

**Created by PDF Combine Unregistered Version**

**If you want to remove the watermark, Please register**

**Created by PDF Combine Unregistered Version**

**If you want to remove the watermark, Please register**

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'hamed BOUGARA Boumerdès

Faculté des Sciences

Département de Physique

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du  
diplôme de Master

Filière : Science de la Matière

Spécialité : Physique Energétique

Option: Gaz

Thème :



**OPTIMISATION ET REDIMENSIONNEMENT D'UN  
ECHANGEUR TUBULAIRE E102 A~F DANS L'UNITE  
DE TRAITEMENT DE GAZ**

**Présenté par:**

- BOUKECHA Sarah
- TEMMAR Mohamed

**Encadré par :**

- Mme F.KADDOURI

**Soutenu devant :**

- Mr N. ALLALOU
- Mme N.BELARBI

Le : 24/05/2017

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2016 - 2017

## *Remerciements*

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

*Ce travail est n'aurait pu voir le jour sans l'aide de nombreuses personnes. Nous tenons donc ici à remercier tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de cette étude.*

*Et tout d'abord notre promotrice, Mme **F.KADDOURI**, Professeur au département de physique, Université de Boumerdès. Nous exprimons toute notre reconnaissance à elle pour son soutien et sa gentillesse.*

*A Mr **N.ALLALOU**, professeur au département de physique université de Boumerdès. Nous exprimons notre remerciement à lui pour son aide et sa gentillesse.*

*Nous tenons également à remercier profondément notre encadreur, **Mr Omar SADJI**, Chef de département de maintenance industriel à l'entreprise nationale des GRANDS TRAVAUX PETROLIERES GTP à la région de HASSI R'MEL.*

*Nous exprimons nos remerciements à Mr **Belkhadem CHAREF**, Chef de service au département de maintenance industriel à l'entreprise nationale SONATRACH à la région de HASSI R'MEL.*

*En fin, nos remerciements vont également à tous ceux et celles qui de près ou de loin nous ont apporté aide et encouragement, qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.*

## *Dédicaces*

*Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers à ceux qui ont fait de moi ce que je suis mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande affection ; leur soutien et leur encouragements ; tout le long de ma vie.*

- ★ *A mes très chères grand père : ALI et AISSA.*
- ★ *A ma chère grande mère : LAMRIA.*
- ★ *A mes chères tantes : SAFIA et SAADIA.*
- ★ *A mon très chère frère MOHAMED ABDELLAH REDOUANE.*
- ★ *A ma très chère sœur KENZA.*
- ★ *A mes chères cousines et cousins : RAHMA, ANISSA, ANFEL, ZAKI, MOHAMED WASSIME sans oublier le petit : MALIK.*
- ★ *A mon ami LEKBAL Islem.*
- ★ *A Mr. BOUSSEBA SAMIR et Mrs. BOUSSEBA SABAH.*
- ★ *A Mr. KOUSSA ABDELRAHMAN et toute sa famille.*
- ★ *A tout mes collègues de la promotion 2016-2017.*
- ★ *A tous ceux qui me sont chères.*

*SARAH*

## *Dédicaces*

*Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers à ceux qui ont fait de moi ce que je suis mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande affection ; leur soutiens et leur encouragements ; tout le long de ma vie.*

- *A mes très chères grand père : AHMED et TAHAR.*
- *A mes chères grandes mères : DAHBIYA et HMAMA.*
- *A mes chères tantes : HAYET, LAMIA, NAHLA, KARIMA et RBIHA.*
- *A mes chers oncles et leurs familles.*
- *A mon très chère frère KHALED*
- *A mes très chères sœurs : MERIEM, SOUMIA et MARIA*
- *A ma petite nièce MAROUA.*
- *A mon frère AIZEL.*
- *A mes amis de H335.*
- *A mes tous mes amis de PALISTRO sans exception.*
- *A tous mes collègues.*
- *A Mr BOUSSEBA SAMIR.*
- *A Mr KOUSSA ABDELRAHMAN et toute sa famille.*
- *A tous ceux qui me sont chères.*

*Mohamed*

# Résumé

---

## Résumé

La **corrosion** dans l'échangeur thermique est un grand problème qui menace l'industrie depuis longtemps. Ce travail porte sur l'étude et l'optimisation de redimensionnement d'un échangeur de chaleur tubulaire E102 dans l'unité de traitement de gaz **MODULE 4 SONATRACH HASSI R'MEL**.

Notre attention a été concentrée sur le redimensionnement de l'échangeur **E102 A~F** contenant 6 échangeurs tubulaires **Contre courant** à cause de l'effet de la corrosion qui menace les tubes en utilisant les paramètres et les caractéristiques des fluides circulant dans échangeur.

Pour conserver l'efficacité de l'échangeur thermique **E102 A~F** même si nous bouchons certains nombres des tubes et pour éviter le retubage des tubes d'échangeur qui se fait après le bouchage **10%** de tubes par le service piping de département DMI, qui est coûteux. Nous avons proposé dans ce travail un redimensionnement de l'échangeur **E102 A~F**, en utilisant un programme écrit sous **FORTRANT 90**.

Les résultats d'études et les optimisations montrent qu'on peut éviter le retubage pour un certain pourcentage de tubes bouchés égale à **30%**, en variant les débits d'entrées des deux fluides après avoir comparé la production du train en bouchant **10%** et la production en bouchant **30%** avec variation des débits des deux fluides.

# Sommaire

---

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I.....	3
PARTIE A : PRESENTATON DU CHAMPS HASSI R'MEL.....	4
1. INTRODUCTION .....	5
2. SITUATION GEOGRAPHIQUE .....	5
3. HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL .....	5
3.1. DEVELOPPEMENT DU CHAMP DE HASSI R'MEL .....	6
4. INSTALLATIONS GAZIERE DE HASSI R'MEL.....	6
5. DESCRIPTION DES DIFFERENTS UNITES A HASSI R'MEL .....	7
5.1. CENTRE DE TRAITEMENT D'HUILE (CTH) .....	7
5.2. CENTRE DE TRAITEMENT DE (CTG) .....	7
5.3. CENTRE DE STOCKAGE ET TRANSFERT (CSTF) .....	7
5.4. STATION DE RECUPERATION DES GAZ ASSOCIES (SRGA) .....	7
5.5. MODULE.....	7
5.5.1. ZONE DU NORD.....	7
5.5.2. ZONE DU SUD .....	8
5.6. Le BOOSTING.....	8
6. PRESENTATION DE L'UNITE DE TRAITEMENT DE GAZ MODULE IV .....	8
7. CONCLUSION.....	9
PARTIE B : LE PHENOMENE DE TRANSFERT THERMIQUE.....	10
1. INTRODUCTION.....	11
2. DEFINITION .....	11
3. LES MODES DE TRANSFERT THERMIQUE .....	12
3.1. PAR CONDUCTION .....	12
3.2. PAR CONVECTION .....	12
3.3. PAR RAYONNEMENT .....	13
4. LES RESISTANCE THERMIQUE .....	13
4.1. DEFINITION .....	13
4.2. RESISTANCE THERMIQUE PAR CONDUCTION .....	13
4.2.1. DANS UN PLAN SIPMLE .....	13
4.2.2. DANS UN PLAN MULTICOUCHE .....	14
4.2.3. DANS UN CYLINDRE SIMPLE .....	15
4.2.4. DANS UN CYLINDRE MULTICOUCHE .....	16
4.3. RESISTANCE THERMIQUE PAR CONVECTION .....	16
5. CONCLUSION .....	17
CHAPITRE II : GENERALITE SUR LES ECHANGEURS THERMIQUES .....	18
1. INTRODUCTION .....	19
2. DEFINITION .....	19
3. LE CHOIX D'ECHANGEUR THERMIQUE DANS L'INDUSTRIE .....	19

# Sommaire

---

4. LE CLASSEMENT DES ECHANGEURS THERMIQUES .....	20
4.1. TYPE DE CONTAC .....	20
4.1.1. ECHANGEUR A CONTACT DIRECT .....	20
4.1.2. ECHANGEUR DISCONTINU« REGENERATEUR» .....	21
4.1.3. ECHANGEUR CONTINU .....	21
4.2. TYPE D'ECHANGE DES FLUIDES .....	21
4.2.1. ECHANGEUR SANS CHANGEMENT DE PHASE .....	21
4.2.2. ECHANGEUR AVEC CHANGEMENT DE PHASE .....	21
4.3. LE TYPE D'ECOULEMENT « CIRCULATION » .....	22
4.3.1. ECHANGEUR A COURANTS PARALLELES .....	22
4.3.1.1. ECHANGEUR CO-COURANT .....	22
4.3.1.2. ECHANGEUR CONTRE COURANT .....	22
4.3.2. ECHANGEUR A COURANTS CROISES .....	22
4.4. LE TYPE DE TECHNOLOGIES .....	23
4.4.1. ECHANGEUR A PLAQUE .....	23
4.4.2. ECHANGEUR A AILLETE .....	23
4.4.3. ECHANGEUR A TUBE .....	24
4.4.3.1. LES ECHANGEURS MONOTUBES .....	25
4.4.3.2. ECHANGEURS A TUBE COAXIAUX .....	25
4.4.3.3. ECHANGEUR MULTITUBULAIRE .....	25
4.5. DISCRIPTION DE L'ECHANGEUR TUBULAIRE .....	26
4.5.1. LA CALANDRE .....	26
4.5.2. PLAQUE TUBULAIRE .....	27
4.5.3. FAISCEAU TUBULAIRE .....	27
4.5.4. CHICANE .....	27
4.5.5. BOITE DE DISTRIBUTION ET BOITE DE RETOUR .....	28
5. CARACTERISTIQUE D'ECHANGEUR E102 .....	30
6. CONCLUSION.....	33
CHAPITRE III : METHODE DE DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGUR .....	34
1. INTRODUCTION .....	35
2. ETUDE DE DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR .....	35
2.1. ANALYSES D'ETUDES.....	35
2.1.1. ANALYSE THERMIQUE.....	35
2.1.2. ANALYSE HYDROLIQUE .....	35
2.1.3. ETUDE MECANIQUE .....	36
2.1.4. OPTIMISATION ECOMONIQUE POUR UNE PUISSANCE A TRANSFERER .....	36
2.2. HYPOTHESES D'ETUDES D'UN ECHANGEUR .....	36
3. BILAN THERMIQUE D'UN ECHANGEUR THERMIQUE .....	36
4. EVALUATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL.....	38
4.1. ESTIMATION DES COEFFICIENTS D'ECHANGE PAR CONVECTION .....	40
4.1.1. LES NOMBRES ADIMENSIONNELS.....	40

# Sommaire

---

4.1.1.1. NOMBRE DE REYNOLDS .....	40
4.1.1.2. LE NOMBRE DE PRANDTL.....	41
4.1.1.3. LE NOMBRE DE NUSELT .....	41
5. METHODES DE DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR.....	41
5.1. LA METHODE DE DIFFERENCE DE TEMPERATURE LOGARITHMIQUE MOYENNE « DTLM » .....	42
5.1.1. L'EFFICACITE .....	45
5.2. LA METHODE DE NOMBRE D'UNITE DE TRANSFERT « NUT » .....	46
5.2.1. RELATION ENTRE NUT ET L'EFFICACITE.....	47
6. CONCLUSION .....	48
CHAPITRE IV : PARTIE CALCULS .....	49
1. INTRODUCTION.....	50
2. PRINCIPE DE CALCUL .....	51
2.1. OBJECTIF DE REDIMENSIONNEMENT .....	52
3. PARTIE CALCULS .....	52
3.1. CALCULS POUR LA SURFACE D'ECHANGE 100%.....	52
3.1.1. CALCUL DES DEBITS THERMIQUES UNITAIRES .....	53
3.1.2. CALCUL DE L'EFFICACITE ET NUT D'E102 .....	53
3.1.3. CALCUL DE LA PRODUCTION DE L'UNITE .....	55
3.2. CALCUL APRES BOUCHAGE DE 10% DE TUBES D'E102 .....	56
3.2.1. CALCUL DE L'EFFICACITE ET NUT.....	56
3.2.2. CALCUL DE PRODUCTION .....	57
3.3. CALCULE APRES BOUCHAGE DE N% DE TUBES D'E102.....	59
3.3.1. CALCUL DES DEBITS, DE LA PRODUCTION ET LE RENDEMENT .....	59
4. CONCLUSION.....	64
CONCLUSION GENERALE .....	65
ANNEXES .....	68
REFERENCE BOBLIOGRAPHIQUE .....	70

## Liste des figures

---

<b>Figure I.A.1:</b> Situation géographique du site de HASSI R'MEL .....	5
<b>Figure I.A.2:</b> Présentation géographique des installations gazières de HASSI R'MEL .....	8
<b>Figure I.B.1:</b> Sens de transfert thermique .....	11
<b>Figure I.B.2:</b> Transfert thermique par conduction dans un mur simple .....	12
<b>Figure I.B.3:</b> Transfert thermique par convection .....	12
<b>Figure I.B.4:</b> Transfert thermique par rayonnement .....	13
<b>Figure I.B.5:</b> La conduction dans un mur simple .....	14
<b>Figure I.B.6:</b> La conduction dans un mur à multicouche .....	14
<b>Figure I.B.7:</b> La conduction dans un simple cylindre .....	15
<b>Figure I.B.8:</b> La conductivité dans un cylindre à multicouche .....	16
<b>Figure II.1:</b> radiateur de refroidissement .....	19
<b>Figure II.2:</b> condenseur de réfrigérateur .....	19
<b>Figure II.3:</b> Réchauffeur d'air rotatif .....	21
<b>Figure II.4:</b> Echangeur Co-courant .....	22
<b>Figure II.5:</b> Echangeur contre courant .....	22
<b>Figure II.6:</b> Echangeur a courant croisé .....	22
<b>Figure II.7 :</b> Echangeur à plaque .....	23
<b>Figure II.8:</b> Echangeur à ailette .....	24
<b>Figure II.9:</b> Différents formes d'ailette .....	24
<b>Figure II.10:</b> Echangeur monotube .....	25
<b>Figure II.11:</b> Echangeur à tube coaxiaux .....	25
<b>Figure II.12:</b> Echangeur thermique à tubes et calandre .....	26
<b>Figure II.13:</b> Calandre d'un échangeur tubulaire .....	26
<b>Figure II.14:</b> Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre .....	27
<b>Figure II.15:</b> Position des tubes .....	27
a. Pas triangulaire .....	27
b. Pas carré .....	27
<b>Figure II.16:</b> Chicane d'un échangeur tubulaire .....	28
<b>Figure II.17:</b> Boîte de distribution d'un échangeur tubulaire .....	28
<b>Figure II.18:</b> Echangeur tubulaire à deux passages .....	28
<b>Figure II.19:</b> Echangeur tubulaire à simple passage .....	29
<b>Figure II.20:</b> Composition d'un échangeur tubulaire .....	29
<b>Figure II.21:</b> Situation d'échangeur E102 dans le train de traitement de gaz naturel .....	30
<b>Figure II.22:</b> Echangeur E102 A/B .....	30
<b>Figure II.23:</b> Echangeur E102 A/B, C/D, E/F .....	31
<b>Figure III.1:</b> Résistance d'encrassement thermique .....	39
<b>Figure III.2:</b> Distribution de température dans un échangeur contre courant .....	43
<b>Figure III.3:</b> Distribution de température dans un échangeur Co-courant .....	43
<b>Figure III.4:</b> Abaque d'un échangeur thermique .....	44
<b>Figure IV.1:</b> Corrosion dans un tube .....	50
<b>Figure IV.2:</b> Bouchage des tubes de l'échangeur E102 .....	50
<b>Figure IV.3:</b> Organigramme de calcul pour fortran .....	51
<b>Figure IV.4:</b> Programme de calcul des débits unitaires des deux fluides .....	53

---

## Liste des figures

---

<b>Figure IV.5:</b> Résultats de programme de calcul des débits unitaires des deux fluides .....	53
<b>Figure IV.6:</b> Programme de calcul de l'efficacité thermique et de NUT .....	54
<b>Figure IV.7:</b> Résultats de programme de calcul de l'efficacité thermique et NUT .....	54
<b>Figure IV.8:</b> Programme de calcul de la production de l'unité et d'un seul train.....	55
<b>Figure IV.9:</b> Résultats de programme de calcul de la production de l'unité et d'un seul train .....	55
<b>Figure IV.10:</b> Programme de calcul de l'efficacité et NUT après bouchage de 10% de tubes totale .....	56
<b>Figure IV.11:</b> Résultats de programme de calcul de l'efficacité et NUT après bouchage de 10% de tubes totale .....	57
<b>Figure IV.12:</b> Programme de calcul de la production de l'unité et d'un seul train après bouchage de 10% des tubes totales .....	57
<b>Figure IV.13:</b> Résultats de programme de calcul de la production de l'unité et d'un seul train après bouchage de 10% de tubes totales .....	58
<b>Figure IV.14:</b> Graphe présente la production d'un train en fonction de la surface d'échange après bouchage de 10% des tubes totales .....	58
<b>Figure IV.15:</b> Programme de calcul des débits massique, la production et de rendement en fonction la surface d'échange après bouchage 31% des tubes totales .....	59
<b>Figure IV.16:</b> Graphe présente les débits massiques de chaque fluide en fonction de la surface d'échange après bouchage de 31%.....	61
<b>Figure IV.17:</b> Graphe présente la production d'un train en fonction de la surface d'échange après bouchage de 31%.....	63

## Liste des tableaux

---

<b>Tableau II.1:</b> Caractéristiques de MEG .....	31
<b>Tableau II.2:</b> Caractéristiques d'échangeur E102.....	32
<b>Tableau III.1:</b> Les résistances d'encrassement .....	40
<b>Tableau III.2:</b> Principe de méthode DTLM.....	42
<b>Tableau III.3:</b> Principe de méthode NUT.....	46
<b>Tableau III.4:</b> La relation entre NUT et E.....	48
<b>Tableau III.5:</b> La relation entre NUT et E dans des cas particuliers .....	48
<b>Tableau IV.1:</b> Résultats de calcul des surface d'échange et les débits des deux fluides .....	60
<b>Tableau IV.2:</b> Résultats de calcul des surface d'échange et la production ainsi que le rendement de la production .....	62

