

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR - ANNABA  
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : TECHNOLOGIE  
Département : GENIE DES PROCEDES  
Domaine : SCIENCES ET TECHNOLOGIES  
Filière : GENIE DES PROCEDES.  
Spécialité : GENIE CHIMIQUE

## Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème :

**REDIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR A FAISCEAUX  
TUBULAIRES 127C DE LA SECTION SYNTHESE /  
REFRIGERATION DE L'UNITE DE L'AMMONIAC- FERTIAL-  
ANNABA- ALGÉRIE**

Présenté par : *Khilouf Asma*

*Djeddid Roufaida*

Encadrant : *L. LARBI* Grade : *MAA* Université *Badji Mokhtar Annaba*

## Jury de Soutenance :

R. LAMARI	MCB	UBMA	Présidente
L. LARBI	MAA	UBMA	Encadrante
R. HENDI	MCB	UBMA	Examinatrice

Année Universitaire : 2023/2024

## SOMMAIRE

<b>Résumés</b> .....	I
<b>Remerciements</b> .....	III
<b>Dédicaces</b> .....	IV
<b>Nomenclatures</b> .....	VI
<b>Listes des tableaux</b> .....	IX
<b>Listes des figures</b> .....	X
<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	1
<b>I-PRESENTATION DU COMPLEXE ASMIDAL – ANNABA</b> .....	3
I.1- Présentation du complexe ASMIDAL.....	3
I.2- Présentation de FERTIAL (SPA) .....	3
I.3- Historique de l’entreprise .....	4
I.4- Situation géographique.....	5
I.5- Exportation .....	6
I.6- Objectifs de l’entreprise .....	6
I.7- Conclusion .....	7
<b>II- Procédé de fabrication de l’ammoniac au niveau de l’unité Fertial-Annaba</b>	
II.1- Introduction .....	8
II.2-Objectif du procédé .....	8
II.3-Description du procédé.....	8
II.3.1- Préparation de matières brutes d'alimentation.....	8
II.3.2- Purification du gaz de synthèse .....	8
II.3.3- Synthèse d'ammoniaque.....	8
II.4-Description de l’unité par section.....	9
II.4.1- Préparation de matières brutes d'alimentation.....	9
II.4.1.1- Opération de désulfuration.....	9
II.4.1.2- Opération de reformage de gaz avec la vapeur.....	10
II.4.2- Purification du gaz de synthèse .....	13
II.4.2.1- Opération de conversion de CO .....	13
II.4.2.2- Extraction du gaz carbonique .....	14

1- Rôle et importance de la section.....	14
2- Epuration du gaz.....	14
3- Régénération du MEA.....	14
II.4.2.3- Méthanisation de gaz .....	15
II.4.3- Synthèse de l'ammoniac .....	17
II.4.3.1- Compression du gaz de synthèse.....	17
II.4.3.2- Synthèse et réfrigération de l'ammoniac .....	19
II.4.3.3- Stockage et distribution du produit.....	20
II.5. Conclusions .....	21
<b>III - Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur.....</b>	<b>22</b>
III.1- Généralités sur le transfert thermique.....	22
III.2- Généralités sur l'échangeur de chaleur.....	22
III.2.1- Définition d'un échangeur de chaleur.....	22
III.2.2- Les fonctions des échangeurs de chaleur.....	23
III.2.3- Critères de classement des échangeurs.....	23
III.2.3.1- Classement technologique.....	23
III.2.3.2- Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	24
III.2.3.3- Classement fonctionnel.....	24
III.2.4- Les différents types d'échangeurs de chaleur.....	24
III.2.4.1- Echangeurs tubulaires.....	24
III.2.4.2- Les échangeurs à plaques.....	25
III.2.4.3- Echangeurs double-tube.....	26
III.2.5- L'échangeur à tubes (faisceaux) et calandre.....	27
III.2.5.1- Classification et différents types des échangeurs à tubes et calandre....	28
III.2.5.2- Les tubes .....	29
III.2.5.3- La disposition des tubes .....	30
III.2.5.4- Les chicanes .....	30
III.2.5.5- La calandre.....	32
III.2.5.6- Organisation de la circulation côte tubes/côte calandre. ....	32
III.2.5.7- Arrangement des échangeurs .....	33
III.3- Principaux problèmes des échangeurs de chaleur.....	34

III.3.1- L'encrassement des tubes de l'échangeur .....	35
III.3.2- Vibrations dans les échangeurs .....	36
III.3.3- Corrosion des entres des tubes .....	36
III.3.4- État de dégradation des échangeurs de chaleur.....	37
III.4.Conclusion .....	39
<b>CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur.....</b>	<b>40</b>
IV.1. Introduction .....	40
IV.2. Description de la section Synthèse et réfrigération de l'ammoniac .....	41
IV.3. Problématique .....	41
IV.4. Calcul et dimensionnement d'un échangeur à faisceau calandre par la méthode de KERN.....	42
IV.4.1. Données caractéristiques du design.....	42
IV.4.2. Bilan thermique par rapport à l'eau .....	44
IV.5. Application de la méthode de KERN .....	51
IV.5.1. Coté tube .....	51
IV.5.1.1. Calcul de coefficient global de transfert de chaleur .....	51
IV.5.1.2. Calcul de la surface d'échange .....	59
IV.5.2. Calcul de la perte de charge .....	60
IV.5.2.1. Coté tube .....	60
IV.5.2.2. Coté calandre .....	61
IV.6. Conclusion .....	64
<b>CONCLUSION GENERALE .....</b>	<b>68</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES .....</b>	<b>71</b>
<b>ANNEXES.....</b>	<b>XI</b>



## **Résumé :**

L'objectif principal de ce travail est l'étude du redimensionnement de l'échangeur à faisceaux tubulaires 127C de la section synthèse/ réfrigération de l'unité de l'ammoniac - FERTIAL à Annaba (Algérie). Elle utilise un procédé de synthèse de type Kellogg pour produire de l'ammoniac, essentiel dans divers domaines scientifiques et industriels. L'usine combine air (80% de nitrogène) et gaz naturel (hydrogène) pour fabriquer de l'ammoniac liquide, stocké après plusieurs refroidissements dans des échangeurs alimentés par de l'eau de mer. Le projet vise à améliorer la condensation estivale en ajoutant un troisième échangeur résistant à la corrosion. Le travail, basé sur des documents techniques fournis par FERTIAL, est divisé en chapitres sur le complexe, le processus de fabrication de l'ammoniac, le transfert thermique et les calculs pour redimensionner l'échangeur.

## **Abstract:**

The main objective of this work is the study of resizing the 127C tubular bundle heat exchanger of the synthesis/refrigeration section at the ammonia unit - FERTIAL at Annaba (Algeria). It utilizes a Kellogg-type synthesis process to produce ammonia, which is essential in various scientific and industrial fields. The plant combines air (80% nitrogen) and natural gas (hydrogen) to produce liquid ammonia, which is stored after several coolings in exchangers powered by seawater. The project aims to improve summer condensation by adding a third corrosion-resistant exchanger. The work, based on technical documents provided by FERTIAL, is divided into chapters on the complex, the ammonia manufacturing process, heat transfer, and calculations for sizing the exchange.

## بالعربية:

في قسم التوليف/التبريد في Cالهدف الرئيسي لهذا العمل هو دراسة إعادة تحجيم مبادل حراري بأنابيب 127 وحدة الأمونيا - فرتيال - عنابة (الجزائر). يستخدم هذا العمل عملية توليف من نوع كيلوج لإنتاج الأمونيا، وهي مادة أساسية في مجالات علمية وصناعية متعددة. تجمع المصنع بين الهواء (80% نيتروجين) والغاز الطبيعي (هيدروجين) لإنتاج الأمونيا السائلة، التي تخزن بعد عدة عمليات تبريد في مبادلات حرارية مغذاة بمياه البحر. يهدف المشروع إلى تحسين تكاثر الصيف من خلال إضافة مبادل حراري ثالث مقاوم للتآكل. ينقسم العمل، القائم على وثائق فنية مقدمة من فرتيال، إلى فصول حول المجمع، وعملية تصنيع الأمونيا، ونقل الحرارة. والحسابات لتحديد حجم مبادل حراري .

## Remerciements

Merci à ALLAH, et nul remerciement ne Lui sera suffisant, l'unique Dieu, pour nous avoir éclairé le droit chemin, et pour tous ses bienfaits apparents et cachés.

Nous remercions sincèrement et avec le plus grand respect notre Directrice de mémoire et encadrante **L. LARBI**, ses conseils et ses directives qui nous ont permis de mener à bien nos travaux.

Nous remercions les membres de jury, qui nous ont fait l'honneur de participer au jugement de ce travail et qui ont accepté de présider ce jury.

Nos remerciements les plus sincères au monde vont aux ceux qui nous accueillis et aidés au complexe FERTIAL durant la période de stage.

Nous remercions aussi tout le corps enseignant et administratif qui a contribué à notre formation universitaire.

## Dédicaces

Heureux et satisfait du travail réalisé, je me dois d'exprimer mes sincères reconnaissances à toutes ces personnes qui m'ont soutenu depuis toujours mentalement et physiquement, de près ou de loin. De ce fait, je dédie ce travail particulièrement

إلى من قال فيهما الله عز و جل "..... و بالوالدين إحسانا.....".

À l'homme, mon précieux offre du dieu, qui doit ma vie, ma réussite et tout mon respect : mon cher père **Hocine**.

À la femme qui a souffert sans me laisser souffrir, qui n'a jamais dit non à mes exigences et qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureuse: mon adorable mère **Liza**.

À celui que j'aime beaucoup et qui m'a soutenue tout au long de ce projet: mon époux **Mehdi**.

À mon enfant **Mohamed Zaid**, morceau de mon cœur, que Dieu te bénisse et te fasse devenir un oiseau du paradis.

À mes chères sœur **Chaima, Roumaissa** que dieu tes protège et leurs offre la chance et le bonheur.

À mon neveu **Imran** et mes nièces **Eline, Elyana , Celine , Taline , Layan**

À ma chère binôme **Asma** et à mes amies

À ceux qui ont quitté ce monde mais dont les âmes restent vivantes dans nos cœurs.

À tous ceux qui m'ont aimé et souhaité mon succès.

Et en fin je remercie **moi-même**

**Roufaida**

## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à celle qui a fait tous pour moi, à mon modèle de force et de tendresse, à Celle qui me soutient sans cesse, qui m'a toujours accompagné et sauvé avec ses prières, qui m'a donné tout ce dont j'avais besoin :

À ma chère mère **HAKIMA**.

À celui qui se sacrifie toujours pour nous, qui nous fait nous sentir en sécurité Permanente, à la barrière solide qui nous protège des risques et des difficultés :

À mon cher père **NOUREDDINE**.

À ceux qui me tient la main toute fois où j'en ai le plus besoin, à la joie du monde et la sécurité absolue :

À mes frères : **CHAMS EDDINE et MOUSSA et ALA EDDIE**.

Et ma sœur : **HAYETTE**

Et à tous les membres de la famille **KHILOUF**.

À mes Amis.

Que Dieu vous protège tous et soit satisfait de vous et vous satisfasse.

ASMA

# NOMENCLATURES

## Liste des abréviations et sigles

A: Surface d'échange	m <sup>2</sup>
a : Surface d'échange du tube	m <sup>2</sup>
a <sub>ct</sub> : La section de la calandre	m
a <sub>t</sub> : La section par passe	m
l: La longueur du tube	m
D <sub>c</sub> : Diamètre de la calandre	m
d <sub>i</sub> : Diamètre intérieur	m
D <sub>0</sub> : Diamètre extérieur	m
B: espace entre chicane	m
e: épaisseur de tube	m
P: Le pas	m
G <sub>t</sub> : Vitesse massique coté tubes	kg /h.m <sup>2</sup>
Ger: Vitesse massique coté calandre	kg /h.m <sup>2</sup>
DTLM: Différence de température logarithmique moyenne	°C
T <sub>1</sub> : Température d'entrée coté calandre	°C
T <sub>2</sub> : Température sortie coté calandre	°C
t <sub>1</sub> : Température entrée coté tube	°C
t <sub>2</sub> : Température sortie coté tube	°C
T <sub>c</sub> : Température calorique coté tube	°C
t <sub>c</sub> : Température calorique coté calandre	°C
t <sub>t</sub> : Température du tube	°C
f: coefficient de friction entre le fluide et la paroi	
Φ: coefficient de correction	
N <sub>t</sub> : Nombre de tubes	
n <sub>t</sub> : Nombre de passe coté tube	
n <sub>e</sub> : Nombre de passe coté calandre	
U <sub>s</sub> : Coefficient d'échange choisi	Kcal/h m <sup>2</sup> °C
U <sub>p</sub> : Coefficient de transfert propre	Kcal/h m <sup>2</sup> °C

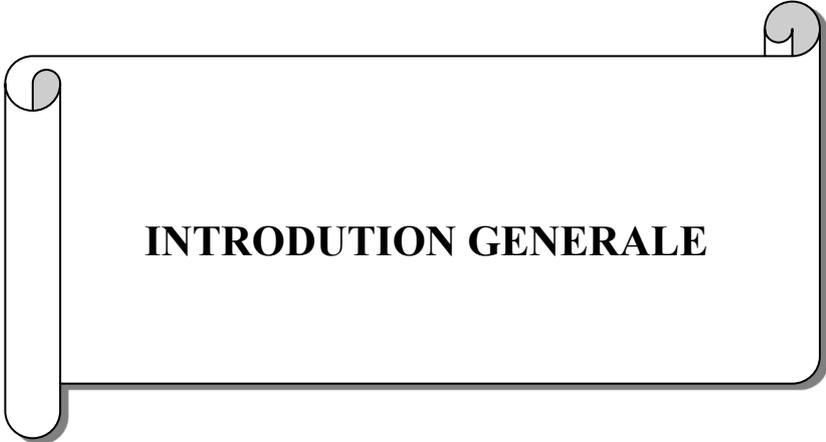
$h_{i0}$ : Coefficient de transfert de chaleur à l'intérieure de tube	Kcal/h m <sup>2</sup> °C
$h_0$ : Coefficient de transfert de chaleur à l'extérieur de tube	Kcal/h m <sup>2</sup> °C
Re: Reynolds	
Rs: Résistance d'encrassement	h.m <sup>2</sup> .°C/Kcal
P: masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$ : Conductivité thermique	kcal /h.m <sup>0</sup> C
Cp: Chaleur spécifique	kcal/h.m <sup>0</sup> C
C: échangeur	
D: réacteur	
B: four	
J: compresseur	
F: ballon-séparateur	

## Liste des tableaux

<b>Tableau III.1:</b> Les causes et remèdes de la dégradation des échangeurs de chaleur.....	38
<b>Tableau IV.2:</b> Propriétés dimensionnelles de l'eau (côté tube).....	42
<b>Tableau IV.3:</b> Propriétés dimensionnelles de l'ammoniacque (côté calandre).....	43
<b>Tableau IV.4 :</b> Enthalpie à chaque point.....	46
<b>Tableau IV.5:</b> Données techniques et dimensions de l'échangeur .....	50
<b>Tableau IV.6 :</b> Valeurs de $h_s$ et $h_c$ .....	58
<b>Tableau IV.7 :</b> Propriétés dimensionnelles de l'eau (côté tube) et de l'ammoniac (côté calandre).....	65
<b>Tableau IV.8 :</b> Récapitulatifs et comparaison du dimensionnement effectués en 2018 et en /2024.....	66

## Liste des figures

<b>Figure I.1</b> : Situation géographique de l'entreprise (Fertial-Annaba).....	6
<b>Figure II.2</b> : schéma représentant la section de désulfuration du gaz naturel .....	9
<b>Figure II.3</b> : Schéma représentant la section du reformage à la vapeur.....	10
<b>Figure II.4</b> : schéma représentant la section reforming secondaire.....	12
<b>Figure II.5</b> : schéma de la section du convertisseur de shift 104-D.....	13
<b>Figure II.6</b> : schéma de la section décarbonatation.....	15
<b>Figure II.7</b> : schéma de la section de méthanisation.....	16
<b>Figure II.8</b> : Schéma de Compression du gaz de synthèse.....	17
<b>Figure II.9</b> : schéma de la boucle de synthèse.....	18
<b>Figure II.10</b> : Schéma de réfrigération.....	20
<b>Figure III.11</b> : Catégories de l'échangeur de chaleur.....	25
<b>Figure III.12</b> : Echangeur à plaques.....	26
<b>Figure III.13</b> : Exemple d'un échangeur double tubes.....	26
<b>Figure III.14</b> : Schéma simplifié d'un échangeur à tube et calandre.....	27
<b>Figure III.15</b> : Schéma simplifié d'un échangeur à faisceaux et calandre.....	27
<b>Figure III.16</b> : Faisceau tubulaire.....	28
<b>Figure III.17</b> : la calandre.....	28
<b>Figure III.18</b> : Les calottes.....	28
<b>Figure III.19</b> : Faisceau tubulaire d'un échangeur à tube et calandre.....	29
<b>Figure III.20</b> : Les tubes.....	30
<b>Figure III.21</b> : dispositions des tubes.....	30
<b>Figure III.22</b> : Différents types de chicanes.....	31
<b>Figure III.23</b> : Chicane.....	31
<b>Figure III.24</b> : La calandre.....	32
<b>Figure III.25</b> : Encrassement des tubes... ..	35
<b>Figure IV.26</b> : Diagramme de Molier.....	46



**INTRODUCTION GENERALE**



## INTRODUCTION GENERALE

La région d'Annaba est reconnue être une zone industrielle, parmi laquelle le fondement de l'entreprise FERTIAL, qui a contribué à une considérable prospérité économique de notre pays en Algérie et même de l'économie internationale. Ce complexe industriel est spécialement conçu pour la fabrication d'engrais phosphatés et azotés. Pour cette considération il a été construit des unités et entre autres celle de la production d'ammoniac selon le procédé de synthèse de Kellogg, qui a fait ses épreuves de performances reconnues mondialement ; son rendement de production est une source économique considérable et a un intérêt pour une utilisation dans divers domaines scientifiques et industriels.

