz-liquide ou gaz-gaz, la faible densité des gaz impose, si l'on veut rester à un niveau acceptable de perte de charge, que l'on réduise la vitesse de passage des gaz relativement à celles pratiquées pour les liquides.

➢ Réduire la vitesse c'est aussi réduire le coefficient de convection fluide-paroi, ce qui nécessite, à volume égal, une augmentation de la surface d'échange.

Pour les échangeurs gaz-gaz les surfaces d'échanges adoptées sont très souvent constituées de plaques planes séparées par des ailettes brassées sur celles-ci, les deux fluides circulant alternativement entre les plaques. Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange et aussi, par leur disposition en quiconque, de créer des interruptions dans les écoulements favorisant la turbulence et améliorant de ce fait les échanges thermiques.

Dans les échangeurs gaz-liquide, il y a nécessité d'obtenir une surface d'échange ayant des étendues différentes au contact des deux fluides. C'est la raison pour laquelle on utilise des batteries de tubes à ailettes ou des radiateurs dans l'automobile [4].

Mécanismes de transfert de chaleur

a. Échangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

b. Échangeur avec changement de phase

Les échangeurs avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

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 recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

3- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

Arrangement de l'écoulement

La circulation des agents dans les échangeurs de chaleur peut se produire d'après 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 dans l'échangeur par des extrémités opposées, ayant un sens d'écoulement opposé et sortant de l'appareil par des extrémités opposées.
- **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. Ce type de circulation représente en fait une combinaison des trois autres [5].

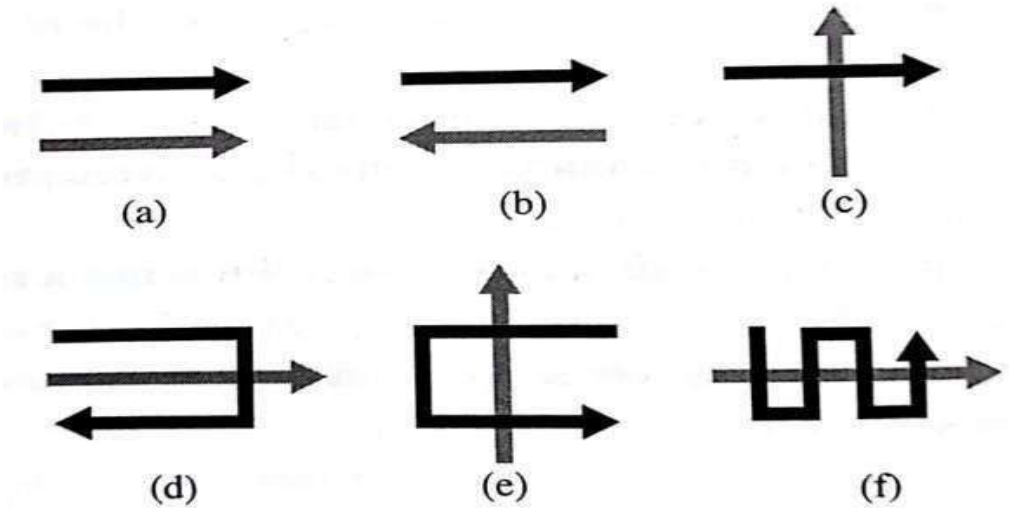


Figure I.5 : Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur [5]

Autres types d'échangeurs [6]

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice ; Le passage intermittent, le fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie les régénérateurs, les échangeurs de la matrice tournant et les échangeurs statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassant du fait de balayage alternatif. Par contre, le mouvement mécanique de la matrice où le jeu de valves peut entrainer des pannes et un mélange partiel des fluides chauds et froids .On distingue :

Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournant

Ils présentent deux types d'écoulements (Figure I.6). Un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement ; Et un écoulement radial où la matrice est constitué d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement**.**

Parmi les applications de ce type:

- La récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf.
- La récupération de l'énergie des gaz d'échappement.

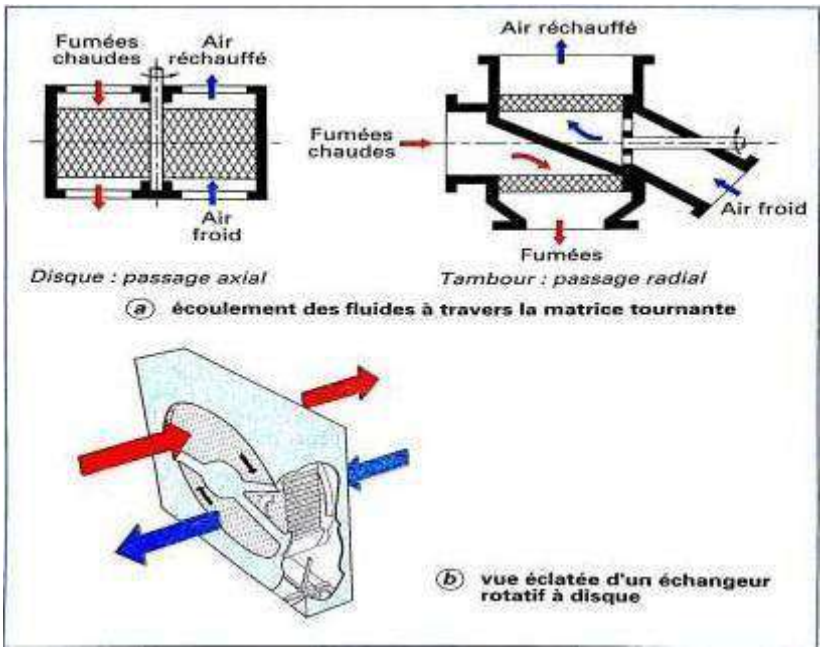


Figure I.6 : Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournant [6]

Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves)

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chaud et froid (Figure I.7). Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur sur les fumées sortant du four de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air carburant à préchauffer. Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire.

La permutation des deux gaz est périodique (inversion toutes les trente minutes environ). Sur site industriel, la durée totale d'une campagne de production est comprise entre 4 et 12 années sans arrêt.

Les matériaux utilisés sont donc résistants à la corrosion à haute température. Les régénérateurs sont conçus pour éviter un bouchage trop rapide des passages de fluide. Le montage des pièces réfractaires de la matrice de stockage est parfaitement ordonné.

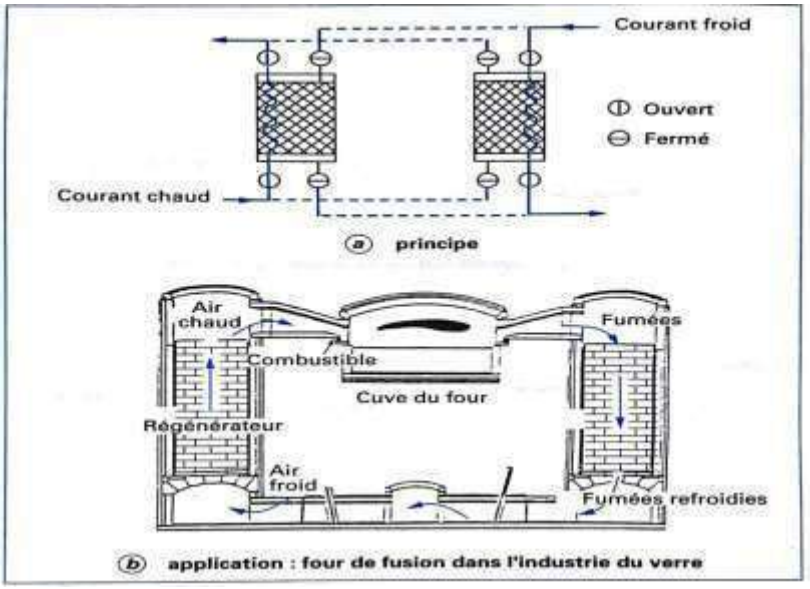


Figure I.7 : Échangeurs régénérateurs statiques [6]

Échangeurs à caloducs

Un caloduc (Figure I.8) est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur :

- soit sous l'effet des forces de capillarité développée dans un milieu poreux tapissant la paroi intérieure du caloduc. Ce capillaire peut être de différentes formes : toile métallique, fines rainures dans la paroi intérieure, poudre métallique frittée, etc.
- soit sous l'effet des forces de gravité ; pour ce faire, l'évaporateur se trouve plus bas que le condenseur. Le réseau capillaire est réduit à un simple rainurage ; il peut même être complètement absent pour diminuer les coûts de fabrication, on parle alors de thermosiphon diphasique.

Dans l'échangeur à caloducs, les caloducs forment un faisceau, placé perpendiculairement aux écoulements. Le fluide chaud et le fluide froid circulent généralement à contre-courant et sont séparés l'un de l'autre par une plaque qui sert aussi au maintien des caloducs.

Les échangeurs à caloducs sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (récupération de chaleur sur les fumées industrielles, climatisation), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur.

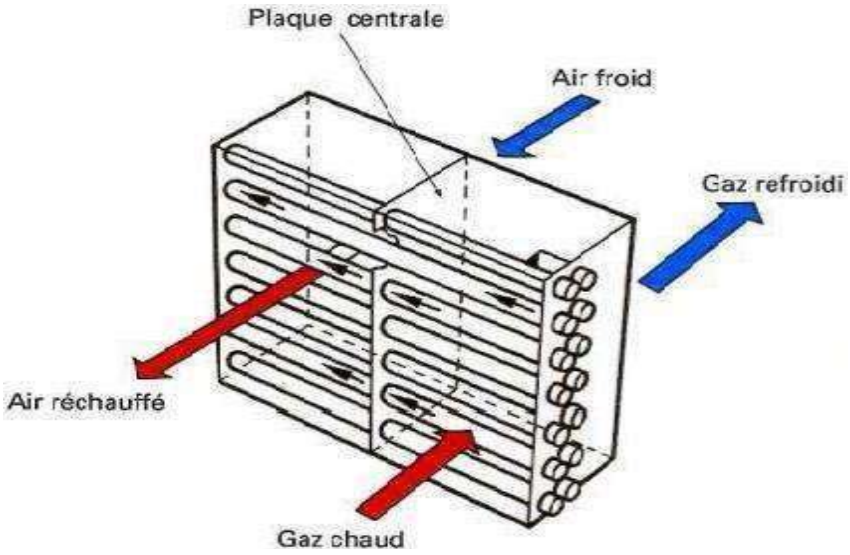


Figure I.8 : Échangeurs à caloducs

Échangeur liquide-liquide

Les échangeurs liquide-liquide (Figure I.9) sont utilisés pour transférer les calories entre deux ou plusieurs liquides comme par exemple les échangeurs spiraux.

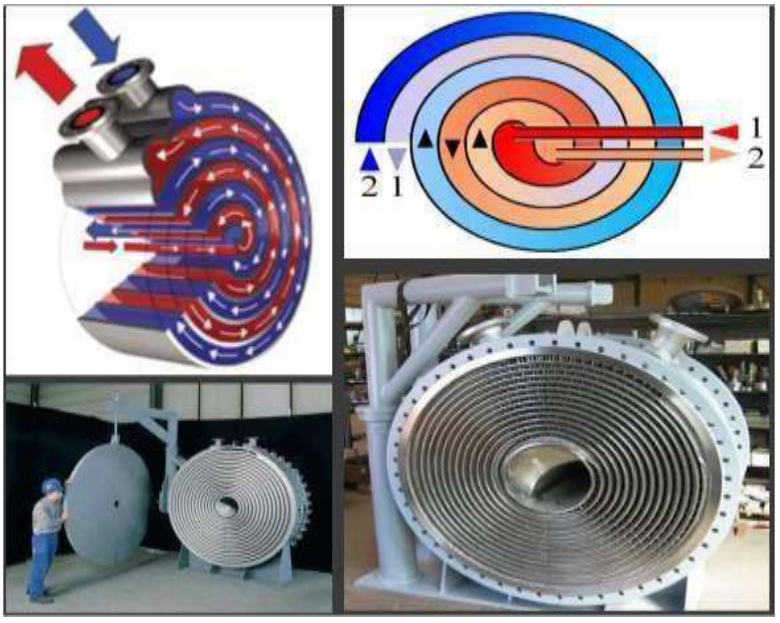


Figure I.9 : Échangeur spirale

Échangeurs lamellaires

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre (Figure I.10), dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux

plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides.

Chaque lamelle peut contenir un élément interne qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique [6].

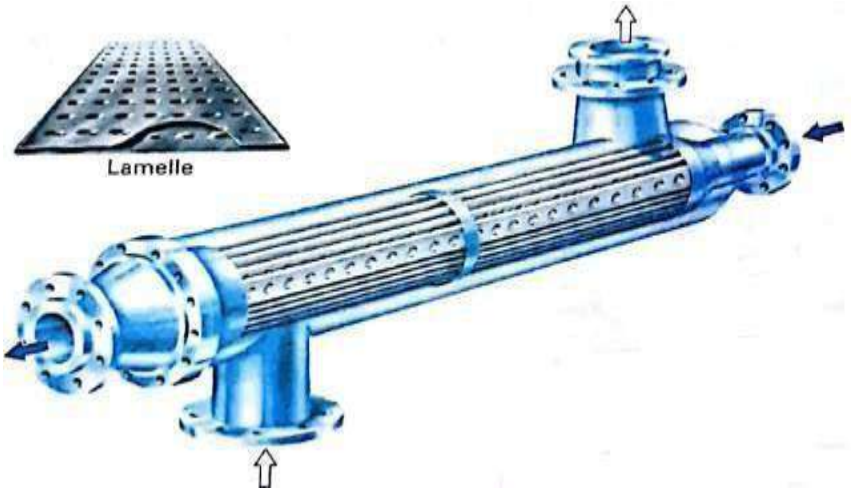


Figure I.10: Echangeur de chaleur lamellaire [6]

Échangeurs à plaques brasées (liquide/gaz ou liquide/liquide)

Ces échangeurs sont en Aluminium brasé (Figure I.11). Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres.

Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques.

Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés [7].

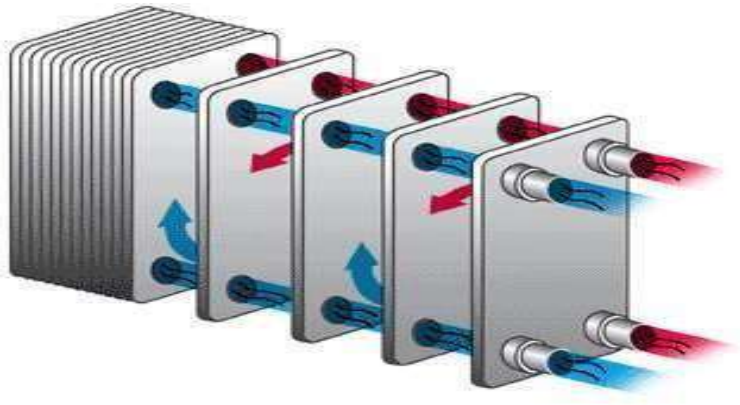


Figure I.11 : Échangeur de chaleur à plaques brasées [7]

Rôles des échangeurs

❖ **Fonction réfrigération**

Dans le cas d'un Réfrigérant il refroidit un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire, généralement de l'eau.