## Nomenclature

---

$\Phi$  : Le flux de chaleur W.  
 $q$  : La densité de flux de chaleur émis par le corps W / m<sup>2</sup>  
 $\lambda$  : Conductivité thermique W·m<sup>-1</sup>/°C  
 $S$  : La surface m<sup>2</sup>  
 $h$  : Coefficient d'échange par convection W/m<sup>2</sup>.°C  
 $T$  : Température °C  
 $\varepsilon$  : Emissivité thermique du matériau  
 $\sigma$  : Constante de Stefan W /m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>  
 $R_{th}$  : Résistance thermique m<sup>2</sup>.°C/W  
 $e$  : Épaisseur de la paroi d'échange m  
 $r$  : Rayon de cylindre m  
 $L$  : Longueur caractéristique m  
 $U$  : Coefficient d'échange global W/m<sup>2</sup>. °C  
 $C_p$  : Chaleur massique J/kg.°C  
 $\rho$  : Masse volumique kg/m<sup>3</sup>  
 $\mu$  : Viscosité dynamique kg /m.s  
 $P$  : Puissance W  
 $D$  : Diamètre m  
 $\dot{m}$  : Débit massique kg/h  
 $q_t$  : Débit thermique unitaire W/°C  
 $R_e$  : Résistance d'encrassement m<sup>2</sup>.°C/W  
 $\nu$  : La viscosité cinématique Kg / ms  
 $V$  : Vitesse de fluide m/s  
 $\dot{Q}$  : Débit volumique m<sup>3</sup>/s  
 $S_p$  : Section de passage  
 $N$  : Nombre de tube  
 $P_r$  : Nombre de Prandtl  
 $\alpha$  : Diffusivité thermique m<sup>2</sup>/s  
 $Nu$  : Nombre de Nuselt  
 $\Delta T_{lm}$  : Différence de température moyenne logarithmique °C  
 $F$  : Facteur de correction  
 $E$  : Efficacité  
 $NUT$  : Nombre d'unité de transfert  
 $R$  : Facteur de déséquilibre  
 $m_t$  : Production du train kg/h  
 $n$  : nombre de tubes

### Indice :

1 : Le fluide 1  
2 : Le fluide 2

## Nomenclature

---

**3** : fluide 3

**c** : Chaud

**f** : Froid

**e** : entrée

**s** : sortie

**min** : minimum

**max** : maximum

# Introduction générale

## Introduction générale

Une grande partie de l'**énergie thermique** utilisée dans les procédés **industriels** passe au moins une fois par un **échangeur de chaleur**. L'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie utilisé principalement dans les secteurs de l'**industrie** (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du **transport** (automobile...), mais aussi dans le secteur **résidentiel et tertiaire** (chauffage, climatisation, etc...). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : **domaine de température** et de **pression des fluides**, **propriétés** de ces fluides, **maintenance**. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet d'avoir un meilleur **rendement énergétique** des procédés. [25]

La **production du gaz** et les exigences de **marché** nécessitent un **traitement** pour faciliter son **transport** et sa **distribution** par canalisation, , pour cela des installations de traitement sont doter d'**échangeur de chaleur** dont les performances thermiques doivent assurer les températures exigées par le processus de traitement du gaz pour donner au gaz les spécifications requises pour son utilisation, ainsi que pour récupérer le maximum des hydrocarbures liquides (condensat, GPL). L'échangeur sert à **refroidir** le **gaz brut** pour récupérer les hydrocarbures liquides et **chauffer** le **gaz sec** dite aussi **gaz de vente** à une température convenable pour son **stockage** et son **transport**.

Ce travail qui s'inscrit dans le cadre de notre mémoire de fin d'études a pour thème «**Etude et optimisation de redimensionnement de l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre E102A~F** ». L'objectif de ce travail est de **redimensionner** l'échangeur de chaleur en variant les débits des deux fluides et augmenter le nombre de tube plus 10% à cause de la corrosion et percement des tubes, et pour éviter le retubage de ces derniers.

Pour arriver à bout dans ce travail, nous avons abordé en **premier** lieu quelques **généralités** sur le **transfert de chaleur**. Le **second** chapitre est basé sur les **échangeurs** de chaleur ainsi que leurs **critères de classification**. Dans le **troisième** chapitre, nous explicitons les **méthodes** de **dimensionnement** d'un échangeur de chaleur et les principaux modèles utilisés pour le **calcul des coefficients de transfert de chaleur**. Le quatrième chapitre est concentré sur l'étude expérimentale de redimensionnement d'un échangeur de chaleur de type tubulaire à tube et calandre **E102 A~F**.

# Chapitre I

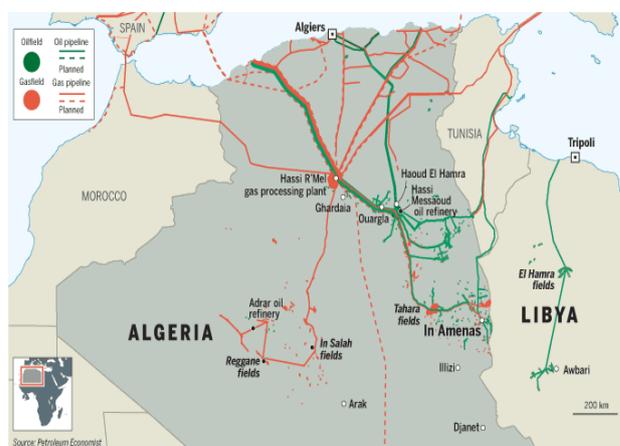
# Partie A

## 1. Introduction

La région de **HASSI R'MEL** possède environ **10 %** des ressources mondiales en gaz naturel, l'Algérie se place au **cinquième** rang des pays producteurs de **gaz**. Elle satisfait ses besoins et celle d'une partie de **l'EUROPE** en **gaz sec**, le **GPL** et le **condensât** qui sont des produits de qualité subissent des traitements au niveau des **raffineries** avant d'être vendus ou envoyés vers l'industrie pétrochimique.

## 2. Situation géographique

Le gisement de **HASSI R'MEL** est situé à **525Km** au sud d'Alger, entre les Wilayas de Ghardaïa et de Laghouat. Dans cette région relativement plate du Sahara où l'altitude moyenne est d'environ de **750m** au-dessus du niveau de la mer.



**Figure I.A.1: Situation géographique du site de HASSI R'MEL.**

Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible environ **140mm/an** et une humidité moyenne de **19%** en **été** et **34%** en **hiver**, les amplitudes thermique sont importantes varient de **-5°C** en hiver à **45°C** en été, les vents dominants sont de direction nord-ouest pouvant atteindre des vitesses de **100 Km/h**.

Le gisement de **HASSI R'MEL** est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'**ellipse** s'étale sur plus de **3500 km<sup>2</sup>**, **70 km** du Nord au Sud et **50 km** de l'Est à l'Ouest, il se situe à une profondeur de **2332 m**, sa capacité est de l'ordre de **3000 milliards m<sup>3</sup>** récupérables.

## 3. Historique du champ de HASSI R'MEL

En s'intéressant à la région depuis **1951**, le forage du premier puits d'exploitation a eu lieu en **1952** à quelques kilomètres de **Berriane**. Dans le champ de **HASSI R'MEL** le premier puits **HR1** a été foré en **1956** sous le sommet de l'anticlinal que constitue ce gisement.

Ce puits à mis en évidence la présence du gaz riche en **condensât** dans le trias gréseux à une pression de **310** atmosphères et **90°C**. La profondeur atteinte est de **2332m**, qui révéla la présence d'un réservoir de **gaz humide**.

De **1957** à **1960** furent forés **8** puits (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8 et HR9) qui ont mis à jour l'existence de trois réservoirs.

### 3.1. Développement du champ de HASSI R'MEL

Le développement de **HASSI R'MEL** s'est trouvé étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves recelées par ce gisement, plus de **2000** milliards de **m<sup>3</sup>** ont constitué un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays.

Trois étapes importantes ont marqué le développement du champ de **HASSI R'MEL** :

#### • Première étape

**1961** : Réalisation d'une petite unité de traitement de gaz de **1,3** milliards de **m<sup>3</sup>** par an, cette réalisation a coïncidé avec la construction de la première usine de liquéfaction de gaz en **1964**.

**1969** : Cette capacité est portée à **4** milliards de **m<sup>3</sup>** par an.

#### • Deuxième étape

Après la nationalisation des hydrocarbures en **1971**, la capacité de traitement du champ de **HASSI R'MEL** a atteint **14** milliards de **m<sup>3</sup>** par an.

#### • Troisième étape

Cette période a permis de concrétiser un plan de développement qui concerne l'ensemble du champ en mesure de répondre aux besoins énergétiques du pays ainsi qu'aux besoins de ses partenaires. Ce plan a permis également de doter **HASSI R'MEL** d'un modèle d'exploitation en mesure d'optimiser la récupération de différents produits.

Ce développement final a permis d'atteindre les capacités de production suivantes :

- **100** milliards de mètre cubes de **gaz** par an.
- **12** millions de tonne de **condensât** par an.
- **3.5** millions de tonnes de **GPL** par an.
- **700** milles de tonnes de **pétrole brut** par an.

### 4. Installations gazières de HASSI R'MEL

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de **HASSI R'MEL** est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement du pouvoir récupérer le maximum de liquide.

Les cinq modules de traitement de gaz (**0, 1, 2, 3, et 4**) sont disposés de manière alternée par rapport aux deux stations de compression.

### 5. Description des différentes unités à HASSI R'MEL

Sur le champ de HASSI R'MEL, on trouve **6** unités à savoir :

#### 5.1. Centre de Traitement d'Huile (CTH)

C'est une usine constituée d'un ensemble d'équipements permettant de séparer tous les constituants indésirables du pétrole brut avant son expédition vers les réseaux de transport.

#### 5.2. Centre de Traitement de Gaz (CTG)

Ce centre est constitué d'un ensemble d'équipements permettant la séparation et la production du gaz naturel déshydraté et d'un mélange d'hydrocarbures liquides constitué de condensât et de GPL.

#### 5.3. Centre de Stockage et Transfert (CSTF)

C'est un centre de stockage et de transfert des hydrocarbures liquides, il est constitué de bacs (**réservoirs cylindriques**) pour le stockage de **condensât**, de **réservoirs sphériques** pour le stockage de **GPL**, d'un système de **jaugeage** des bacs, d'un système de **comptage** des **quantités** de **condensât** et de **GPL** expédiés pour la commercialisation et d'un ensemble de **pompes** pour **expédier** les produits.

#### 5.4. Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)

Cette station a été conçue pour récupérer les **gaz associés** provenant des **CTH** suite au traitement et à la stabilisation du **pétrole brut**, elle est constituée essentiellement de **turbocompresseurs** permettant d'élever la pression des gaz associés et de les expédier vers le module **4** pour y être traités avec le **gaz brut**.

#### 5.5. Modules

C'est le diminutif de « MODULE PROCESSING PLANT » (**MPP**) qui désigne une unité de **traitement** constituée d'un ensemble d'équipements conçus et réalisés pour permettre un traitement spécifique du **gaz brut**, pour produire du **gaz naturel**, du **condensât** et du **GPL**, conformément à un procédé approprié et répondant aux spécifications commerciales.

##### 5.5.1. Zone du Nord

Le module « 3 », alimenté par les puits du **Nord**, comporte 3 trains identiques que ceux du module « 4 » et d'une capacité de :

- **60 millions m<sup>3</sup>/jour de gaz sec.**

- **2700tonnes/jour** de **GPL**.
- **6100 tonnes/jour** de **condensât**.
- La station de compression et de réinjection a une capacité de **90 millions m<sup>3</sup>/jour** de gaz sec.

### 5.5.2. Zone du Sud

- Le module « 2 » identique aux modules « 3 » et « 4 », il est alimenté par les puits du sud.
- La station de compression et réinjection sud est **identique** à celle du Nord.
- Le centre de traitement de gaz (TG/DJEBEL-BISSA) d'une capacité de traitement de **4 millions cm<sup>3</sup>/jour**.
- Le centre de traitement de gaz HR-Sud.

### 5.6. La station Boosting

La **pression** d'entrée du gaz brut aux modules décroît avec le temps, ce qui influe sur la **quantité** et la **qualité** des produits de chaque catégorie, et sur les unités de traitement du gaz car elles sont conçues pour fonctionner à une pression minimale de **100 Bars** à l'entrée.

Le rôle des stations **Boosting** est la compression de ces gaz brut issus des puits afin d'avoir une détente importante, donc une meilleure séparation.

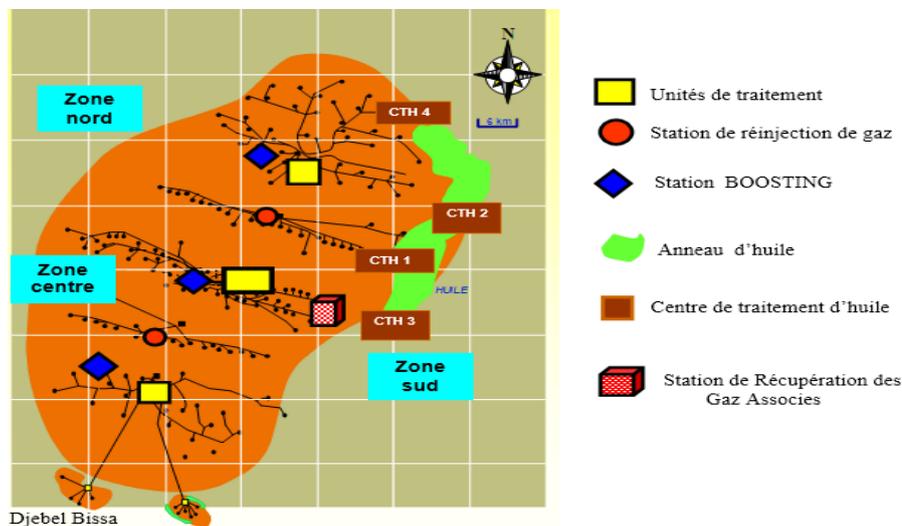


Figure I.A.2 : Présentation géographique des installations gazières de HASSI R'MEL.

### 6. Présentation de l'unité de traitement du gaz Module IV

Le **module IV** est une usine, conçue pour le **traitement de gaz brut**, assurant une production journalière d'environ **60 millions mètre cube de gaz sec**, **5500 tonnes de condensât** et **2300 tonnes de GPL**.

Le **procédé de traitement** de cette charge est prévu pour récupérer le maximum d'**hydrocarbures liquides** (**condensât** et **GPL**).

Pour cela, le **gaz brut** est d'abord **refroidi** par **échange thermique** à travers les **aéroréfrigérants** et des **échangeurs de chaleur a faisceaux et calandre**, subissant ensuite une succession de **détentes** : de la **pression** d'entrée jusqu'à **100 Kg/Cm<sup>2</sup>** à travers une **vanne Joule Thompson** (détente **isenthalpique**), puis de **100 Kg/Cm<sup>2</sup>** jusqu'à **64 Kg/Cm<sup>2</sup>** à travers un **Turbo-Expander** (détente **isentropique**). Enfin, une fois les frigories cédées, il sera **comprimé** jusqu'à la pression de **gaz de vente 72 Kg/Cm<sup>2</sup>** au moyen du **compresseur** accouplé à la **turbine**.

Les **hydrocarbures liquides** récupérés sont envoyés dans la section stabilisation et fractionnement pour être séparés en produits finis (**condensât** et **GPL**), où ils s'écoulent vers les installations centrales de stockage et de transfert (**CSTF**).

## 7. CONCLUSION

**HASSI R'MEL** est un complexe industriel, de traitement de gaz naturel, permettant la production du **gaz sec**, du **condensât**, et du **GPL**, ainsi que le transfert au centre de stockage et transport pour le transporter et le commercialiser.

# Partie B

## 1. Introduction

Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont basés sur l'**échange thermique** ; soit parce que :

- C'est le **but recherché** (fours, échangeurs, refroidissement, chaudière).
- Ceux-ci interviennent d'une **manière inévitable** (chocs thermiques, pertes de chaleurs, rayonnement). [1]

Des connaissances de base en ce domaine sont donc **nécessaires** pour l'ingénieur de production ou de développement soit pour :

- Comprendre les phénomènes physiques.
- Maîtriser les procédés et donc la qualité des produits.

Donc, dans ce **chapitre**, nous présentons des généralités sur le phénomène de transfert thermique tel qu'un certain nombre de **définitions** et **théories** à ce phénomène.

## 2. Définition

Le transfert de chaleur est l'un des **modes** les plus communs **d'échange d'énergie** qui intervient naturellement ou forcément entre **deux systèmes** dès qu'il existe entre eux une **différence de température**.

La chaleur s'écoule des **hautes** vers les **basses températures**.

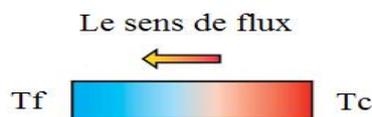


Figure I.B.1 : Sens de transfert thermique.

La **quantité de chaleur** transmise par unité de **temps** et par unité d'aire de la **surface** est appelée densité de flux de chaleur définit par :

$$\varnothing = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt}$$

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

$$\varphi = \frac{dQ}{dt}$$

## 3. Les modes de transfert thermique [10]

Le transfert thermique se fait :

- **Par conduction.**
- **Par convection.**
- **Par rayonnement.**

Dans la pratique, il est rare qu'une situation particulière **ne concerne qu'un seul mode**; le plus souvent, **deux** sinon **trois** modes entrent en jeu.

En réalité tout **échange thermique** s'effectue **simultanément** sous ces trois formes mais, généralement, l'une d'elles est **prédominante** et les autres peuvent être **négligées**.

### 3.1. Par conduction

La **conduction** est la **transmission provoquée** par la **différence de température** entre deux régions d'un milieu en **contact direct**, par **simple interaction moléculaire**, les molécules les plus chaudes transmettent leurs énergies de **vibration** aux molécules voisines.