A l'usine de Fertial le procédé utilise de l'air, qui contient 80% de nitrogène  $N_2$ , et le gaz naturel, source d'hydrogène  $H_2$ . Ce mélange air-gaz traverse différentes étapes pour arriver à la fin de la procédure. L'ammoniaque produit, qui est stocké dans un bac de capacité de 20 000 T, est finalement liquide après avoir subi plusieurs refroidissements. Le refroidissement de l'ammoniaque se fait dans des échangeurs de chaleur alimentés par de l'eau de mer dont l'échangeur 127C où a stagné notre étude. Notre objectif assigné de notre travail est d'améliorer la condensation pendant la saison estivale en ajoutant un troisième échangeur (127-C/C) avec un alliage renforcé pour résister à la corrosion.

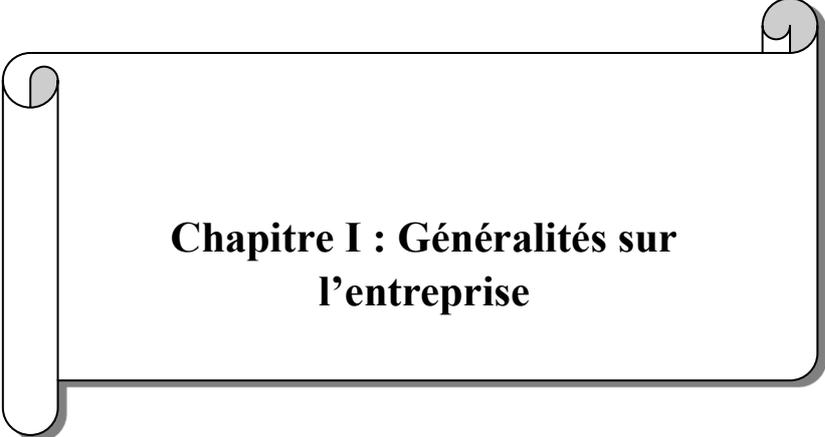
Nous avons achevé cette étude en effectuant une durée de stage à l'entreprise en se référant et en s'appuyant sur de nombreux documents techniques fournis par l'équipe de FERTIAL. Cette étude s'inscrit donc dans la finalisation de notre formation académique en génie chimique d'un master en génie des procédés à l'université de Badji Mokhtar de la ville de Annaba.

Pour y faire, on a reporté cette étude dans la rédaction de ce mémoire, selon la répartition suivante :

- Initialement, on offre une introduction sous forme de généralité du complexe FERTIAL de ANNABA.
- Dans le chapitre qui suivra, nous aborderons, de manière générale, le processus de fabrication de l'ammoniac au sein de cette unité.

- Le chapitre ultérieur exposera, d'une manière littérale, les aspects généraux du transfert thermique et les aspects, plus particuliers, notamment du type de l'échangeur à considérer, à faisceaux et calandres.
- En dernier chapitre, nous avons relaté nos divers calculs qui ont servis à évaluer les dimensions de l'échangeur et nous avons comparés ses valeurs à celles déjà évaluées par une étude antérieure réalisée en 2018 par des académiciens en Master du Génie des Procédés.
- Nous concluons nos travaux en émettant tous nos résultats obtenus et nous terminerons par proposer une perspective à cette étude pour clôturer le choix, définitivement, à l'Entreprise.





**Chapitre I : Généralités sur  
l'entreprise**

# Chapitre I : Généralités sur l'entreprise

## I : GENERALITES SUR L'ENTREPRISE

### I.1. Présentation du complexe ASMIDAL :

Issue de la restructuration de SONATRACH en septembre 1984, le complexe ASMIDAL a été érigé en société par action (SPA) en 1966. Son capital social est Aujourd'hui de 2.300.000.000 Dinars Algériens.

Le groupe ASMIDAL possède la compétence, les connaissances et l'expérience Permettant de la situer comme un partenaire incontournable. Il arrive largement A satisfaire les besoins de l'agriculture algérienne et à occuper une place Importante en matière d'exportation hors hydrocarbures grâce à sa large gamme D'engrais de qualité. Le groupe est spécialiste dans la production, la Commercialisation et le développement des engrais, de l'ammoniac est ses Dérivés. La production annuelle du complexe est de :

- 1million de tonnes d'ammoniac.
- 825 000 tonnes de nitrate d'ammonium.
- 800 000 tonnes d'engrais phosphates (toutes formules confondues).
- 240 000 tonnes d'urée nitrate d'ammonium (UNA).
- 40 000 tonnes de tripolyphosphate de soude (STPP).

Dans le cadre du développement économique et social, l'entreprise est Chargée de promouvoir et développer l'industrie des engrais et des produits Phytosanitaire, exploiter, gérer et rentabiliser les moyens humains, matériels et Financiers dont elle dispose en vue de satisfaite aux besoins du marché national et Mondial. L'usine fonctionne avec des systèmes de contrôle de pollution les plus Performants [1].

### I.2. Présentation de FERTIAL (SPA) :

FERTIAL en tant que EPE/SPA a été créée le 01/03/2001. Le 04/08/2005 FERTIAL a été organisée sous la forme d'une société par (SPA) :66% groupe espagnol VILA

# Chapitre I : Généralités sur l'entreprise

MIR, 34% ASMIDAL-FERTIAL-ALGERIE qui représente un capital social de 17.697.000.000000DA sa durée de vie est de 99 ans Elle est inscrite dans le registre de commerce sous le N°036322B01 et son N° d'identification statistique 0001305053906 dont le siège social de la direction générale est situé à la plateforme ANNABA route des salins [2].

## I.3. Historique de l'entreprise :

L'implantation du complexe a été choisie sur la base des considérations économiques Suivantes :

- Existence d'une infrastructure importante caractérisée par la proximité des installations

Portuaires (3 kilomètres) et les moyens de communication rapide :

- Des utilités proches (eau de mer, eau de barrage....)
- Les centrales thermiques d'EL HADJAR et d'ANNABA (énergie électrique)
- Proximité des gisements de mines (phosphate) à 300 KM au sud de ANNABA (djebel de ONK) ; a pour principales missions la production, la commercialisation et la distribution de :

- ✓ L'ammoniac.
- ✓ Les engrais phosphatés.
- ✓ Les engrais azotés.

L'aube de l'indépendance, la situation du secteur de l'industrie des produits chimiques montrait une faiblesse notable dans les capacités de production installées qui se limitait de petites unités de fabrication vétustes. C'est pourquoi la SONATRACH (société mère) a mis en œuvre une stratégie de développement globale connue à sa création, en 1972 sous le nom du COMPLEX D'ENGRAIS

# Chapitre I : Généralités sur l'entreprise

PHOSPHOTES DE BONE (CEPB) puis ASMIDAL en septembre 1984, aujourd'hui FERTIAL. FERTIAL, fertilisant d'algérien est une société issue d'un partenariat signé en aout 2005 entre le groupe ASMIDAL et le groupe espagnol VILAR MIR.

Cet ensemble industriel, qui a une importance majeure dans le développement du pays, a répondu dans les faits à stratégie de croissance ébauchée probablement aux décisions en 1966 sur la nationalisation des ressource minières du pays et leur valorisation .En 1977, à été une année charnière dans la vie de l'entreprise « SONATRACH-CEPB », a vu sa restriction avec le délestage des activités secondaires et secondaire et recentrage sur son métier de base a son savoir la fabrication de l'ammoniac et des engrais.

La réalisation su complexe des engrais phosphates et azotés de ANNABA entre dans le cadre de la politique du développement de l'industrie pétrochimique et principalement la promotion de l'agriculture algérienne qui représente un outil indispensable dans l'indépendance du pas Elle utilise des technologies modern avec des processus de fabrication complexe propres de chaque produit .Ces processus assurent un rôle fonctionnel de haut niveau [2].

## I.4. situation géographique :

L'usine est située à 04 km à l'est de la ville d'Annaba, elle est limitée par :

- L'Oued Seybouse et la cité Sidi Salem à l'Est
- La cité Seybouse à l'Ouest,
- La mer méditerranée au Nord,
- La route nationale n°44 et la plaine d'Annaba au Sud [3].

# Chapitre I : Généralités sur l'entreprise



Figure I.1 : Situation géographique de l'entreprise (Ferial-Annaba) [4].

## I.5. Exportation :

- NH3 : exporté vers l'Espagne, France, Italie, Grèce, Belgique, Cuba, grand Bretagne, Turquie et Maroc.
- UAN (urée acide nitrique) : France, Espagne et USA.
- Nitrate : Tunisie et Maroc.
- -SSP (simple super phosphate) : Maroc, Grèce, France, Italie et Brésil.

## I.6. Objectifs de l'entreprise :

Dans le cadre du développement économique et social du pays, l'entreprise est chargée de :

- Promouvoir et développer l'industrie des engrais.
- Exploiter, gérer et rentabiliser les moyens humains, matériels et financiers,

# Chapitre I : Généralités sur l'entreprise

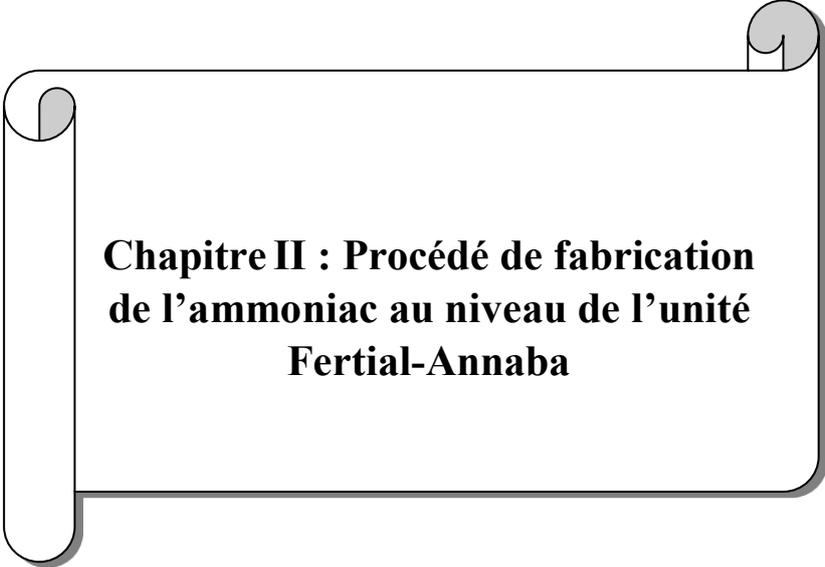
Dont elle Dispose en vue de :

- Satisfaire le marché en matière d'engrais pour l'amélioration du Rendement de L'agriculture.
- Développer la coopération dans le cadre de la diversification des Partenaires afin De mieux assurer la continuité de la production [3].

## **I.7. Conclusion :**

L'unité d'ammoniac de Fertial Annaba est une composante essentielle du complexe d'engrais d'Annaba en Algérie. Avec une capacité de production de 1 000 tonnes/jour d'ammoniac liquide anhydre à partir de gaz naturel, elle joue un rôle crucial dans la fourniture d'intrants agricoles pour la région.

## **Chapitre I : Généralités sur l'entreprise**



### **Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba**

# **Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba**

## **II.1.Introduction :**

Ce chapitre présente une définition du processus de fabrication de l'ammoniac et de ses différentes étapes.

## **II.2.Objectif du procédé :**

La production d'ammoniac liquide est prévue pour une capacité de 1000 tonnes par jour (production de l'ammoniac liquide) en utilisant des matières premières telles que le gaz naturel, la vapeur d'eau et l'air. Cette méthode est appelée reformage de KELLOG à haute pression.

## **II.3.Description du procédé :**

### **II.3.1.Préparation de matières brutes d'alimentation :**

1- Compression et désulfuration du gaz naturel

2- Reformage

a-Primaire

b-Secondaire

### **II.3.2. Purification du gaz de synthèse:**

1. Conversion de CO en CO<sub>2</sub>.
2. Extraction du gaz carbonique.
3. Méthanisation.

### **II.3.3. Synthèse d'ammoniaque :**

1. Compression du gaz de synthèse purifié.
2. Synthèse et réfrigération de l'ammoniac.
3. Stockage et distribution du produit.

# Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba

## II.4.Description de l'unité par section :

### II.4.1.Préparation de matières brutes d'alimentation:

#### II.4.1.1.Opération de désulfuration :

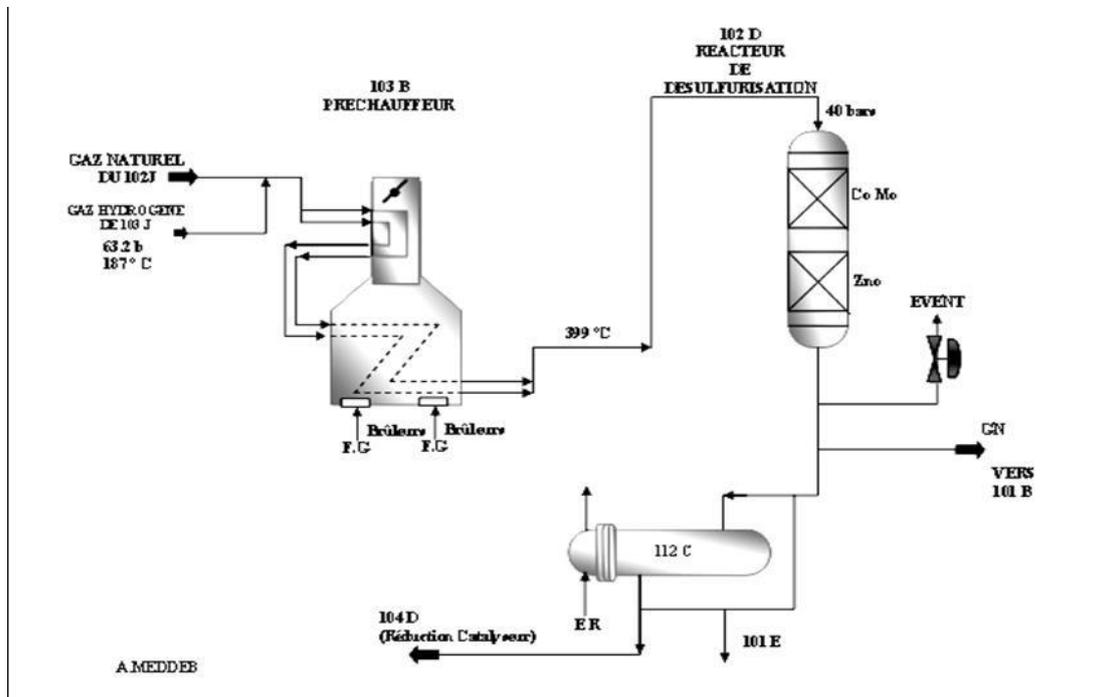


Figure II.2 : schéma représentant la section de désulfuration du gaz naturel [5].

Le gaz naturel d'alimentation de l'unité d'ammoniac, contient des composés sulfurés qui agissent comme un paralysant pour le nickel et le cuivre, métaux sur lesquels se basent les catalyseurs.

Pour assurer une durée de vie raisonnable et prolongée de ces catalyseurs, il est nécessaire que la teneur en soufre dans le gaz d'alimentation soit inférieure **0.5 ppm**.

Pour obtenir ces conditions le gaz naturel est désulfuré par une hydrogénation des composés de soufre non réactifs et, postérieurement, une adsorption du sulfure d'hydrogène formé sur l'oxyde de zinc (ZnO). L'hydrogénation est effectuée à une température de l'ordre de **400°C** et en présence d'un catalyseur de **cobalt - molybdène(CO-MO)** [6].

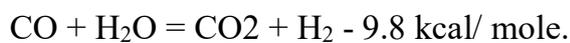
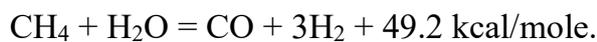


## Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba

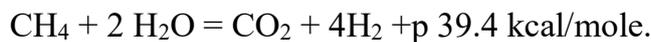
Le procédé de reformage à la vapeur est effectué à travers deux étapes.

Le gaz d'alimentation, et le gaz d'hydrogénation de désulfuration sont contrôlés par la FIC 104 et sont mélangé avec de la vapeur d'eau d'une pression d'environ 39 bar, laquelle est contrôlé par FIC-105 et pour l'injecter au reformage primaire, Le rapport normal vapeur/carbone, pour les conditions de travail est aux environ de 3.3/1.