❖ **Fonction réchauffage**

Réchauffeur veut dire qu'il réchauffe également un fluide de procédé mais le terme s'emploie surtout pour désigner l'appareil qui réchauffe un produit stocké généralement pour assurer sa pompabilité.

❖ **Fonction condensation**

1. Condenseur : il assure la condensation totale (total condenser) ou partielle (Partial condenser) de vapeur par circulation d'eau ou d'un fluide de procédé suffisamment froid.

2. Aérocondenseur : il a la même fonction que le précédent en utilisant l'air comme fluide froid.

3. Subcooler : il assure simultanément la condensation de vapeur et le refroidissement généralement des condensats par circulation d'eau.

❖ **Fonction vaporisation**

Dans ce type, il assure la vaporisation totale ou partielle d'un liquide de procédé, l'apport de chaleur étant fait par de la vapeur d'eau ou un fluide chaud de procédé éventuellement en condensation.

❖ **Fonction particulière**

Évaporateur: terme plutôt utilisé pour désigner l'appareil qui concentre des solutions aqueuses par évaporation d'eau ; cependant, il peut désigner aussi un vaporiseur et un chiller. Quelle que soit leur fonction, le principe de fonctionnement de tous ces appareils est celui des échangeurs de chaleur par surface interposée entre deux fluides et mettant en œuvre la transmission par conduction et convection simultanées. Par ailleurs, la façon d'organiser la circulation des fluides de chaque côté de la paroi conditionne leur performance.

I.7. L'encrassement des Echangeurs de chaleur

L'accumulation des dépôts indésirables sur les surfaces des échangeurs de chaleur est habituellement appelée l'encrassement. Ces dépôts engendrent une résistance au transfert de chaleur et réduit donc l'efficacité de l'échangeur de chaleur. L'encrassement peut être, une matière cristalline, des produits de réactions chimiques y compris la corrosion, ou de particules. La nature du dépôt dépend du fluide (liquide ou gaz) passant à travers l'échangeur

de chaleur. Il peut être la masse de fluide lui-même qui provoque le problème de la formation de dépôts, par exemple, la décomposition d'un liquide organique, dans les conditions de température dans l'échangeur de chaleur. Le problème d'encrassement est produit par une certaine forme de contaminant dans le fluide, souvent à très faible concentration, par exemple, des particules solides ou des micro-organismes [8].

I.7.1. Classification : différents types d'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisations de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt : pour cela on distingue: [9, 10,11]

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

Mais la plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins deux des types cités (Figure I.12), un type peut prédominer et accélérer à la contribution des autres. Plusieurs recherches ont été faites pour prévoir des méthodes performantes qui mettent en évidence des déférents moyens pour minimiser l'encrassement ; la plupart des travaux se sont basés seulement sur le type d'encrassement particulaire (phénomène de déposition et de réentraînement) [12].



Figure I.12 : Echangeur sale et propre

I.7.1.1. Encrassement particulaire

La plupart des écoulements, de fluides industriels (liquides ou gazeux) transportent des particules en suspension dont la taille varie d'une fraction de µm à quelques dizaines de µm ; le dépôt est inévitable d'une partie de ces particules sur la surface d'échange (Figure I.13)[13] :

- L'eau de chaudière contenant des produits de corrosion.
- L'eau de tours de refroidissement.
- Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- Les fumées industrielles de résidus solides de combustion.

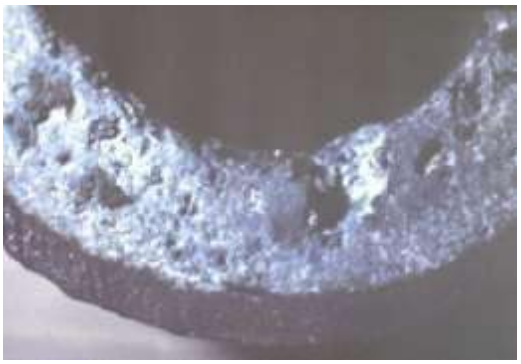


Figure I.13 : Dépôt de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de Chaudière MP

I.7.1.2. Entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide (Figure I.14) [14]. Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être réunies :

- La limite de solubilité doit être dépassée (saturation): c'est l'aspect thermodynamique.
- La vitesse de déposition doit être suffisamment rapide: c'est l'aspect cinétique. [15,16]



Figure I.14 : Entartrage d'une chaudière à tubes de fumée (P=15 bar).

I.7.1.3. Corrosion

C'est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement (Figure I.15), on distingue :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps.
- La corrosion par piqûres ou l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces ($\approx 1 mm^2$).
- La corrosion fissurant à l'échelle microscopique inter granulaire ou trans granulaire.
- La corrosion sélective ou seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective [16].



Figure I.15 : Importante corrosion

L'encrassement par corrosion est un promoteur potentiel pour tous les autres types d'encrassement, les produits de corrosion peuvent servir de germes de nucléation pour des solutions sursaturés, piéger les particules en suspension, servir d'abris pour le développement de micro-organismes et mêmes catalyser certaines réactions [17].

Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent le dépôt, il s'agit là, d'un mécanisme de corrosion, in situ, lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générée ex situ, l'encrassement correspondant est de type particulaire.

I.7.1.4. Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange (Figure I.16), il peut être causé par trois grands types de micro-organismes :

- Les bactéries, les algues et les champignons [17].
- Le développement bactérien est dû à un apport nutritif (hydrocarbures, ammoniaques),

- Le développement des algues est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse.
- Les champignons se développement avec l'apport de nutriments mais surtout dû aux changements de conditions physiques ambiantes (pH, humidité, température)



Figure I.16 : Dépôt de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métalliques dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (Raffinerie de pétrole)

I.7.1.5. Encrassement par réaction chimique

Il est dû à une réaction chimique qui se produit prés d'une surface d'échange de chaleur et que les produits solides de la réaction s'y déposent, cette réaction est souvent une polymérisation et il en résulte la formation d'un dépôt de substance de hauts poids moléculaires [18,19].

I.7.1.6. Encrassement par solidification

Il s'agit de solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous refroidie, c'est un sujet de plusieurs études sur les pipes soit théorique ou expérimental [20].

Processus encrassement [21]

L'ensemble du processus d'encrassement est généralement considéré comme le résultat net de deux sous-processus simultanés ; un processus de dépôt et un processus de suppression (Figure I.17). Tous les sous-processus peuvent être résumés comme suit :

- Formation de matériaux d'encrassement dans la masse du fluide.
- Transport de matières d'encrassement à l'interface dépôt-fluide.
- Réaction Attachement / formation à l'interface dépôt-fluide.
- Suppression du dépôt d'encrassement.

- Transport à partir de l'interface liquide-dépôt à la masse du fluide.

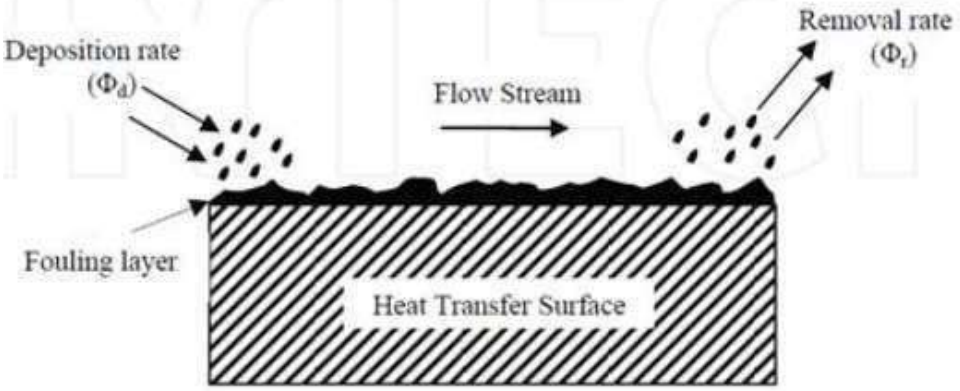


Figure I.17 : Formation de dépôt

Conséquences de l'encrassement [22]

Comme il a été déjà signalé, les conséquences de l'encrassement sont :

- 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.

Conclusion

Vu, l'existence d'une grande diversité d'échangeurs de chaleur, utilisés dans de nombreuses applications et différentes domaines industriels et à cause de leur importance dans les unités de production. Il est nécessaire et important d'assurer une bonne rentabilité de ces unités et d'améliorer le rendement, qui dépend souvent, de l'état de surface des échangeurs ainsi que de leur fonctionnement. L'étude de ces dispositifs peut être analytique ou numérique. Les méthodes de calcul des échangeurs de chaleur feront l'objet du chapitre suivant.

Chapitre II

Méthodes de Calcul des Echangeurs de Chaleur

Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des équipements, permettant le transfert de la chaleur d'un fluide vers un autre, ce transfert s'effectue par un rayonnement, convection et conduction. Ils jouent un rôle très important dans les installations industrielles et permettent d'augmenter le rendement. Pour cela, il faut établir de bonnes procédures de calcul et de dimensionnement de ce dispositif. Ce calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques et hydrauliques. Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes technico-économiques de dimensionnement et de calcul d'un échangeur de chaleur.

Grandeurs thermiques

Afin d'expliquer avec succès les phénomènes de transfert de chaleur d'un milieu à autre, et plus généralement de conservation de la chaleur dans les systèmes isolés, il est nécessaire de définir un certain nombre de grandeurs physiques. Pour une quantité de matière donnée, l'apport d'une quantité de chaleur induit un changement de sa température ou un changement d'état de la matière. La température quant à elle est une grandeur physique qui caractérise un niveau d'énergie de la matière. Ces différentes notions seront explicitées ci-après.

La température

Le chaud et le froid sont appréciés par des sensations d'où une évaluation irrationnelle de ces grandeurs. 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 [1].

Champ de température

En tout point de l'espace ou se trouve de la matière, on définit une fonction scalaire de température, $T(x, y, z, t)$ en fonction des coordonnées du point ainsi que du temps. L'ensemble des valeurs instantanées de la température dans tout l'espace est appelé « champ de température » [2].

Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur φ [3] :

$$\varphi = \frac{1}{s} \cdot \frac{dQ}{dt} \qquad \textbf{(II.1)}$$

On appelle flux de chaleur ϕ la quantité de chaleur transmise sur la surface *S* par unité de temps:

$$\phi = \frac{dQ}{dt} \quad \textbf{(II.2)}$$

La chaleur

La chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée) [1].

La chaleur spécifique

Par définition, la chaleur spécifique C_p correspond à la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un matériau de masse donnée pour que sa température s'élève d'un degré. C'est-à-dire la quantité de chaleur échangée entre deux corps respectivement à la température T_1 et T_2 ($T_1 > T_2$) s'exprime par :

$$C_p = \frac{1}{m} . \frac{dQ}{dT} \quad \textbf{(II.3)}$$

Conductivité thermique

La conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors d'un transfert thermique par conduction. Cette constante apparaît dans la loi de Fourier. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température. La conductivité 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].

Résistance de contact

Le contact entre deux solides n'est uniforme qu'à une échelle macroscopique. A un niveau plus local, par exemple à l'échelle des rugosités le contact est discontinu. Cette discontinuité de conductivité thermique au niveau de la section, engendre une discontinuité dans le profil de température. On peut modéliser ce phénomène, par l'introduction de la résistance de contact R_c définie par la relation suivante :

$$R_c = \frac{1}{h_c} \quad \textbf{(II.4)}$$

Où h_c est le coefficient d'échange thermique

Grandeurs physiques

La densité (ρ)

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

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].

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 $Q_m \left[Kg\ s\right]$ et le débit volumique $\dot{m}\left[m^3/s\right]$.

Le nombre de Reynolds

Le nombre de REYNOLDS est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité donné par la formule suivante:

$$\mathrm{Re} = \frac{UL}{V} = \frac{\rho UL}{\mu} \qquad \textbf{(II.5)}$$

Il caractérise le régime d'écoulement des fluides.

L'expérience de REYNOLDS relative à un écoulement dans une conduite cylindrique a mis en évidence deux régimes d'écoulement caractérisés par un paramètre (nombre de REYNOLDS).

Pour les faibles débits d'écoulement, le régime est dit laminaire. Dans le cas contraire, il est turbulent (Figure II.1).

- **Régime laminaire**

Les filets fluides sont parallèles, les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction).

L'écoulement reste laminaire tant que le nombre de REYNOLDS reste inférieur à 2300.

- **Régime turbulent**

L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel. Le régime d'écoulement est considéré comme turbulent si le nombre de REYNOLDS atteint ou dépasse 10000. Le régime correspondant au nombre de REYNOLDS compris entre 2300 et 10000 est dit transitoire [6].

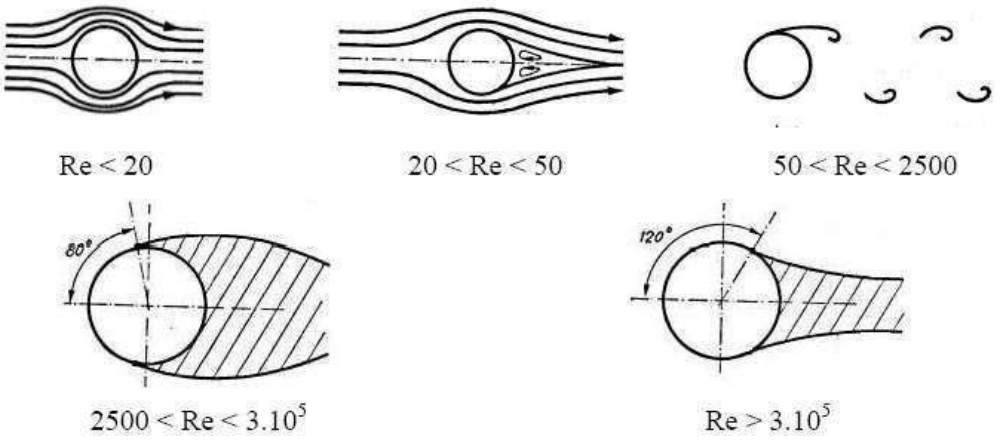


Figure II.1 : régimes d'écoulement

Nombre de Nusselt

Ce nombre sans dimension précise l'importance relative du flux de chaleur réellement transmis par convection vis-à-vis d'un flux de chaleur conductif de référence pour le problème.

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda_f} = \frac{\phi_{conv}}{\phi_{cond}} \qquad \textbf{(II.6)}$$

h : Coefficient d'échange local ou global suivant les cas considérés.

En convection forcée, le nombre de Nusselt est lié au nombre de Reynolds et au nombre de Prandtl.