Ce transfert est défini par la loi de FOURIER :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dx} \dots 1$$

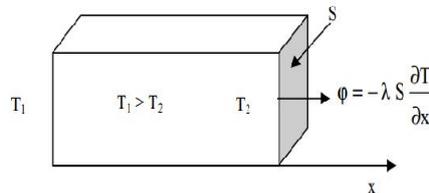


Figure I.B.2 : Transfert thermique par conduction dans un mur simple.

### 3.2. Par convection

Ce mode d'échange de chaleur existe entre les **fluides** ou lorsque un **fluide circule autour d'un solide**. Ce type d'échange est défini par la loi suivante :

$$\varphi = h S (T_s - T_f) \dots 2$$

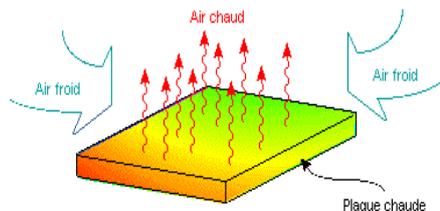


Figure I.B.3: Transfert thermique par convection.

On distingue deux types de convection :

- **La convection forcée:** le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, un ventilateur, ...).
- **La convection naturelle:** le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par les **variations de température** du fluide.

### 3.3. Par rayonnement

Le rayonnement thermique est caractérisé par un **échange d'énergie électromagnétique**, sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange. Par exemple, le rayonnement solaire est capable de réchauffer la terre bien que le milieu traversé soit à une température plus basse que celle de la terre.

L'échange de chaleur est défini par la loi de Boltzman :

$$\varphi = \varepsilon \sigma S T^4 \dots 3$$



Figure I.B.4 : Transfert thermique par rayonnement.

## 4. Les résistances thermiques [23]

### 4.1. Définition

La résistance thermique «  $R_{th}$  » est la **capacité d'un matériau** de résister au passage de la chaleur ou flux thermique en fonction d'une différence de température «  $\Delta T$  ».

### 4.2. Résistances thermique par conduction

#### 4.2.1. Dans un plan simple

D'après l'équation de conduction :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dx}$$

$$\varphi \int_0^e dx = -\lambda S \int_{T_0}^{T_e} dT$$

$$\varphi = \frac{\lambda}{e} S (T_e - T_0)$$

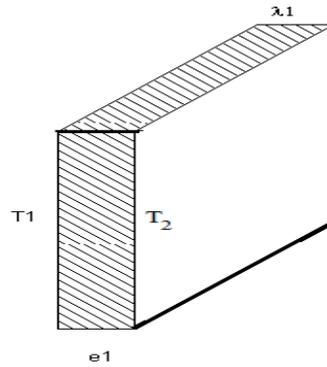


Figure I.B.5: La conduction dans un mur simple.

L'équation du flux de chaleur par **conduction dans un mur** de conductivité  $\lambda$  et épaisseur  $e$  en régime **permanent** devient :

$$\varphi = \frac{T_e - T_0}{R_{th}}$$

Et donc la formule de la **résistance thermique** est :

$$R_{th} = \frac{e}{\lambda S}$$

#### 4.2.2. Dans un plan à multicouches

D'après l'équation de conduction :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dx}$$

L'équation du flux de chaleur par **conduction dans un mur multicouche** de conductivité  $\lambda_1, \lambda_2$  et épaisseur  $e_1, e_2$  en régime **permanent** est :

$$\varphi = \frac{T_e - T_0}{R_{th}}$$

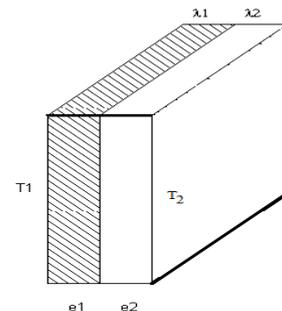


Figure I.B.6 : La conduction dans un mur à multicouche.

Et donc la formule de la **résistance thermique** est :

$$R_{th} = \frac{e_1}{\lambda_1 S} + \frac{e_2}{\lambda_2 S}$$

### 4.2.3. Dans un cylindre simple

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dr}$$

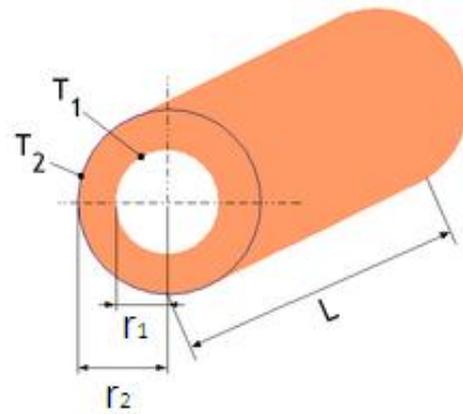
La surface latérale de cylindre :  $S = 2 \pi r L$

$$\varphi \int_{r_1}^{r_2} dr = -\lambda S \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$\varphi \int_{r_1}^{r_2} dr = -2 \pi r \lambda L \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$\varphi \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} dr = -2 \pi \lambda L \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$\varphi \ln \frac{r_2}{r_1} = -2 \pi \lambda L (T_2 - T_1)$$



**Figure I.B.7 : La conduction dans un simple cylindre.**

L'équation du flux de chaleur par conduction dans un cylindre de conductivité  $\lambda$ , de longueur  $L$  et de rayons  $r_1$ ,  $r_2$  en régime permanent devient :

$$\varphi = \frac{T_2 - T_1}{R_{th}}$$

La formule de la **résistance thermique** est :

$$R_{th} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \pi \lambda L}$$

#### 4.2.4. Dans un cylindre à multicouches

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dr}$$

L'équation du flux de chaleur par conduction dans un cylindre de conductivité  $\lambda_1, \lambda_2$  de longueur  $L$  et de rayons  $r_1, r_2, r_3$  et  $r_4$  en régime permanent est :

$$\varphi = \frac{T_3 - T_1}{R_{th}}$$

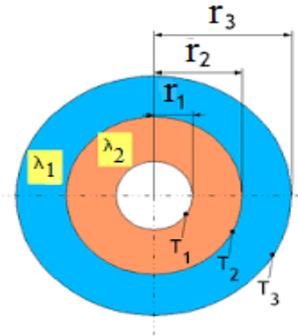


Figure I.B.8 : La conductivité dans un cylindre à multicouche.

La formule de la **résistance thermique** est :

$$R_{th} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \pi \lambda_1 L} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \pi \lambda_2 L}$$

#### 4.3. Résistance thermique par convection

D'après l'équation de convection :

$$\varphi = h S (T_s - T_f)$$

L'équation du flux de chaleur par **convection** devient :

$$\varphi = \frac{T_s - T_f}{R_{th}}$$

La formule de la **résistance thermique convective** est :

$$R_{th} = \frac{1}{h_1 S} + \frac{1}{h_2 S}$$

### 5. Conclusion

La connaissance du **phénomène de transfert thermique** est très **importante** dans le domaine **industriel** en générale et dans les unités de **traitements de gaz naturel** en particulier.

La connaissance des propriétés thermiques permet de **modéliser** les transferts thermiques dans des systèmes. Ainsi l'étude du bilan d'échange thermique permet de :

- **Dimensionner** les systèmes d'évacuation de la chaleur ou les dispositifs d'isolation pour limiter **les pertes d'énergie**.
- Calculer au plus juste l'énergie à apporter à un système pour la transformation des matériaux.
- **Améliorer** la **qualité** des produits par la maîtrise des **processus de fabrication**.

# Chapitre II

### 1. Introduction

Dans les **procédés industriels**, comme dans notre **environnement quotidien**, nous rencontrons des **échanges thermiques** « les **radiateurs** de refroidissement des voitures, les **évaporateurs** et les **condenseurs** des réfrigérateurs... », Pour rôle de transfert de chaleur entre deux fluides, on distingue **les échangeurs thermiques**.

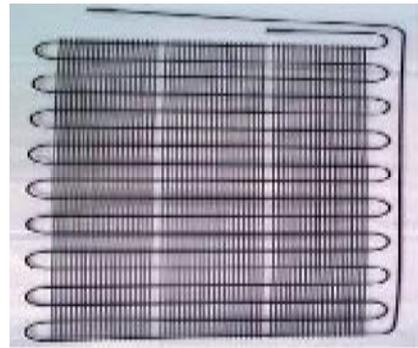
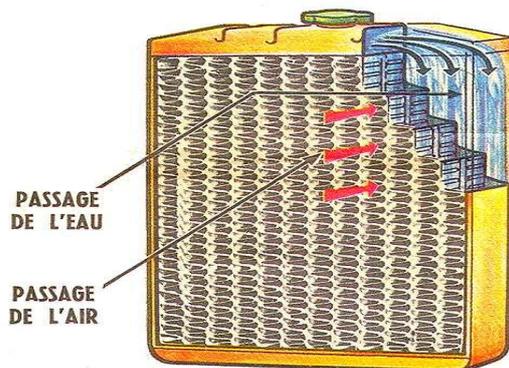


Figure II.1 : radiateur de refroidissement.

Figure II.2 : condenseur de réfrigérateur.

Dans ce chapitre, nous allons présenter des généralités, des définitions ainsi que de la théorie de cet équipement qui est très utilisé dans l'industrie « 90% ».

### 2. Définition

Chaque fois qu'on a besoin de **réchauffer** ou de **refroidir** un fluide à l'aide d'un autre fluide on utilise les échangeurs thermiques.

Ces dispositifs permettent le **transfert de chaleur** entre les **deux fluides** à des températures **différentes**. Ils doivent présenter une **grande surface d'échange** de chaleur pour une **grande efficacité thermique**.

Les matériaux composant l'échangeur thermique doivent être les plus conducteurs possible afin de favoriser l'échange thermique.

### 3. Le choix d'échangeur thermique dans l'industrie

Le **bon choix** des équipements industriels est très important, comme l'existence des échangeurs est obligatoire, dans la plupart des unités industrielles.

Donc pour le choix d'un modèle d'échangeur thermique dans l'industrie Il faut considérer **plusieurs** choses :

- Les caractéristiques de l'application.
- La technologie disponible.

Avant que le choix d'un échangeur thermique s'effectue, il faut connaître les principales spécificités de l'application au sein de laquelle il sera mis en place.

Aussi **cinq points** importants :

- a. **La place de l'échangeur** : Quel **rôle** jouera l'échangeur ? A quoi sert-il ? Quelle **place** occupera-t-il dans l'installation ?
- b. **Le type de fluides** : Il est nécessaire de connaître tous les caractéristiques des fluides qui circuleront dans l'échangeur. S'agit-il d'un **gaz** ou d'un **liquide** ? Est-il **visqueux** ? **Salé** ?
- c. **Les températures d'entrée et de sortie** : C'est la suite des informations sur les fluides : à quelle **température entrent-ils**? et à quelle température faut-il qu'ils **sortent**?
- d. **Les débits d'entrée et de sortie** : Il faut également savoir à quelle **pression** et à quel **débit** les fluides **entrent** et **sortent** de l'échangeur.
- e. **La perte de charge** : Cela désigne la **pression** qu'il est possible de « **perdre** » dans l'échangeur. La **place** de l'échangeur est donc **importante**, car si par exemple l'échangeur est placé en bas d'une colonne et doit envoyer le fluide sortant vers le haut, il va falloir que celui-ci sorte à haute pression.

### 4. Le classement des échangeurs thermique

Il existe en générale quatre **critères** pour **classer** les échangeurs thermiques. Ce classement se fait selon:

- Le type de **contact**.
- Le type **d'échange de fluides**.
- Le type de **l'écoulement** des fluides.
- Leurs **technologies** « la géométrie ». [4]

#### 4.1. Type de contact

Le critère de ce classement consiste le **type de contact** entre les deux **fluides**.

##### 4.1.1. Echangeur à contact direct

C'est un échangeur **sans paroi** matérielle de séparation **entre les deux fluides** qui circulent dans l'échangeur. On distingue :

- Les désurchauffeurs de vapeur.
- Les dégazeurs.
- Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée.
- Les ballons de détente de purges.

### 4.1.2. ECHANGEUR DISCONTINU « REGENERATEUR »

Dans ces appareils, la **surface d'échange** est **alternativement** mise en **contact** entre le **fluide froid** et le **fluide chaud**. Comme dans les centrales thermiques est celui des réchauffeurs d'air rotatifs.

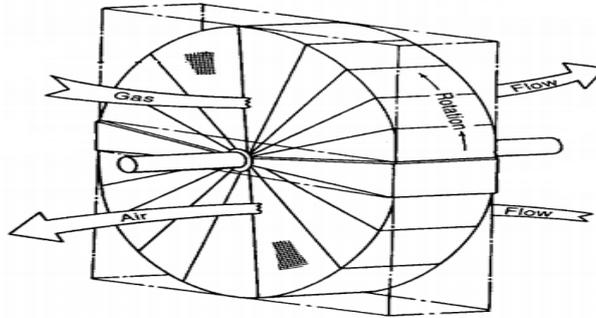


Figure II.3 : Réchauffeur d'air rotatif.

### 4.1.3. Echangeur continu

Dans cette **catégorie** qui est la plus importante en raison de ses **nombreuses applications industrielles**, les deux fluides circulent de manière **continue** de part et d'autre de la **surface d'échange**.

## 4.2. Type d'échange des fluides

Ce type de classement consiste le **changement de phase des fluides** « **diphases** ou **monophasiques** » qui est dû aux **températures** et les **pressions** élevées. On distingue deux types :

### 4.2.1. Echangeur 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**.

### 4.2.2. Echangeur avec changement de phase

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

- L'un des fluides **se condense** alors que l'autre **se vaporise** : ces échangeurs sont rencontrés dans les **machines frigorifiques**.
- 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**.
- Le fluide primaire **se condense** en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état. [5]

### 4.3. Le type d'écoulement « circulation »

Ce classement est réalisé à partir du **sens d'écoulement** des deux fluides.

#### 4.3.1. Echangeur à courant parallèle

##### 4.3.1.1. Echangeur Co-courant

Dans cette configuration les deux fluides s'écoulent dans la **même direction**.

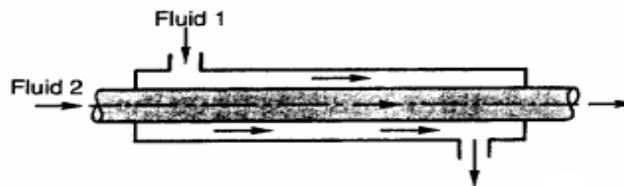


Figure II.4 : Echangeur Co-courant. [23]

##### 4.3.1.2. Echangeur contre courant

Dans cette configuration les deux fluides s'écoulent dans le **sens contraire**.

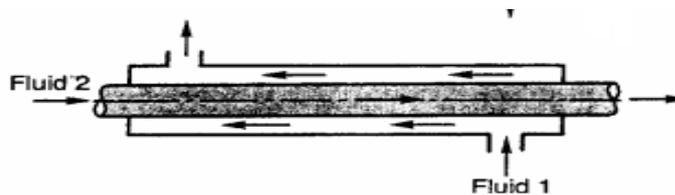


Figure II.5 : Echangeur contre courant. [23]

#### 4.3.2. Echangeur a courant croisés

Dans ce type d'écoulement les deux fluides s'écoulent **perpendiculairement** l'un à l'autre. Le **sens d'écoulement n'a pas d'importance**.

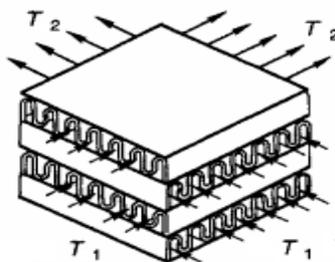


Figure II.6 : Echangeur a courant croisé. [23]

### 4.4. Le type de technologies

Les **principaux types** d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- **A PLAQUE.**
- **A AILLETE.**
- **A TUBE** : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.

#### 4.4.1. Echangeur à plaque

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux **besoins de l'industrie laitière.**



**Figure II.7 : Echangeur à plaque.**

Ce type d'échangeur est **caractérisé** par :

- Simple et fiable.
- Grande durée de vie et pratiquement pas de panne.
- Absence de pièces en mouvement « sécurité de fonctionnement ».
- Peu de maintenance nécessaire.
- Faible risque de contamination de l'air frais en cas de bonne conception.
- Exécution en divers matériaux et nombreuses combinaisons possibles.
- L'échangeur présente une perte de charge relativement importante, surtout à de grands débits.

#### 4.4.2. Echangeur à ailette

Les échangeurs à **ailettes** sont utilisés dans le cas d'un échangeur **liquide-gaz**, par exemple les radiateurs des voitures.

Ce type est caractérisé par :

- Faciles à nettoyer à l'aide d'un jet d'eau haute-pression sans déformer les ailettes.
- Transfert de chaleur uniforme et fiable.
- Aucune corrosion entre le tube et les ailettes.
- Les ailettes sont résistantes aux vibrations.

- Parfaitement adaptés aux applications industrielles.
- Plus complexes à dimensionner.

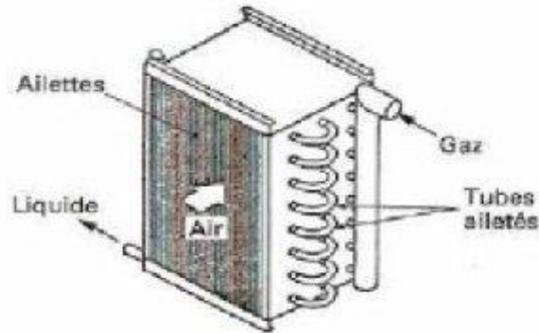


Figure II.8 : Echangeur à ailette.

Les ailettes sont des **plaques minces** ou des **lames métalliques** de différentes formes, construites d'un métal très bon **conducteur** « cuivre, aluminium... », Par exemple dans les **batteries de tubes à ailettes**, elles sont fixées sur des conduits **circulaires** ou **rectangulaires**. Elles permettent **d'augmenter l'échange thermique** entre un corps solide et le milieu environnant en faisant **augmenter la surface d'échange**. Dans la conception des échangeurs de chaleurs **industriels à faisceaux de tubes à ailettes** indépendantes, on distingue deux catégories essentielles d'ailettes : **ailettes transversales** et **longitudinales**. La forme des ailettes transversales, peut être **carrée, rectangulaire, circulaire, elliptique**, etc.