Les réactions qui se produisent dans des conditions normales d'opération peuvent être simplifiées dans les formules suivantes [6] :



Réaction globale:



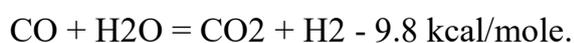
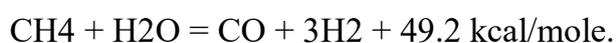
L'air est réchauffé dans un serpentin installé dans la partie convection chaude du four de reformage primaire d'où il sort à une température de 590°C et passe dans un brûleur installé dans la partie supérieure du reformeur secondaire où il se mélange avec l'effluent du reformeur primaire, dans cette zone ce passe la première réaction, fortement exothermique, celle de l'oxygène de l'air avec l'hydrogène du gaz.

D'ici coulent les gaz à travers le lit de catalyseur de nickel, en présence du quel les réactions de reformages ont lieu.

**Premier lit:**



**Deuxième lit:**



## Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba

La température du gaz à la sortie est généralement entre 950°C et 1.100°C, suivant l'activité du catalyseur [7].

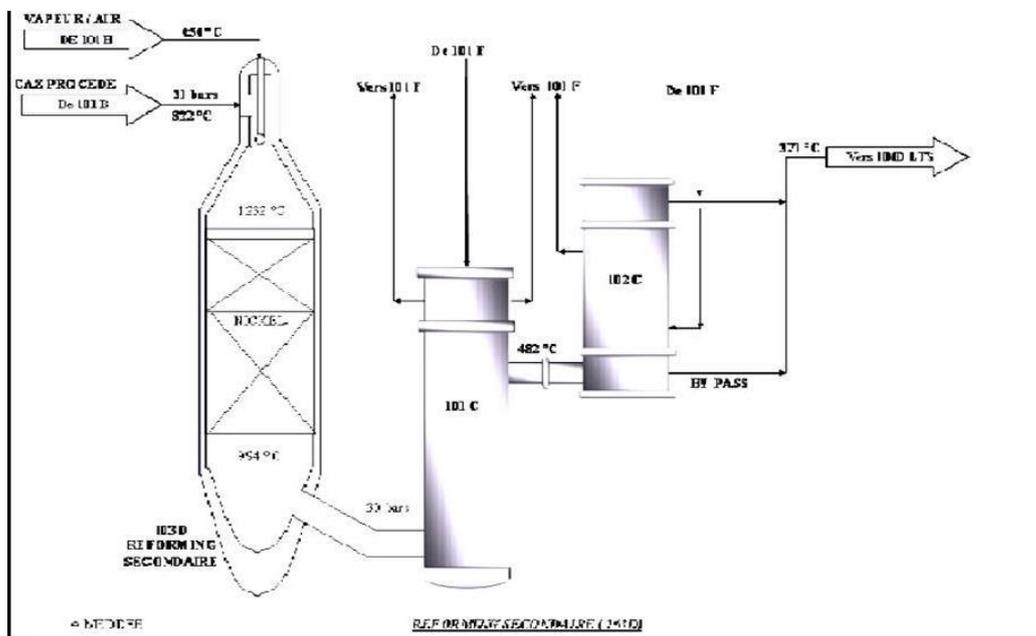


Figure II.4 : schéma représentant la section reforming secondaire [8].

## Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertil-Annaba

### II.4.2. Purification du gaz de synthèse :

#### II.4.2.1. Opération de conversion de CO :

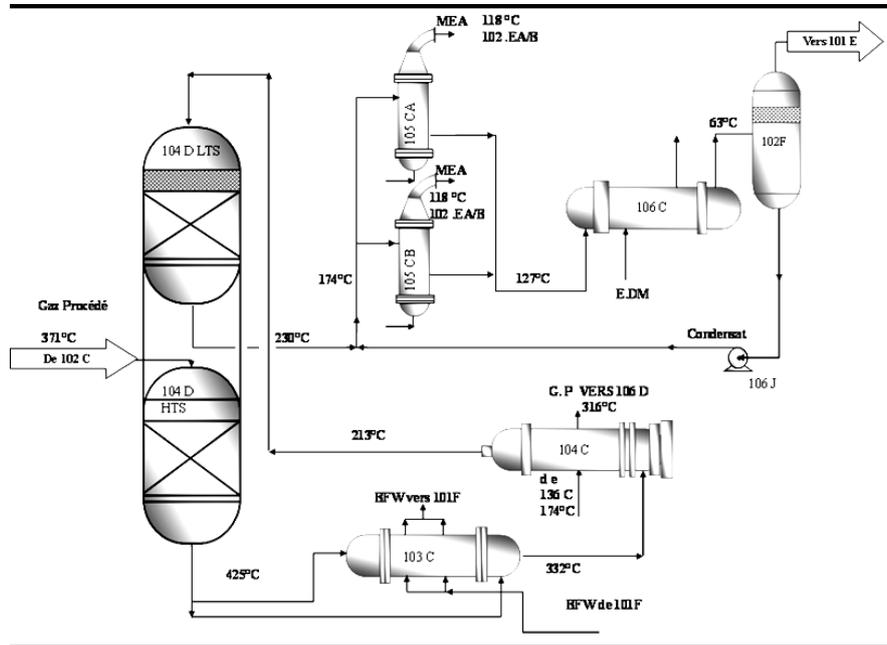
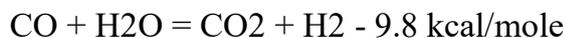


Figure II.5 : schéma de la section du convertisseur de shift 104-D [9].

Dans cette section on réalise la conversion de la plus grande quantité du CO contenu dans le gaz, qui en présence d'un catalyseur, réagit avec la vapeur d'eau, pour être transformé en H<sub>2</sub> et CO<sub>2</sub>, en réduisant ainsi la teneur en CO jusqu'à 0.16 ou 0,50 %, selon la réaction suivante :



La réaction est exothermique, c'est pourquoi la température du gaz à la sortie est supérieure qu'à l'entrée.

Pour des raisons d'équilibre chimique, la réaction de conversion est effectuée en deux étapes, conversion de CO à haute et à basse température.

Le gaz d'alimentation doit être refroidi jusqu'à environ 190 - 230°C avant d'entrer dans le réacteur de conversion de CO en CO<sub>2</sub> à basse température, ce courant de gaz se refroidit en passant par deux échangeurs :

Dans le premier nous produisons une partie de la vapeur saturée de 100 bar.

## **Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba**

Dans le deuxième nous réchauffons le gaz à l'entrée du méthanateur.

### **II.4.2.2. Extraction du gaz carbonique :**

#### **1. Rôle et importance de la section :**

Le rôle de la section décarbonatation est de réduire la concentration de CO<sub>2</sub> dans le gaz brut de synthèse jusqu'à moins de 0,01% (100ppm). Une solution aqueuse d'environ 20% de MEA (monoéthanolamine) absorbe le CO<sub>2</sub> qui est un poison pour le catalyseur de la synthèse d'ammoniac.

Le gaz brut de synthèse contient de la synthèse d'ammoniac contient environ 18,5% de CO<sub>2</sub> à l'entrée de l'absorbeur. L'arrêt de la section décarbonatation nécessitera l'arrêt total de la synthèse de l'ammoniac [10].

#### **2. Epuration du gaz :**

Dans cette partie de l'unité, le gaz de synthèse brut venant de 102-F à environ 27 bar effectifs et 63°C est traité pour extraire le gaz carbonique et une faible quantité résiduelle de monoxyde de carbone et produire un gaz de synthèse hydrogène/azote très pur avec pourcentage d'oxydes carboniques de 0,6 mol sur la base d'un gaz sec [10].

#### **3. Régénération de l'MEA :**

La solution de MEA riche à cause de sa forte teneur en CO<sub>2</sub> sort du fond de l'absorbeur 101E.

Une partie de ce débit est continuellement nettoyée par passage à travers le filtre 105-L. La solution de MEA riche est ensuite réchauffée par échange de chaleur dans l'échangeur 109-C avant d'entrer dans le haut des strippers de CO<sub>2</sub> :102-EA et 102-EB. Les strippers fonctionnent à basse pression et haute température ; une partie du CO<sub>2</sub> est libérée par l'effet du flash.



## Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba

Le gaz qui sort du méthanateur est alors progressivement refroidi par l'eau d'alimentation de la chaudière, par l'eau déminéralisée et enfin par l'eau tempérée dans le réservoir.

Le gaz entre dans le ballon à l'aspiration du compresseur du gaz de synthèse, à environ 38°C.

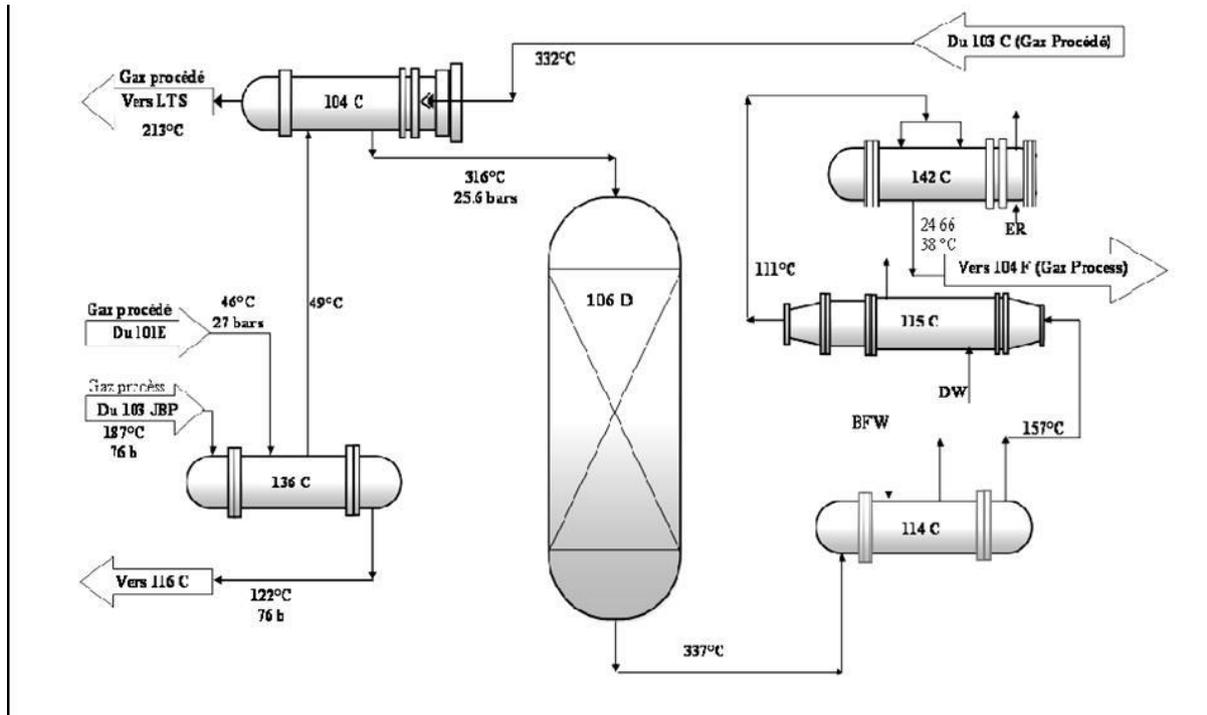


Figure II.7 : schéma de la section de méthanisation [13].

## Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba

### II.4.3. Synthèse de l'ammoniac :

#### II.4.3.1. Compression du gaz de synthèse :

L'eau séparée du gaz de synthèse dans le séparateur est évacuée vers l'égout.

Des alarmes de niveaux haut et bas sont indiqués sur place, et à distance dans la salle de contrôle. Un niveau très élevé dans le séparateur actionne l'interrupteur qui arrête le compresseur de gaz de synthèse.

La pression dans le séparateur, est normalement de l'ordre de 24,6 bars eff, et est contrôlée par une vanne qui régule ainsi l'arrivée de vapeur responsable de la vitesse du compresseur du gaz de synthèse.

Le gaz de synthèse sort du séparateur par un tamis contre d'entraînements et est sous analyse constante pour le CH<sub>4</sub>.

Partant du collecteur de sortie le séparateur, un piquage alimente le convertisseur de shift BT en gaz de synthèse en cas de besoin.

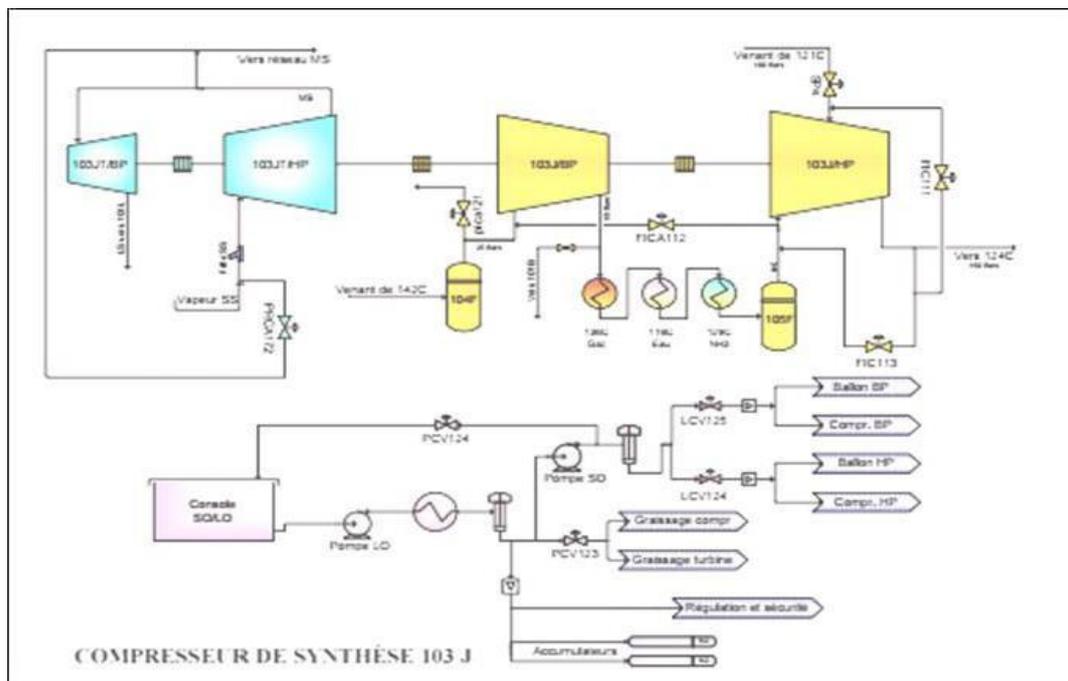


Figure II.8 : Schéma de Compression du gaz de synthèse [14].



## **Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba**

### **II.4.3.2. Synthèse et réfrigération de l'ammoniac :**

Le système de réfrigération d'ammoniac à trois niveaux permet la récupération de l'ammoniac contenu dans le gaz synthèse et le gaz de purge, il sert aussi à assurer le refroidissement entre les étages du compresseur. le transfert de l'ammoniac vers le stockage et les unités NINA se fait à partir du système de réfrigération.

Les vapeurs d'ammoniac refoulées du compresseur sont refroidies par échange avec l'eau de mer dans les échangeurs 127-C A/CB. L'ammoniac ainsi condensée est accumulée dans le ballon du séparateur et les gaz inertes sont enlevés à ce point, passant d'abord par l'échangeur d'ammoniac avant de rejoindre le réseau de gaz combustible [6].

Passé au ballon du premier niveau de la séparation pour réchauffer l'ammoniac envoyé vers l'unité ouest.

L'ammoniac liquide du fond du ballon séparation traverse l'échangeur pour refroidir le gaz de synthèse d'ammoniac provenant du compresseur.

Les vapeurs retournent dans la séparation le liquide de la séparation sert aussi à refroidir les gaz de purge passant par l'échangeur et le gaz de synthèse traversant l'échangeur entre les étages du compresseur.

Ces vapeurs sont envoyées au ballon du deuxième niveau de la séparation avec l'excédent du liquide requis pour maintenir un niveau.

Les vapeurs d'ammoniac du ballon séparation sont aspirées par l'étage à haute pression du compresseur.

L'ammoniac liquide du fond du ballon séparation est envoyée à l'échangeur pour refroidir le gaz de synthèse d'ammoniac provenant du compresseur, les vapeurs produites retournent au ballon séparation, l'excédent du liquide est détendu et dirigé vers le ballon du troisième niveau de séparation.

Les vapeurs du ballon séparation sont aspirées par l'étage intermédiaire du compresseur.

## Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba

L'ammoniac liquide du fond du ballon séparation est alors envoyée à l'échangeur pour refroidir le gaz de synthèse d'ammoniac provenant du compresseur, l'excédent est pompé vers le bac de stockage ou envoyé à l'unité ouest.

L'ammoniac liquide venant de la boucle de synthèse passe d'abord dans l'échangeur pour refroidir les gaz de purges ou peut passer directement dans le ballon séparation.