Nombre de Prandtl

Il caractérise l'influence de la nature du fluide sur le transfert de chaleur par convection :

$$\Pr = \frac{C_p.\mu}{\lambda} \qquad \textbf{(II.7)}$$

Modes de transfert de chaleur

La conduction thermique [4]

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 réagi par la loi de Fourier :

$$\phi = -\lambda.\overrightarrow{gradT} \qquad \textbf{(II.8)}$$

Alors si un corps à température T_1 est raccordé à un corps à la température T_2 par l'intermédiaire d'un corps thermique de section S et d'épaisseur e. Le flux de chaleur qui s'écoule entre les deux corps est donné par la relation :

$$\phi = \lambda.s.\frac{(T_1 - T_2)}{e} \qquad \textbf{(II.9)}$$

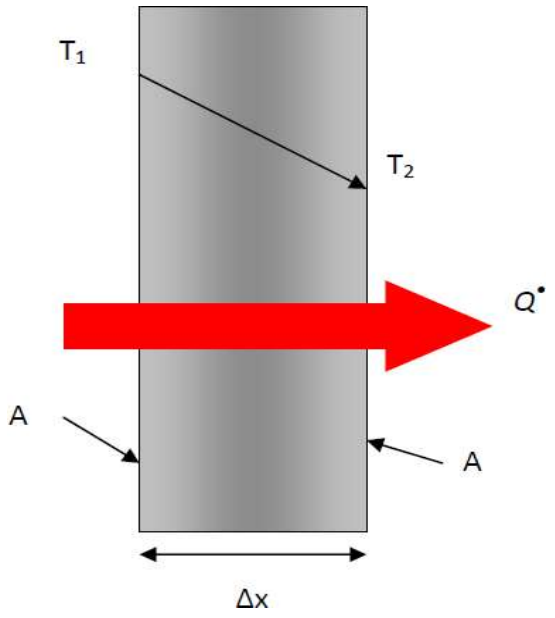


Figure II.2 : conduction de chaleur à travers une paroi [4]

Convection thermique

Le terme de convection (Figure II.3) est utilisé pour d'écrire le transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par rapport à cette surface. Pour ce transfert, le transport d'énergie par conduction a toujours lieu, néanmoins le mode dominant est celui due au mouvement de particules fluides [10].

$$\phi = h.s.\left(T_1 - T_2\right) \qquad \textbf{(II.10)}$$

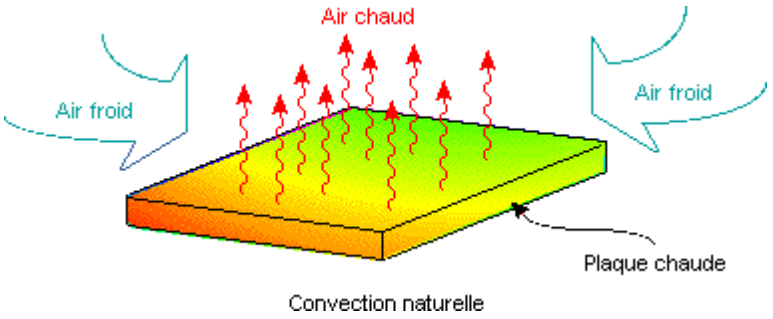


Figure II.3 : Phénomène de convection thermique

- **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.

Rayonnement

Avec la conduction et la convection, le rayonnement thermique est le troisième mode de transfert de la chaleur. Tout corps dont, la température est supérieure à 0 K, émet un rayonnement thermique. Contrairement à la conduction et la convection pour lesquels le transport de l'énergie se fait grâce à la présence de matière (sous forme fluide ou solide), le transfert de chaleur par rayonnement se fait sous forme d'ondes électromagnétiques et peut s'observer entre deux corps placés dans le vide (Figure II.4), il est caractérisé par la loi de Stephan-Boltzmann [3] :

$$\phi = \sigma.s.T^4 \qquad \textbf{(II.11)}$$

$\sigma = 5,67.10^{-8}\left[N.m^{-2}.\mathrm{K}\right]$: Constante de Stephan Boltzmann.

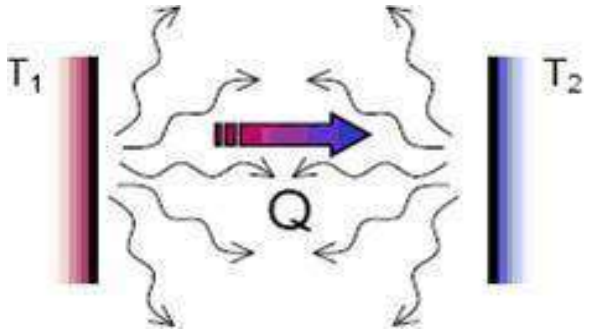


Figure II.4 : phénomène de rayonnement thermique

Étude d'un échangeur

Dans l'étude d'un échangeur, on cherche toujours à obtenir une puissance d'échange donnée, 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.

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 [12], [13].

$$\phi = h.s.(T_c - T_f) \qquad \textbf{(II.12)}$$

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

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 [14].

Méthode DTLM

Cette méthode permet de déterminer la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides chaud et froid [15].

Considérons un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le fluide chaud) circule dans le tube intérieur, et l'autre dans l'espace annulaire compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur. Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température T^1_c et en sort à T^2_c. Le fluide froid entre à T^1_f et sort à T^2_f. Le flux de chaleur peut être évalué de différentes manières :

- Pour toute la longueur de l'échangeur :

$$\phi = h.s.(T_c - T_f)$$

- Le transfert de chaleur dans une portion d'échangeur de longueur dx et une section dA :

$$d\phi = h.(T_c - T_f).ds \quad \textbf{(II.13)}$$

- Perte de chaleur par le fluide chaud:

$$d\phi = -\dot{m}_c .Cp_c.dT_c \quad \textbf{(II.14)}$$

- Gain de chaleur par le fluide froid :

$$d\phi = \dot{m}_f .Cp_f .dT_f \quad \textbf{(II.15)}$$

D'après les dernières équations, on peut écrire :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -h.\left[\frac{1}{\dot{m}_c.Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f .Cp_f}\right].ds \quad \textbf{(II.16)}$$

Par intégration, nous obtenons :

$$\log\frac{(T_c^2 - T_f^2)}{(T_c^1 - T_f^1)} = -h\cdot\left[\frac{1}{m_c.Cp_c} + \frac{1}{m_f.Cp_f}\right]\cdot s \qquad \textbf{(II.17)}$$

Alors :

$$\phi = h.s.(\Delta T)_{lm}$$

Avec :

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

ΔT_1 et ΔT_2 : Différences de températures des fluides à chaque extrémité.

$(\Delta T)_{lm}$: C'est la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides sur tout l'échangeur. La surface peut être alors calculée:

$$s = \int \frac{d\phi}{h.(T_1 - T_2)} \qquad \textbf{(II.18)}$$

T_1 et T_2 sont les températures des fluides de part et d'autre de la paroi.

Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- ✓ On définit une température moyenne caractéristique.
- ✓ On suppose constant le coefficient d'échange global h déterminé à la température caractéristique d'échange.

La surface s'obtient par la relation :

$$s = \frac{\phi}{h.F.(\Delta T)_{lm}} \qquad \textbf{(II.19)}$$

Dans la pratique, on préfère exprimer la DTLM à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculée avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F [15, 16].

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Le déroulement des calculs peut se faire comme suit (Figure II.5) :

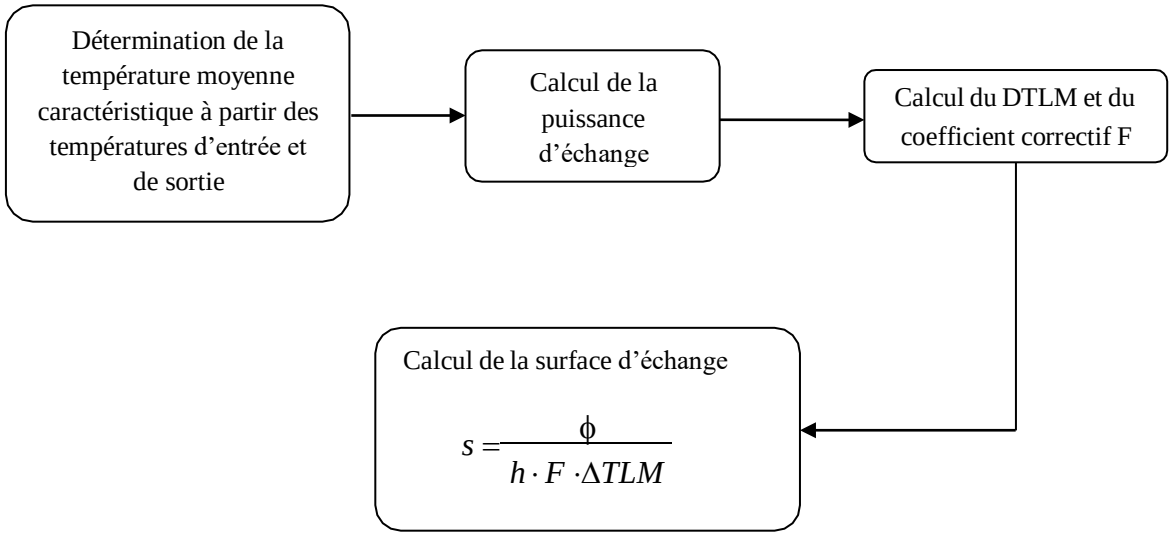


Figure II.5 : **Organigramme de calcul par la méthode DTLM [15]**

- **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 [28].

$$\eta = \frac{\phi}{\phi_{max}} \qquad \textbf{(II.20)}$$

- **Calcul du flux de chaleur maximal ϕ_{max}**

La distribution des températures dans un échangeur à contre- courant présente l'une des allures suivantes (Figure II.6) :

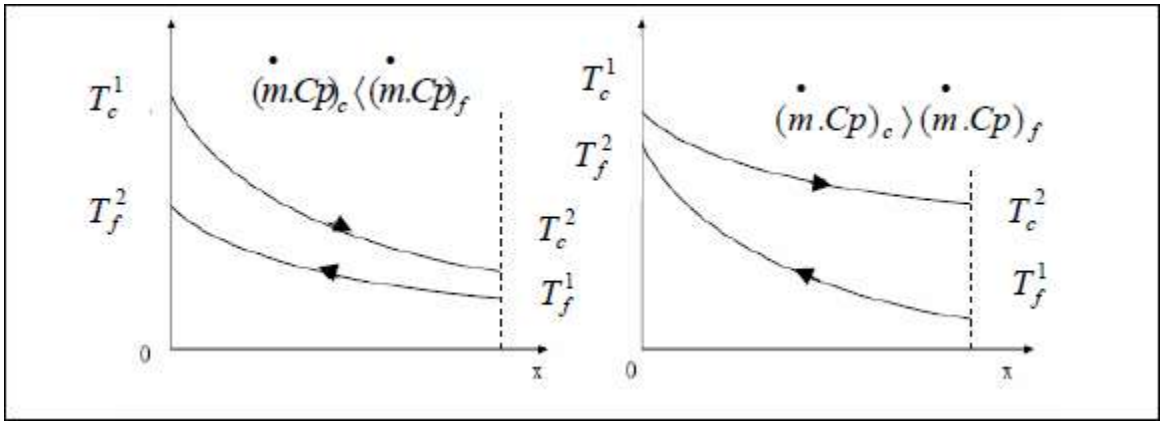


Figure II.6 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre courant [17]

Le flux de chaleur maximal est calculé par l'équation suivante :

$$\phi_{max} = (\dot{m}.Cp)_{min}.(T_c^1 - T_f^1) \quad \textbf{(II.21)}$$

Si :

$$(\dot{m}.Cp)_{min} = (\dot{m}.Cp)_c$$

$$\phi_{max} = (\dot{m}_c.Cp_c).(T_c^1 - T_f^1)$$

$$\phi = (\dot{m}_c.Cp_c).(T_c^1 - T_c^2)$$

Alors l'efficacité est définie par :

$$\eta = \frac{T_c^1 - T_c^2}{T_c^1 - T_f^1} \quad \textbf{(II.22)}$$

Si :

$$(\dot{m}.Cp)_{min} = (\dot{m}.Cp)_f$$

$$\phi_{max} = (\dot{m}_f.Cp_f).(T_c^1 - T_f^1)$$

$$\phi = (\dot{m}_f.Cp_f).(T_f^2 - T_f^1)$$

L'efficacité s'écrit:

$$\eta = \frac{T_f^2 - T_f^1}{T_c^1 - T_f^1} \quad \textbf{(II.23)}$$

Méthode NUT [18]

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) :

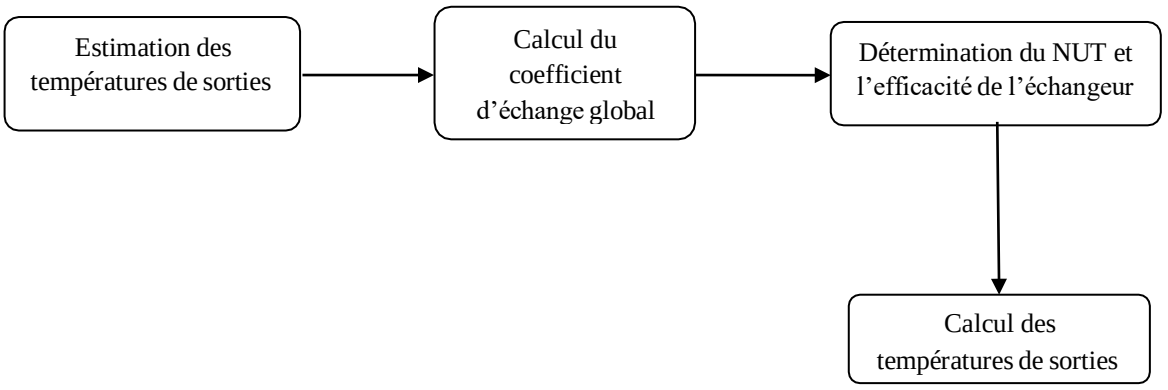


Figure II.7 : Organigramme de calcul par la méthode NUT [18]

➢ 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 [19].

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

$$R = \frac{(\dot{m}.Cp)_f}{(\dot{m}.Cp)_c} \qquad \textbf{(II.24)}$$

- **Nombre d'unités de transfert [20]**

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

$$NUT = \frac{h.s}{\dot{m}.Cp} \quad \textbf{(II.25)}$$

Le nombre d'unités de transfert du coté chaud :

$$NUT_c = \frac{h.s}{\dot{(m_c}.Cp_c)} \quad \textbf{(II.26)}$$

Le nombre d'unités de transfert du côté froid :

$$NUT_f = \frac{h.s}{\dot{(m_f}.Cp_f)} \quad \textbf{(II.27)}$$

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

$$NUT = \frac{h.s}{\dot{(m.Cp)}_{\min}} \quad \textbf{(II.28)}$$

L'idée de la méthode du NUT consiste à exprimer l'efficacité η de l'échangeur en fonction des deux paramètres R 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 ce cas, il suffit de calculer R puis le NUT puisqu'on connaît les caractéristiques de l'échangeur et les débits ce qui permet de calculerη à partir de l'équation :

$$\eta = \frac{1-\exp(-NUT(1-R))}{1-R} \quad \textbf{(II.29)}$$

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

$$\phi = \eta.\phi_{\max} \quad \textbf{(II.30)}$$

Les températures de sortie seront déduites:

$$\phi_c = \dot{m}_c.Cp_c(T_c^2 - T_c^1) \quad \textbf{(II.31)}$$

$$\phi_f = \dot{m}_f .Cp_f (T_f^2 - T_f^1) \quad \textbf{(II.32)}$$

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

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

$$NUT = \frac{h.s}{(\dot{m}.Cp)_{\min}} \quad \textbf{(II.33)}$$

Dans le cas où le un nombre d'unité de transfert est trop petit (NUT < 1), l'échangeur est peu efficace, quelque 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 [21].