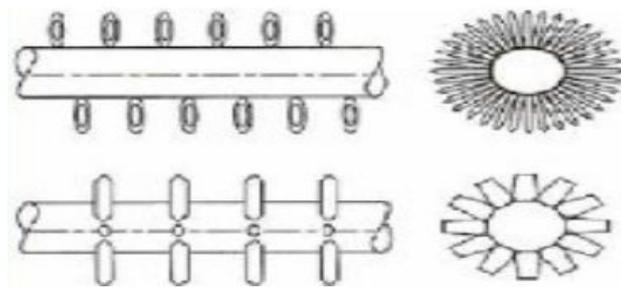


Figure II.9 : Différents formes d'ailette.

### 4.4.3. Echangeur à tube

C'est le type d'échangeurs le **plus répandu**. Ils représentent presque la **moitié** des échangeurs thermiques dans l'industrie. Il présente un certain nombre d'**avantages**:

- Facilités au niveau de la fabrication et de la maintenance.
- Utilisé à des pressions élevées et à de fortes températures.

On distingue trois catégories d'échangeurs à tube :

### 4.4.3.1. Echangeur monotube

Pour lesquels le **tube** est placé dans un **réservoir**, et a généralement la forme d'un **serpentin**.



Figure II.10 : Echangeur monotube.

### 4.4.3.2. Echangeur à tube coaxiaux

La configuration la **plus simple** est celle dans laquelle les **deux fluides** s'écoulent soit dans le même sens soit en sens contraire dans des **tubes coaxiaux** (ou concentriques).

En pratique, les échangeurs à tubes coaxiaux **ne permettent pas** d'obtenir des **surfaces d'échange de grande étendue**.

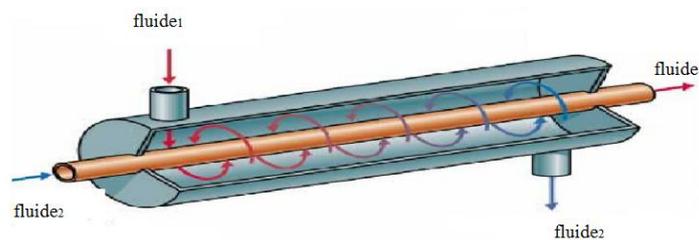


Figure II.11 : Echangeur à tube coaxiaux.

### 4.4.3.3. Echangeur multitubulaire

Ce type est appelé échangeur **multitubulaire** ou à **faisceau de tubes**. Il dispose fréquemment un **faisceau de tubes** à l'intérieur d'une **enveloppe** dénommée "**calandre**", l'un des fluides circulant à l'intérieur des tubes et l'autre autour des tubes à l'intérieur de la calandre.

En général, on ajoute des **chicanes** qui jouent le rôle de **promoteurs de turbulence** et donnent naissance à une composante de vitesse orthogonale aux tubes. Ce type est appelé **échangeur à tubes et calandre**. On parle d'échangeur à multi tubes.

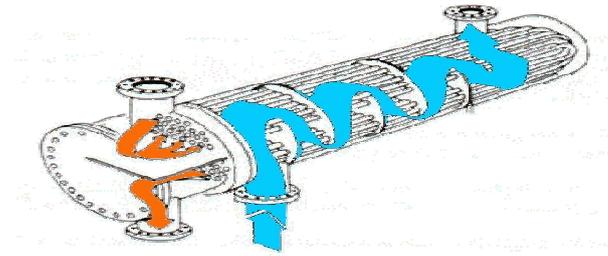


Figure II.12 : Echangeur thermique à tubes et calandre.

### 4.5. Description de l'échangeur tubulaire

Cet appareil est constitué d'un **faisceau de tubes** monté sur **deux plaques tubulaires** et portant un certain **nombre de chicane**. A chaque extrémité sont fixées les **boîtes de distribution** qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau tubulaire.

La **calandre** est munie de **tubulure d'entrée** et de **sortie** pour la seconde fluide qui circule à l'**extérieur des tubes** suivant le chemin imposé par les **chicanes**.

Tous les éléments entrant dans la construction de cet échangeur, ont été publiés par la **T.E.M.A** « Standart of Tubular Exchanger Manufacturer Association », qui spécifie les caractéristiques **mécanique** et **thermique** correspondant aux divers conditions de fonctionnement.

#### 4.5.1. La calandre

C'est l'**enveloppe métallique** entourant le **faisceau tubulaire**. L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité sont soudées les **brides** qui porteront le **couvercle** et la **boîte de distribution**. Les **tubulures** d'entrée et de sortie sont soudées avec **plaque** de renforcement ou non, selon la **pression** de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil.

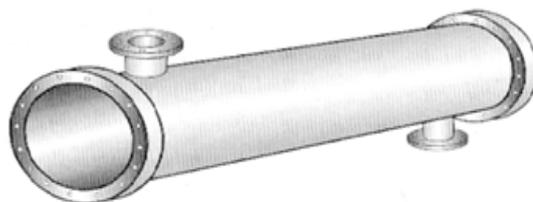


Figure II.13 : Calandre d'un échangeur tubulaire.

### 4.5.2. Plaque tubulaire

Ceux sont des plaques percées supportant **les tubes à leur extrémité**, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm.

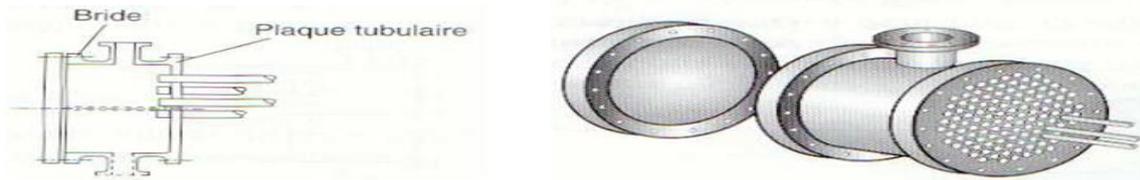


Figure II.14 : Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre.

### 4.5.3. Faisceau tubulaire

Les **tubes** constituant le faisceau sont placés selon une disposition soit au **pas carré**, soit au pas **triangulaire**. Ce pas triangulaire permet de placer environ **10%** de tubes de plus que le **pas carré** sur une **plaque tubulaire** de diamètre donnée, mais en contre partie, la disposition des tubes rend **impossible** leur nettoyage extérieur. Il faut avoir recouru au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

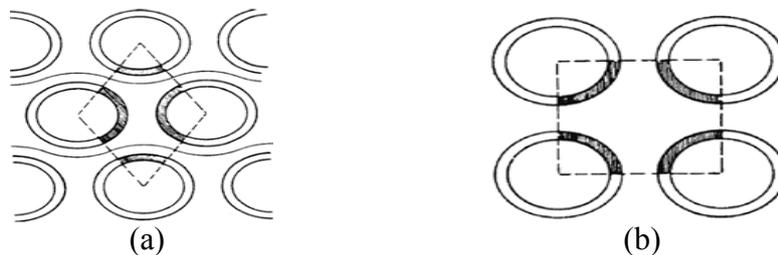


Figure II.15 : Position des tubes.

- a. Pas triangulaire.
- b. Pas carré.

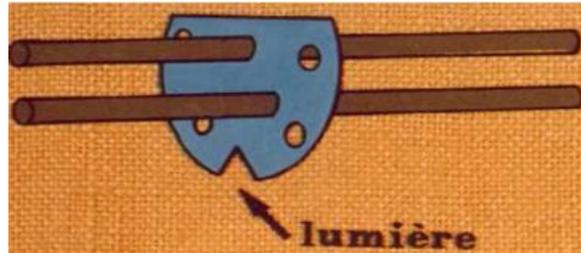
### 4.5.4. Chicane [4]

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but de :

- Imposer au fluide une trajectoire en zigzag et allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre.
- Créer la turbulence en augmentant la vitesse du fluide, et améliorer ainsi le transfert de chaleur à l'extérieur du tube.
- Assurer la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration.

Les chicanes transversales sont généralement constituées d'un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre.

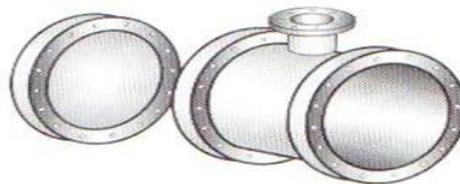
A sa partie basse la chicane renferme une lumière qui évite les stagnations du fluide.



**Figure II.16 : Chicane d'un échangeur tubulaire.**

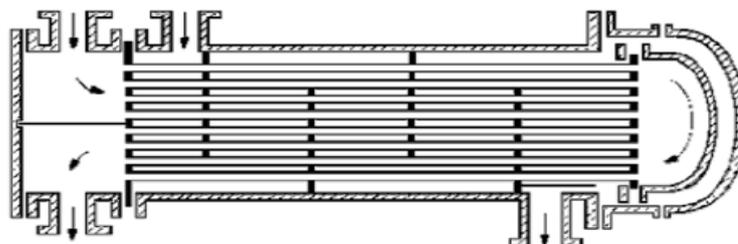
### 4.5.5. Boite de distribution et boite de retour

La circulation dans le faisceau est assurée par l'adjonction d'une boite de distribution, portant les brides d'entrée et de sortie, et d'une boite de retour.



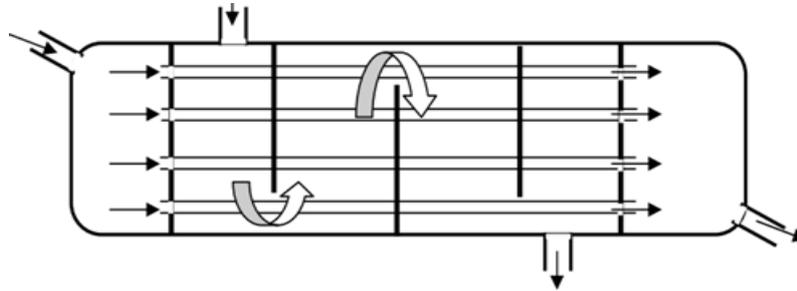
**Figure II.17 : Boite de distribution d'un échangeur tubulaire.**

La boîte de distribution porte un cloison qui sépare les chambres d'entrée et de sortie du fluide circulant à l'intérieur des tubes ce qui l'oblige à passer tout d'abord par une première moitié des tubes, ensuite ce fluide est récupéré par la boîte de retour et retourne par la seconde moitié : on dit c'est un appareil à deux passages.



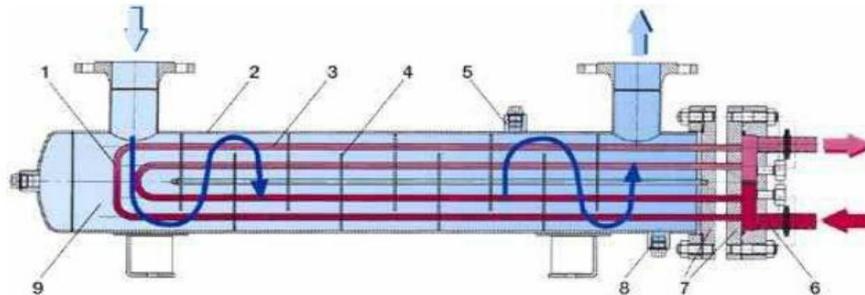
**Figure II.18 : Echangeur tubulaire à deux passages.**

Si la boîte de distribution ne contient pas un cloison et le fluide passe dans les tubes d'échangeur de l'entrée vers la sortie on dit que c'est un appareil à un simple passage.



**Figure II.19 : Echangeur tubulaire à simple passage.**

Le montage des constituants précédents apparaissent dans la figure en dessous :



**Figure II.20 : Composition d'un échangeur tubulaire.**

- |                        |                                       |                       |
|------------------------|---------------------------------------|-----------------------|
| 1 Faisceaux tubulaire. | 5 Raccord évent.                      | 9 Intérieur calandre. |
| 2 Enveloppe.           | 6 Intérieures boîtes de distribution. |                       |
| 3 Intérieur de tube.   | 7 Plaque tubulaire.                   |                       |
| 4 Chicane.             | 8 Raccord vidange.                    |                       |

L'échangeur tubulaire est caractérisé par :

- La résistance aux fortes pressions.
- Un très bon coefficient de transfert.
- Economique
- L'acceptation des grands écarts de température.
- La difficulté du nettoyage.
- La sensibilité aux vibrations.

### 5. Caractéristique d'échangeur E102 A~F

Durant notre stage dans le **module 4** à SONATRACH, HASSI R 'MEL à l'unité de **traitement de gaz**, nous avons concentré notre étude sur un échangeur **tubulaire** à un écoulement **Contre-courant** « **gaz brut/gaz de vente** » à simple passage appelé **E 102** qui est composé de **6 échangeurs A/B, C/D, E/F** de même type et situé à l'entrée du **train** exactement après un **aéroréfrigérant E101** et un **ballon de séparation du gaz brut D101** dans lequel on obtient trois phases : **Eau éliminée** à travers un système de vite, **Condensât chaud** et un **Gaz saturé en eau**. Le **gaz du D101** arrive à l'**échangeur de chaleur faisceaux et calandre E102 A/B, C/D, E/F**, pour le refroidir de environ **50 °c** à **- 7 °c** afin être traiter et obtenir un gaz dit gaz de vente.

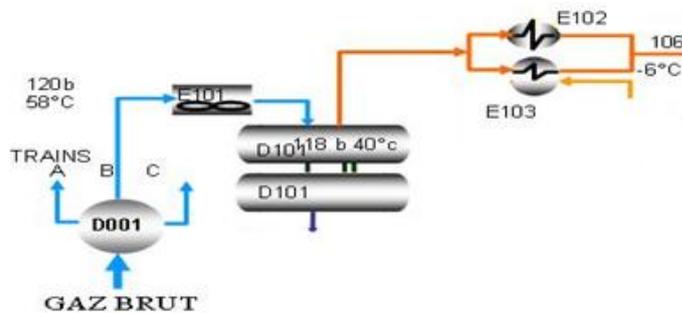


Figure II.21 : Situation d'échangeur E102 dans le train de traitement de gaz naturel.

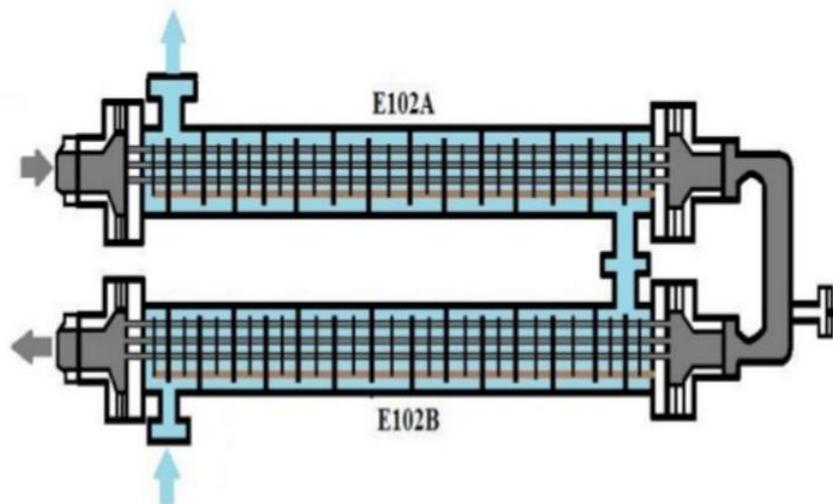


Figure II.22 : Echangeur E102 A/B.



Figure II.23 : Echangeur E102 A/B, C/D, E/F.

Le **gaz brut** est de type **gaz humide**, il forme une **phase liquide** en cours de **production** dans les conditions de surface, malgré l'élimination de l'eau à travers le ballon de séparation **D101** mais le gaz reste hydraté. Pour **éviter** la formation d'hydrates dans les tubes des échangeurs de chaleur et élimination l'eau contenue dans les hydrocarbures liquides, on injecte une solution d'absorbants de **80%** de **mono-éthylène glycol MEG HO-CH<sub>2</sub>-CH<sub>2</sub>-OH**, et **20%** d'eau à l'entrée des **tubes**.

	Mono éthylène glycol
<b>SIGLE</b>	MEG
<b>Formule chimique globale</b>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O <sub>2</sub>
<b>Masse molaire (Kg/K Moles)</b>	62.068
<b>Point de fusion °C</b>	-13
<b>Point d'ébullition °C</b>	197.3
<b>TVR à 25°C</b>	12.24
<b>Densité à 25°C kg/cm<sup>3</sup></b>	1.110
<b>Viscosité absolue 25°C (pa.s)</b>	0.07771
<b>Viscosité absolue à 60°C</b>	0.00522
<b>Chaleur spécifique j/kg °k</b>	2395
<b>Point d'éclairc °c</b>	111.1

Tableau II.1: Caractéristiques de MEG.

## Chapitre II : Généralité sur les échangeurs thermiques

Le choix de la solution de **glycol** est lié directement à :

- Son **hygroscopicité** «sa tendance à **absorber l'eau**», qui dépend de sa concentration. La vapeur d'eau est **absorbée** par la solution **glycol**, cette absorption est réalisée dans le cas où la **pression partielle** de la **vapeur d'eau** dans le **gaz** en contact avec cette **solution** est **supérieure** à celle de l'eau dans la **solution**.
- Facilement **recupéré** en phase liquide.
- **Régénérée et recyclé**.