Les vapeurs des échangeurs se rejoignent pour retourner à la séparation. Les vapeurs d'ammoniac du haut du ballon séparation sont aspirées par l'étage basse pression du compresseur de réfrigération.

Les gaz inertes sont purgés du système mais leur contenu d'ammoniac doit être récupéré par refroidissement et séparation [6].

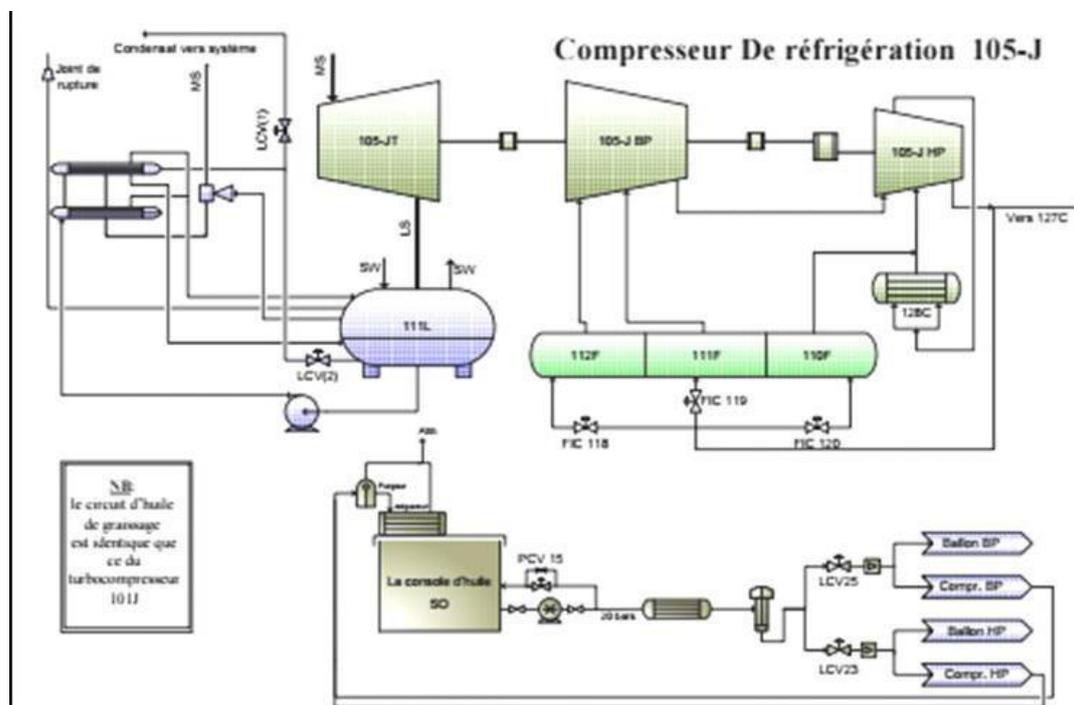


Figure II.10 : Schéma de réfrigération [16].

### II.4.3.3 -Stockage et distribution du produit :

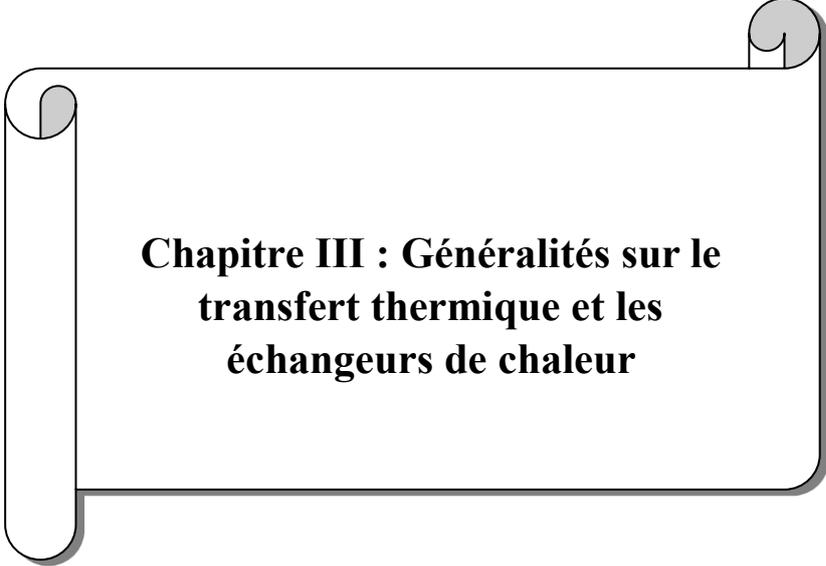
L'ammoniac est extrait du ballon de détente du troisième étage de réfrigération, à -33°C.

## **Chapitre II : Procédé de fabrication de l'ammoniac au niveau de l'unité Fertial-Annaba**

Les pompes compresseur refoulent 1000 T/J au réservoir de stockage.

### **II.5- Conclusions :**

L'ammoniac est un produit chimique crucial utilisé dans une large gamme d'applications, notamment la production d'engrais, d'explosifs, de plastiques et de produits pharmaceutiques. Sa production s'effectue principalement par le procédé kellogg qui combine l'azote gazeux ( $N_2$ ) et l'hydrogène ( $H_2$ ) en présence d'un catalyseur à base de fer, dans des conditions de hautes pressions et températures.



**Chapitre III : Généralités sur le  
transfert thermique et les  
échangeurs de chaleur**

# **Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur**

## **III.1- Généralités sur le transfert thermique:**

La connaissance des lois de la transmission de la chaleur est essentielle pour tous les ingénieurs et techniciens qui ont à connaître des problèmes thermiques: frigoristes, thermiciens, spécialistes en génie des procédés, etc. Lorsque deux corps, ou deux milieux, ne sont pas à la même température, ils ne sont pas en équilibre thermique. On peut alors observer un passage d'énergie calorifique de chaleur, du corps, ou du milieu, le plus chaud vers le corps, ou le milieu, le plus froid. On sait que le transfert de chaleur spontané est impossible d'un milieu froid vers un milieu chaud [17].

Pour se transmettre, la chaleur fait appel à trois mécanismes fondamentaux:

- La conduction.
- La convection.
- Rayonnement.

## **III.2- Généralités sur l'échangeur de chaleur:**

### **III.2.1- Définition d'un échangeur de chaleur:**

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à réchauffer ou refroidir un fluide au moyen d'un autre fluide circulant à une température différent ceci se traduit par le passage d'un flux de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid.

Le problème le plus complexe c'est l'optimisation de l'échangeur de chaleur ce dernier est lié à la dualité du transfert de chaleur et la perte de charge. Le bilan de calcul de tout appareil se base sur deux études parallèles: transfert de chaleur et perte de charge [18].

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

### III.2.2- Les fonctions des échangeurs de chaleur:

**a. Fonction réfrigération:** Les réfrigérants (coolers) refroidissent un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire qui peut être un fluide de procédé ou de l'eau. Associés au fonctionnement de compresseurs pour la réfrigération des gaz comprimés, ils sont qualifiés de réfrigérants intermédiaires (intercoolers) et de réfrigérants finals (after coolers) selon les divers étages de compression [19].

**b. Fonction réchauffage:** Les réchauffeurs (heaters) réchauffent un fluide de procédé par de la vapeur d'eau ou autre fluide de procédé; ces termes sont surtout employés dans le cas du réchauffage d'un produit stocké pour en assurer sa pompabilité dans des conditions techniques et économiques satisfaisantes [19].

**c. Fonction condensation:** Les condenseurs (condensers) assurent la condensation totale ou partielle de vapeur par circulation d'eau ou de fluide de procédé suffisamment froid. Les aérocondenseurs assurent cette fonction en utilisant l'air comme fluide froid. Subcooler il assure simultanément la condensation de vapeur et le refroidissement des condensats généralement par circulation d'eau [19].

**d. Fonction vaporisation:** Les vaporiseurs (vaporiser) assurent la vaporisation totale ou partielle d'un liquide de procédé, l'apport de chaleur étant fait par de la vapeur d'eau ou un fluide chaud de procédé éventuellement en condensation [19].

### III.2.3- Critères de classement des échangeurs:

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

#### III.2.3.1- Classement technologique:

Les principaux types d'échangeurs rencontrés dans ce type, sont les suivants :

- Les échangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.

## **Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur**

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

### **III.2.3.2- Classement suivant le mode de transfert de chaleur:**

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [18].

### **III.2.3.3- Classement fonctionnel :**

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

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des
- Condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase [20].

### **III.2.4- Les différents types d'échangeurs de chaleur:**

#### **III.2.4.1- Echangeurs tubulaires:**

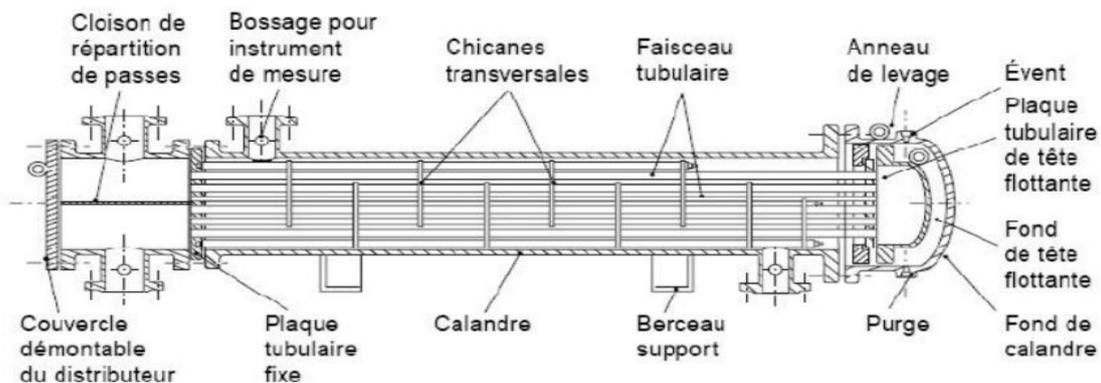
L'échangeur utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange est le plus répandus, pour des raisons historiques et économiques.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leurs arrangements toujours réalisent pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée:

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

1. Echangeur monotube.
2. Echangeur coaxial.
3. Echangeur multitubulaires : Existant sous quatre formes :
  1. Echangeur à tube séparé.
  2. Échangeur à tubes rapprochés.
  3. Échangeur à tubes ailettes.
  4. Échangeur à tubes et calandre: C'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

Figure III.11 : Catégories de l'échangeur de chaleur [21].



### III.2.4.2- Les échangeurs à plaques:

Le concept d'échangeurs à plaques date du début du siècle. Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre au besoin de l'industrie laitière, puis utilisés par la suite dans diverses branches de l'industrie (chimique, nucléaire, etc.). Suivant la géométrie de canal utilisée, on distingue les échangeurs à surface première et les échangeurs à surface secondaire.

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

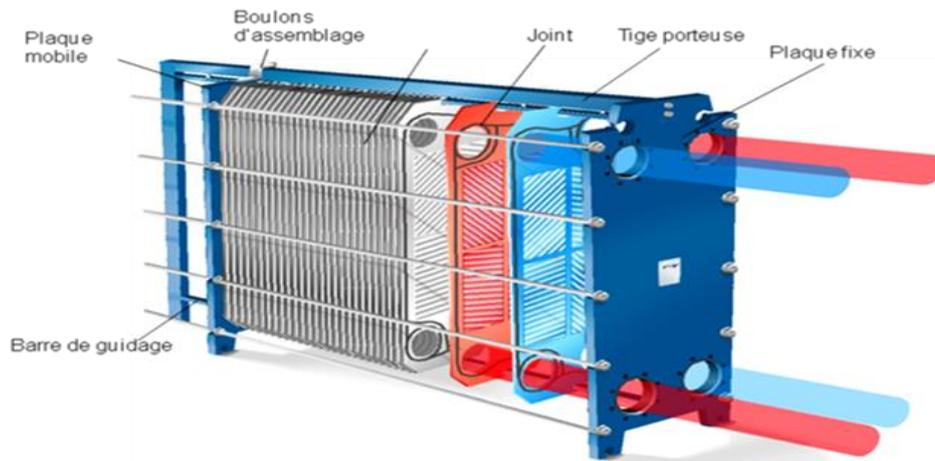
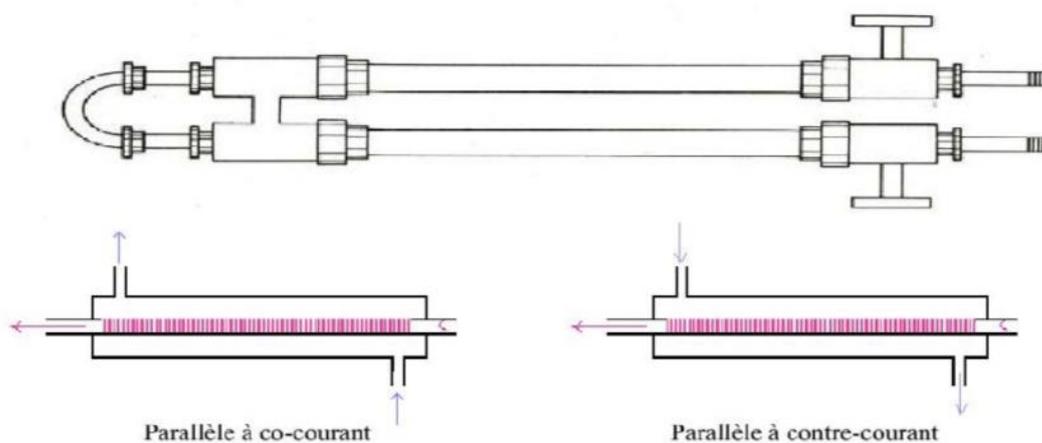


Figure III.12: Echangeur à plaques [23].

### III.2.4.3- Echangeurs double-tube:

Un échangeur double tube est constitué par deux tubes concentriques, un fluide (généralement le chaud) circulant dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes [23].

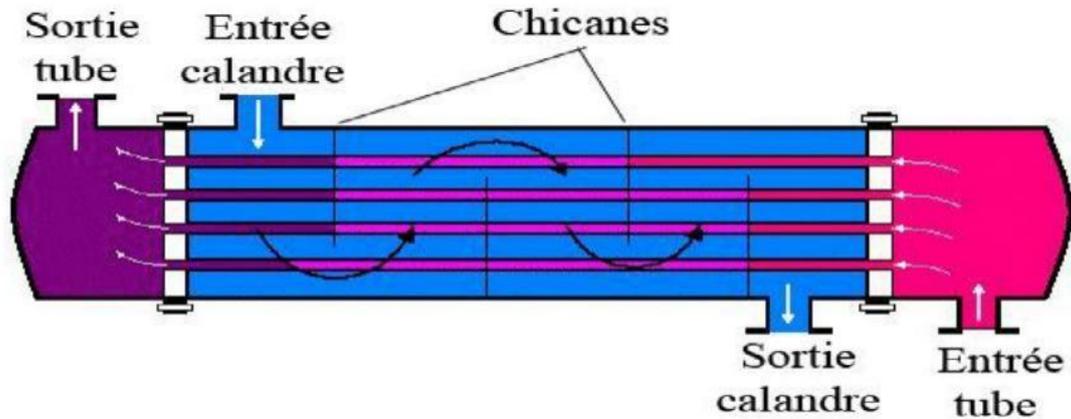
Figure III.13: Exemple d'un échangeur double tubes [23].



### III.2.5- L'échangeur à tubes (faisceaux) et calandre:

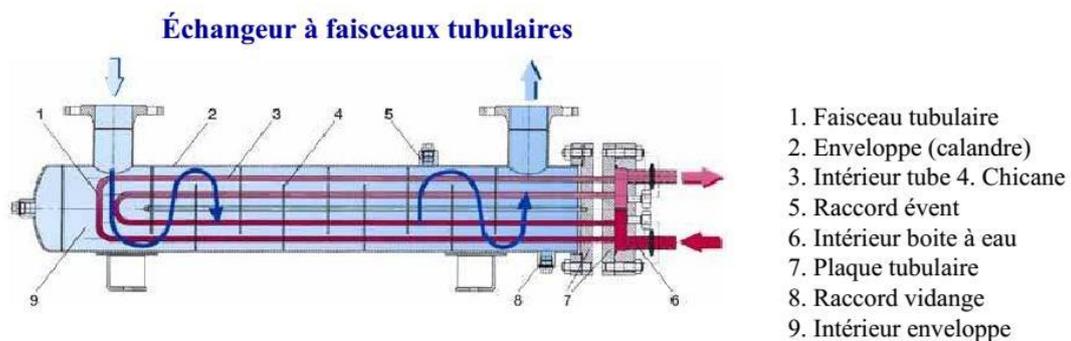
## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

Un échangeur à tubes et calandre est une classe d'échangeurs de chaleur. Il est le type le plus commun des échangeurs de chaleur dans les raffineries de pétrole et d'autres grands.



**Figure III.14:** Schéma simplifié d'un échangeur à tube et calandre [23].

Procédés chimiques, il est adapté pour les applications à haute pression. Comme son nom l'indique, ce type d'échangeur de chaleur est constitué d'une calandre (un grand récipient sous pression) avec un faisceau de tubes à l'intérieur. Un fluide circule dans les tubes, et un autre fluide circule sur les tubes (à travers la calandre) pour transférer la chaleur entre les deux fluides. L'ensemble des tubes est appelé un faisceau tubulaire, et peut être composé de plusieurs types de tubes: plane, longitudinalement à ailettes, etc ... [23].