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

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

$$NUT = -\ln(1-\eta) \quad \textbf{(II.34)}$$

Méthodes numériques

Méthode des volumes finis

C'est une méthode de simulation numérique, elle suppose connue la géométrie exacte de l'appareil que l'on désire modéliser, ainsi que les caractéristiques de deux fluides à l'entrée de l'appareil et une bonne idée de la configuration d'écoulement c'est à dire du champ de vitesse des fluides à l'intérieur de l'appareil. Elle repose sur les principes suivants :

1. Décomposition de l'échangeur en un certain nombre de volumes de contrôle ou de mailles.
2. Sur chacune de ces cellules, un bilan d'énergie est effectué, en supposant la température du fluide constante à l'intérieur du volume.

Méthode du diagramme température enthalpie

Le principe de cette méthode est la vérification des performances. A partir de la connaissance de la géométrie complète de l'échangeur et de ses conditions de fonctionnement à l'entrée et à la sortie ainsi que des propriétés physiques des fluides, la méthode permet la qualification de cet appareil en calculant un critère de surdimensionnement ou de sous

dimensionnement qui caractérise le fonctionnement de l'appareil. Les étapes de cette méthode sont:

- Construction du graphe température –enthalpie.
- Evaluation des coefficients d'échange thermique en fonction de la géométrie et des conditions locales de l'écoulement.
- Calcul de la surface nécessaire pour échanger la puissance imposée.
- Obtention du critère de dimensionnement thermique, comparaison entre la surface géométrique réelle de l'échangeur et la surface nécessaire.

Méthode des différences finies

la méthode des différences finies est une technique approchée de résolution des équations aux dérivées partielles qui consiste à résoudre un système de relations liant les valeurs des fonctions inconnues en certains points suffisamment proches les uns des autres (maillage du domaine).

Cette méthode apparaît comme étant la plus simple à mettre en œuvre car elle procède en deux étapes : d'une part la discrétisation par différences finies des opérateurs différentiels, d'autre part la convergence du schéma numérique ainsi obtenu.

Méthode des éléments finis

Cette méthode numérique d'approximation, dont le principe ressemble à celui de la méthode des volumes finis. Cette méthode, utilisée par le logiciel Comsol, est celle que nous avons considérée dans ce travail.

Calcul du coût d'un échangeur de chaleur

Le coût d'un échangeur de chaleur est calculé à partir d'une fonction linéaire de la surface d'échange de chaleur :

$$Cout = c(s)^b \; f_1 f_2 f_3 f_4 \qquad \textbf{(II.35)}$$

Avec :

c et b Sont des constantes ($0.6 \leq b \leq 0.8$).

f_i : sont des coefficients qui dépendent de :

- Traitement chimique de la surface.
- Nature du matériau constitutif de l'échangeur.
- Dimensions de l'échangeur.
- Pression de fonctionnement [22].

Pertes de charges

La perte de charge totale qui apparaît lors de l'écoulement d'un fluide à travers un échangeur dépend de nombreux paramètres tels que la densité, la viscosité, la vitesse du fluide, ainsi que la géométrie de l'échangeur.

En considérant le diamètre hydraulique moyen D_h comme dimension caractéristique du canal et L la longueur de la plaque, la perte de pression peut s'écrire comme suit:

$$\Delta P = \Delta P_{collecteur} + 4 \cdot f \cdot \frac{\rho \cdot h^2}{2} \frac{L}{D_h} \quad \textbf{(II.36)}$$

Cette relation a été vérifiée expérimentalement dans des nombreuses configurations. Le coefficient de frottement f s'exprime d'une manière générale comme suit:

$$f = \frac{K}{\mathrm{Re}^x} \quad \textbf{(II.37)}$$

K et x dépendent du régime d'écoulement et de la géométrie. L'exposant x varie de $0,1$ à $0,4$ [23].

- Pour un régime turbulent : $f = 1,22/\mathrm{Re}.0,252$
- Pour un régime laminaire : $f = 38/\mathrm{Re}$

Conclusion

Pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation, plusieurs critères sont à considérer. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que les pertes de pression, l'encombrement, la masse l'encrassement, la température de paroi à ne pas dépasser, les matériaux utilisés…etc.

Concernant le dimensionnement des échangeurs, nous pouvons conclure que les deux méthodes aboutissent aux mêmes résultats. Cependant, la méthode NUT est utilisée pour le dimensionnement des installations frigorifiques ou les températures de sortie ne sont pas connues.

Pour cela, les études les plus intéressantes ont recours à la modélisation numérique, qui permet de prévoir les disfonctionnements de ces dispositifs et d'étudier leurs performances.

Le chapitre suivant présentera les modèles mathématiques qui permettent de simuler les échangeurs de chaleur et d'étudier numériquement tous les phénomènes mis en jeu.

Chapitre III

Modélisation des Échangeurs de Chaleur

III .1.Introduction

Pour résoudre un problème de la physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Des différentes méthodes numériques ont été utilisées pour la résolution analytique des équations différentielles partielles (E.D.P) qui régissent ce type d'écoulement. Parmi les méthodes on cite, la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis.

Le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

Dans ce chapitre, en se basant sur la méthode des éléments finis. Cette dernière seraappliquée à la résolution de notre problème thermique par notre simulateur ANSYS.

Les méthodes numérique

Il y'a trois méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles régissant les écoulements. Ces méthodes sont :

- la méthode des différences finis
- la méthode des volumes finis
- la méthode des éléments finis

méthode des différences finies

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans Le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles dela Fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

- Leurs avantages : grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul.
- Inconvénients : limitation de la géométrie des domaines de calculs, difficultés de prise en Compte des conditions aux limites portant sur les dérivées ou les gradients de l'inconnue.

méthode des volumes finis

Cette méthode est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées

Partielles comme la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis mais, Contrairement à la méthode de différence finies qui utilise des approximations de dérivées, laMéthode de volume fini utilise comme la méthode d'éléments finis, des approximations D'intégrales. Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de Quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale.

La clé de cette méthode réside dans l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface. L'un des principaux avantages de la méthode des volumes finis est d'assurer une conservation intégrale exacte des grandeurs quelle que soit la taille du maillage et c'est pour raison qu'elle est très largement utilisée pour la résolution des phénomènes gouvernés par des équations à dérivées partielles.

méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombrelimité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'ils peuvent facilement être programmés. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des Problèmes structurels, mais ils ont été étendus à de nombreux problèmes du terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les **s**ommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux. Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures. L'opération dedécomposition est le maillage. Un bon maillage doit faciliter les opérations Prévues par

Un programme d'ordinateur. Il faut donc adopter une méthode systématique de numérotation

Des éléments et des nœuds.

- Avantages : traitement possible de géométries complexes, détermination plus naturelleDes conditions aux limites, possibilité de démonstrations mathématiques de convergence.
- Inconvénients : complexité de mise en œuvre et coût en temps de calcul et en mémoire.

Résolution des équations par éléments finis :

Présentation de la méthode

Comme nous l'avons précédemment évoquée, La méthode des éléments finis a pour but de remplacer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales, par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement.

En résumé, cette méthode nécessite la discrétisation d'un continuum en un modèle composéd'un assemblage d'éléments finis qui possèdent des formes et des tailles variées. De plus, le calcul de la solution nécessite la prise en compte d'un certain nombre de paramètres, tels que :

- ✓ La géométrie discrétisée en éléments finis,
- ✓ Les contraintes imposées sur le dispositif,
- ✓ Les excitations présentes dans le dispositif,
- ✓ Les propriétés des matériaux composant le décomposition

Schématiquement Les principales étapes de construction d'un modèle éléments finis peuvent

illustrer à la figure suivante **:**

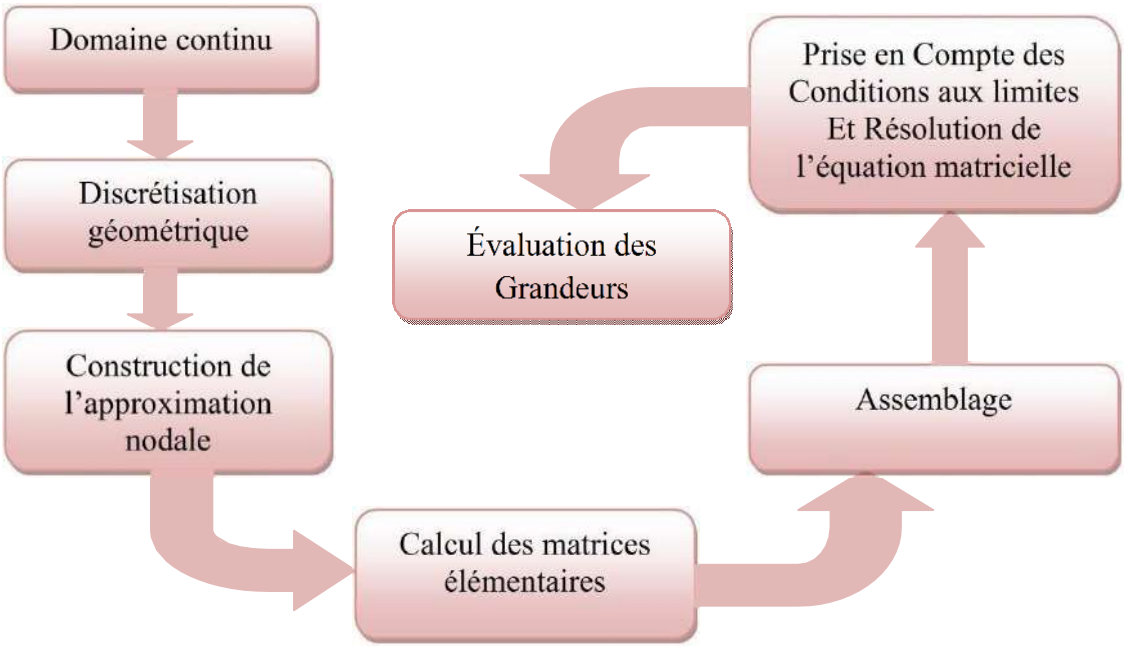


Figure (III) : Démarche éléments finis[2]

Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

Formulation variationnelle forte :

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s'écrit alors comme suit:

Trouver u(x) u(x)∈ espace des solutions Us tel que [10]

$$\mathcal{L}(u) - F = 0 \; \forall \; x \in \Omega \; B\,(u) = u_0 \; \forall \; x \in \Gamma_{u0} \qquad \textit{(III-2).}$$

On note que l'espace Us dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini Judicieusement.

Formulation variationnelle faible:

La formulation variationnelle faible peut être obtenue par les étapes suivantes :

1. approcher la solution u, partout dans le domaine Ω, par u tel que [10].

$$u = Niui \; ni=1 \qquad \textit{(III-3).}$$

Ou Ni =Ni (x, y) désignent les fonctions de forme u et des valeurs nodales idéterminées.

2. introduire (III-3) dans (III-2) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$$\varepsilon = \mathcal{L}(u) - F \neq 0 \qquad \textbf{(III-4).}$$

Ou ε = 0, $u = u$ c.à.d. lorsqu'une solution exacte existe.

3. obtenir une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire W tel que :

$$\int (\mathcal{L}(u) - F)\, d\,\Omega = 0, k = 1, 2 \ldots\ldots N \qquad \textbf{(III-5).}$$

Ou N Nombre d'inconnues indépendants du système (III-2).

En formulation de Galerkine les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.On pose

$$w_k = N_k \Longrightarrow \int N_k \mathcal{L}\,(\textstyle\sum_{i=1}^{n} N_i \tilde{u}_i)\, d\,\Omega = 0 \qquad \textbf{(III-6).}$$

On dit que u ∈ H_0

1(Ω) est une solution faible de (III5 ?) si :

$$\forall\, v \in H_0^1(\Omega)\; a\,(\tilde{u}, v) \qquad \textbf{(III-7).}$$

a (, v) est la forme bilinéaire associée à ($\mathcal{L}$)Soit Ω un ouvert borné de Rd et $\partial\Omega$ est régulier.

On considère alors le problème :

Lu = f sur Ω et u = 0 sur Ω = 0 **(III-8).**

forme générale des équations du système [10]:

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c\emptyset)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho Vx\, c\emptyset\emptyset)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho Vy\, c\emptyset\emptyset)=\frac{\partial}{\partial x}(\Gamma\emptyset\partial\frac{\partial\emptyset}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial y}(\Gamma\emptyset\frac{\partial\emptyset}{\partial y})+S\emptyset \qquad \textit{(III-9).}$$

Ou :

∅: Variable généralisée

∅ : Coefficient d'advection transitoire.

Γ∅: Coefficient de diffusion.

∅: Termes source.

Le tableau (III-1) regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équationsdu système.

Tableau III-1 : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour lesdifférentes variables**.**

Variable ∅	coefficient d'advection $c_\emptyset$	Diffusivité $\Gamma_\emptyset$	Termes source $S_\emptyset$
V_X	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)-\sigma\nabla\left\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}\right\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}$
V_y	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)-\sigma\nabla\left\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}\right\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}$
T	1	$\frac{k}{\rho c^e}$	$\frac{\overline{\varphi}}{\rho c^e}$
ρ	1	0	0

Choix d'un maillage :

La méthode des éléments finis repose sur un découpage de l'espace selon un maillage.

D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des Maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et

l'on tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'onPense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des élémentsfaiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plusla solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la «Vraie » solution de l'équation aux dérivés partiels. Même si une structure géométriquement complexe peut être maillée avec des éléments tétraédriques, elles mai exigent de nombreuxéléments et que mai conduire à l'échec parce que la simulation des ressources informatiques.Même un volume de forme régulière mais exigent de nombreux éléments tétraédriques si ellea un ratio très grand aspect. Ici, les éléments hexaèdres ou d'un coin serait un meilleur choix. (Figure III-1) "Objet avec un aspect Ratio Large", illustre cette différence. Il montre que le nombre d'éléments tétraédrique (a) est beaucoup plus grand quelle nombre d'élémentshexaédrique (b), si une densité de maillage similaire est maintenue sur la section transversal.