Les **caractéristiques d'échangeur** E102 sont présentées dans le tableau suivant :

ECHANGEUR GAZ/GAZ E102 A~F				
Surface (m <sup>2</sup> )	15087 (6 échangeurs) 2514.5 (1 échangeur)			
La chaleur transférée « la puissance » Kcal/h	28.4*10 <sup>6</sup>			
Différence de température moyenne logarithmique °c	12.02			
Coefficient d'échange thermique globale Kcal/m <sup>2</sup> h °c	156.6 (6 échangeurs)			
Coté	Calandre		Tube	
	Entré	Sortie	Entré	Sortie
Débit massique (vapeur) kg/h	617855	617855	679170	636582
Débit massique (liquide) kg/h	0	0	0	42588
Débit massique glycol kg/h	0	0	10464	11468
Masse molaire kg/kmol	18.8	18.8	20.2	19.5
Température °c	-26	43.3	48.9	-6.7
Conductivité Kcal/m h °c	0.03	0.034	0.037	0.038
Masse volumique kg/l	0.924		0.889	
Viscosité Pa/s	1.22*10 <sup>-3</sup>		1.49*10 <sup>-3</sup>	
Chaleur spécifique Kcal/kg °c	0.660		0.660	
Pression kg/cm <sup>2</sup>	64.9		100.6	
Nombre de passage	1		1	
Nombre de tubes			875	
Diamètre mm	1040		22.23	
Longueur mm	19115		17602	
Epaisseur mm	40.44		2.11	

**Tableau II.2 : Caractéristiques d'échangeur E102.**

### 6. Conclusion

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans :

- Les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, production d'énergie...).
- Du transport (automobile, aéronautique).
- Mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres :

- Les températures des deux fluides.
- La pression des deux fluides.
- Propriétés physiques des fluides.
- Maintenance de l'échangeur.

Donc il est évident que un échangeur choisit doit être bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisée permet d'augmenter le rendement énergétique des procédés.

# Chapitre III

## 1. Introduction

Le **dimensionnement** d'un échangeur de chaleur quelque soit sa technologie est déterminé par un certain nombre de **propriétés thermodynamiques**, la procédure de calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs **thermiques**. [26]

Dans ce chapitre, nous allons présenter les **différentes méthodes de dimensionnement** d'un échangeur de chaleur et nous donnerons les **principaux** modèles utilisés pour le calcul des **coefficients** de transfert de chaleur mais avant tout nous devons connaître les hypothèses de calculs.

## 2. Etude du dimensionnement d'un échangeur

Lors du dimensionnement d'un échangeur, l'objectif est de déterminer les différentes **paramètres** de fonctionnement (nombre de tubes, longueur des tubes, diamètre de la calandre...) qui lui permettront d'échanger **une puissance** donnée avec un **minimum** de **surface d'échange** et le **moins** de **pertes de pression**. [26]

Etude de dimensionnement d'échangeur thermique est basée sur **différentes disciplines** :

- Discipline thermique.
- La mécanique des fluides.
- Technologie des matériaux.
- Architecture.

### 2.1. Analyses d'étude de redimensionnement

L'étude de redimensionnement est basé sur plusieurs analyses on site :

#### 2.1.1. Analyse thermique

- Les deux **coefficients** d'échanges **intérieur** et **extérieur**.
- Coefficient d'échange global **U**.
- Les températures de **sorties** des fluides et la température de la **paroi**.
- Déterminer la **surface d'échange** thermique.
- Déterminer **flux** échangé
- Evaluer la **distribution des températures** des deux fluides (entrée et sortie).

#### 2.1.2. Analyse hydraulique

- Evaluation des **pertes de charges** dans l'appareil.

### 2.1.3. Etude mécanique

- Calcul des **efforts et contraintes** en fonction de la **température** et **pression**.

### 2.1.4. Optimisation économique pour une puissance à transférer

- Surface d'échange **faible** donc la vitesse des fluides élevée « pompe ».
- Surface d'échange **grande** donc la vitesse des fluides faible.

Tous ces calculs seront effectués sur la base de certaines hypothèses qui nous facilite les **calculs thermiques**.

## 2.2. Hypothèses d'étude d'un échangeur

Les **hypothèses** d'étude aussi dite de calcul nous permettons de **simplifier les équations thermiques** utilisées pour le dimensionnement d'un échangeur thermique. [4]

- **Régime permanent:**  $\frac{d}{dt} = 0$ .
- Les **caractéristiques** des fluides ( $\rho, \mu, \lambda, c_p$ ) sont **constantes**.
- Les **débits** des deux fluides sont **constants**.
- Les **températures** sont **variables** dans l'échangeur.
- La **pression** peu variable.
- La **section** de passage est **constante**.
- Les fluides sont **monophasiques** « pas de changement de phase ».
- Le transfert thermique s'effectue à travers d'une **paroi** « par conduction ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par **convection** et **conduction** «le transfert par **rayonnement négligeable** »
- Le flux de chaleur **perdu** par le fluide est intégralement **reçu** par l'autre fluide « échangeur adiabatique ».

Le **dimensionnement** d'échangeur thermique est basé sur certaines **analyses**, il est nécessaire de **les connaître** avant l'étude d'échangeurs thermiques.

## 3. Bilan thermique d'un échangeur thermique

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un **calcul de bilan thermique** mais également sur la prise en compte des pertes de charges. [4],[23]

La **puissance** d'un échangeur thermique est le **flux de chaleur perdu** par le **fluide chaud** et le **flux de chaleur gagné** par le **fluide froid** pendant leur traversée de l'échangeur, et s'écrit sous la forme suivante qui implique la notion de conservation de l'énergie:

$$P = \dot{m}_c * c_{pc} * (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f * c_{pf} * (T_{fs} - T_{fe}) \dots 1$$

Le **débit thermique unitaire** de chaque fluide est déterminé par l'équation suivante :

$$q_t = \dot{m} * c_p \dots 2$$

Pour le fluide chaud l'équation de débit unitaire s'écrit :

$$q_{tc} = \dot{m}_c * c_{pc} \dots 3$$

Et celle du fluide froid est :

$$q_{tf} = \dot{m}_f * c_{pf} \dots 4$$

Donc l'équation du bilan thermique « puissance » devient :

$$P = q_{tc} * (T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf} * (T_{fs} - T_{fe}) \dots 5$$

$$\text{Si :} \quad q_{tc} < q_{tf} \quad \text{Donc } q_{tc} = q_{tmin}$$

$$\text{Et si :} \quad q_{tf} < q_{tc} \quad \text{Donc } q_{tf} = q_{tmin}$$

Nous avons remarqué que le **fluide** qui a le plus **petit débit thermique unitaire** accuse le changement de **température le plus important**. C'est donc de lui que dépend la **quantité de chaleur maximale** qui pourra être échangée, et l'on dit d'une manière imagée qu'il **commande le transfert**.

Cette quantité de chaleur maximale dite la **puissance maximale** est définie par :

$$P_{max} = q_{tmin} * T_{max}$$

Soit :

$$T_{max} = T_{ce} - T_{fe}$$

L'équation de puissance maximum devient :

$$P_{\max} = q_{t\min} * T_{\max} \dots 6$$

#### 4. Evaluation du coefficient d'échange global [23]

La connaissance du **coefficient d'échange global** est très importante dans les calculs des échangeurs de chaleur qui est défini par :

$$d\phi = U * dS * (T_c - T_f) \dots 7$$

Le coefficient d'échange global de transfert de chaleur met en jeu trois résistances [23]:

- La convection dans le **fluide chaud** est régie par un coefficient de convection  $h_c$  permettant de définir **une résistance thermique convective** appelée  $R_{th1}$  :

$$R_{th1} = \frac{1}{h_c}$$

- La convection dans le **fluide froid** est régie par un coefficient de convection  $h_f$  permettant de définir **une résistance thermique convective** appelée  $R_{th2}$  :

$$R_{th2} = \frac{1}{h_f}$$

- La **conduction** à travers la paroi solide d'épaisseur  $e$  et de conductivité thermique  $\lambda$ , permettant de définir une **résistance thermique de conduction** appelée  $R_{th3}$  :

$$R_{th3} = \frac{e}{\lambda}$$

L'équation de coefficient d'échange globale est défini par :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda}} \quad \dots \mathbf{8}$$

La performance réelle de l'échangeur sera déduite dans les calculs de coefficients d'échange global:

- $R_{ec}$  dit la résistance d'encrassement coté fluide chaud.
- $R_{ef}$  dit la résistance d'encrassement coté fluide froid.

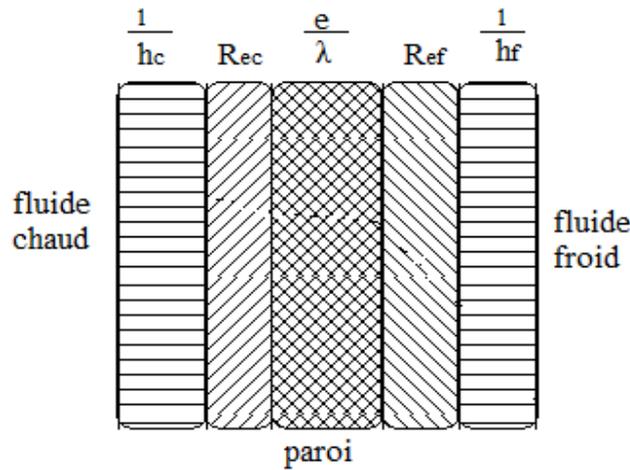


Figure III.1 : Résistance d'encrassement thermique.

En ajoutant les résistances d'encrassement l'équation de coefficient d'échange thermique globale devient :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda}} \quad \dots \mathbf{9}$$

De sorte que le **flux thermique** transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression:

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda}} \quad \dots \mathbf{10}$$

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs **des résistances d'encrassement** :

Eau de mer à T < 50°C	$R_e = 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de mer à T > 50°C	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de ville à T < 50°C	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de ville à T > 50°C	$R_e = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de rivière	$R_e = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Liquides réfrigérants	$R_e = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Fioul	$R_e = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Essence, kérosène	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$

**Tableau III.1 : Les résistances d'encrassement.**

### 4.1. Estimation de coefficient d'échange par convection [3]

L'estimation des **coefficients d'échangeur convectif** est basée sur la connaissance des **nombre adimensionnels**.

#### 4.1.1. Les nombres adimensionnels

Les **nombre adimensionnels** (ou grandeur adimensionnelle) sont des grandeurs physiques **sans dimension**. Elle est constituée du **produit** ou **rapport de grandeurs à dimensions**. L'analyse dimensionnelle permet de définir ces grandeurs sans dimension, de telle façon que le rapport des unités équivaut à un (1).

##### 4.1.1.1. Nombre de REYNOLDS

Le **nombre de Reynolds** nous permet de savoir la nature de l'écoulement si l'écoulement est **laminaire** ou **turbulent**. Il est défini comme suite :

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} = \frac{V * D}{\nu} \dots \mathbf{11}$$

La **vitesse** pour calculer le nombre de **REYNOLDS** est défini par le rapport de **débit volumique** à la section de passage:

$$V = \frac{\dot{Q}}{S_p}$$

Tel que la **section de passage** est :

$$S_p = \frac{\pi * D^2}{4} * n$$

### 4.1.1.2. Nombre de PRANDTL

Le nombre de **PRANDTL** caractérise les **propriétés thermiques des fluides**. Il est défini par :

$$P_r = \frac{\text{la viscosité dynamique}}{\text{la diffusivité thermique}}$$

$$P_r = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{\lambda}{\rho * c_p}} = \frac{\mu * c_p}{\lambda} = \frac{v}{\alpha} \dots \mathbf{12}$$

### 4.1.1.3. Nombre de NUSELT

Le nombre de **NUSELT** est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction :

$$Nu = \frac{h * D}{\lambda} \dots \mathbf{13}$$

A partir des **corrélations thermiques** et le nombre de **REYNOLDS** et **PRANDTL** de chaque fluide on déduit le nombre de **NUSELT** de chaque fluide puis on détermine le coefficient d'échange convectif de chaque fluide.

## 5. Méthode de dimensionnement d'un échangeur [4], [23]

L'étude d'un **échangeur** peut se faire selon **deux méthodes différentes** :

- a. Méthode de la **différence moyenne logarithmique** : **DTML**.
- b. Méthode du **nombre d'unité de transfert** : **NUT**, appelée méthode de **l'efficacité**.

La **première méthode** est destinée **au dimensionnement** d'un appareil qui **n'existe pas** encore, cela en connaissant les **quatre températures des fluides** (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire **on recherche la géométrie** (conception) de l'échangeur.

La **deuxième méthode** qui est utilisée pour simuler un échangeur **existant**, dont on connaît les **températures d'entrée des deux fluides** et on **recherche les températures de sortie**.

### 5.1. La méthode de Différence de Température Logarithmique Moyenne « DTLM »

Le déroulement de calcul de cette méthode peut être schématisé comme suite :

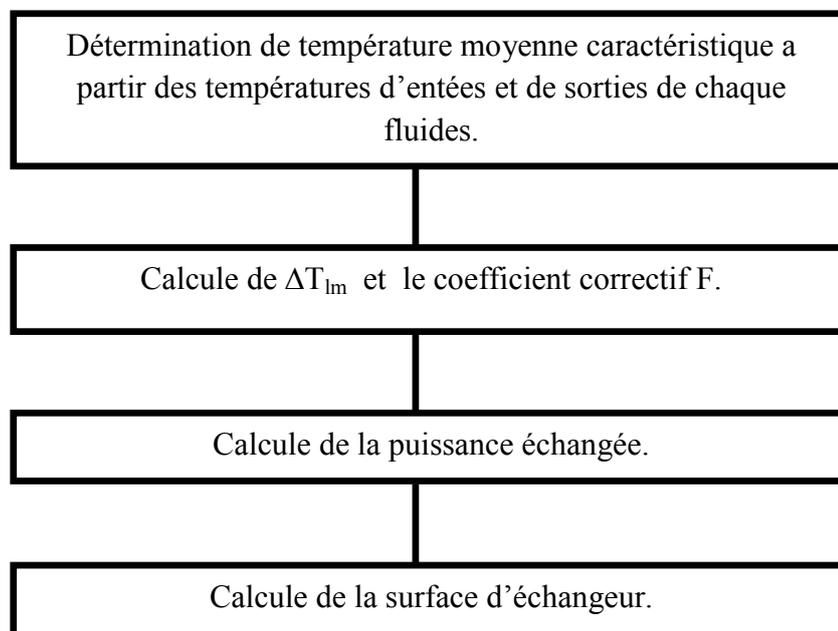


Tableau III.2 : Principe de méthode DTLM.[24]

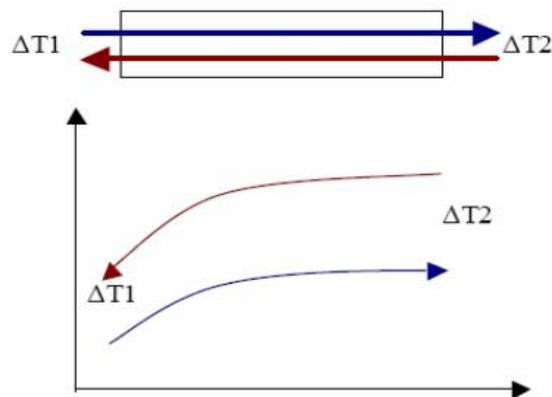
L'étude de la **différence moyenne de température** dans un échangeur thermique s'effectuera en supposant que le **coefficient global** de transfert est **constant** en tout point, ainsi que les **chaleurs spécifiques des fluides** et qu'il n'y a ni **pertes thermiques**, ni **changement de phases** au cours du transfert. Dans ces conditions l'expression de la **puissance thermique** ou **du flux de chaleur** transférer du fluide **chaud** au fluide **froid** à travers une surface est exprimée par :

$$P = U * S * \Delta T_{lm} \dots 13$$

Soit :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots 14$$

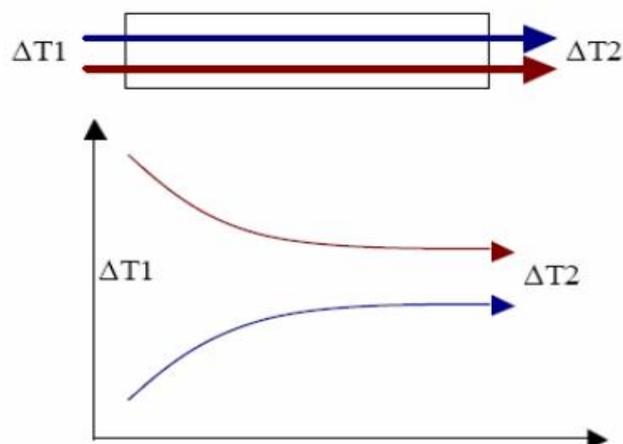
Pour un échangeur **contre-courant**  $\Delta T_{lm}$  est sous la forme :



**Figure III.2 : Distribution de température dans un échangeur contre courant.**

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \dots 15$$

Et pour un échangeur **Co-courant**  $\Delta T_{lm}$  est sous la forme :



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

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{(T_{cs} - T_{fs})}} \dots 16$$

**Remarque**

Pour les échangeurs plus **complexes** que le type contre-courant ou co-courants pur, la **puissance** évaluée selon la méthode **DTLM** ne représente plus exactement la différence de température moyenne effectuée.

On continue cependant à calculer  $\Delta T_{lm}$  comme s'il s'agissait d'un échangeur à contre-courant ou co-courant pur, **en corrigeant** le résultat obtenu, par l'introduction d'un facteur dit **facteur correctif F** tenant compte de la véritable configuration des écoulements.

Donc la puissance évacuée dans l'échangeur est sous la forme :

$$P = U * S * F * \Delta T_{lm} \dots 17$$

F est le Facteur de correction pour le cas d'un échangeur constitué d'une calandre et un multiple de 2 passes de tubes.

La littérature fournit les valeurs de "F" sous la forme d'abaques pour la plupart des configurations courantes d'écoulements.