**Figure III.15:** Schéma simplifié d'un échangeur à faisceaux et calandre [24].

**a. Les échangeurs tubulaires sont constitués:**

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

- ✓ d'un faisceau tubulaire
- ✓ d'une calandre
- ✓ de boites de distribution et de retour

Le faisceau tubulaire est composé de deux à plusieurs centaines de tubes soudés ou dudgeonnés à leur extrémité sur une plaque [25].

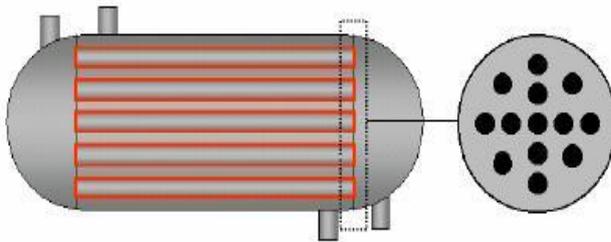


Figure III.16 : Faisceau tubulaire [25].

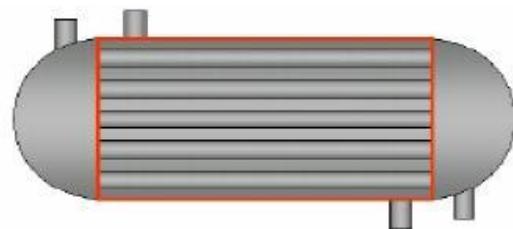


Figure III.17: la calandre [25].

La calandre est un tube cylindrique de gros diamètre dans laquelle est placé le faisceau tubulaire. Les boites de distribution et de retour sont fixées aux extrémités et servent de collecteur pour le fluide circulant dans les tubes.

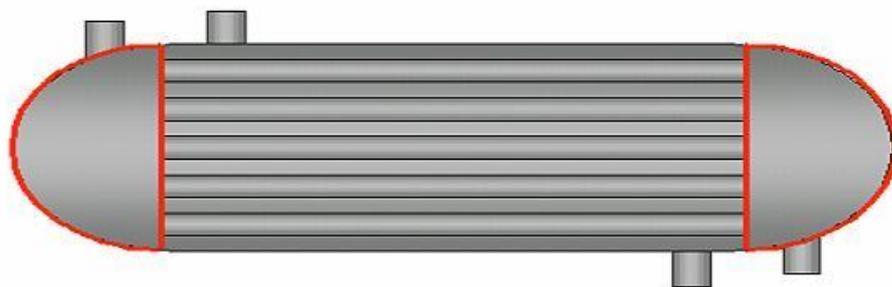


Figure III.18: Les calottes [25].

### III.2.5.1- Classification et différents types des échangeurs à tubes et calandre:

Il y a beaucoup de critères pour choisir un échangeur à tubes et calandre. Fondamentalement, sa fonction peut être pour une seule phase (tel que le refroidissement ou le chauffage d'un liquide ou gaz) ou pour deux phases (tels que la vaporisation ou la

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

condensation). Puisque il y a deux côtés à un échangeur à tubes et calandre, cela peut conduire à plusieurs combinaisons de services [20].

Les services peuvent être classés comme suit:

- Monophasé.
- Condensation.
- La vaporisation.
- Condensation / vaporisation (condensation d'un côté et vaporisation dans l'autre côté).



**Figure III.19:** Faisceau tubulaire d'un échangeur à tube et calandre [22].

### III.2.5.2- Les tubes :

Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre annoncé correspond exactement au diamètre extérieur (à la différence des tubes utilisés en tuyauterie). Ces tubes sont généralement de longueur standard: 2.44-3.05-4.88-ou 6.10m

Le démontage du faisceau de tubes est de plus en plus difficile au fur et à mesure que sa longueur s'accroît (problème de rigidité du faisceau). Pour tous les condenseurs démontables, il convient de laisser un espace libre suffisant dans l'axe du condenseur pour permettre la sortie du faisceau de tubes.

Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, les cupronickels.

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur



Figure III.20: Les tubes [21].

### III.2.5.3- La disposition des tubes :

Il y a quatre disposition des tubes, comme indiqué dans la figure: triangulaire ( $30^\circ$ ), tourné triangulaire ( $60^\circ$ ), carré ( $90^\circ$ ), et faire tourner carré ( $45^\circ$ ). Une triangulaire (ou triangulaire rotation) modèle pourra accueillir plusieurs tubes d'un motif carré (ou place tournée).

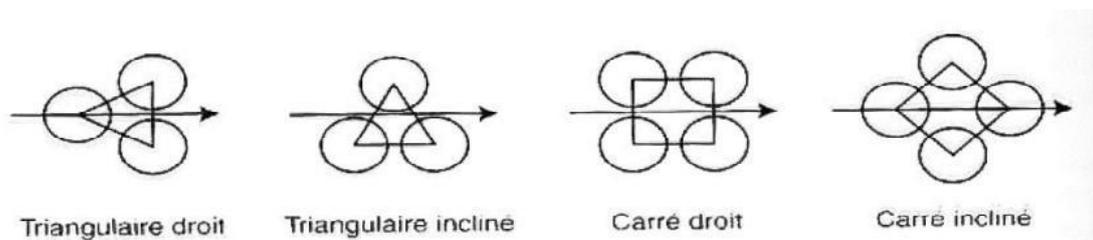


Figure III.21: dispositions des tubes [21].

### III.2.5.4- Les chicanes:

Les rôles principaux d'une chicane dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre sont les suivants:

- Tenez les tubes en position, à la fois dans la production et l'exploitation.
- Prévenir les effets des vibrations, qui sont augmentées par la vitesse du fluide et la longueur de l'échangeur.

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

La mise en œuvre des chicanes est décidée sur la base de la taille, le coût et leur capacité à apporter un soutien aux faisceaux de tubes.

Les chicanes sont de même matériau que la calandre. Elles peuvent être plusieurs types:

Chicanes classique ou chicanes à barreaux, dont le développement et l'utilisation sont relativement récents

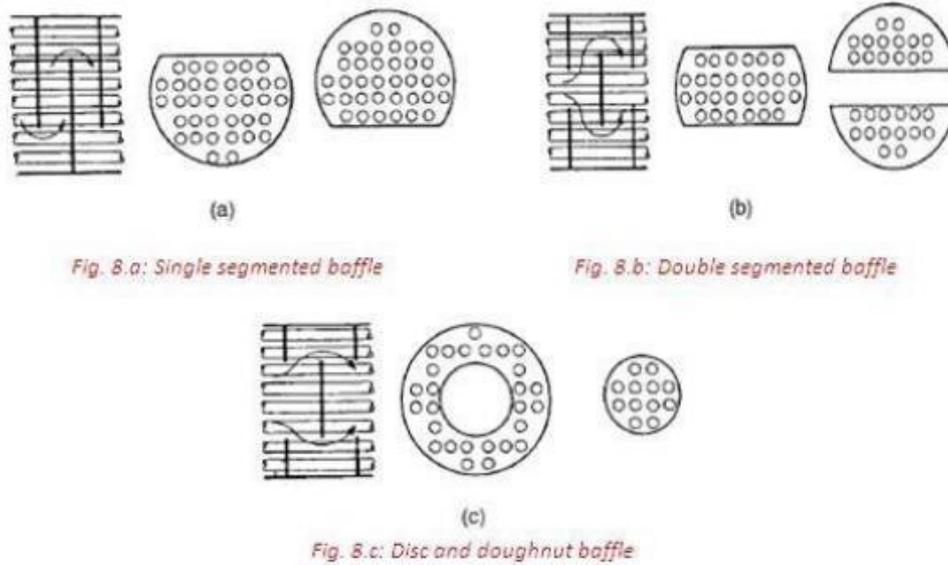


Figure III.22: Différents types de chicanes [21].

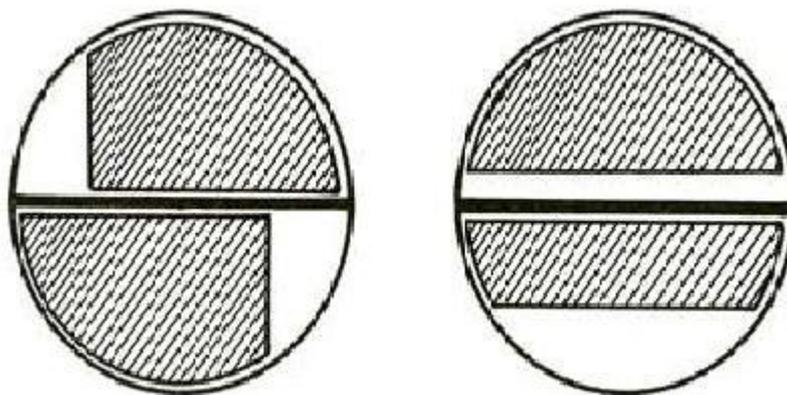


Figure III.23: chicane [21].

### III.2.5.5- La calandre:

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau doit être compatible avec le fluide utilisé. Les matériaux les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre ou les matières plastiques.

Il semble que la limite technologique des calandres se trouve aux alentours d'un diamètre de deux mètres. Certains très gros condenseurs sous vide sont réalisés avec une calandre parallélépipédique (solution d'ailleurs favorable pour limiter les pertes de pression en entrée) [21].



Figure III.24: La calandre [22].

### III.2.5.6- Organisation de la circulation côté tubes/côté calandre:

Il est des cas particuliers pour lesquels la circulation s'impose : dans un kettle le fluide à vaporiser est côté calandre; il en est de même pour le fluide à condenser dans un condenseur à eau horizontal. Sinon, le côté tubes est de préférence affecté au:

- Fluide sous la plus haute pression : un tube résiste mieux à la pression intérieure qu'à la pression extérieure; une plus grande épaisseur de paroi ne s'applique qu'aux chambres de distribution et de retour de dimensions plus modestes que celle de la calandre.

## **Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur**

- Fluide à température élevée: à plus haute température le taux de travail admissible pour le matériau diminue, nécessitant une plus grande épaisseur; cela peut conduire à prendre un acier pour lequel la contrainte admissible est supérieure; par ailleurs les pertes thermiques sont limitées.
- Fluide corrosif : le coût des matériaux à mettre en œuvre ne se répercute pas côté calandre.
- Fluide salissant : le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes est plus facile que celui du faisceau côté calandre.
- Fluide salissant : le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes est plus facile que celui du faisceau côté calandre.
- Fluide entraînant dépôts et sédiments : entraînement et le nettoyage sont plus faciles. Le côté calandre est généralement réservé au:
- Fluide visqueux pour lequel il est plus facile de régler la vitesse de circulation, donc transfert et perte de charge, en jouant sur le type et le nombre de chicanes transversales.
- Fluide de plus haut débit pour les mêmes raisons que celles évoquées précédemment [19].

Par ailleurs, il faut prendre en compte d'éventuels impératifs de sécurité face aux risques de ruptures et aux risques de fuites (dont le sens doit être apprécié selon les niveaux de pression) dans le cas de fluide inflammable, toxique, polluant pour l'environnement ou l'autre fluide, ou encore susceptible de réaction chimique avec l'autre fluide. Dans certains cas, il y a une compétition entre les fluides ; par exemple, lorsque du gaz naturel sous haute pression est refroidi par de l'eau de mer, les deux fluides sont justiciables du côté tubes, ce qui amène, sauf choix du titane très onéreux, à utiliser un circuit intermédiaire d'eau de réfrigération traitée pour échapper à la problématique [19].

### **III.2.5.7- Arrangement des échangeurs:**

a. En série sur les deux fluides: Les échangeurs peuvent être mis en série sur les deux fluides en organisant une circulation à contre-courant d'ensemble, le fluide froid entrant du côté de la sortie du fluide chaud. Si chacun des appareils de la série est lui-même un

## **Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur**

échangeur à contre-courant, il est évident que l'ensemble de l'arrangement est régi par la loi de transfert caractéristique de la circulation à contre-courant. C'est une solution qui s'impose en particulier lorsque le débit de chaleur à échanger et la qualité du transfert amènent à définir des surface d'échange d'une importance telle que la taille unitaire des échangeurs à mettre en place est trop grande pour être techniquement réalisée où pose des problèmes d'implantation, d'installation et de maintenance.

L'argument reste par ailleurs valable pour échangeurs qui ne sont pas à contrecourant avec l'avantage pour l'arrangement d'échapper aux limites de performance inhérentes à chacun des autres modes de circulation pour l'échangeur unitaire. Les performances obtenues comparées font apparaître l'intérêt de multiplier le nombre d'échangeurs de la série [19].

b. En parallèle sur les deux fluides: Les pertes de charge admissible ou économique pour l'un ou l'autre des deux fluides représentent un facteur limitant à prendre en compte dans la conception d'une série. Les dispositions en parallèle permettent de réduire les débits par ranche et de respecter les contraintes.

Elles peuvent également s'imposer dans le cas de débits importants sans pour autant qu'une série soit nécessaire.

Le choix du nombre d'échangeurs en série et des branches en parallèle prend également en compte les limites de taille des appareils unitaires [19].

### **III.3- Principaux problèmes des échangeurs de chaleur:**

La mise en service et exploitation des échangeurs de chaleur dépendent de plusieurs facteurs, comme les matériaux de construction, les fluides en circulation, les températures d'échange, les pressions et vitesses des fluides dans les différentes parties de l'échangeur, le changement de phase, les états du surface des tubes, les interventions des opérateurs. Ainsi que les industriels sont les plus souvent confrontés aux phénomènes liés à l'encrassement, la corrosion et les vibrations.

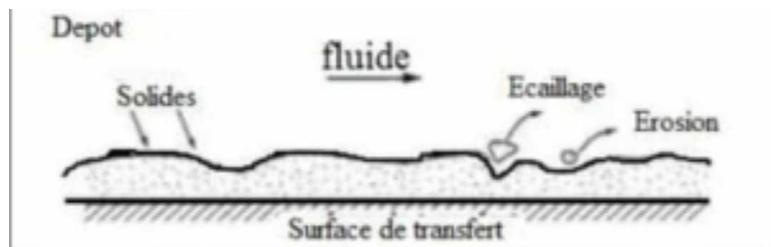
Ceci provoque les dégradations des appareils et perturbe l'évolution de processus. Le mode de dégradation des appareils doit être connu du personnel exploitant et de

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

maintenance afin de prévoir la défaillance et d'éviter des situations de panique général, et les problèmes existants dans notre cas (L'échangeur E102 gaz/gaz) sont:

### III.3.1- L'encrassement des tubes de l'échangeur:

L'encrassement des équipements de transfert thermique peut être défini comme le dépôt de matériau ou de substance désirée sur les surfaces d'échange. Ce dépôt qui évalué dans le temps, peut constitue des cristaux, des sédiments, des résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore de la combinaison de plusieurs des ces éléments (le gaz brut provenant des puits est un mélange de plusieurs substances. L'encrassement peut se produire à l'extérieur des tubes mais de moins dégréé.



**Figure III.25:** Encrassement des tubes.

Le problème de l'encrassement de l'échangeur est surtout économique, du fait de coût élevé de l'énergie du matériau. Les dépôts ont généralement une faible conductivité thermique. L'encrassement des échangeurs de chaleur se ré0duit par:

Une réduction de l'efficacité des appareils.

Une diminution de leurs performances.

En dimensionnant l'appareil, il faut spécifier une surface d'échange suffisante pour réaliser l'échange donné en utilisant:

- Une certaine valeur de résistance d'encrassement R.
- Une certaine vitesse de circulation du fluide élevée (supérieur à 1 m/s).
- A l'intérieur des tubes
- Des surfaces raclées.
- La température de paroi des produits thermosensibles.

## **Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur**

- Limitation de degré de sous refroidissement des fluides cristallisants.

### **III.3.2- Vibrations dans les échangeurs:**

L'échangeur de chaleur E102 a une longueur très importante (1-19m) qui provoque un problème de vibration des tubes.

Le problème de vibration peut être limité par:

- L'utilisation des vitesses des fluides raisonnables.
- L'utilisation d'un déflecteur à l'entrée de la tubulure.
- L'évitement des larges et faibles distance entre chicanes ( $15\% < d < 35\%$  à éviter), les deux conditions conduisent à une mauvaise distribution des chicanes.
- La réduction de la longueur des tubes non supportés par les chicanes.
- Le contrôle de jeu (tube-chicane).

### **III.3.3- Corrosion des entres des tubes:**

Les fluides corrosifs circulant côté tube ou calandre peuvent engendrer des problèmes de corrosion importants surtout au niveau d'entre du tube.

La corrosion d'échangeur de chaleur sera limitée en utilisant un matériau résistant:

- Acier inoxydable.
- Graphite pour les solutions aqueuses des acides minéraux.
- Matière plastique pour les températures inférieures à 100°C.