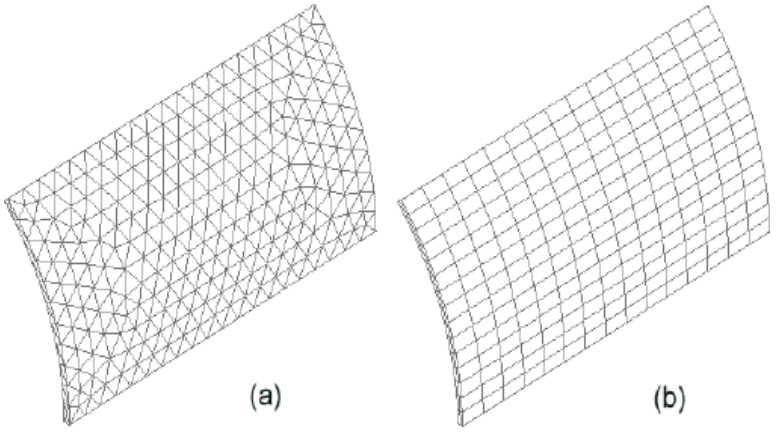


Figure III-1 a) éléments tétraédrique ; b) éléments hexaédrique

III4.1. Discrétisation :

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques traditionnelles. Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire [10].

$$([A_e^{transient}]+[A_e^{\text{advection}}]+[A_e^{\text{diffusion}}])\{\emptyset e\}=\{Se\emptyset\} \quad \textit{(III-10).}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé.

III4.1.1. Terme temporelle :

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement [10]:

$$[A_e^{transient}] = \int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial t} \, \mathrm{d}\,(\mathrm{vol})$$

Avec :

w^e : La fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme.

Pour le nœud i:

$$\int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial t} \, \mathrm{d}(\mathrm{vol}) = \int w_i^e \rho c_{\emptyset} w_j^e \, \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \frac{\partial \emptyset_i^e}{\partial t} w_j^e \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \, \emptyset_j^e \qquad \textit{(III.11).}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation (III-10) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme:

$$M_{\mathrm{ij}} = \int w_{\mathrm{i}}^e \, pc_{\emptyset} d(vol) \qquad \textbf{(III.12).}$$

Si l'approximation localisée de masse est employée.

$$M_{\mathrm{ij}} = \delta_{\mathrm{ij}} \int w_{\mathrm{i}}^e \, pc_{\emptyset} d(vol) \qquad \textbf{(III.13).}$$

Ou: $\delta_{ij} =$ delta de Kronecker (0 si i ≠ j, 1 si i = j)

Il y a deux méthodes d'intégration temporelles : Newmark et (backward différence) différence en arrière.

La méthode d'intégration de temps de Newmark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps.

$$(\rho\emptyset)_n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \Delta t \left[\delta \left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right) + (1-\delta)\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_{n-1}\right] \qquad \textbf{(III.14).}$$

Ou:

δ = coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmarket

L'équation (III-14) est écrite comme suite:

$$\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_n = \frac{1}{\Delta t \delta}(\rho\emptyset)_{n-1} + \left(1 - \frac{1}{\delta}\right) \qquad \textbf{(III.15).}$$

Terme d'advection:

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite lignede courant monotone upwind (MSU), La ligne profilée upwind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

Monotone Streamline Upwind Approach (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des lignes caractéristiques. Il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans un domaine connu de vitesse.

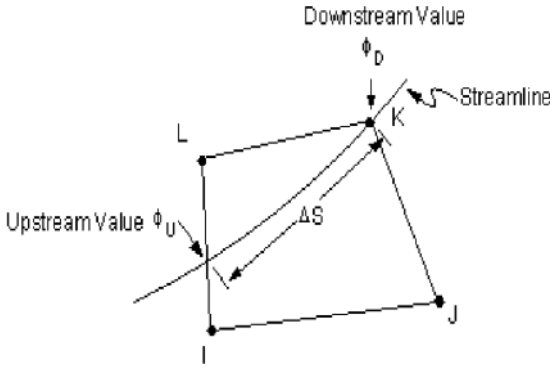


Figure III.2 :L'approche de ligne de courant d'upwind

Le champ de vitesse lui-même peut être envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse. Les limites d'advection peuvent donc être exprimées en termes de vitesses aérodynamiques.

Dans le transport pur d'advection, on suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques, c.-à-d. tout le transfert se produit le long des lignes profilées.

Par conséquent on peut supposer que le terme d'advection, s'écrit [13]:

$$\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{\partial s} \qquad (III.16).$$

Une fois exprimé le long d'une ligne profilée, et donc constant dans tout l'élément, on peut

écrire:

$$\left[A_e^{advection}\right] = \frac{d(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{ds} \int w^e \mathrm{d(vol)} \qquad (III.17).$$

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit où la rationalisation dans le nœud sous le vent pénètre

dans l'élément.

Δs = La distance du point situé en amont à l'aval du nœud.

La valeur à l'endroit ascendant est inconnue mais peut être exprimée en termes de valeurs nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'aval.

Le processus consiste à cycler par tous pour l'élément et identifier les nœuds arrière. Le

Calcul effectué est basé sur les vitesses, pour voir d'où elle est venue la ligne profilée dans

les nœuds. Des facteurs pesants sont calculés, basé sur la proximité de l'endroit d'upwind aux nœuds voisins.

La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) : L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection [10]:

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int w^e \left(\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)}\, C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{max}} \left(\frac{V_x \partial \omega^e}{\partial_x} + \frac{V_y \partial \omega^e}{\partial_y}\right) \left(\frac{V_x \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.19).}$$

Où :

$C_{2\tau}$ = coefficient global réglé à 1,0.

= longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$U_{mag} = \sqrt{\overline{V_x^2} + \overline{V_y^2}} \qquad \begin{cases} 1 & si\ 0 \le p < 3 \\ \frac{p_e}{3} & si\ p_e \ge 0 \end{cases}$$

$p_{e=\frac{\rho c_p u_{mag} h}{z\Gamma_\emptyset}}$ Nombre de peclet

Il est clair que pour l'approche de SUPG la maille est raffinée, les termes de perturbation tend à zéro et la formulation de Galerkin approche à l'exactitude du second degré.et donc le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui est absente dans la discrétisation pure de Galerkin.

Approche Colloquée De Galerkin (COLG)[11]:

L'approche de COLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué. Dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesses, (les vitesses nodales élément-élément-based) qui sont faites pour satisfaire l'équation decontinuité, tandis que les vitesses traditionnelles sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement [13].

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int W^e \left(\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) d(vol) + C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{mag}^e} \left(\frac{V_x^e \partial W^e}{\partial_x} + \frac{V_y^e \partial W^e}{\partial_y}\right) \left(\frac{V_x^e \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{V_y^e \partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \qquad \textbf{(III.20).}$$

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément-élément-basé), et elle est généralement asymétrique. La conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au-dessus du domaine de problème après la multiplication par la fonction pesante [10]

$$\text{Diffusion contribution} = \int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) \mathrm{d(vol)} + \int W^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III. 21).}$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable. Par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x. Une intégration par partie est appliquée [13]:

$$\int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) \mathrm{d(vol)} = \int \frac{\partial W^e}{\partial x} \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x} \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.22).}$$

Une fois que la dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés depeser fonctionnent, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales.

$$\frac{\partial \emptyset}{\partial x} = W_x^e \emptyset \qquad \textbf{(III.23).}$$

$$W_x^e = \frac{\partial W^e}{\partial x} \qquad \textbf{(III.24).}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme:

$$\left[A_e^{diffusion}\right] = \int \left(W_x^e \Gamma_\emptyset W_x^e + W_y^e \Gamma_\emptyset\right) \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.25).}$$

Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite [13]:

$$S_\emptyset^e = \int W^e S_\emptyset \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.26).}$$

Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :

Bilan Thermique : Equation De Chaleur

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface s

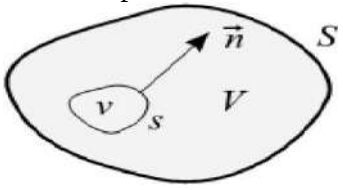


Figure III.3: bilan thermique.

La puissance thermique stockée dans **v** est égale a la somme de la puissance thermique ***q*** générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux a travers la surface **S** [12]:

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -\vec{n}\left(-\overline{\overline{\lambda}}\overrightarrow{grad}\mathrm{T}\right) ds \qquad \textbf{(III.27).}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - \mathrm{div}\left(\overline{\overline{\lambda}}\overrightarrow{grad}\mathrm{T}\right)\mathrm{q} = 0 \qquad \textbf{(III.28).}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-28) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y} [12] :

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + \mathrm{q} \qquad \textbf{(III.29).}$$

Où :

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

Forme discrétisée : éléments finis :

La solution analytique de l'équation (III- 30) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

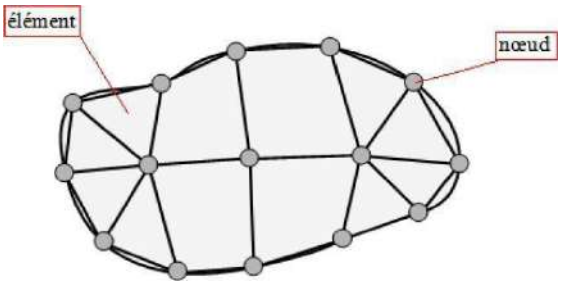


Figure III.4: domaine plan discrétisé en 12 élément relies eux par 15 nœuds.

III.5.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures :

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression [14].

$$T^e(x,y,t) = [N_1^e(x,y) \dots N_i^e(x,y) \dots N_{n^e}^e(x,y)] \begin{cases} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{cases} \quad \textbf{(III.30).}$$

$$T^e(x,y,T) = [N^e(x,y)](T_{(t)}^e)$$

Où :

- n^e est le nombre de nœuds de l'élément.
- les fonctions N_i^e(x , y) sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice N^e est la matrice d'interpolation élémentaire
- le vecteur $T_{(t}^e)$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

III.5.2.2. Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine V

$$\mathrm{T(x,y,t)} = [N_1(x,y) \dots N_i(x,y) \dots N_n(x,y)] \begin{cases} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{cases} \quad \textbf{(III.31).}$$

$$\mathrm{T(x,y,t)} = [\mathrm{N(x,y)}](\mathrm{T(t)})$$

- n est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctions N_i(X,y) sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme).
- la matrice $N[(X\ Y]$ est la matrice d'interpolation.
- $\{T\ (t)\}$ est le vecteur des températures nodales.Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_i,y_j) = \delta_{ij} \qquad N_i(x_i,y_j) = \delta_{ij} \ ; \forall\, i,j$$

$O(x_i, y_j)$ sont les coordonnées du nœud j

Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine: $T = [N](T)$

Et $\mathrm{(grad\ T)} = [\mathrm{B}](\mathrm{T})$ avec $[B] = [(B_1) \dots (B_i) \dots . B_n]$

Où : (B_i) dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème

spatial, (B_i) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$(B_i) = \begin{cases} \dfrac{\partial N_i}{\partial x} \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial y} \end{cases}$$

$$T^* = [N](T^*) = (T^*)^T[T]^T \; et \; (grad\, T^*) = [B](T^*), (grad\, T^*)^T = (T^*)^T[B]^T$$

En portant ces relations dans l'équation (III.27), il vient :

$$(T^*)\left([C](\dot{T}) + [K](T) - (F)\right) = 0 \qquad \textbf{(III.32).}$$

$$[K] = \int_V [B]^T \lambda [B] dv + \int_S h[N]^T[N] ds \qquad \textbf{(III.33)}.$$

Où :

[C]: est la matrice de capacité thermique[j/°C].

$[K]$: est la matrice de conductivité thermique [W/m°C].

(F) : est le vecteur des flux nodaux [W].

(T) : est le vecteur des températures nodales [°C].

Chapitre IV

Applications et Résultats

INTRODUCTION :

Dans ce chapitre nous allons calculer et étudier les transformations thermique du triple tube en plusieurs endroits . Pour le calcul de problème conjugué d'écoulement turbulent \ transfert de chaleur ,dans les échangeurs de chaleur tubulaires ; on à utilisé un logiciel de calcul basé sur la méthode des éléments finie .l'objectif de cette étude et d'analysé les performances dynamique et énergétique d'un échangeur triple tube par simulation numérique.

DEFINITION DE ANSYS *:*

ANSYS est un logiciel de simulation numérique FEM leader de son marché utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement de résultats et l'optimisation. ANSYS offre une plateforme de calcul multi-physique intégrant la mécanique des fluides et des structures, l'électromagnétisme, la thermique ainsi que la simulation de systèmes et de circuits.

Les utilisateurs ANSYS sont de domaines industriels différents telles que la construction de machines, les secteurs de l'énergie, l'automobile, le ferroviaire, l'aérospatial, le médical, la microtechnique, la micro-électronique ou encore les biens de consommation.

CADFEM est le centre de compétences et le partenaire d'Ansys en Europe et en Afrique du Nord.

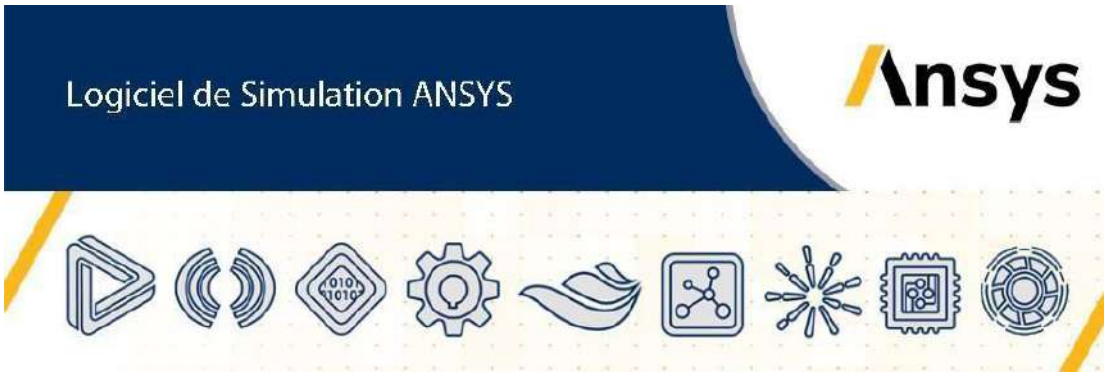


Figure IV.1 :logiciel de simulation ANSYS.

Description de la structure étudiée:

Le matériau utilisé dans cette étude est PVC qui constitue les parois de l'échangeur ; ainsi que le fluide caloporteur qu'est l'air et l'éthanol ; et l'autre fluide c'est l'eau ; dont le caractéristiques thermiques et dynamique sont données dans le tableau ci-dessous:

Les propriétés thermiques et dynamiques de Lair et de l'eau et éthanol :

	Eau	Air	Ethanol
Conductivity thermique λ(W/m°c)	**0.64**	**0.02624**	**0.006**
Densité [Kg/m^3]	**1000**	**1774**	**789**
Chaleur specifique **(J/Kg°c)**	**4180**	**1005.7**	**29693**
Viscosité dynamique (Kg/ms)	**0.000355**	**0.0000185**	**0.805**

TableauIV.1:Les propriétés thermiques et dynamiques de Lair et de l'eau et éthanol.