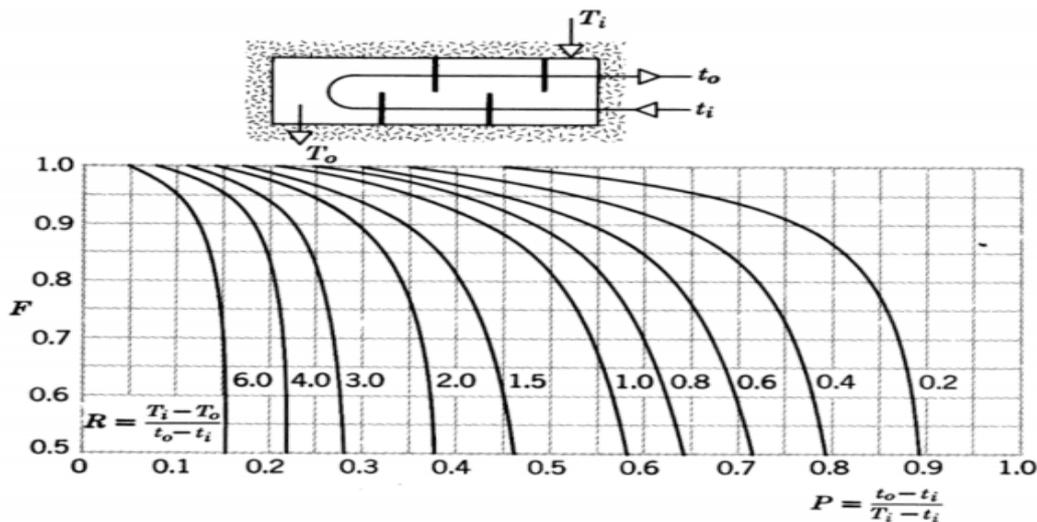


Figure III.4 : Abaque d'un échangeur thermique.

### 5.1.1. L'efficacité

L'**efficacité** d'un échangeur de chaleur est définie comme le **rapport** du **flux de chaleur réellement échangé** entre les deux fluides, au **flux maximum** qui pourrait être échangé dans l'échangeur.

$$E = \frac{P}{P_{\max}} \quad 0 < E < 1 \dots \mathbf{18}$$

D'où :

$$E = \frac{q_{tc} (T_{ce} - T_{cs})}{q_{\min} (T_{fs} - T_{fe})} = \frac{q_{tf} (T_{fs} - T_{fe})}{q_{\min} (T_{ce} - T_{cs})} \dots \mathbf{19}$$

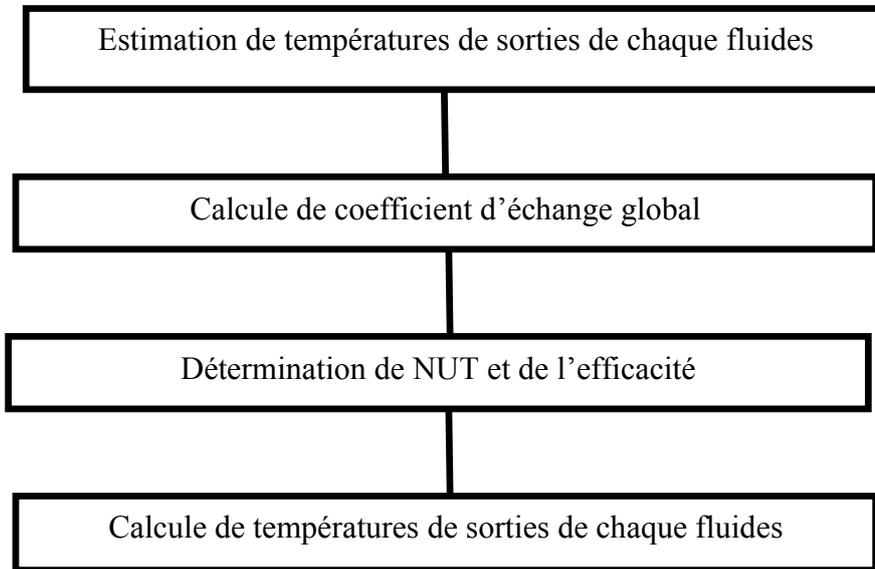
Dans le cas de  $q_{tc} < q_{tf}$  ce qui implique que  $q_{tc} = q_{\min}$  on dit que le fluide chaud commande le transfert :

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})} \dots \mathbf{20}$$

Si  $q_{tf} < q_{tc}$  ce qui implique que  $q_{tf} = q_{\min}$  on dit que le fluide froid commande le transfert :

$$E = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \dots \mathbf{21}$$

### 5.2. La méthode de Nombre d'Unité de Transfert « NUT »



**Tableau III.3 : Principe de méthode NUT. [24]**

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 en particulier aux échangeurs à **faisceau et calandre**.

Ceux-ci se repartissent 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 S nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée. La méthode à employer consiste à calculer R et E puis NUT d'où l'on tire S.
- Des problèmes de **performances** 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**.

**Le nombre d'unités de transfert** relatif au **fluide** qui possède le petit débit thermique **unitaire** est habituellement désigné par NUT.

$$NUT = \frac{U * S}{q_{\min}} \dots \mathbf{22}$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre **NUT** et **R** le **facteur de déséquilibre** jouent un rôle important dans la détermination de l'**efficacité** de l'échangeur thermique.

Le **facteur de déséquilibre** est déterminé par :

$$R = \frac{q_{\min}}{q_{\max}} \dots 23$$

Dans le cas de  $q_{tc} < q_{tf}$  ce qui implique que  $q_{tc} = q_{\min}$  on dit que le fluide chaud commande le transfert :

$$R = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \dots 24$$

Si  $q_{tf} < q_{tc}$  ce qui implique que  $q_{tf} = q_{\min}$  on dit que le fluide froid commande le transfert :

$$R = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})} \dots 25$$

### 5.2.1. Relation entre NUT L'efficacité:

Le **facteur de déséquilibre R** relie le nombre d'unité de transfert **NUT** et l'efficacité **E** pour les différents types d'échangeur thermique tel que **R** est :

$$0 < R < 1$$

Cette **relation** est déterminée dans le tableau ci dessous :

## Chapitre III : Méthodes de dimensionnement d'un échangeur

---

Type d'échangeur	NUT	E
<b>Co-courant</b>	$-\frac{1}{1+R} * \ln[1 - (1+R) * E]$	$\frac{1}{1+R} * (1 - \exp[-NUT * (1+R)])$
<b>Contre courant</b>	$\frac{1}{R-1} * \ln\left[\frac{E-1}{(R * E) - 1}\right]$	$\frac{1 - \exp[-NUT * (1-R)]}{1 - R * \exp[-NUT * (1-R)]}$
<b>Courant croisé</b>	$\frac{1}{R} * \ln\left[\frac{1}{1 + [R * \ln(1+E)]}\right]$	$E - 1 - \exp\left[-\frac{1}{R} * (1 - \exp(-R * NUT))\right]$

**Tableau III.4 : La relation entre NUT et E. [4]**

Cas particuliers :

Type d'échangeur	NUT → ∞	R=1
<b>Co-courant</b>	$E = \frac{1}{1+R}$	$E = \frac{1}{2} [-\exp(-2NUT)]$
<b>Contre courant</b>	$E \rightarrow 1$	$E = \frac{NUT}{1 + NUT}$
<b>Courant croisé</b>	$E = 1 - \exp\left(-\frac{1}{R}\right)$	$E = 1 - \exp[-(1 - \exp(-NUT))]$

**Tableau III.5 : La relation entre NUT et E dans des cas particuliers. [4]**

## 6. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons fait l'étude, le **dimensionnement** de l'échangeur par la méthode de :

- **DTLM**
- **NUT**

Ces deux méthodes permettent d'obtenir au **même résultat**. Cependant la **seconde** connaît une plus grande utilisation dans la **pratique**. En effet la connaissance des **températures de sortie** dans un avant-projet **élimine** rapidement la méthode de **DTLM** au profit de celle de **NUT** qui n'implique que les **températures d'entrées**.

La connaissance des phénomènes de **transfert de chaleur** dans les échangeurs est acquise et tous **les problèmes** sont **résolus**.

# Chapitre IV

### 1. Introduction

Ce chapitre est concentré sur l'étude expérimentale de redimensionnement d'un échangeur de chaleur à **tube et calandre E102** gaz brute/gaz de vente de type **Contre courant** constitué de **6** échangeurs de chaleur.

L'échange thermique assuré par les échangeurs de chaleur **E102** est un facteur très important dans le processus de **traitement des hydrocarbures** en générale, et dans l'**unité de traitement de gaz** dans le **module 04**. Cependant, ces équipements sont soumis, continuellement, à des **dégradations** et des **percements de tubes** par l'effet du phénomène de **corrosion** causer par la formation des hydrates sur les tubes , ce qui altère leur **efficacité d'échange thermique** ainsi que la **qualité des gaz traité**.



Figure IV.1 : Corrosion dans un tube.

Dans le **module 04**, pour rétablir l'efficacité thermique d'échangeur, le service **DMI (Département de Maintenance Industrielle)**, bouche les tubes percés, ce qui **diminue** la **surface de l'échangeur** ainsi que **production de l'unité**. Dès que le nombre de tubes **bouchés** atteint **10%** de nombre **total** des tubes d'un **seul** échangeur (nombre des tubes un seul échangeur est **875 tubes**), on a recours à un procédé de rénovation de ces équipements appelé « **Retubage** ».

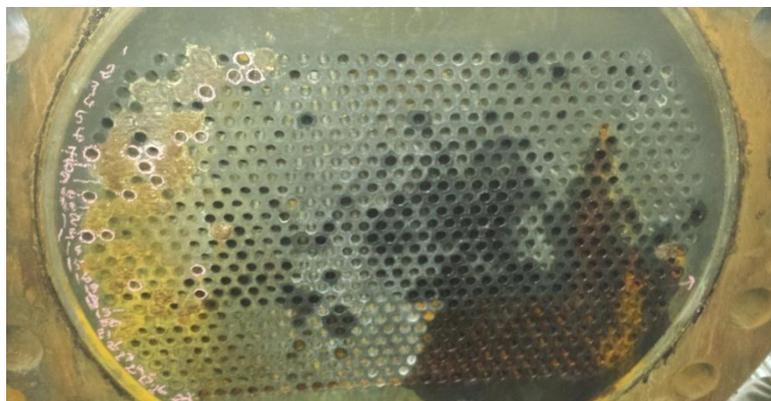


Figure IV.2 : Bouchage des tubes de l'échangeur E102.

## Chapitre IV : Modélisation et calculs

Dans ce chapitre, nous cherchons à conserver l'**efficacité thermique de l'échangeur E102** et la **production de l'unité intacte**, en bouchant **10%** des tubes à fin d'éviter le retubage. Cette procédure prend de **4 à 6 mois**, et s'avère coûteuse (le **prix d'achat d'un seul tube de longueur 17602 mm, de diamètre 22.23 mm et d'épaisseur 2.11 mm** est de **100 à 120 euros** en plus du **coût de transport**), pour cela **la seule et l'unique solution** est de **redimensionner** l'échangeur thermique E102.

### 2. Principe de calculs

Tout d'abord les calculs sont réalisés sous certaines **hypothèses** simplificatrices :

- **Régime permanent.**
- Les **caractéristiques** des fluides ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$ ,  $cp$ ) sont **constantes**.
- Les **températures** sont **variables** dans l'échangeur.
- La **pression** peu variable.
- Les fluides sont **monophasiques** « pas de changement de phase ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par **convection** et **conduction**.
- Echangeur **adiabatique**.

Pour réaliser le redimensionnement on a mis en place un programme écrit sous FORTRAN dont l'organigramme est présenté ci-dessous, les graphes obtenus sont réalisés sous origine8.

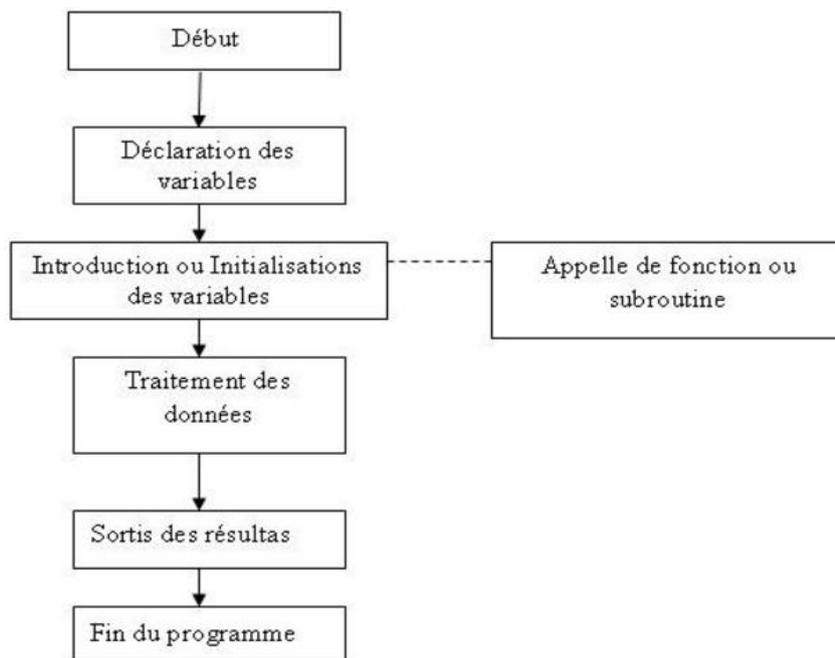


Figure IV.3 : Organigramme de calculs pour fortran 90.

### 2.1. Objectif de redimensionnement

Nous cherchons à redimensionner l'échangeur **E102 A~F**, en variant les débits d'entrée des deux fluides, en gardant la même **efficacité** à celle de  $S = 100\%$ , en bouchant **n%** de tubes, la même **production** et le même **rendement de production** après bouchage de **10%**. Le redimensionnement consiste à augmenter le nombre des tubes bouché (le nombre des tubes bouché  $> 10\%$  des tubes totale), pour éviter le retubage à certain pourcentage des tubes bouché supérieur à **10%**.

En utilisant les équations décrites dans le **chapitre III** :

1. Pour la surface d'échangeur égal **100%** on calcule:
  - 1.1. **L'efficacité thermique** d'E102 A~F.
  - 1.2. Le nombre d'unité de transfert **NUT**.
  - 1.3. **La production**.
2. Pour la surface d'échange **diminue** en bouchant **10%** des tubes totale on calcule:
  - 2.1. La **surface d'échange**.
  - 2.2. **L'efficacité thermique**.
  - 2.3. **NUT**.
  - 2.4. La **production** et le **rendement de la production**.
3. Pour la surface d'échange **diminue** en bouchant **n%** du total tubes en gardant **l'efficacité thermique** et variant les **débits des fluides** on calcule :
  - 3.1. La **surface d'échange**.
  - 3.2. Les **débits des fluides**.
  - 3.3. La **production** et le **rendement** de la production.

### 3. Partie calculs

Pour notre partie calculs, on utilise les **méthodes numériques** et les **équations concernant les échangeurs thermiques** décrites dans le **chapitre III** et les **données** de l'échangeur **E102 A~F** prises du **cahier de charge** de l'échangeur **41, 42, 43 E102 A~F**.

#### 3.1. Calculs pour la surface d'échange **100%**

Pour la surface d'échangeur égal **100%** ( $S = 15078 \text{ m}^2$ ) on calcule:

1. **L'efficacité thermique** d'E102 A~F.
2. Le nombre d'unité de transfert **NUT**.
3. **La production**.

### 3.1.1. Calculs des débits thermiques unitaires

A partir de l'équation III.3 et III.4 (voire chapitre III), on calcule les **débits thermique unitaires** de chaque fluide.

```
program debit
  IMPLICIT NONE
  real cp1,cp2,q1,q2,m1,m2,qmax,qmin

  cp1=2758.8      !J/kg°C
  cp2=2758.8      !J/kg°C
  m1=171.6263889 !kg/s
  m2=188.6583     !kg/s

  q1=m1*cp1      !W/°C
  print*,'debit thermique unitaire cote calandre W/c =',q1
  q2=m2*cp2      !W/°C
  print*,'debit thermique unitaire cote tube W/c =',q2

  if (q1.gt.q2)then
    qmax=q1
    qmin=q2
  else
    qmax=q2
    qmin=q1
  endif
  print*,'qmax W/c =',qmax
  print*,'qmin W/c =',qmin

end
```

Figure IV.4 : Programme de calculs des débits unitaires des deux fluides.

Les résultats de calculs des débits thermiques unitaires sont présentés dans la **figure suivante (IV.5)** :

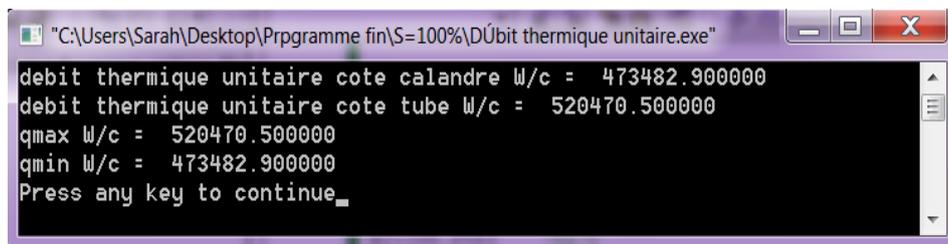


Figure IV.5: Résultats de programme de calculs des débits unitaires des deux fluides.

Le **débit thermique unitaire minimum** est celui coté calandre « le débit thermique unitaire du gaz sec dit aussi gaz de vente, qui assure une puissance maximum égale **473482.90 W/°c**.

Le **débit thermique unitaire maximale** est celui du coté tube « le débit thermique unitaire du gaz brut », égale **520470.50 W/°c**.

### 3.1.2. Calculs de l'efficacité et NUT de l'échangeur 102

A partir des équations présentées dans le **chapitre III** :

- III.22 on calcule **NUT**.
- III.23 on calcule le facteur de déséquilibre **R**.
- III.6 on calcule la puissance maximum **P<sub>max</sub>**.
- III.18 on calcule l'efficacité thermique de l'échangeur **E**.

La figure qui suit présente le langage de FORTRAN pour calculer l'efficacité et NUT de l'échangeur E102.

```
program efficacite
IMPLICIT NONE
real S6,U,Tce,Tfe,NUT,E,R,Pmax,P,cp1,cp2,m1,m2,qmax,qmin

S6=15087          !m2
U=181.83         !W/m2h°C
cp1=2758.8       !J/kg°C
cp2=2758.8       !J/kg°C
m1=171.6263889  !kg/s
m2=188.6583     !kg/s
Tce=48.9         !°C
Tfe=-26         !°C
P=3.297555556*10**7 !W

call debit(cp1,cp2,m1,m2,qmax,qmin)

NUT=(S6*U)/qmin
print*,'Nombre Unite de Transfert=',NUT
R= qmin/qmax
print*,'facteur d equilibre=',R
Pmax= qmin* (Tce-Tfe) !W
print*,'puissance max=',Pmax
E= P/Pmax
print*,'E=',E

end
```

Figure IV.6 : Programme de calculs de l'efficacité thermique, NUT, R et P<sub>max</sub>.