### **III.3.4- État de dégradation des échangeurs de chaleur:**

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

- La présence de dépôts de sédiments et d'oxyde de fer dans les boites de distribution, plaques tubulaires et sur l'intérieur et l'extérieur des tubes.
- Attaque de corrosion et piqûres sur la longueur des tubes, dans les boites de distribution, plaques tubulaires et parois des calandres; (E102 A)
- De forts encrassements intérieurs et extérieurs des faisceaux pour certains échangeurs par un dépôt de consistance très dure;
- Perçage des tubes;
- Présence de clapets plus en moins corrodés sur le déflecteur de certains échangeurs; -Fuites au niveau du dudgeonnage des tubes;
- Dégradation des vannes de l'échangeur:
- Corrosion dans les sections des cordons de soudure des tubes;
- Décalorifugeage des boites de distribution [26].

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

**Tableau III.1:** Les causes, effets et remèdes de la dégradation des échangeurs de chaleur [26].

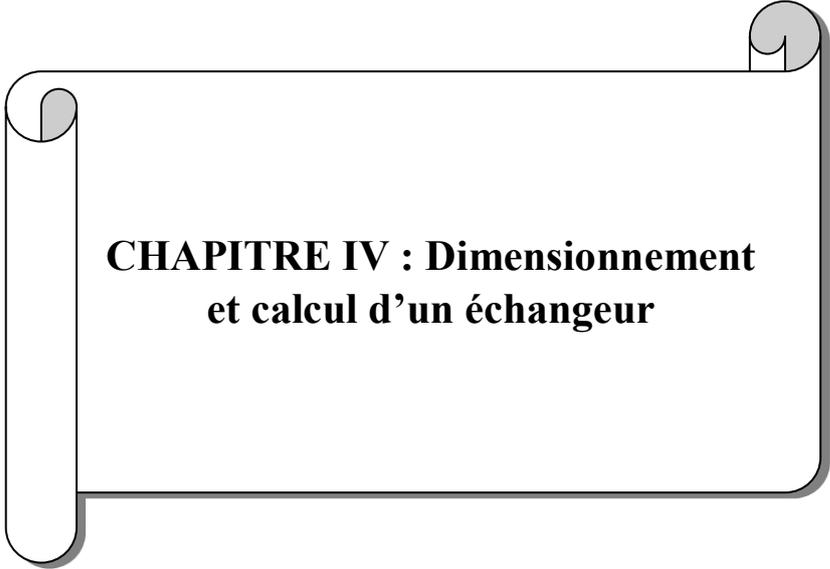
Causes	Effets	Remèdes et mesure à prendre
Encrassement : dépôts de tartre d'hydrocarbures, biologique ; bouchage des tubes et des conduites	Variation. Paramètres processus: température pression, vitesse, débits, des fluides...	Nettoyage au jet cleaner et l'eau, du soufflage à l'air
Fuite importantes au niveau du dudgeonnage des tubes n > 10%	Variations paramètre...	des Retubage, établissement d'un procédé d'exécution de soudure
Fuites au niveau des tubes n ≤10%	Variations paramètre...	des Bouchage des tubes percés.
Sévère corrosion de la plaque tubulaire avec des profondeurs allant jusqu'à 3mm aux pourtours des soudures des tubes.	Variations paramètre...	des Soudage à l'arc. Métallisation des plaques tubulaires.
Corrosion galvanique et fissuration par corrosion sous tension des boites de distributions	Variations paramètre...	Modification de la qualité de des métal ou isolement du milieu corrosif par métallisation et injection d'inhibiteur

## Chapitre III : Généralités sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur

Propagation de corrosion	Effets thermiques de soudure (contrainte de soudage)	de	Métallisation	pour protéger la soudure et d'espérer une tenue de vie plus durable.
--------------------------	--	----	---------------	--

### III.4.Conclusion :

L'échangeur de chaleur type calandre faisceau est un composant essentiel dans de nombreux domaines industriels pour transférer de la chaleur entre deux fluides. Sa conception simple et robuste le rend polyvalent et adapté à une large gamme d'applications



**CHAPITRE IV : Dimensionnement  
et calcul d'un échangeur**

# CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

## IV.1. Introduction :

Lors de la conception d'un échangeur de chaleur, l'objectif principal est de maximiser la récupération de chaleur tout en optimisant les coûts. Il s'agit donc de trouver un équilibre entre les dépenses d'investissement initiales et les frais d'exploitation courants.

Dans le contexte industriel, le dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur implique plusieurs étapes clés :

Sélection du type d'échangeur adapté: Le choix du type d'échangeur dépend de plusieurs facteurs tels que les fluides en circulation, les conditions de fonctionnement et les performances souhaitées.

Dimensionnement thermique: Cette étape vise à déterminer la surface d'échange nécessaire pour transférer la puissance thermique requise entre les fluides.

Deux approches principales existent :

- **analytiques** : Parmi les méthodes analytiques les plus courantes, on trouve la méthode DTLM (Différence de Température Moyenne Logarithmique) et la méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert).
- **numériques** : La méthode des volumes finis et la méthode du diagramme enthalpie-température font partie des méthodes numériques les plus répandues.

Le calcul de la surface d'échange pour les échangeurs tubulaires ou tube-calandre s'avère particulièrement complexe en raison de la géométrie impliquée. Deux méthodes principales sont généralement employées :

- **Méthode Donohue**: Cette méthode introduit la notion de débits massiques moyens, l'un longitudinal et l'autre transversal, et utilise le diamètre extérieur des tubes dans les expressions des nombres sans dimensions.
- **Méthode Kern**: Plus simple que la méthode Donohue, elle définit un seul débit moyen pour l'ensemble de l'échangeur et utilise le concept de diamètre équivalent. C'est cette méthode que nous avons utilisée dans notre cas.

## **CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur**

La méthode Kern prend en compte la géométrie du faisceau de tubes en définissant un diamètre équivalent. Elle utilise également un débit moyen unique pour l'ensemble de l'échangeur et fait appel au diamètre équivalent dans ses calculs.

### **IV.2. Description de la section Synthèse et réfrigération de l'ammoniac :**

Grâce à un système de réfrigération à trois niveaux, il est possible de récupérer le produit Ammoniac présent dans le gaz synthétique et le gaz de purge. Il est également utilisé pour garantir le refroidissement entre les niveaux du compresseur 103-J. Le produit ammoniac est transféré du système de réfrigération vers le stockage et les unités NINA. Par échange avec l'eau de mer, les vapeurs d'ammoniac refoulées du compresseur 105-J sont refroidies dans les échangeurs 127-CA/CB. On accumule l'ammoniac ainsi condensée. Les gaz inertes sont retirés du ballon 109-F à ce moment-là, puis ils passent par l'échangeur d'ammoniac 126-C avant de rejoindre le réseau de gaz combustible [27].

### **IV.3. problématique :**

Les industries qui utilisent de l'énergie font souvent face à la difficulté de réduire les coûts de l'énergie afin d'améliorer le rendement industriel. Dans notre projet de fin d'études, nous nous penchons sur un problème similaire à celui de l'ammoniac (Fertial – Annaba), en mettant l'accent sur la synthèse et la réfrigération de cette substance. Le problème dans cette partie se situe précisément dans l'échangeur 127c/c qui a pour fonction de refroidir le gaz de processus grâce à l'eau de refroidissement. Toute fois, pendant l'été, les températures augmentent de manière excessive, ce qui entraîne une mauvaise condensation, ce qui entraîne une quantité de stockage beaucoup plus faible que celle produite du cycle, ce qui entraîne une production de plus en plus limitée.

Nous examinerons les diverses options pour améliorer la condensation pendant la saison estivale en ajoutant un troisième échangeur (127-C/C) avec un alliage renforcé pour résister à la corrosion. De plus, nous examinerons la dimension d'un échangeur de

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

chaleur de type faisceau tubulaire situé en aval afin d'améliorer son rendement pendant cette période.

Dans une installation industrielle, le dimensionnement thermique débute d'abord en choisissant le type d'échangeur approprié au problème posé. Ensuite, la phase de dimensionnement thermique proprement dite est nécessaire pour déterminer la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides en question.

### IV.4 .Calcul et dimensionnement d'un échangeur à faisceau calandre par la méthode de kern:

#### IV.4.1. Données caractéristiques du design :

Nous allons appliquer la méthode de Kern pour vérifier le dimensionnement de l'échangeur 127c, Les données du constructeur à partir duquel nous avons entamé le calcul de ces dimensionnement sont regroupées dans les tableaux **IV.1** et **IV.2** :

**Tableau IV.2:** propriété dimensionnelles de l'eau (côté tube).

Paramètres	Symbole	Unité	Valeur
Débit massique	M	Kcal/h	7451750
Pression absolue	Pa	Bar	3.3
Température d'entrée	T1	°C	24
Température de sortie	T2	°C	27
Température calorique	Tc	°C	25.5

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Masse volumique	$P_m$	Kg/m <sup>3</sup>	1025.6
Viscosité dynamique	$\mu_m$	Kg/mh	3.08
Chaleur spécifique	$C_{pm}$	Kcal/hm°C	0.956
Conductivité thermique	$\lambda_m$	Kcal/kg°C	0.5139
Résistance de l'encrassement	$R_s$	°Cm <sup>2</sup> h/kcal	0.0002
Densité	$de_m$		1.025

**Tableau IV.3:** propriété dimensionnelles de l'ammoniaque (côté calandre).

Paramètres	Symbole	Unité	Valeur
Débit massique	M	Kcal/h	65808
Pression absolue	Pa	Bar	14.9
Température d'entrée	T1	°c	132
Température de sortie	T2	°C	35
Température calorique	Tc	°C	83.5
Masse volumique de liquide	$P_l$	Kg/m <sup>3</sup>	588
Masse volumique de vapeur	$P_v$	Kg/m <sup>3</sup>	9

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Viscosité dynamique du liquide	$\mu_l$	Kg/mh	0.7
Viscosité dynamique de vapeur	$\mu_v$	Kg/mh	0.4534
Chaleur spécifique liquide	$C_{pl}$	Kcal/hm°C	0.46
Chaleur spécifique vapeur	$C_{pv}$	Kcal/hm°C	0.55
Conductivité thermique du liquide	$\lambda_L$	Kcal/kg°C	0.4246
Conductivité thermique de vapeur	$\lambda_v$	Kcal/kg°C	0.3358
Résistance de l'encrassement	$R_s$	°Cm <sup>2</sup> h/kcal	0.0002
Densité	$D$		0.6

### IV.4.2. Bilan thermique par rapport à l'eau :

Le bilan thermique global de l'appareil est calculé par les deux relations (IV.1) et (IV.2).

$$Q = M C_p (T_1 - T_2) = m C_p (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (IV.1).$$

$$Q = M (H_1 - H_2) = m (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (IV.2).$$

**Q** : quantité de chaleur.

**C<sub>p</sub>** : Chaleur spécifique Kcal/hm°C.

**ΔT** : Différence de température °C.

**M / m** : Débits massiques horaires des fluides Kg/h.

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

**H/ h** : Enthalpies des fluides en fonction de leurs températures Kcal/Kg.

Les lettres majuscules sont réservées pour le fluide chaud et les lettres minuscules pour le fluide froid, alors que les indices **IV.1** et **IV.2** correspondent respectivement aux conditions d'entrée et de sorties.

### a. Calcul le flux de chaleur :

D'après le bilan thermique on peut calculer le flux de Chaleur qui est déterminé selon la relation suivante :

$$Q_1 = m C_p \Delta t_1 \dots\dots\dots \text{(IV.1)}.$$

**Avec :**

**Q** : quantité de chaleur.

**C<sub>p</sub>** : Chaleur spécifique Kcal/hm °C (voir tableau **IV.1**).

**T<sub>1</sub>** : Température de l'eau à l'entrée (voir tableau **IV.1**).

**T<sub>2</sub>** : Température de l'eau à la sortie (voir tableau **IV.1**).

**ΔT** : Différence de température °C.

$$Q_1 = 7451750 \times 0.956 \times 3 = 21371619 \text{ Kcal/h}$$

D'autre part : la chaleur accompagne la condensation d'NH<sub>3</sub>

$$Q_g = Q_{NH_3} = M (H_2, - H_3) \dots\dots\dots \text{(IV.2)}.$$

Donc on trouve :

$$H_3 = H_2' - \frac{Q_1}{M} \dots\dots\dots \text{(IV.3)}.$$

**Avec :**

**M** : débits massiques horaires des fluides (Kg/h).

**H** : enthalpies des fluides en fonction de leurs températures (Kcal/Kg) (voir tableau **IV.3**).

# CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

On a : P = 14.9 bar et selon le diagramme de molier trouver (H<sub>2</sub>, - H<sub>3</sub>).

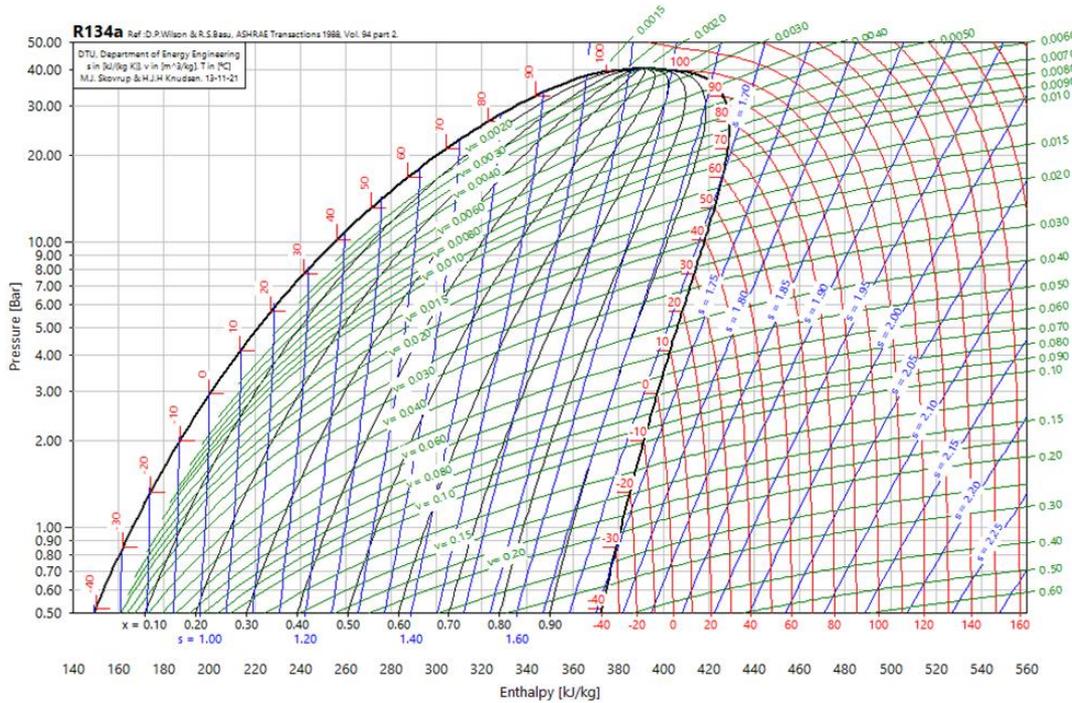


Figure IV.26 : diagramme de molier.

Tableau IV.4 : enthalpie référent à chaque point.

Etat	Pression (bar)	Température (°c)	Enthalpie (Kcal/h)
2'	14.9	132	515
2''	14.9	35	418
3	14.9	35	190.24
3'	14.9	35	135
5'	14.9	29	125.7

Donc :

$$H_3 = 515 - \frac{21371619}{65808} = 190.24 \text{ Kcal/kg.}$$

• calcul de la quantité de chaleur à enlever par condensation uniquement :

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

La quantité de chaleur à enlever par condensation uniquement est calculée à partir de la relation IV.4 :

$$Q_{2 \text{ NH}_3} = M_{\text{NH}_3} \times (H_3 - H_3') \dots\dots\dots \text{(IV.4)}.$$

**Avec :**

**H<sub>3</sub>' et H<sub>3</sub> :** des enthalpies en kcal /h (voir tableau IV.3).

**M :** Débit massique en kcal /h (voir tableau IV.3).

$$Q_{2 \text{ NH}_3} = 65808(190.24 - 135)$$

$$Q_{2 \text{ NH}_3} = 3635233.92 \text{ kcal/h}$$

### • Calcul de la quantité de chaleur à enlever par condensation jusqu'au sous refroidissement :

La quantité de chaleur à enlever par condensation jusqu'au sous refroidissement est calculé avec la relation IV.5 :

**Avec :**

**H<sub>3</sub> et H<sub>5</sub>' :** des enthalpies en kcal /h (voir tableau IV.3).

**M :** Débit massique en kcal /h (voir tableau IV.3).

$$Q_{3 \text{ NH}_3} = M_{\text{NH}_3} (H_3 - H_5') \dots\dots\dots \text{(IV.5)}.$$

$$Q_{3 \text{ NH}_3} = 65808 (190.24 - 125.7)$$

$$Q_{3 \text{ NH}_3} = 4247248.32 \text{ kcal/h.}$$

### • Calcul de la quantité d'eau de mer nécessaire pour la condensation totale :

La quantité d'eau de mer nécessaire pour la condensation totale est calculée avec la relation (IV.6) :

On a d'après la relation (IV.1) :  $Q_{\text{NH}_3} = Q_g = m C_p \Delta t$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

$$M_c = \frac{Q_{3NH_3}}{C_{pm}\Delta t} \dots\dots\dots (IV.6).$$

Avec :

$C_{pm}$  : Chaleur spécifique en Kcal/hm °C (voir tableau IV.1).