Propriétés thermiques des matériaux :

	sable	PVC
Conductivité thermique (W/m°c)	0.3	0.16
Densité [Kg/m^3]	1600	1380
Chaleur specifique **(J/Kg°c)**	835	900

TABLEAU IV.2.: Propriétés thermiques des matériaux.

Les dimensions des différentes géométries:

Les configurations sont simplifié dans le tableau (IV.2) .

		Géométrie(A)	Géométrie(B)	Géométrie(C)
Cotéfroid1	**D1(m)**	0.029	0.087	0.058
	e(m)	0.002		
	L(m)	1		
	X(m)	0.02	0.03	0.04
Cotéchaud	**D2(m)**	0.02		
	E(m)	0.002		
	L(m)	1		
Cotéfroid2	**D3(m)**	0.029	0.0435	0.058
	E(m)	0.002		
	L(m)	1		
	X(m)	0.02	0.03	0.04

Tableau (IV.3) : Les configurations.

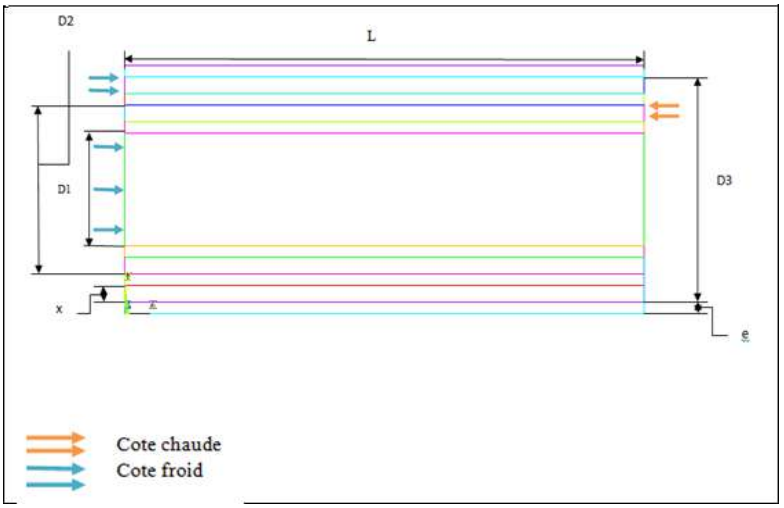


Figure IV.2: Représentations partial de géométrie étudiée (échangeur triple tube).

IV. Résultants et interprétations:

On à étudier la variation de température dans 3 point (entrer, milieu, sortie) pour Lair et L'eau et de éthanol.

LAIR :

dans cette expérience on à essai l'air avec le sable.

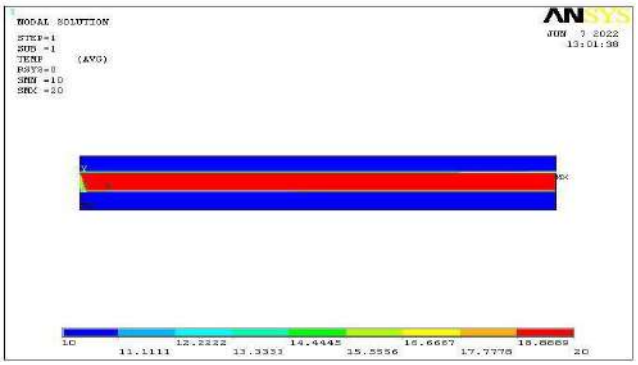


figure IV.3 : représentation de champ du température (air et sable).

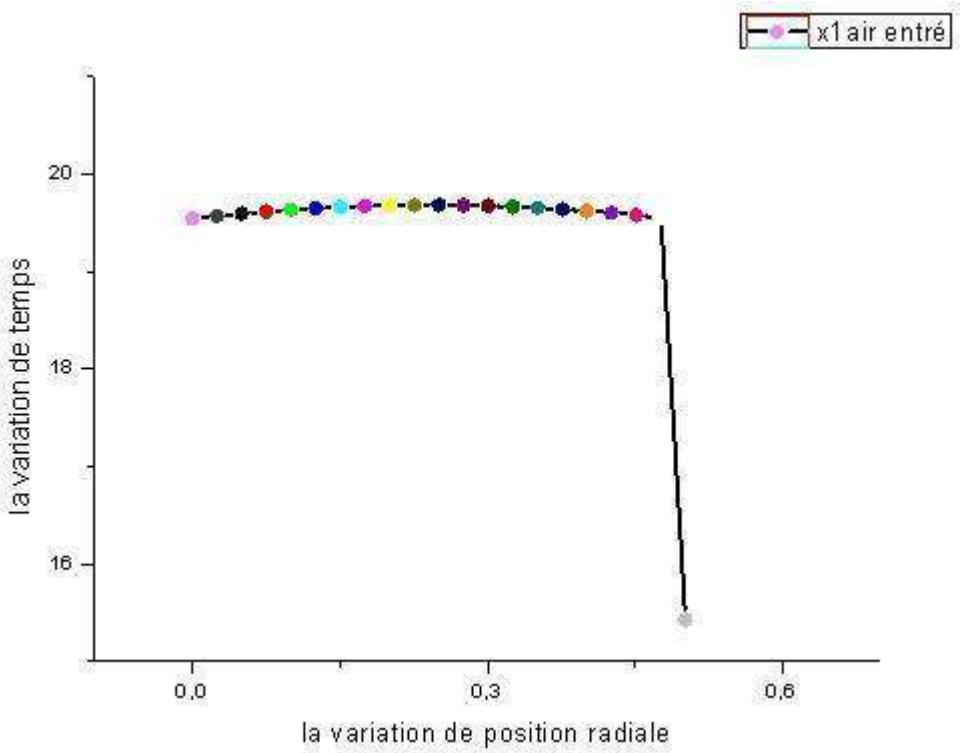
indice :

X1 : géomitrie à l'entrer de l'échangeur.

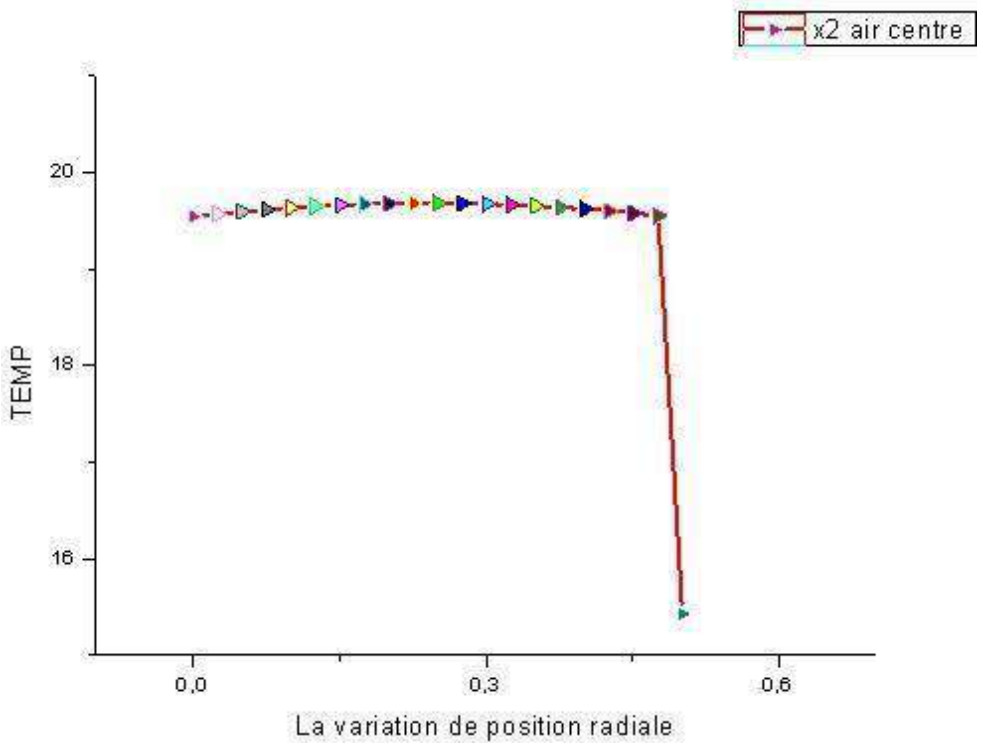
X2: géomitrie au millieu de l'échangeur**.**

X3: géomitrie à la sortie de l'échangeur **.**

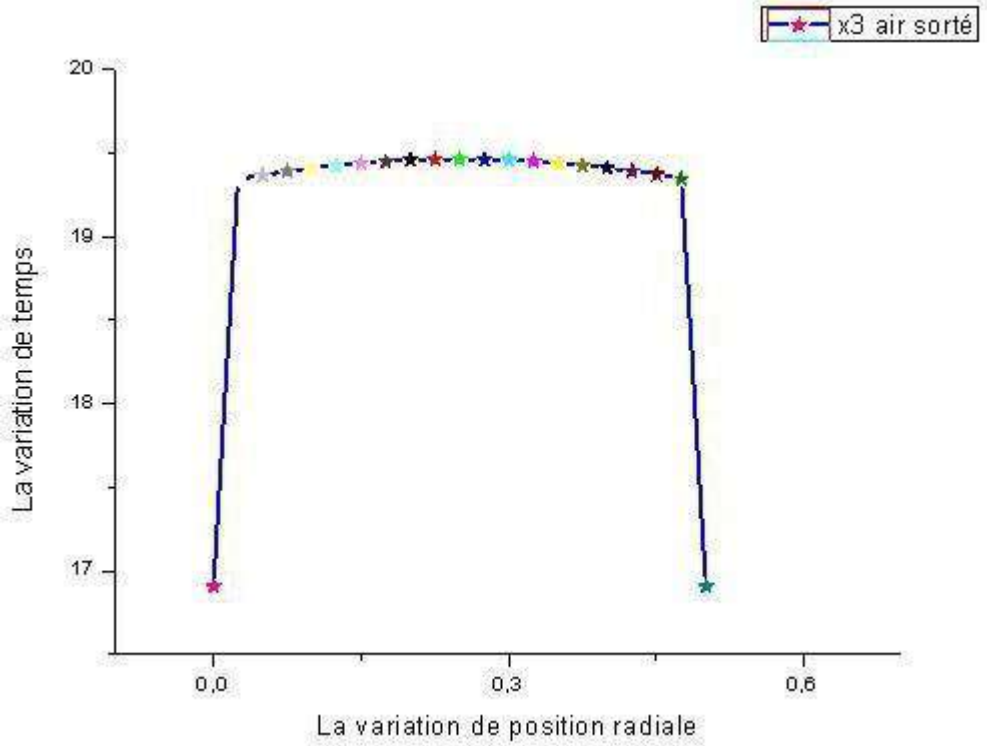
Entrer :



Milieu :



Sortie :



Resultat :

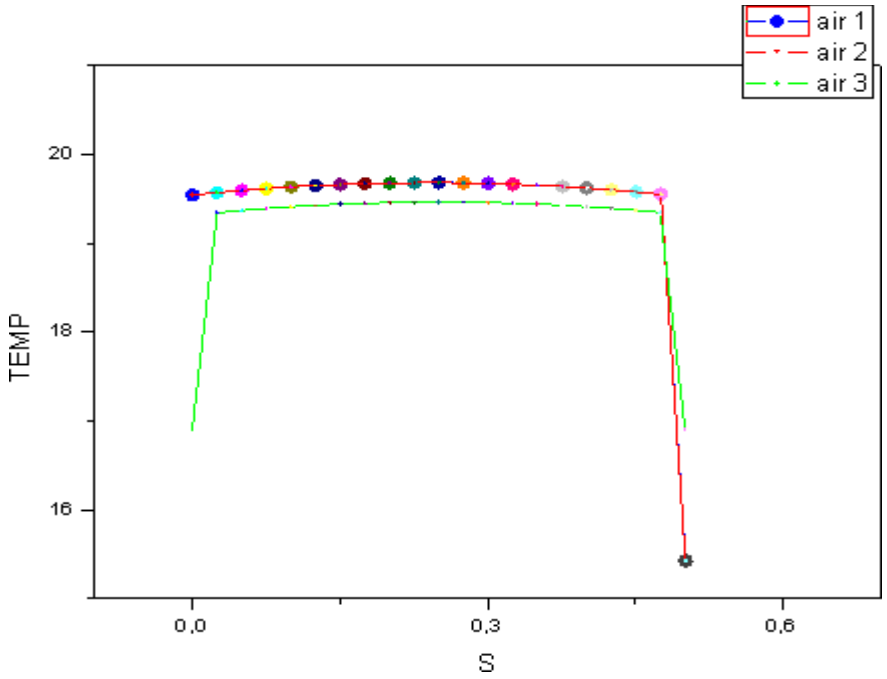


figure IV.4 : Profils de température pour les trois géométries (x1 ;x2 ;x3) air et sable.

- La figure IV.montre une représentation spatiale de la distribution de température

-Je remaque une augmentation de temperature des trois courbes (17C° au 19 C°) puis leurs stablisation pour une duréedu (0 à 0.5) puis une diminuation du (19C° à16C°) ;elle a donne une bonne interaction ces derniers à cause des changement thermique au niveau d'une partie du triple tube.

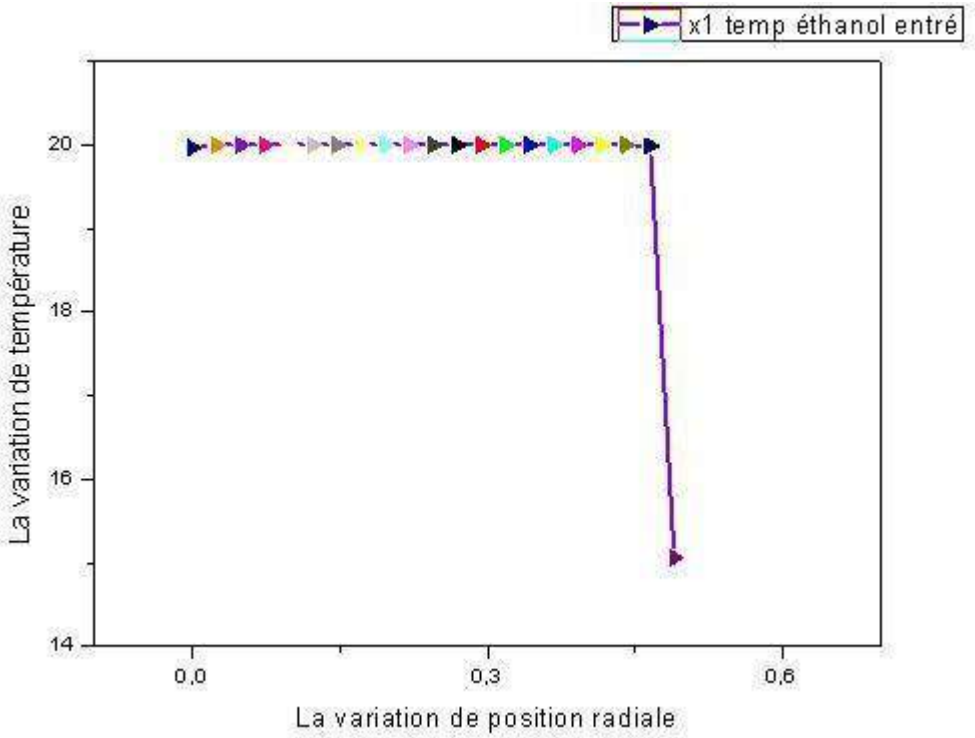
Conclusion :

D'après les résultats de la température et le calcul de **EF** pour les différents coté on note qu'il n y'a pas une grande différence entre eux.