Les résultats de calcul de :

- **NUT**.
- Facteur déséquilibre **R**.
- Puissance maximum **P<sub>max</sub>**.
- L'efficacité thermique **E**.

sont présentés dans la **figure suivante (IV.7)** :

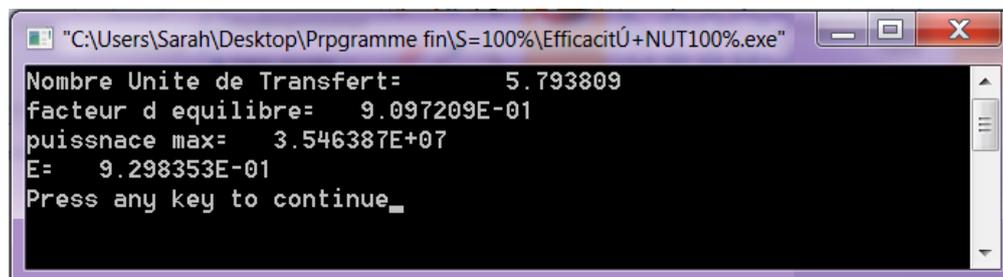


Figure IV.7 : Résultats du programme de calculs de l'efficacité thermique et NUT.

## Chapitre IV : Modélisation et calculs

Le nombre de unité de transfert **NUT**, calculé a partir de la **surface d'échange** totale des six échangeurs, le **coefficient d'échange thermique globale** et le **débit thermique unitaire minimum** déjà calculé, est égale à **5.793809**.

Le facteur de déséquilibre **R**, calculé a partir du **débit thermique unitaire minimum** et **maximum**, est égale à **0.9097209**.

La puissance maximale **P<sub>max</sub>**, calculé a partir du **débit thermique unitaire minimum** et les températures d'entrée des deux fluides, est égale à **3.546387 \*10<sup>7</sup> w**.

L'efficacité thermique **E** d'E102 A~F, calculé a partir la puissance de l'échangeur et la puissance maximale, est égal à **93%**.

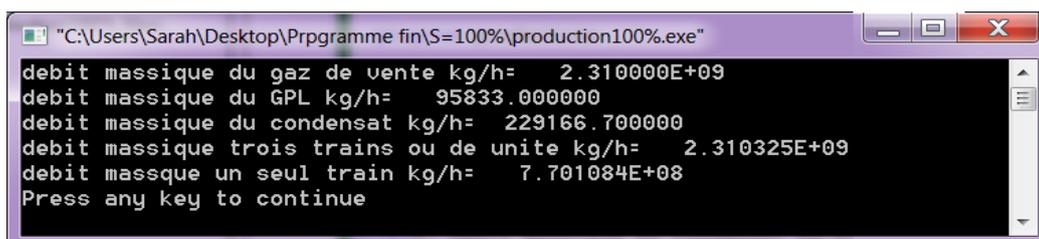
### 3.1.3. Calcul de la production de l'unité

A partir des masses produisent de gaz de vente (gaz sec), GPL, condensât de l'unité de traitement de gaz brut (trois trains), on calcule la production d'un seul train.

```
program production
real m1,m2,m3,mt
m1=2.31*10**9      !kg/h
m2=9.5833*10**4   !kg/h
m3=2.2916666*10**5 !kg/h
print*,'debit massique du gaz de vente kg/h=',m1
print*,'debit massique du GPL kg/h=',m2
print*,'debit massique du condensat kg/h=',m3
mt=m1+m2+m3      !kg/h
print*,'debit massique trois trains ou de unite kg/h=',mt
mt=mt/3          !kg/h
print*,'debit massque un seul train kg/h=',mt
end
```

Figure IV.8 : Programme de calculs de la production de l'unité et d'un seul train.

Les résultats de calcul de la production de l'unité et d'un seul train sont présentés dans la **figure suivante (IV.9)** :



```
"C:\Users\Sarah\Desktop\Prgramme fin\S=100%\production100%.exe"
debit massique du gaz de vente kg/h=  2.310000E+09
debit massique du GPL kg/h=  95833.000000
debit massique du condensat kg/h=  229166.700000
debit massique trois trains ou de unite kg/h=  2.310325E+09
debit massque un seul train kg/h=  7.701084E+08
Press any key to continue
```

Figure IV.9 : Résultats du programme de calculs de la production de l'unité et d'un seul train.

La production totale de l'unité (les trois trains)  $m_t$ , calculé à partir des débits massiques de chaque produit (gaz de vente, condensât et GPL), est égale à  $2.310325 * 10^9$  kg/h, et celle d'un seul train est égal à  $7.701084 * 10^8$  kg/h.

### 3.2. Calculs après bouchage de 10% de tubes d'échangeur E102

Pour la surface d'échange qui diminue en bouchant 10% du total des tubes, on calcule:

- La surface d'échange après bouchage
- L'efficacité thermique.
- NUT.
- La production et le rendement de la production.

#### 3.2.1. Calculs de l'efficacité et NUT

A partir de l'équation III.22 on calcule NUT et l'équation de l'efficacité de l'échangeur contre courant dans le tableau III.4 on calcule l'efficacité thermique de l'échangeur E102 A~F.

```
program efficacite10
real qmin,U,cp,A,S1,S6,NUT,R
integer n

U=181.83 !W/m²°C
cp=2758.5 !J/kg°C
A=2514.5 !m²
R=0.9097209
qmin=473482.9 !W/°C
DTlm=12.02 !°C
Tce=48.9 !°C
Tfe=-26 !°C
n=10

S1= (A*(100-n))/100
S6= S1+(5*A)
print*,'Surface one=',S1
print*,'Surface six=',S6

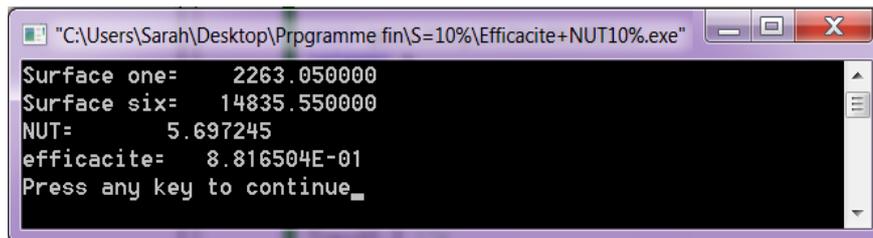
NUT=(S6*U)/qmin !W/°C
print*,'NUT=',NUT

E=(1-exp(-(1-R)*NUT))/(1-(R*exp(-(1-R)*NUT)))
print*,'efficacite=',E

end
```

Figure IV.10: Programme de calculs de l'efficacité et NUT après bouchage de 10% de total des tubes.

Les résultats de calculs de la surface, NUT et l'efficacité après bouchage de 10% des tubes sont présentés dans la figure suivante (IV.11) :



```
"C:\Users\Sarah\Desktop\Programme fin\S=10%\Efficacite+NUT10%.exe"
Surface one= 2263.050000
Surface six= 14835.550000
NUT= 5.697245
efficacite= 8.816504E-01
Press any key to continue_
```

**Figure IV.11: Résultats de programme de calculs de l'efficacité et NUT après bouchage de 10% de tubes totale.**

La surface d'échange thermique d'un seul échangeur après **bouchage de 10%** des tubes d'un **seul échangeur est égale à 2263.05 m<sup>2</sup>** et celle des six échangeurs est égale à **14835.55 m<sup>2</sup>**.

Car la surface d'échange thermique **diminue**, le nombre d'unité de transfert **NUT** après **bouchage de 10%** des tubes totales, **diminue**, est égale à **5.697245**. Et donc l'**efficacité thermique E<sub>10</sub> diminue** est égale à **88%**.

### 3.2.2. Calculs de production

A partir de la production d'un seul train, de l'efficacité sans bouchage des tubes, et l'efficacité calculée après bouchage de **10%** des tubes.

```
program production10
real prod,E,E10,prod10,rendement
prod=7.701084*10**8 !kg/h
E=0.928353
E10=0.8816504
print*, 'production avant boouchage de 10% de tube kg/h=', prod
prod10=(E10/E)*prod
print*, 'production apres boouchage de 10% de tube kg/h=', prod10
rendement=(prod10/prod)*100
print*, 'rendement un seul train =', rendement
rendement=100-rendement1
print*, 'rendement un seul train dimenu =', rendement
end|
```

**Figure IV.12 : Programme de calculs de la production de l'unité et d'un seul train après bouchage de 10% du total des tubes.**

Les résultats de calculs de la production de l'unité et d'un seul train après bouchage de **10%** des tubes sont présentés dans la **figure suivante (IV.13)** :

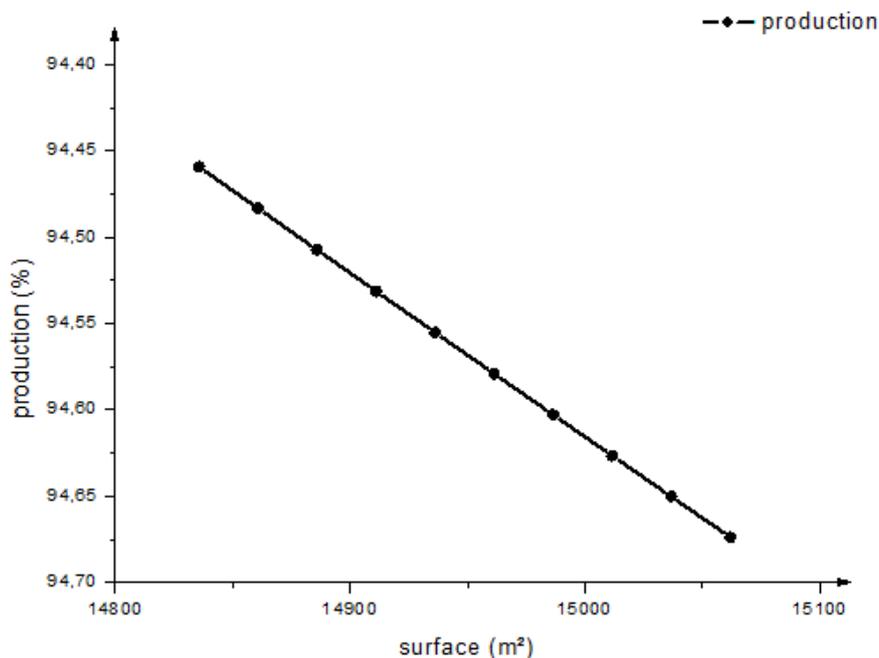
```
"C:\Users\Sarah\Desktop\Programme fin\S=10%\Production 10%.exe"
production avant boouchage de 10% de tube kg/h= 7.701084E+08
production apres boouchage de 10% de tube kg/h= 7.313666E+08
rendement un seul train = 94.969300
rendement un seul train dimenu = 5.030701
Press any key to continue
```

**Figure IV.13 : Résultats de programme de calculs de la production de l'unité et d'un seul train après bouchage de 10% de tubes totales.**

La production  $\text{prod}_{10}$  d'un seul train diminue, calculé a partir d'efficacité thermique pour 100% de la surface d'échange et l'efficacité après bouchage de 10%, est égal à  $7.313666 * 10^8 \text{ kg/h}$ .

Le rendement de la production après bouchage de 10%, est égal à 95%, donc la production diminue de 5 %.

Le rendement de production en fonction de la surface d'échange après bouchage de 10% de tube est présenté dans le graphe suivant :



**Figure IV.14 : Graphe présente la production d'un train en fonction de la surface d'échange après bouchage de 10% des tubes totales.**

On remarque que la **production** et la **surface** ont une **relation proportionnelle**, qui veut dire que la production **diminue** avec la surface.

La surface d'échange totale sans bouchage est considéré **100%**, après bouchage de **10%** elle est égale **14835.5 m<sup>2</sup>**, et la production **95 %**. Donc la production **diminue** de **5 %**.

### 3.3. Calculs après bouchage de **n%** de tubes de l'échangeur E102

Pour la surface d'échange **diminuée** en bouchant **n%** du tube total en gardant l'**efficacité thermique** et variant les **débits des fluides** on calcule :

- La **surface d'échange**.
- Les **débits des fluides**.
- La **production** et le **rendement** de la production.

#### 3.3.1. Calcul des débits, de la production et le rendement

A partir des équations III.23 de facteur de déséquilibre **R**, III.3 et III.4, on calcule les débits thermiques unitaires puis les débits massiques de chaque fluide.

```
program production
IMPLICIT NONE

real NUT,m1,U,R,m2,mt,meau,min,mout,m,m2eau,m2out,mt2
real rendement,qmin,qmax,A,cp,S1,S6
integer i,n
NUT=5.793809
U=181.83 !W/m2°c
A=2514.5 !m2
R=0.9097209
cp=2758.5 !J/kg°c
mt=7.701084*10**8 !kg/h
min=679170.0 !kg/h
meau=42588.00 !kg/h
mout=636582 !kg/h
n=31

do i=1,n
print*,'pourcentage des tubes bouche =',i

S1= A*(100-i)/100
S6= S1+(5*A)
print*,'surface d echangeur m^2',S1
print*,'surface de six echangeur m^2',S6

qmin=(S6*U)/NUT !W/°c
m1=(qmin/cp)*3600 !kg/h
print*,'debit massique coté calandre',m1
qmax=qmin/R !W/°c
m2=(qmax/cp)*3600 !kg/h
print*,'debit massique coté tube',m2

m2eau=(m2/min)*meau
m2out=m2-m2eau
mt2=((m2out/mout)*mt)
print*,'production d un train kg/h=',mt2

rendement=(mt2/mt)*100
print*,'rendement de production un seul train =',rendement

rendement=100-rendement
print*,'rendement de production un seul train diminu =',rendement

enddo
end
```

Figure IV.15: Programme de calculs des débits massique, la production et de rendement en fonction la surface d'échange après bouchage **n%** du total tube.

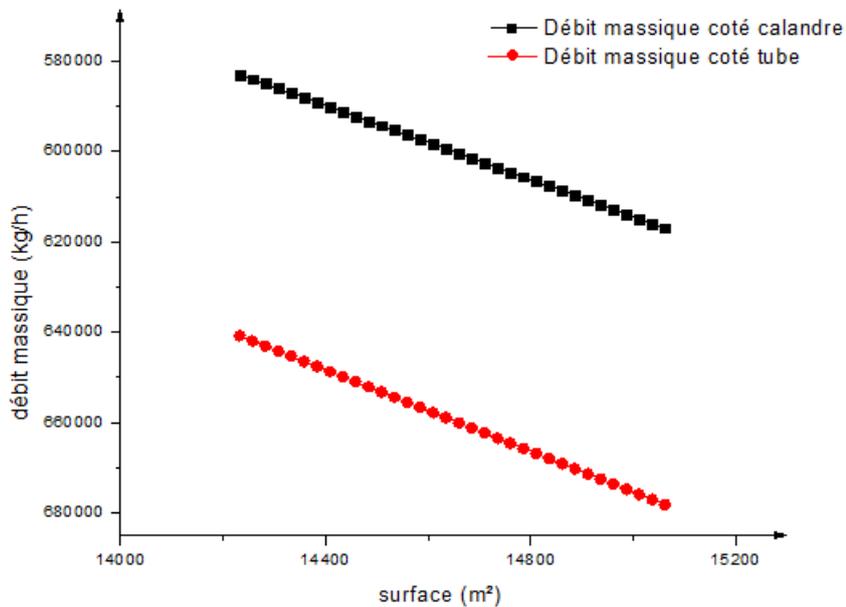
## Chapitre IV : Modélisation et calculs

Le tableau suivant représente les résultats **des débits** en fonction **la surface** en gardant **l'efficacité** pour la **surface sans bouchage**.

<b> Tubes bouché (%)</b>	<b> Surface d'un échangeur (m<sup>2</sup>)</b>	<b> Surface de six échangeurs (m<sup>2</sup>)</b>	<b> Débit massique de gaz sec (kg/h)</b>	<b> Débit massique de gaz brut (kg/h)</b>
1	2489.3550	15061.86	616892.30	678111.60
2	2464.2100	15036.71	615862.40	676979.60
3	2439.0650	15011.56	614832.60	675847.40
4	2413.9200	14986.42	613802.70	674715.40
5	2388.7750	14961.28	612772.80	673583.30
6	2363.6300	14936.13	611742.90	672451.30
7	2338.4850	14910.99	610713.10	671319.20
8	2313.3400	14885.84	609683.20	670187.10
9	2288.1950	14860.70	608653.40	669055.10
10	2263.0500	14835.55	607623.40	667922.90
11	2237.9050	14810.41	606593.60	666790.90
12	2212.7600	14785.26	605563.70	665658.80
13	2187.6150	14760.12	604533.90	664526.80
14	2162.4700	14734.97	603504.00	663394.60
15	2137.3250	14709.83	602474.10	662262.60
16	2112.1800	14684.68	601444.30	661130.50
17	2087.0350	14659.54	600414.40	659998.40
18	2061.8900	14634.39	599384.50	658866.40
19	2036.7450	14609.25	598354.60	657734.30
20	2011.6000	14584.10	597324.80	656602.20
21	1986.4550	14558.96	596294.90	655470.00
22	1961.3100	14533.81	595265.10	654338.10
23	1936.1650	14508.67	594235.10	653206.00
24	1911.0200	14483.52	593205.30	652073.90
25	1885.5000	14458.38	592175.40	650741.90
26	1860.7300	14433.23	591145.60	649809.80
27	1835.5850	14408.08	590115.70	648677.70
28	1810.4400	14382.94	589085.80	647545.60
29	1785.2950	14357.79	588055.90	646413.60
30	1760.1500	14332.65	587026.10	645281.50
31	1735.0050	14307.5	585996.20	644149.40

**Tableau IV.1 : Résultats de calculs des surfaces d'échanges et les débits des deux fluides.**

En gardant l'efficacité **E** de la surface **sans bouchage** des tubes, on **varie** les **débites** pour obtenir une production égale à celle de bouchage de **10%** des tubes, la variation des débits des deux fluides est présentée dans le graphe suivant :



**Figure IV.16 : Graphe présente les débits massiques de chaque fluide en fonction de la surface d'échange après bouchage de 31%.**

La variation des **débites** en fonction de la **surface** est une **relation relative**, les débits massiques diminuent avec la **surface** à cause du **bouchage**.