$Q_{3NH_3}$  : La quantité de chaleur à enlever par condensation jusqu'au sous refroidissement en kcal/h.

$$M_c = \frac{4247284.32}{0.956 \times 3}$$

$$M_c = 1480909.456 \text{ kg/h.}$$

➔ Le pourcentage de la condensation est donc calculé par la relation IV.7 :

$$P = \frac{Q_{2NH_3(cnds)}}{Q_{3NH_3(Sre)}} \times 100 \dots\dots\dots$$

(IV.7).

$$P = \frac{3635233.92}{4247248.32} \times 100$$

$$P = 85.59 \%$$

• **Calcule de la quantité d'NH3 restante (non condensée) :**

La quantité d'NH3 restante (non condensée) est calculée selon la relation (IV.8).

$$M_{n-c} = M - M_c \dots\dots\dots (IV.8).$$

• **Calcul de la quantité d'ammoniac condensée actuellement :**

La quantité d'ammoniac condensée actuellement est calculé selon la relation (IV.9).

$$M_c = M \times P \dots\dots\dots (IV.9).$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Avec :

**M** : Débit massique en kcal /h

**P** : Rendement de cette condensation en %.

$$P = \frac{\Delta H (\text{réelle})}{\Delta H (\text{complète})} \times 100 \dots \dots \dots \text{(IV.10).}$$

D'après le diagramme de molier : les enthalpies de condensation est calculé avec les relations IV.11 et IV.12 suivant :

$$\Delta H (\text{complète}) = H_2'' - H_3' \dots \dots \dots \text{(IV.11).}$$

$$\Delta H (\text{complète}) = 418 - 135 = \mathbf{283 \text{ kcal / h.}}$$

$$\Delta H (\text{réelle}) = H_2'' - H_3 \dots \dots \dots \text{(IV.12).}$$

$$\Delta H (\text{réelle}) = 418 - 190.24 = \mathbf{227.76 \text{ kcal/h}}$$

En applique sur la relation **IV.10** en trouve :

$$P = \frac{227.76}{283} \times 100$$

$$\mathbf{P = 80.48 \%}$$

D'après la relation **IV.9** la quantité d'ammoniac condensée actuellement est :

$$M_c = 65808 \times 0.8048$$

$$\mathbf{M_c = 52962.27 \text{ kg/h.}}$$

D'après la relation IV.8 la quantité d'NH3 restante (non condensée) est :

$$M_{n-c} = 65808 - 52962.27$$

$$\mathbf{M_{n-c} = 12845.73 \text{ kg/h.}}$$

D'après les résultats précédents, les dimensions du nouveau condenseur :

**Côté tube :**

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

**Tableau IV.5:** données techniques et dimensions de l'échangeur voir (annexe 1).

Désignation	Symbole	Valeur
Diamètre intérieur (m)	Di	0.01483
Diamètre extérieur(m)	Do	0.01905
Épaisseur du tube	Ep	0.0021
Longueur du tube(m)	L	6.096
Espacement entre tube (pas triangulaire) (m)	P	0.02381

Nombre de tubes:  $N_t=785$

Nombre de passes:  $n_t = 1$

### Coté calandre:

D'après les données de calcul de l'échangeur 127-C fournies par l'entreprise et l'annexe 2 on a :

$N_t = 1$

**$D_c = 0.737m$**

### b. Calcul de DTLM (la différence moyenne logarithmique de la température :

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée T1 et T2 conditionne directement la valeur moyenne de  $\Delta T$  :

DTLM est calculée par la relation IV.13 :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \dots\dots\dots (IV.13).$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Avec :

$\Delta T1$  : différence de température à l'extrémité chaude.

$$\Delta T1 = 35-24= 11^{\circ}\text{c}$$

$\Delta T2$  : différence de température à l'extrémité froide

$$\Delta T2 = 35-27= 8^{\circ}\text{c}$$

$$DTLM = \frac{\frac{11}{8}}{\ln \frac{11}{8}}$$

$$DLTM = 9.42^{\circ}\text{c}$$

### IV.5. Application de la méthode de kern :

#### IV.5.1. Coté tube :

##### IV.5.1.1. Calcul de coefficient global de transfert de chaleur :

Le coefficient de transfert de chaleur relatif au tube d'échangeur entartre également appelé coefficient de transfert global de chaleur, représente la capacité D'un échangeur de chaleur à transférer la chaleur entre deux fluides , Généralement un fluide chaud et un fluide froid. Il tient compte de tous les Mécanismes de transfert de chaleur, tels que la convection et la conduction à l'intérieure de l'échangeur.

Le coefficient global de transfert de chaleur est calculé à partir de la relation IV.14 :

$$\frac{1}{U_s} = R_{ss} + \frac{1}{U_p} \dots \dots \dots \text{(IV.14)}$$

Avec :

$R_{ss}$  : Résistance global d'encrassement  $^{\circ}\text{Cm}^2 \text{ h/kcal}$ .

$U_p$  : Coefficient global de transfert propre.

- Calculé la Résistance global d'encrassement :

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

La Résistance global d'encrassement est calculée par la relation IV.15 :

$$R_{ss} = R_{si} + R_{si} \frac{d_0}{d_i} \dots \dots \dots \text{(IV.15)}.$$

Avec :

**d0 / di** : Le rapport d0 / di des diamètres extérieurs et intérieurs du tube en m.

**Rsi** : Résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.

$$R_{ss} = 0.0002 + 0.0002 \times \frac{0.01905}{0.01485}$$

$$R_{ss} = 0,0004 \text{ } ^\circ\text{Cm}^2 \text{ h/kcal}$$

### • Le coefficient global de transfert propre Up :

Le coefficient de transfert de chaleur propre relatif au tube d'échangeur à l'état Neuf, également appelé coefficient de transfert de chaleur individuel, est une Grandeur qui mesure spécifiquement la capacité d'un fluide à transférer de la Chaleur à une surface solide. Il représente la convection entre le fluide et la Surface solide et peut être influencé par des facteurs tels que la vitesse de fluide, La rugosité de la surface, la température, etc.

Le coefficient global de transfert propre est calculée à partir la relation IV.16 :

$$U_p = \frac{h_{i0} \times h_0}{h_{i0} + h_0} \dots \dots \dots \text{(IV.16)}.$$

Avec :

**h0/hi0** : Coefficient de transfert partiel h (interne) Kcal/hm<sup>2</sup> 0C.

**Ep** : Épaisseur du tube en m.

**λm** : Conductivité thermique en Kcal/kg °C.

### • Calcul du Coefficient de transfert partiel hi (interne) :

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Le Coefficient de transfert partiel  $h_i$  (interne) est calculé sur la relation IV.17 :

$$h_i = Nu \times \frac{\lambda_m}{d_i} \dots \dots \dots (IV.17).$$

Avec :

**Nu** : Formule de NUSSELT.

D'après ces résultats et l'annexe ci-joint, on peut utiliser la formule de Sieder et Tate :

$$Nu = 0.027 \times Re^{0.8} \times Pr^{(1/3)} \times \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \dots \dots \dots (IV.18).$$

Avec :

**Re** : Nombre de Reynolds

**Pr** : Norme de Pronds.

Le terme  $(\mu/\mu_t)^{0.14}$  est introduit pour tenir compte des effets de chauffage ou de refroidissement sur la distribution des vitesses dans une section.

### •Calcul de vitesse massique à l'intérieur des tubes :

La vitesse massique à l'intérieur des tubes est calculée sur la relation IV.19 :

$$V = \frac{\frac{4m}{\rho}}{\pi d_i^2 N_t} \dots \dots \dots (IV.19).$$

Avec :

**Mc** : La quantité d'eau de mer nécessaire pour la condensation totale.

**Pm** : Masse volumique en Kg/m<sup>3</sup>.

**Nt** : Nombre de tube.

$$V = \frac{\frac{4 \times 1480909.47}{1025.6}}{3.14 \times (0.01485)^2 \times 785}$$

$$V = 10625.71 \text{ m/h}$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

### • Calcul le nombre de REYNOLDS de film de condensat Re :

Le nombre de REYNOLDS de film de condensat est calculé par la relation IV.20 :

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} \dots\dots\dots (IV.20).$$

Avec :

**u** : Viscosité dynamique en kg/mh

**V** : Vitesse massique à l'intérieur des tubes m/s.

$$Re = \frac{1025.6 \times 10625.71 \times 0,01485}{3.08}$$

$$Re = 52542.6$$

$$Re > 104$$

### • Calcul le nombre de Pronds (Pr) :

Le nombre de Pronds (Pr) est calculé par la relation IV.21 :

$$Pr = C_p \cdot \frac{\mu}{\lambda_m} \dots\dots\dots (IV.21).$$

$$Pr = 0.956 \times \frac{3.08}{0.5139}$$

$$Pr = 5.7296$$

$$Pr > 0,7$$

Avec :

$(\frac{\mu}{\mu_t})^{0,14}$  est négligeable, donc :

$$Nu = 0.027 \times (Re)^{0.8} \times Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14} \dots\dots\dots (IV.22).$$

$$Nu = 0,027 \times (52542.6)^{0.8} \times (5.7296)^{0.33}$$

$$Nu = 287.04$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Enfin :

$$h_i = Nu \times \frac{\lambda_m}{d_i} \dots\dots\dots (IV.23).$$

$$h_i = 287.04 \times \frac{0.5139}{0.01485}$$

$$h_i = 9933.32 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

### • Calcul du coefficient de tr partiel $h_0$ (interne) :

La condensation sur l'extérieur des tubes horizontaux peut être prévue en supposant deux mécanismes : la première hypothèse est l'écoulement du condensat laminaire ; la seconde hypothèse prévoit que le cisaillement de la vapeur domine le transfert thermique. Les équations suivantes peuvent être employées au produit du coefficient de transfert de chaleur pour la condensation sur des tubes horizontaux.

Régime laminaire :

$$h_c = a \lambda_L \left( \frac{PL^2 g n L}{\mu M v} \right)^{1/3} \left( \frac{1}{N_r} \right)^{1/6} \dots\dots\dots (IV.24).$$

Où  $a = 0.951$  pour les modèles triangulaires de tube 0.904 ou 0.856 pour les modèles carrés de tube.

Avec :

Dans notre cas  $a = 0.951$

**$h_c$**  : est le coefficient de transfert de chaleur de film laminaire.

**$\lambda_L$**  : est la conductivité thermique de liquide.

**$PL$**  : est la Densité liquide.

**$g$**  : est la constante gravitationnelle.

Le  **$\mu$**  est la viscosité du liquide.

**$L$**  : est la longueur de tube.

**$N_t$**  : est le Nombre de tubes.

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

**N<sub>r</sub>** : est le nombre de rangées verticales de tubes.

**M<sub>v</sub>** : est le débit de condensat.

$$M_v = \frac{Q_{tt(NH_3)vap}}{9}$$

$$M_v = \frac{12845.73}{9}$$

$$M_v = 1427.30 \text{ kg/h}$$

•**Calcule le nombre de rangées vertical :**

Le nombre de rangées vertical est calculé par la relation IV.25 :

$$N_r = \frac{mD_c}{p} \dots\dots\dots (IV.25).$$

Avec :

**D<sub>c</sub>** : diamètre de calandre.

**P** : espacement entre deux centres des tubes (le pas).

**M = 1.0** pour les modèles carrés des tubes,

**M = 1.155** pour les modèles triangulaires des tubes.

Dans notre étude  $m = 1,55$

$$N_r = \frac{1.155 \times 0.737}{0.02381}$$

$$N_r = 35.75$$

Donc selon la relation IV.24 on a :

$$h_c = 0.951 \times 0.4246 \times 5882 \times 1.27 \times 108 \left( \frac{785 \times 6.096}{0.7 \times 1427.30} \right)^{1/3} \left( \frac{1}{35.75} \right)^{1/6}$$

$$h_c = 13230.24 \text{ kcal/h}$$

On a aussi :

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

$$\frac{h_s d_0}{\lambda_L} = b \left( \frac{d_0 P_L V_G}{\mu} \right)^{1/2} \left( \frac{1}{N_T} \right)^{1/6} \dots \dots \dots \text{(IV.26).}$$

Avec :

Les  $h_s$  sont des coefficients de transfert de chaleur.

Vitesse massique par section de passe :

$$V_G = \frac{M_V}{\rho_v a_c} \dots \dots \dots \text{(IV.27).}$$

Avec :

$M_V$  : débit de vapeur est égale 1427.30 kg/h.

$P_v$  : densité de vapeur.

$a_c$  : section minimale d'écoulement est calculé pour les modèles triangulaires selon la relation IV.28 :

$$a_c = BDC \left( \frac{P - d_0}{p} \right) \dots \dots \dots \text{(IV.28).}$$

Avec :

$B$  : la distance entre deux chicanes transversal.

$$B = 0,392 \text{ m}$$

$$a_c = 0.392 \times 0.737 \left( \frac{0,0238 - 0,01905}{0,0238} \right)$$

$$\mathbf{a_c = 0,057 \text{ m}^2}$$

Pour calculer le coefficient de transfert de chaleur en utilisant les deux mécanismes, on choisit la valeur la plus élevée calculée comme  $h_0$  efficace. Le coefficient de transfert de chaleur de vapeur d'effet de cisaillement change pour chaque incrément. Le condenseur devrait être calculé dans les incréments, avec la vitesse moyenne de vapeur pour chaque incrément employé pour calculer le coefficient de transfert de chaleur de vapeur.

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Quand le coefficient de transfert de chaleur pour l'écoulement laminaire et pour le cisaillement de vapeur sont presque égaux ; les efficaces de coefficient de transfert de chaleur accru au dessus du plus haut des deux valeurs. Le tableau suivant permet à l'augmentation d'être rapprochée [28].

$h_0$  est estimé en divisant  $h_s$  sur  $h_c$

**Tableau IV.6 : valeurs de  $h_s$  et  $h_c$  [28].**

$H_s$	$h_c$	$h_s / h_c$
3346.66	13230.24	0.25
3143.61	13230.24	0.23
2926.58	13230.24	0.21
2629.06	13230.24	0.19
2435.07	13230.24	0.18
2147.35	13230.24	0.16
1815	13230.24	0.13
1405.91	13230.24	0.10
811.74	13230.24	0.06

$h_s / h_c < 0.5$  donc  $h_0 = h_c$

Donc :

$$h_0 = 13230.24 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

Et a partir de la relation IV.16 on a :

$$U_p = \frac{9933.32 \times 13230.24}{9933.32 + 13230.24}$$

$$U_p = 5673.57$$

Donc :

$$\frac{1}{U_p} = 1.76 \times 10^{-4}$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Suivant la relation IV.14 :

$$\frac{1}{U_s} = 0.0004 + 1.76 \times 10^{-4}$$

$$U_s = 1736.11 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

### IV.5.1.2. Calcul de la surface d'échange :

La surface d'échange est calculée par la relation IV.29 :

$$Q = U_s A \Delta TLM \dots \dots \dots \text{(IV.29).}$$

Avec :

**Q** : La quantité de chaleur absorbée.

**U<sub>s</sub>**: Coefficient de transfert de chaleur de réchauffeur sale.

**ΔTLM** : Différence moyenne logarithmique de la température.

$$A = \frac{3635233.92}{1736.11 \times 9.42}$$

$$A = 222.28 \text{ m}^2$$

C'est la surface d'échange de condensation ; pour la surface d'échange totale (condensation+ Refroidissement) est calculé a partir de la relation IV.29 :

$$A_{\text{total}} = A_{\text{condensation}} + A_{\text{refroidissement}} \dots \dots \dots \text{(IV.29).}$$

$$A_{\text{total}} = 222.28 + 222.28 (1 - 0,8579)$$

$$A_{\text{total}} = 253.86 \text{ m}^2.$$

Vérification :

La surface supposée est calcule a partir de la relation IV.30 :

$$A_s = N L d_i \pi L \dots \dots \dots \text{(IV.30).}$$

$$A_s = 785 \times 0.01905 \times 3,14 \times 6.096$$

$$A_s = 286.24 \text{ m}^2$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Les deux valeurs se rapprochent.

### IV.5.2. Calcul de la perte de charge :

#### IV.5.2.1. Coté tube :

$$\Delta P_t = \frac{n_t \times G_t^2}{1.271 \times 10^{15} \times d} \left( \frac{f_t \times L}{d_i \times \Phi} + 2 \right) \dots \dots \dots \text{(IV.31)}.$$

Avec :

$n_t$  : Nombre de passe.

$G_t$  : Vitesse massique.

$d$  : La densité de l'eau de mer.

$f_t$  : Coefficient de friction.

$L$  : Longueur des tubes (voir tableau IV.3).

$d_i$  : Diamètre extérieur des tubes (voir tableau IV.3).