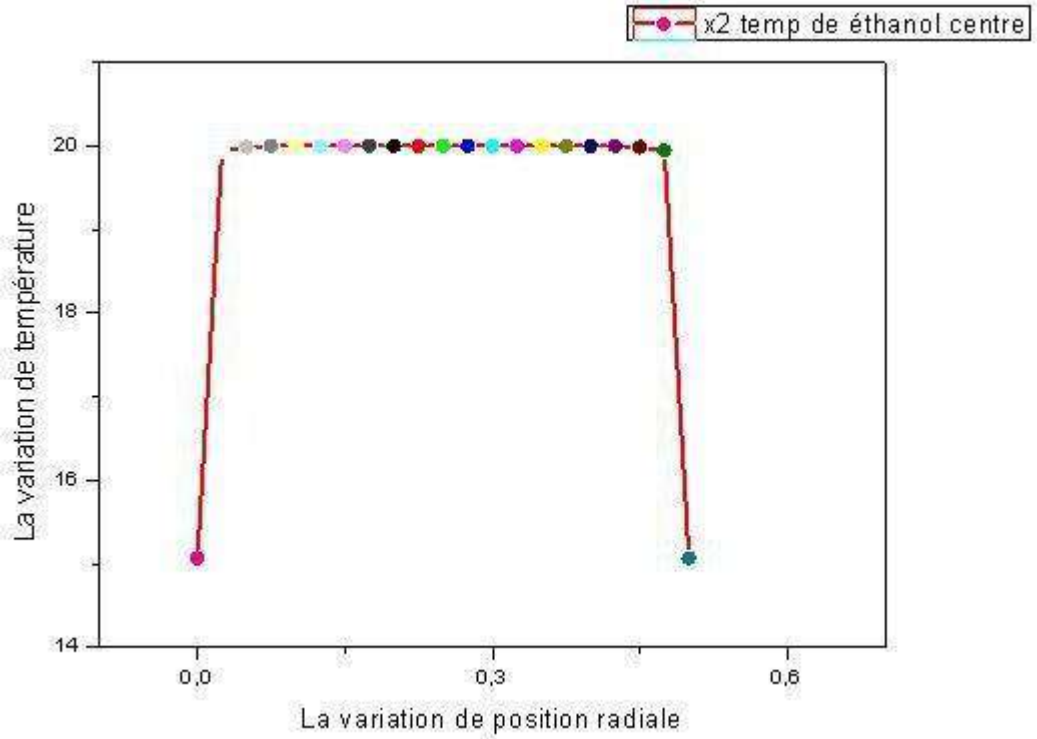
Ethanol 2:

dans cette expérience on à essai l'éthanol avec le sable :

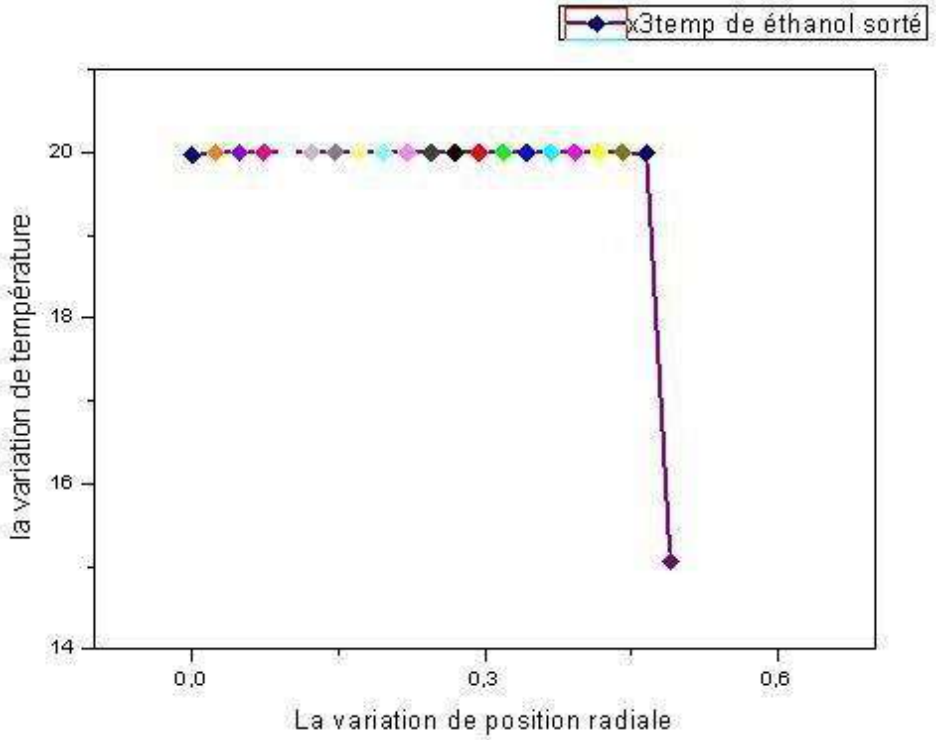
entrer :



milieu :



sortie:



resultat:

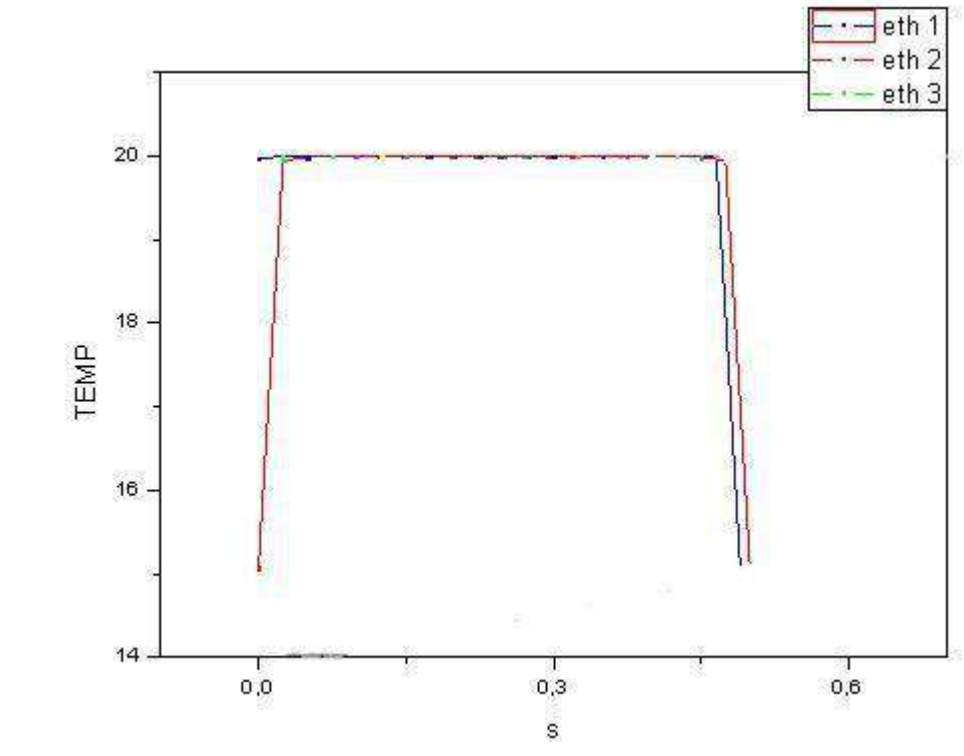


figure IV.5 : Profils de température pour les trois géométries (x1 ;x2 ;x3) éthanol et sable.

REMAROUE :

- La figure IV.5 montre une représentation spatiale de la distribution de température

-Je remarque une augmentation de température des trois courbes (15C° au 20 C°) puis leurs

stabilisation pour une durée du (0 à 0.5) puis une diminution du (20C° à15C°) ;elle a donne une bonne interaction ces derniers à cause des changement thermique au niveau d'une partie du triple tube.

Conclusion :

D'après les résultats de la température et le calcul de **EF** pour les différents coté on note qu'il n y'a pas une grande différence entre eux.

L'eau : dans cette expérience on à essai l'eau avec le sable.

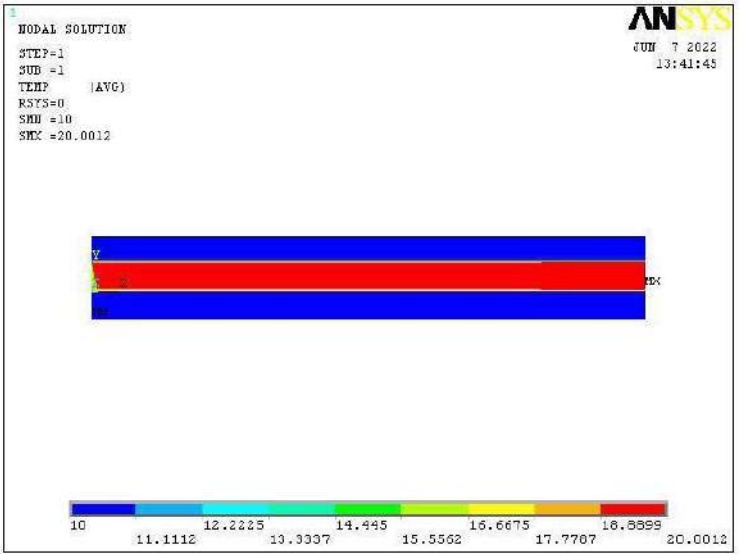
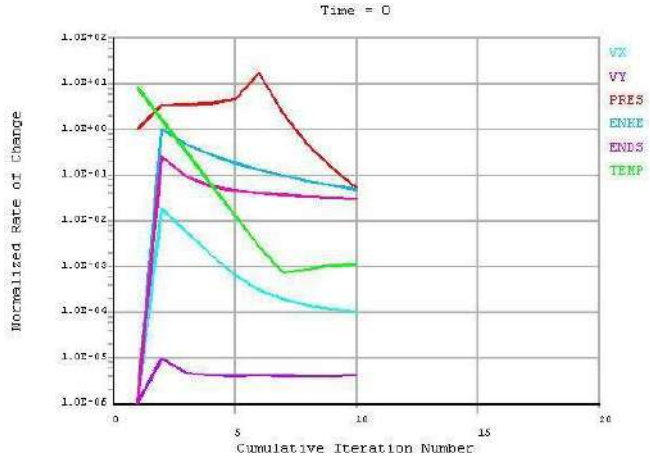
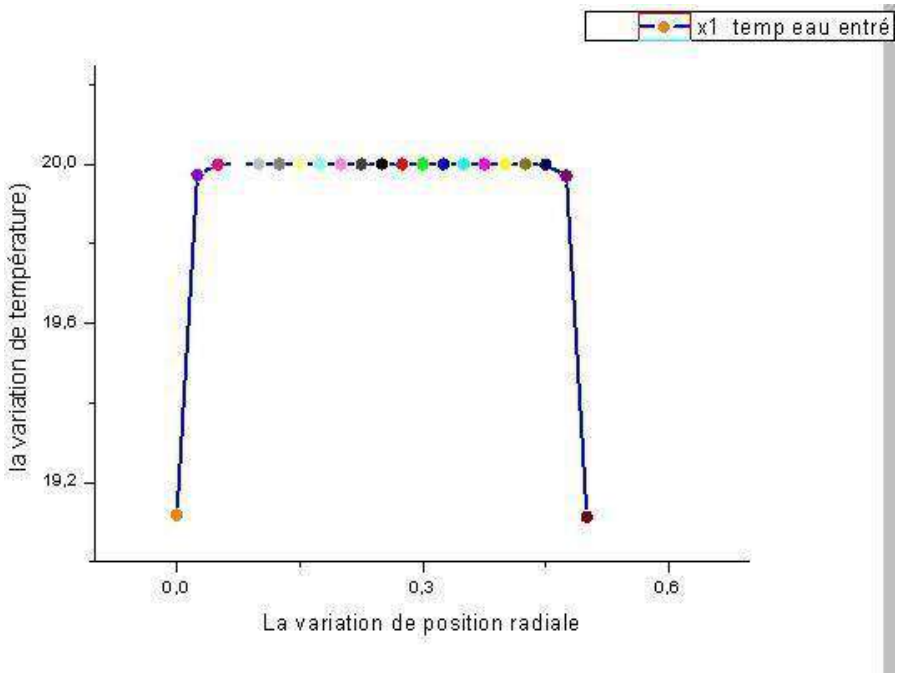


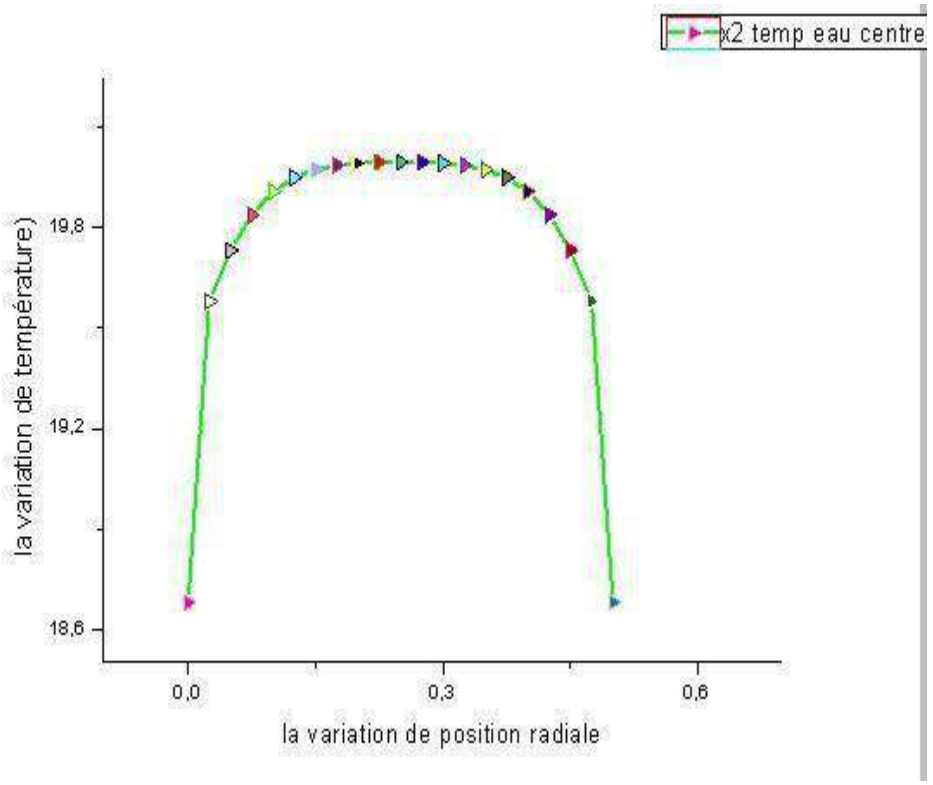
Figure IV.6 :représentation de champ du température(sable et leau).