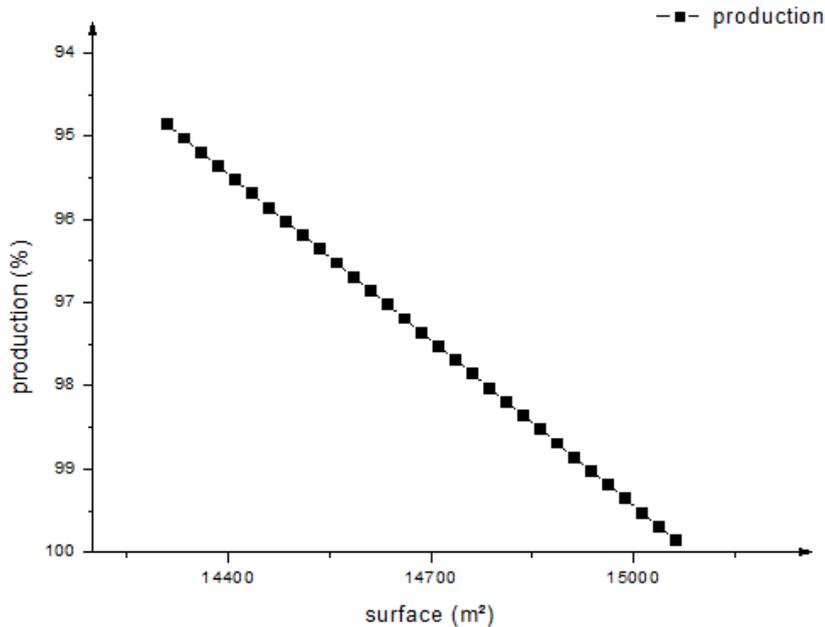
## Chapitre IV : Modélisation et calculs

Le tableau suivant représente les résultats **de la production** en fonction **la surface** en gardant **l'efficacité** pour la **surface sans bouchage**.

<b>Tubes bouché (%)</b>	<b>Surface d'un échangeur (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Surface de six échangeurs (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Production d'un train (kg/h)</b>	<b>Rendement de production %</b>
1	2489.3550	15061.86	7.689084*10 <sup>8</sup>	99.844170
2	2464.2100	15036.71	7.676247*10 <sup>8</sup>	99.677480
3	2439.0650	15011.56	7.663440*10 <sup>8</sup>	99.510800
4	2413.9200	14986.42	7.650573*10 <sup>8</sup>	99.344110
5	2388.7750	14961.28	7.637737*10 <sup>8</sup>	99.177420
6	2363.6300	14936.13	7.624900*10 <sup>8</sup>	99.010740
7	2338.4850	14910.99	7.612064*10 <sup>8</sup>	98.844060
8	2313.3400	14885.84	7.599227*10 <sup>8</sup>	98.677370
9	2288.1950	14860.70	7.586391*10 <sup>8</sup>	98.510690
10	2263.0500	14835.55	7.573554*10 <sup>8</sup>	98.343990
11	2237.9050	14810.41	7.560717*10 <sup>8</sup>	98.177310
12	2212.7600	14785.26	7.547880*10 <sup>8</sup>	98.010620
13	2187.6150	14760.12	7.535045*10 <sup>8</sup>	97.843960
14	2162.4700	14734.97	7.522208*10 <sup>8</sup>	97.677260
15	2137.3250	14709.83	7.509372*10 <sup>8</sup>	97.510570
16	2112.1800	14684.68	7.496535*10 <sup>8</sup>	97.343890
17	2087.0350	14659.54	7.483699*10 <sup>8</sup>	97.177210
18	2061.8900	14634.39	7.470862*10 <sup>8</sup>	97.010520
19	2036.7450	14609.25	7.458026*10 <sup>8</sup>	96.843840
20	2011.6000	14584.10	7.445188*10 <sup>8</sup>	96.677150
21	1986.4550	14558.96	7.432353*10 <sup>8</sup>	96.510480
22	1961.3100	14533.81	7.419516*10 <sup>8</sup>	96.343790
23	1936.1650	14508.67	7.406679*10 <sup>8</sup>	96.177090
24	1911.0200	14483.52	7.393843*10 <sup>8</sup>	96.010420
25	1885.5000	14458.38	7.381007*10 <sup>8</sup>	95.843730
26	1860.7300	14433.23	7.368170*10 <sup>8</sup>	95.677050
27	1835.5850	14408.08	7.355333*10 <sup>8</sup>	95.510360
28	1810.4400	14382.94	7.342497*10 <sup>8</sup>	95.343670
29	1785.2950	14357.79	7.329660*10 <sup>8</sup>	95.176990
30	1760.1500	14332.65	7.316824*10 <sup>8</sup>	95.010310
31	1735.0050	14307.5	7.303987*10 <sup>8</sup>	94.843610

**Tableau IV.2 : Résultats de calculs des surfaces d'échanges et la production ainsi que le rendement de la production.**

En gardant l'efficacité **E** de la surface **sans bouchage** des tubes, on **varie** les **débits** pour obtenir une production égale à celle de bouchage de **10%** des tubes, la variation de la production en fonction de la surface est présenté dans le graphe suivant :



**Figure IV.17 : Graphe présente la production d'un train en fonction de la surface d'échange après bouchage de 31%.**

D'après les résultats du graphe précédant, qui montre que les **débits d'entrée** des deux fluides **diminuent** avec la **surface**, donc la **production** du train **diminue** aussi.

**En comparant les résultats du bouchage des tubes de 10%, avec celle du bouchage et avec variation des débits des deux fluides, on remarque que :**

- A **10%** des tubes bouché l'efficacité thermique de l'échangeur E102 A~F est égale à **0.8816504**. le **rendement de la production** est égal à **94.9693%**.
- A **31%** des tubes bouché l'efficacité thermique **E** est fixe est égale à celle de l'échangeur **E102 A~F** sans bouchage égale à **0.9097209**. Et le **rendement de la production** est égal à **94.847760%**.

### 4. Conclusion

La **corrosion** cause le **perçement** des tubes de l'échangeur **E102 A-F**, donc le **bouchage** des tubes est nécessaire pour éviter le changement des tubes. Dans ce chapitre, nous avons redimensionné l'échangeur en variant les débits d'entrées des deux fluides et gardant l'efficacité thermique de l'échangeur sans bouchage des tubes.

On a mis en évidence l'évolution de l'efficacité thermique en fonction du taux de bouchage des tubes tout en maintenant la surface d'échange et le débit de production du train en bouchant de **10%** des tubes comme référence, il apparaît donc que pour un bouchage de **30%** on est arrivé au même rendement de production à **10%** des tubes. Dès que le nombre des tubes atteint **30%** le retubage devient nécessaire.

Cette étude nous a permis d'augmenter le nombre de tubes à bouché et donc réduire le coût économique.

# Conclusion générale

---

## Conclusion générale

---

### Conclusion générale

Ce travail élaboré durant notre stage de mise en situation professionnelle au sein de l'Entreprise Nationale **SONATRACH HASSI R'MEL** exactement au Module **04**, nous a été très bénéfique, car il nous a permis d'apprendre énormément sur l'industrie du gaz naturel et les équipements qui font parties de son processus de traitement et en particulier l'échangeur thermique. Notre étude réalisée sur cet appareil a apporté à nos connaissances des idées très claires sur la technologie des **échangeurs de chaleur** en général, et surtout sur celle des échangeurs à **faisceau** et **calandre** ainsi bien comprendre leur **fonctionnement** et leurs utilités dans le domaine de la traitement du gaz naturel.

Dans le but de garder une meilleure **efficacité thermique** de l'échangeur **E102 A~F** et la **production de l'unité**, en **bouchant** un certain nombre des tubes percés à cause de la **corrosion** (Diminuer la surface d'échange thermique), qui cause la diminution l'efficacité thermique de l'échangeur thermique, nous avons proposés dans ce travail un redimensionnement de l'échangeur **E102 A~F**. nous avons commencer par calculer les **débits thermique unitaire** de chaque fluide (coté **chaud**, coté **froid**) pour une **surface** totale **15078 m<sup>2</sup>**, puis préciser parmi ces **deux derniers** les débits unitaires maximum **q<sub>max</sub>** et minimum **q<sub>min</sub>**, a partir de **q<sub>min</sub>** nous avons calculé le nombre de unité de transfert **NUT** et le facteur de déséquilibre **R** ainsi que l'efficacité thermique de l'échangeur **E** a partir de la puissance de l'échangeur donnée par le constructeur **P** et la puissance maximale **P<sub>max</sub>** assurer par le débit thermique unitaire **minimum** à la fin de cette partie nous avons calculé la production de l'unité et d'un seul train, imposée par le cahier de charge **(100%)**.

En suite, nous avons calculé le nombre d'unité de transfert à partir de la surface d'échange thermique après bouchage d'un pourcentage de **10%** de tube pour le quel le retubage est obligatoire dans le service DMI, puis nous avons calculé l'efficacité thermique de l'échangeur **E102 A~F E<sub>10</sub>** qui **diminue**, à la fin de cette partie nous avons calculé la **production prod<sub>10</sub>** ainsi que le **rendement de production** d'un **seul train** qui est égale à **95%**. Nous avons tracé le **graphe** du **rendement de production** en fonction de la **surface d'échange** après bouchage de **10%** de tubes à l'aide de **logiciel « origin8 »**.

La troisième partie consiste à **redimensionner l'échangeur E102 A~F**, en gardant la même efficacité **E** de l'échangeur ainsi que le nombre **NUT** et le facteur de déséquilibre **R** **sans bouchage**, a partir de ces trois paramètres et la production du train sans bouchage de tubes, nous avons calculé la surface d'échange après bouchage d'un certains nombre de tubes inconnus **n%**, et la variation des **débits d'entrée des deux fluides** en fonction de cette dernière pour obtenir la même production à celle quand on bouche **10%**, cela est fait pour **augmenter le nombre des tubes à boucher** pour **éviter le retubage couteux** qui ce fait d'habitude à **10%**. Nous avons tracé le **graphe** du **rendement de production** en fonction de la **surface d'échange** après bouchage de **n%** de tubes à l'aide de **logiciel « origin8 »**.

## Conclusion générale

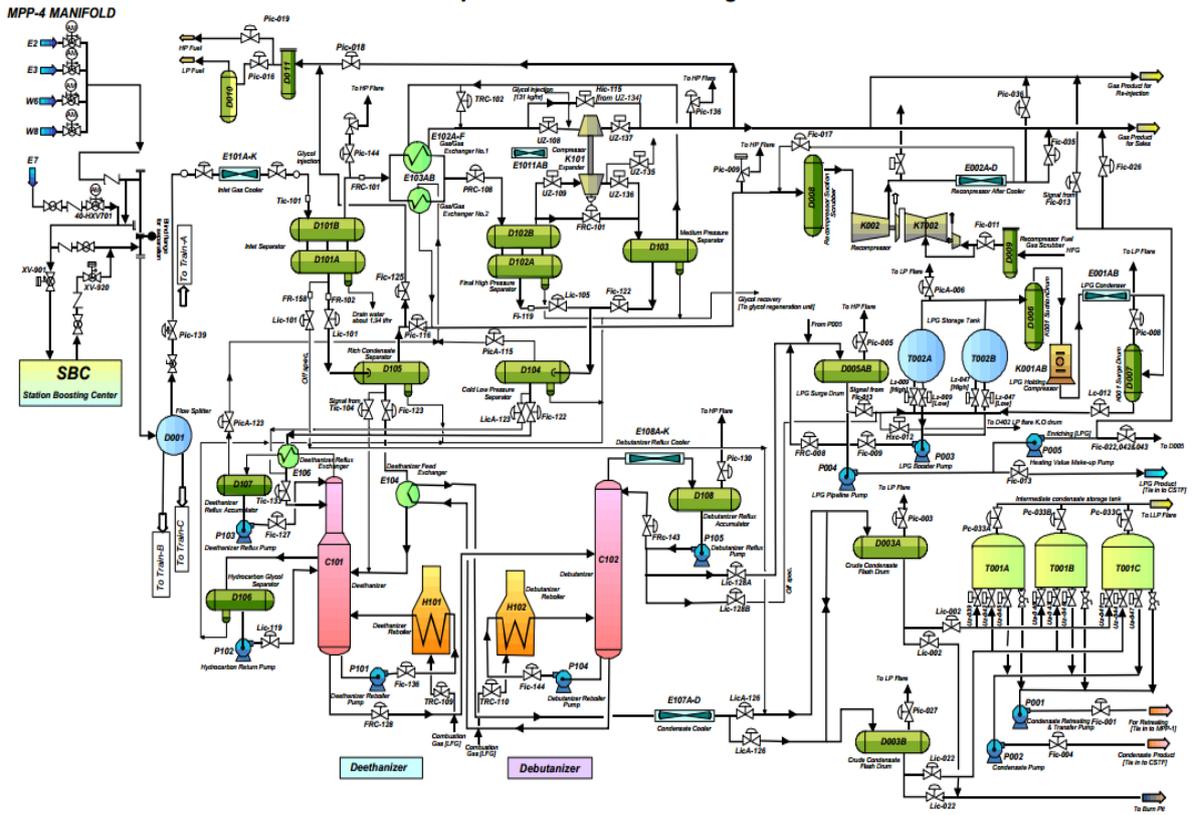
---

En **comparant** les **rendements de production après bouchage de 10% et n%**, nous avons obtenus des résultats positifs étant donné qu'on peut boucher jusqu'à **31%** des tubes d'un échangeur en **variant** les débits des **deux fluides** et en gardant la même **efficacité E**, le même nombre d'unité de transfert **NUT** et le même facteur de déséquilibre **R** pour **0%** des bouchage des tubes, la **production** en bouchant **31%** est très proche de **la production** en bouchant **10%** ainsi que le **rendement de production**. Toutefois le bouchage des tubes atteint **30%** le service DMI peut passer au retubage au lieu de le faire à **10%**.

Cette étude nous a permis d'augmenter le nombre de tubes à bouché, aussi à réduire le coût économique.

# Annexes

Simplified Process Flow Diagram for MPP- 4



Procédés de traitement de gaz naturel au module 4

SITUATION D'INTERVENTION SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR DU MPP														
			RETUBAGE COMPLET	Echangeur	E 102	E 103A	E 103B	E 104	E 106					
			RETUBAGE PARTIEL	Nombre total des tubes	875									
			REPARATION	Taux				10%						
TRIN #	Repère Site	Repère Equipement	Nombre des tubes bouchés / Année									Total des tubes bouchés	OBS	HISTORIQUE
	Année	Avant 2013	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020				
	E102A	E 102A		57	72	13							0	0,00%
E102B	E 102B		23		1							24	2,74%	Pas encore Retubé

Pourcentage de retubage de l'échangeur



# Bibliographie

## Bibliographie

---

- [1] **S.BENSAADA. M.T.BOUZIANE**, Transfert thermique.
- [2] **YUNUS A.ÇENGEL**, Heat transfert; A Practical Approach ; second edition.
- [3] **YVES JANNOT**, Transfert thermique ; Ecole des minces NANCY; 2012.
- [4] **BOUGRIOU CHERIF**, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur ; Edition n°5327.
- [5] **A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil**, Technologie des échangeurs thermiques, éditions Techniques de l'Ingénieur, (1988).
- [6] **J. Padet**, Echangeurs thermiques, Masson, 1993. (BIB'INSA)
- [7] **FRANK P.INCROPERA. DAVID DEWITT**, Heat and mass transfer seven edition
- [8] **Michel Favre. Marinet Sedat Tardu**, Convective heat transfer solved problems
- [9] **Sadik kakaç hongtan**, heat exchangers selection, rating and thermal design second edition.
- [10] **Jean François Sacadura**, Transferts thermiques initiation et approfondissement.
- [11] **D. CHISHOLM** Heat exchanger technology. Applied Science Publishers Ltd, Londres (1980).
- [12] **A. LEONTIEV**, Théorie des échanges de chaleur et de masse. Éd. MIR, Moscou, édition originale de 1979, traduction française de 1985.
- [13] Heat Exchangers Design Handbook. Éd. Hemisphere Publishing Corporation (1983).
- [14] **J. Castaing Lasvinottes, M. Moussa, J. Marie perrier cornet**, Echangeur tubulaire et échangeur à surface raclée, (2002).
- [15] **A. Philipon**, Echanges thermiques, Ecole d'Ingénieurs de l'Équipement Rural, Ouagadougou, (1988).
- [16] **A. BRICARD L. TADRIST** Échangeurs de chaleur à contact direct In Technique de l'ingénieur. - Ref BE 9565.
- [17] **J. Taine, P. Petit**, Transferts thermiques, cours et données de base, Dunod , (1995).
- [18] **H. John, Linhard** , Convection heat transfer text book third edition version 1.23 dated January, ( 2005).
- [19] **J. Huetz**, Notions de Transfert thermique par Convection, A 1 540, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique, (1990).
- [20] **J. Crabol**, Transferts de chaleur (Tome 2), éditions Masson, (1990).
- [21] **Incropera F.P. De Witt D.P.**, Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley & Sons, 1990.
- [22] **Mc ADAMS**, Heat transmission.

## Bibliographie

---

- [23] **Jean-Marie SEYNHAEVE**, Les bases du transfert de chaleur.
- [24] **André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER et Roland VIDIL**; Échangeurs de chaleur Dimensionnement thermique.
- [25] Cours : Calcul et dimensionnement des échangeurs de chaleur. Université de M'sila  
Année universitaire 2016/2017 Département de Génie Mécanique Année d'étude 2<sup>ème</sup>  
Année Master Option : Energétique.
- [26] **WEBER Christophe et MAGNIFICAT André**, Article : 055 Les échangeurs de chaleur