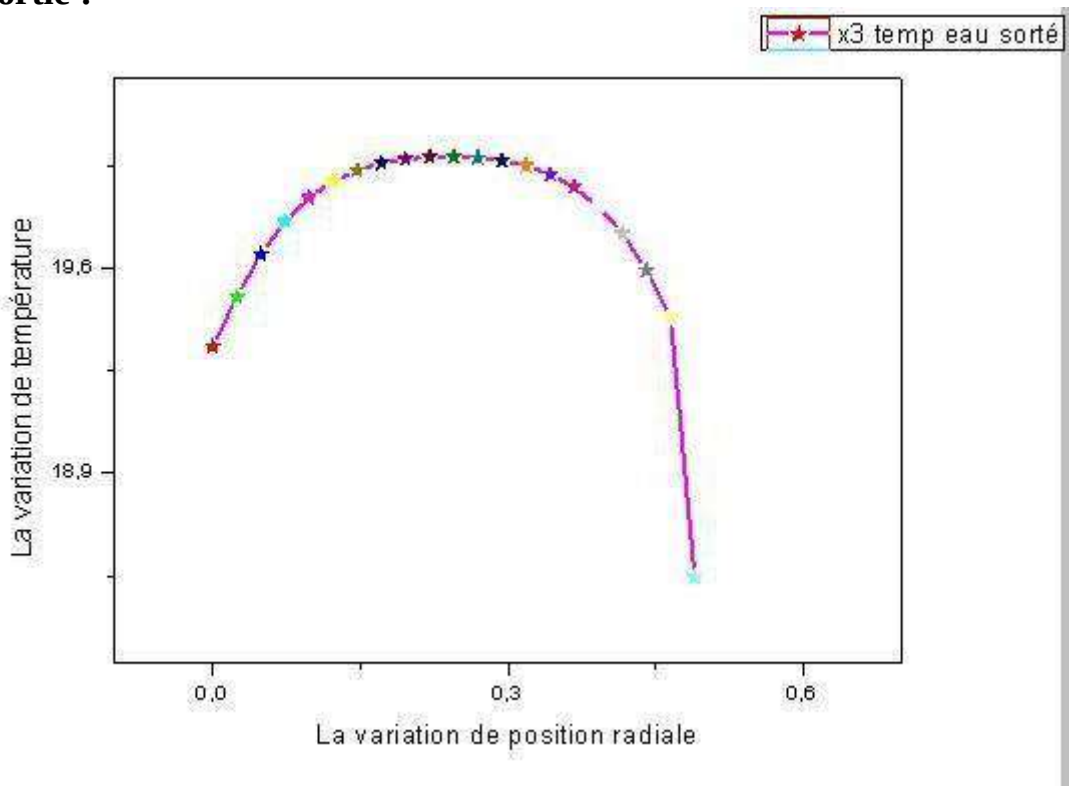
Entrer :



milieu :



Sortie :



Résultat :

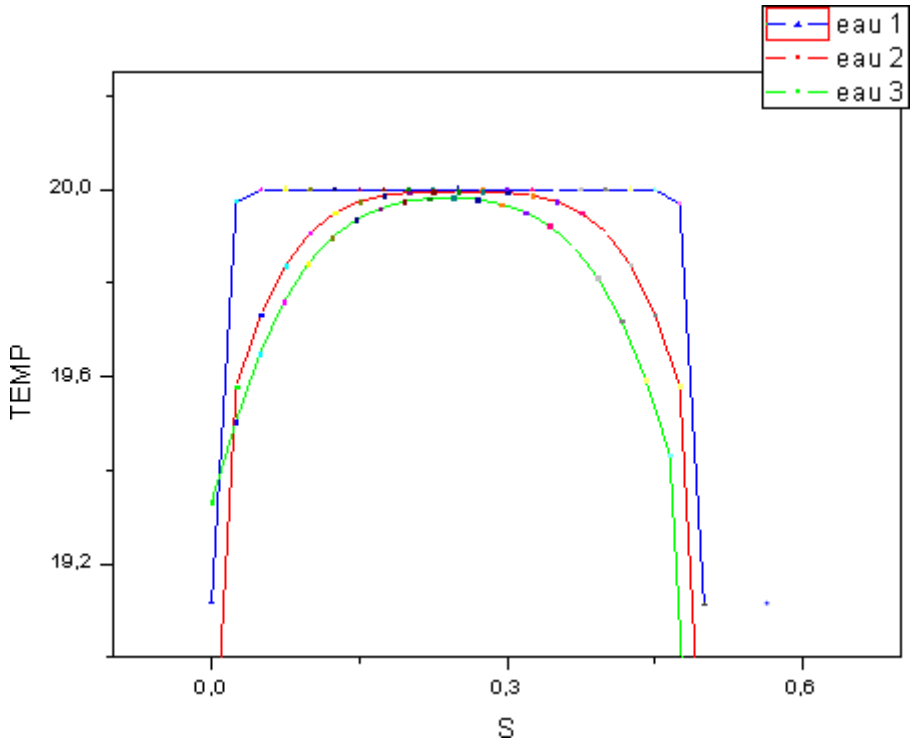


Figure IV.6: Profils de température pour les trois géométries x1 ;x2 ;x3(eau et sable).

- La figure IV.6montre une représentation spatiale de la distribution de température

Je remarque une augmentation de température des trois courbes (19C° au 20 C°) puis leurs stabilisation pour une durée du(0 à 0.5) puis une diminution du(20C° à19C°) ;elle a donne une bonne interaction ces derniers à cause des changement thermique au niveau d'une partie du triple tube.

Conclusion :

D’après les résultats de la température et le calcul de **EF** pour les différents coté on note qu’il n y’a pas une grande différence entre eux.

IV. représentation du champ de temperature dans l éthanol et Lair et de l’eau dans une seul graphe :

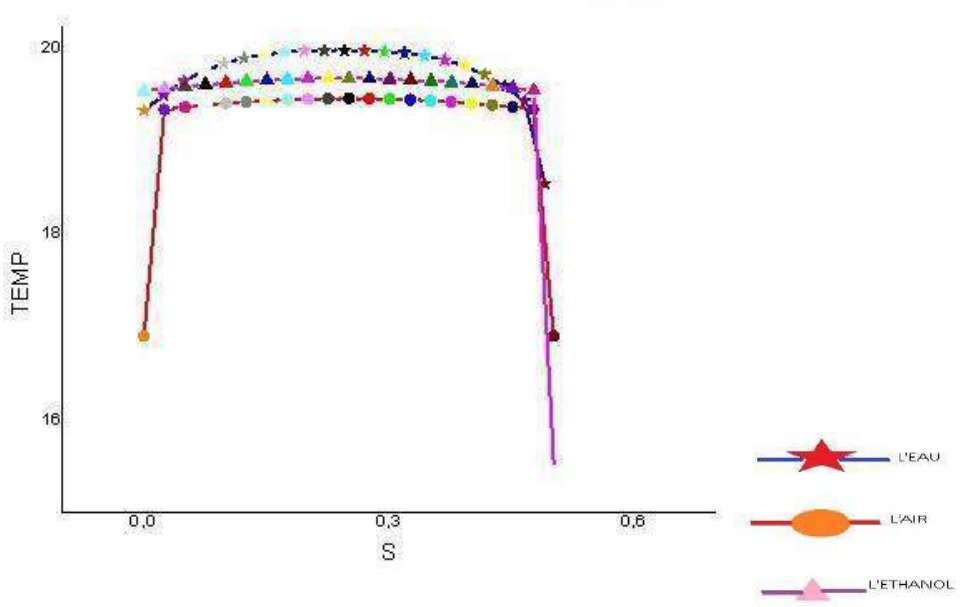


figure IV.7 : Profils de température pour les trois géométrie l’eau et l’air et l’éthanol.

Remarque finale :

Remarquez les changements convergents des trois courbes car elles sont constantes à partir du point à 19 ° C pour l'air, 19,2 pour l'éthanol et 20 pour l'eau.

Conclusion :

. D’après les figures et les résultats des graphes suivants ,je conclu que les changement thermique de l’eau ,l’air et du éthanol ont une affinité relative au niveau du tube triple et que la durée égale et cela due aux équations thermique (l’eau ,l’air et l’éthanol)avec le sable donne résultats précieux de transformation thermique .

Conclusion
Et
Perspectives

Conclusion générale :

Dans cet article, nous avons étudié l'influence du diamètre intérieur sur l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Ses propriétés mécaniques incluent le débit et la pression du fluide ainsi que les propriétés thermiques :

- Température du fluide chaud et froid.
- La configuration d'écoulement à contre-courant a été choisie pour cette étude.
- Les résultats des calculs effectués à l'aide de l'outil informatique « ANSYS Code ».

Cela a été montré:

- Les résultats de la simulation montrent que le transfert de chaleur entre les fluides (chaud et froid) est très avantageux en raison des différentes géométries.
- Les résultats obtenus sont très cohérents avec la théorie. Il est bien connu que les changements de géométrie augmenteront ou diminueront la perte de charge.
- En raison de la turbulence, la turbulence améliore l'effet de transfert Diffusion thermique bidimensionnelle.

Enfin, ce travail nous permet d'approfondir les connaissances théoriques acquises dans la formation et l'instrumentation dans l'application. Simuler l'appel du logiciel
"ANSYS", qui nous donne l'opportunité d'apprendre à simuler la valeur moyenne du logiciel.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

Chapitre I :

[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] Andre Bontemps " Echangeur de Chaleur ", Institut universitaire de technologie, département Génie thermique et Énergie, université Joseph Fourier.

[4] J.F. Saccadura. "Initiation aux transferts thermiques", $4^{éme}$ tirage paris, 1993.

[5] Ana Maria Bianchi,Yves Fautrelle ,et AL. " Transferts Thermiques ",Agence Universitaire de la Francophonie, presses polytechniques et Universitaires Romandes,2004.

[6] Technique de L'ingénieur, traité génie energétique, volume [BE5].

[7] Martin Popiel, Richard Cadrin , "l'échangeur et son application", AQME, 9 mai 2012.

[8] T . R. Bott ISBN : 0444821864 . Pub. Date : April 1995. Publisher : Elsevier Science & Technology Books p1.

[9] Epstein.N, " Fouling In Heat Exchangers Fouling Of Heat Transfert " , 1981.

[10] Knudsen J.G, Somerscales E, F, C Equipment ;Hemisphere,Wash DC , 1975.

[11] Bott. M. N, Process Engineering P76, 1975.

[12] Somerscales. E.F. C, Knudsen. J. G, personal Communication, (1), 1-4.(1977)

[13] Nancollas, G. H. Reddy, M.M" The Crystallization Of Calcium Carbonate,Part IiCalcite Growth Mechanism ", J .Colloid Interface Sci 37,824-830. 1971

[14] Rodier.J " L'analyse Chimique Et Physicochimique De L'eau " Editions Dunod, 1971.

[15] Anastasios, J. Karablas " Scale Formation in Tubular Heat Exchangers Research Priorities " ,Research Institute, 2002.

[16] Leconte, J. " Protection Contre La Corrosion ", Techniques de L'ingénieur A830.

[17] Epstein, N " Fouling : Technical Aspects In Fouling Of Heat Transfer Equipment ", Somerscales Efc, Kundsen J G.Hemispheres,WASHDCP3, 1981.

[18] Memento " Technique De L'eau De Degremont ET Nalco" Waters Hand Book- Mac Grawn Hill Book Company.

[19] Froment. G.F," Fouling Of Heat Transfer Surfaces by Coke Formation in Petrochemical Reactor ", Idem P 411,1991.

[20] Lund.D, Sandhuc.N, " Chemical Reaction Fouling Due To Foods Staffs "Idem P 437, 1998.

[21] Mostafa M. Awad Mansoura, " Fouling of Heat Transfer Surfaces", University, Faculty of Engineering, Mech. Power Eng. Dept.,Egypt p4/5.

[22] M.Bennejah, N.Chaouni "Echangeur de Chaleur", Technologie, calcule et design- Edition Techip, Paris, France, 2014.

Chapitre II

[1] « Techniques de froid technique général », CfmnLog YSH04054,30 juin 1998.

[2] Leconte.J, « Echangeur de chaleur dimensionnement thermique », techniques de l'ingénieur, traité mécanique et chaleur [B2342].

[3] Yves Jannot, « transferts thermiques », p7/p161, 2012.

[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] Collection Microsoft encarta, 2003.

[7] M. Nacer-Bey, S. Russeil, and B. Boudoin, « Experimental study of the effect of flow velocity and fin spacing on the horseshoe vortex structure upstream of a one unit single-row-plate- finned tube », presented at Proceeding of Eurotherm 71 on Visualization, Imaging and Data, Analysis in Convective Heat and Mass Transfer, Reims, France, 2002.

[8] M. Nacer-Bey, S. Russeil, and B. Boudoin, « Effet de l'espacement inter ailettes sur la structure fer à cheval en amont d'un tube muni de deux ailettes », présenté au16ème Congrès Français de Mécanique, Nice, France, 2003.

[9] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, « Numerical modeling of finned heat exchangers », Applied Thermal Engineering, vol 61, pp 278-288, 2013.

[10] jean Luc Battaglia, Andrzej Kusiak , Jean Rodolphe Puiggali « introduction aux transferts thermiques », p7-8/p91/p93, Dunod, 2010.

[11] Dominique Marchio , Paul Reboux, « introduction aux transferts thermiques » p7,Centre Énergétique et Procédés,2008.

[12] Boulahlib.M.S, « contribution à l'étude des échangeurs de chaleur à ailettes intégrales » , thèse de magister, Université de Constantine ,1998.

[13] Boulahlib.M.S, « installation thermique industrielle » , cours TEC628.

[14] J.F. Saccadura, « Initiation aux transferts thermiques », paris 4 éme tirage 1993.

[15] Pascal Tobaly, « Echangeurs de Chaleur » ,2002.

[16] P. Cormault, « Cours de Thermique théorique et pratique », Ecole spéciale de mécanique et d'électricité. Deuxième édition, 1999.

[17] Yves Jannot, « Transfert Thermique », Ecole des Mines de Nancy , 2003

[18] A. Bontemps, A. Gareigue, et al. « Dimensionnement Thermique », technique de l'ingénieur [B 2342].

[19] Jaque Padet, « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calcules », paris : Masson 1994.

[20] Pascal Tobaly, « Echangeurs de Chaleur »,2002.

[21] R. Vidil, « les échangeurs à plaques et joints, description, éléments de dimensionnement », paris, Lavoisier, février 1982.

[22] Yunus. A, Çengel, « Heat Transfer », Chapitre 13, Deuxième édition, 2002.

[23] R. Vidil, « les échangeurs à plaques et joints, description, éléments de dimensionnement », paris, Lavoisier, février 1982.