#### •calcul de la vitesse massique :

La section par passe est calculée par la relation IV.32 :

$$a_{ct} = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \dots \dots \dots \text{(IV.32)}.$$

Avec :

$a_{ct}$  : l'aire de passage entre deux chicanes varie selon l'arrangement des tubes.

Donc on trouve :  $a_{ct} = 0,135 \text{ m}^2$

Alors :

La vitesse massique est calculé a partir de la relation IV.33 :

$$G_{ct} = \frac{m}{a_{ct}} \dots \dots \dots \text{(IV.33)}.$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

$$G_{ct} = \frac{1480909.456}{0,135}$$

$$G_{ct} = 10969699.67 \text{ kg/hm}^2$$

Facteur de friction  $f_t$  : en fonction du nombre de Re (voir annexe 3)

$$Re = \frac{d_i G_t}{u} \dots\dots\dots (IV.34).$$

Alors :  $F_t = 0.012$

Donc La perte de charge sera :

$$\Delta P = 1 \times \frac{(10969699.67)^2}{1,271 \times 10^{15} \times 1.025} \times \left( \frac{0.012 \times 6.096}{0.01485} + 2 \right)$$

$$\Delta P = 0.64 \text{ kg/cm}^2$$

### IV.5.2.2. Coté calandre :

•Calcul de perte de charge  $\Delta p_c$  :

La perte de charge est calcule a partir de la relation IV.35 :

$$\Delta p_c = \frac{f_c G_c^2 (N_c + 1) D_c}{p D_c \Phi_c} \dots\dots\dots (IV.35).$$

Avec :

**F<sub>c</sub>**: Facteur de friction.

**G<sub>c</sub>**: Vitesse massique;

**N<sub>c</sub>**: Nombre de chicanes.

**D<sub>c</sub>**: Diamètre de la calandre.

**D<sub>e</sub>** : Diamètre équivalent.

**d** : Densité de l'eau de mer.

•Calcul Section de passage transversale :

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

Section minimum d'écoulement est calculé à partir de la relation IV.36 :

$$ac = BDC \left( \frac{P-d_0}{P} \right) \dots\dots\dots (IV.36).$$

$$B = 0,392m$$

$$ac = 0.392 \times 0.737 \left( \frac{0.028-0.01905}{0.0238} \right)$$

$$ac = 0,057m^2$$

### •Calcul de la vitesse massique transversale :

La vitesse massique transversale est calculée à partir de la relation IV.33 :

$$Gct = \frac{65808}{0.057}$$

$$Gct = 1154526,3 \text{ kg/hm}^2$$

### •Calcul de la vitesse massique longitudinale :

La vitesse massique longitudinale à partir de la relation IV.33 :

Calcul de section de passage longitudinale à partir de la relation IV.38:

$$acl = \frac{\pi}{4} \cdot D_C^2 - N_t \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_0^2 \dots\dots\dots (IV.38).$$

$$acl = \frac{3.14}{4} \cdot 0.737^2 - \frac{785.3,14}{4} \cdot 0,01905^2$$

$$acl = 0,32m^2$$

Alors :

$$Gcl = \frac{65808}{0.32}$$

$$Gcl = 205650 \text{ kg/hm}^2$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

### •Calcul de la vitesse massique moyenne :

La vitesse massique moyenne à partir de la relation IV.39 :

$$G_c = \sqrt{G_{ct} \times G_{cl}} \dots\dots\dots (IV.39).$$

Avec :

**G<sub>cl</sub>** : La vitesse massique longitudinale.

**G<sub>ct</sub>** : La vitesse massique transversale.

$$G_c = \sqrt{1154526.3 \times 205650}$$

$$G_c = 487266,18 \text{ kg/hm}^2$$

### •Calcul nombre de Reynolds :

$$\text{D'après la relation IV.34 : } Re = \frac{D_e \times G_c}{\mu}$$

$$Re = 1,374 \cdot 10^{-2} \times \frac{487266,18}{0,04534}$$

$$Re = 147662,93$$

### •Calcul de diamètre équivalent $D_e$ :

Le diamètre équivalent  $D_e$  est calculé à partir de la relation IV.40 :

$$D_e = \frac{3.464 \times P^2}{\pi \times d_0} - d_0 \dots\dots\dots (IV.40).$$

Avec :

**P** : Le pas des tubes.

**d<sub>0</sub>** : Diamètre extérieure des tubes.

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

$$De = \frac{3.464 \times 0.238^2}{0.01905 \times 3.14} - 0,01905$$

$$De = 1,374.10^{-2}m$$

Facteur de friction  $f_i$  :

Ce facteur est en fonction de nombre de Reynolds

D'après (annexe3) :  $f_t = 0,09$

•Calcul le nombre de chicanes :

Le nombre de chicane est calculé à partir de la relation IV.41 :

$$(N_c+1)B = L \dots\dots\dots (IV.41).$$

$$N_c = \frac{6.096}{0.392} - 1$$

$$N_c = 14,55$$

Avec :

$N_c$  le nombre des chicanes

On prend :  $N_c = 15$  chicanes

Alors :

$$\Delta P = \frac{0.09(487266.18)^2 16 \times 0.737}{2.542 \times 10^{15} \times 0.581 \times 0.01374}$$

$$\Delta P = 0,012 \text{ kg /cm}^2$$

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

**IV.6 : étude comparative entre notre dimensionnement et le dimensionnement effectué en 2018 :**

**Tableau IV.7 : propriété dimensionnelles de l'eau (côté tube) et de l'ammoniac (côté calandre)**

<b>Paramètres</b>	<b>Valeur en 2018</b>	<b>Valeur en 2024</b>
<b>Débit massique côté tube kcal/h</b>	7451750	7451750
<b>Température d'entrée °C</b>	29	24
<b>Température de sortie °C</b>	31.5	27
<b>Débit massique côté calandre kcal/h</b>	65808	65808
<b>Température d'entrée °C</b>	140	132
<b>Température de sortie °C</b>	41	35

Discussions :

Nous avons effectué une comparaison entre nos valeurs et les valeurs en 2018 de l'échangeur 127cA/CB, nous avons remarqué que :

Les débits massique de l'échangeur côté tube et côté calandre soit en 2018 au 2024 sont les mêmes ne change pas mais la température d'entrée et de sortie sont changé et on va conclure l'effet de ce changement.

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur

**Tableau IV.8 :** Récapitulatifs et comparaison du dimensionnement (2018/2024)

Paramètres	Unité	Valeur en 2018	Valeur en 2024
<b>DTLM</b>	°C	10.70	9.42
<b>Up</b>	Kcal /hm <sup>2</sup> c°	4926.10	5673.57
<b>Us</b>	Kcal /hm <sup>2</sup> c°	1597,95	1736.11
<b>A</b>	m <sup>2</sup>	252,17	253.86
<b>ΔP</b>	kg/cm <sup>2</sup>	0.76	0.64

Discussions :

Nous avons effectué une comparaison entre nous dimensionnement et le dimensionnement en 2018 de l'échangeur 127cA/CB, nous avons remarqué que :

Le DTLM augmenter en 2018 en effet l'augmentation de la température et diminuer en 2024 en effet de la diminution de température .Cela a mené à :

La diminution du coefficient de transfert Propre dans le dimensionnement effectué en 2018 par rapport le dimensionnement effectué en 2024 ceci va influencer de la même manière sur le coefficient global de transfert de chaleur et ceci va influencer sur de la même manière la surface d'échange se traduire par une perte de charge augmenter.

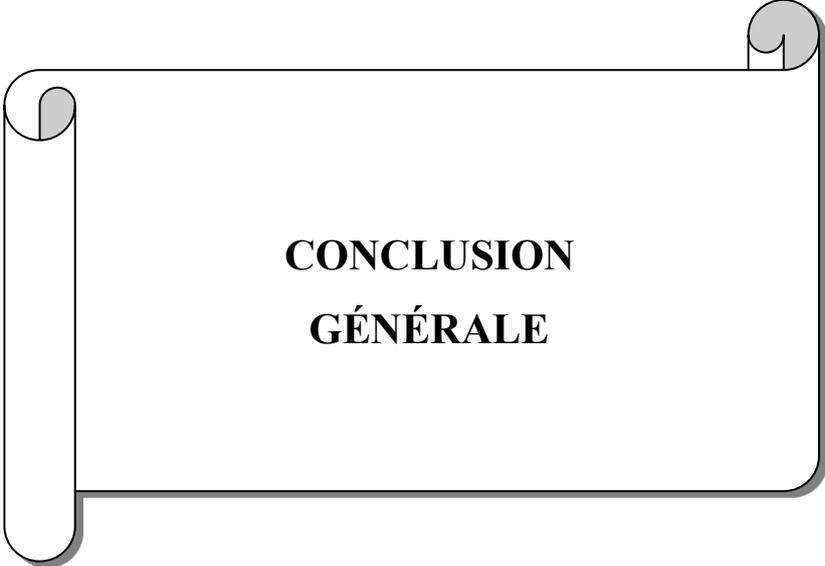
L'augmentation du coefficient de transfert Propre dans le dimensionnement effectué en 2024 par rapport le dimensionnement effectué en 2018 ceci va influencer de la même manière sur le coefficient global de transfert de chaleur et ceci va influencer sur de la même manière la surface d'échange se traduire par une perte de charge diminue.

## **CHAPITRE IV : Dimensionnement et calcul d'un échangeur**

### **IV.6. Conclusion :**

Ce travail m'a permis d'avoir une vision détaillée de dimensionnement des échangeurs à travers de la méthode de Kern et de mettre en évidence la méthode de Kern pour le dimensionnement des échangeurs faisceaux et calandres.

D'après les résultats obtenus, il est évident que la surface d'échange supposée est légèrement supérieure à celle calculée. Ainsi, nous avons réalisé la deuxième hypothèse. Tant que les deux valeurs se rapprochent, c'est-à-dire que les dimensions données et utilisées dans les calculs offrent le même rendement que celui des deux échangeurs existants, nous avons pu proposer la solution idéale pour cette section et améliorer considérablement la condensation de l'ammoniac.



**CONCLUSION  
GÉNÉRALE**

## CONCLUSION GÉNÉRALE

### CONCLUSION GÉNÉRALE :

Dans ce mémoire, nous avons contribué à résoudre l'un des problèmes majeurs rencontrés à l'unité de l'ammoniac de Fertial-Annaba, plus précisément à la section synthèse et la réfrigération. La cause de ce problème est que l'augmentation de la température pendant l'été ce qui entraîne une mauvaise condensation de l'échangeur 127C .ce qui entraîne une mauvaise aspiration du compresseur 105-J.

Grâce à cette étude, nous avons pu comprendre les facteurs qui influencent le rendement d'une boucle de réfrigération et l'efficacité d'un échangeur thermique. Nos résultats ont démontré que les paramètres physicochimiques de l'eau et de l'ammoniac nous permettent de mener une étude plus précise et d'obtenir des résultats plus précis. La température de l'eau jouait un rôle crucial dans la production d'ammoniac. Cette température augmente de manière impulsive pendant l'été, ce qui entraîne une mauvaise condensation, ce qui entraîne une quantité de stockage beaucoup plus faible que celle produite pendant le cycle, ce qui limite la production.

Pour résoudre cette situation, il a été suggéré d'installer et de dimensionner un échangeur de chaleur.

Nous avons opté pour un échangeur tubulaire à faisceau avec les caractéristiques suivantes :

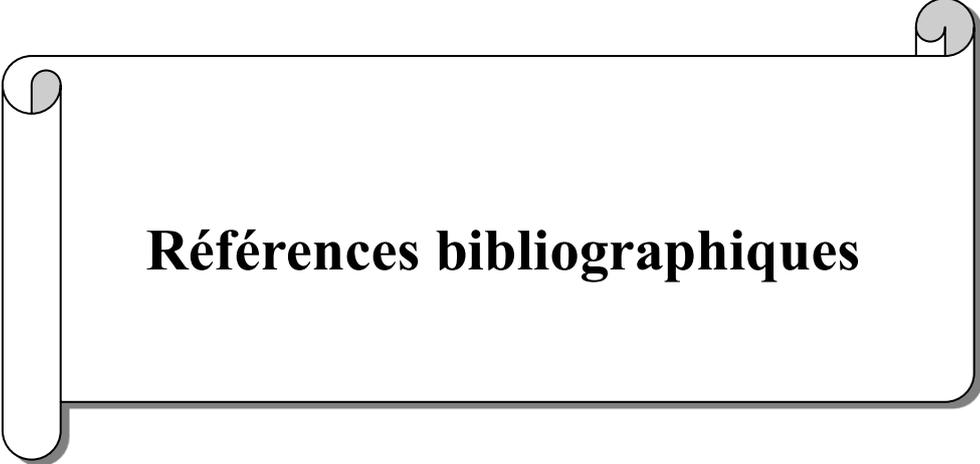
- Surface totale : 253.86 m<sup>2</sup>
- Nombre des tubes : 785
- Diamètre extérieur : 0.01905 m
- Epaisseur : 0.0021 m
- Longueur : 6.096 m
- Diamètre intérieur : 0.01483 m
- Pas : 0,02381 m
- Espacement entre chicane : 0,392 m

## CONCLUSION GÉNÉRALE

- Diamètre de la calandre : 0.737 m

Cette décision a été prise en considérant des facteurs tels que l'utilisation et l'encombrement. De plus, il est facile de le nettoyer. Nous souhaitons que Fertial applique notre proposition pour que la production soit assurée. Améliorer l'ammoniac.

## Références bibliographiques



**Références bibliographiques**

## Références bibliographiques

### REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUES:

- [1] : Guilano, W. (2011). Analyse et simulation du rechauffeur de saumure de L'unité central utilité II FERTIAL, ANNABA. ANNABA.
- [2]: <https://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/10/Djemil-Redouane-Maouche-Yousra.pdf>
- [3]: Service technique, Brochure ASMIDAL d'Annaba; Algérie
- [4]:<https://www.google.com/maps/place/Fertial+Annaba/@36.8654963,7.7688913,15z/data=!4m6!3m5!1s0x12f0080ea096374d:0x2b689ac8570ef3d3!8m2!3d36.8654963!4d7.7688913!16s%2Fg%2F11cks58mk2?hl=fr-FR&entry=ttu>
- [5]: <https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fbiblio.univ-annaba.dz>
- [6]: Livre TECHNIQUES DE L'INGENIEUR Réf : J6135 v2[Doc. J6135]
- [7]: <https://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/10/Gharbi-Soulef.pdf>
- [8]: <https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fbiblio.univ-annaba.dz>
- [9]: <https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fbiblio.univ-annaba.dz>
- [10]: Discovery That Fed the World but Fueled the Rise of Hitler, New York, Harmony Books, 2008, 1re éd., 336 p.173.
- [11]: <https://mail.google.com/mail/u/0/?pli=1#inbox?projector=1>
- [12]: Thomas Hager, The Alchemy of Air: A Jewish Genius, a Doomed Tycoon, and the Scientific.
- [13]: <https://mail.google.com/mail/u/0/?pli=1#inbox?projector=1>
- [14]: Discovery That Fed the World but Fueled the Rise of Hitler, New York, HarmonyBooks, 2008, 1re éd., 336 p.173

## Références bibliographiques

- [15]: [https://lens.google.com/search?ep=gsubb&hl=fr-DZ&re=df&p=AbrfA8owNUbwSSK9RwjiUM\\_veAePVh1Sp797EZOF-WWWnw0iaqH1EFVD2RyValfcUAxbDrHoy\\_yX7KiMgqC9ibc\\_\\_Ks9VXUrPP-ETuJ5PrVy9bBI4ueBri2raReoKHwVraO89pJ2xF0jrcIob0w26rpJj\\_5wFWoi81ITNZ6BDalzSlhGQ\\_BHqjIVIR0SsNKxBRO8MIVSFPQ1uaIZ2CzFGWoD4uRDPZ2YX7Hl pv0wOGbM92pmh9ff5jb2H8AS9Oy#lms=](https://lens.google.com/search?ep=gsubb&hl=fr-DZ&re=df&p=AbrfA8owNUbwSSK9RwjiUM_veAePVh1Sp797EZOF-WWWnw0iaqH1EFVD2RyValfcUAxbDrHoy_yX7KiMgqC9ibc__Ks9VXUrPP-ETuJ5PrVy9bBI4ueBri2raReoKHwVraO89pJ2xF0jrcIob0w26rpJj_5wFWoi81ITNZ6BDalzSlhGQ_BHqjIVIR0SsNKxBRO8MIVSFPQ1uaIZ2CzFGWoD4uRDPZ2YX7Hl pv0wOGbM92pmh9ff5jb2H8AS9Oy#lms=)
- [16]: [https://www.researchgate.net/figure/Schema-de-linstallation-du-turbo-compresseur-de-refrigeration-105JT\\_fig4\\_259578603](https://www.researchgate.net/figure/Schema-de-linstallation-du-turbo-compresseur-de-refrigeration-105JT_fig4_259578603)
- [17]: TECHNIQUE DU FROID TECHNIQUE GENERALE CFmnLogYSH04054 p11-12.
- [18] : Total Exploration et Production (les Echangeurs.), Support de formation EXP-PR-EQ120- FR.2007.pages :18-20.
- [19]: P.Trambouze. Matériels et équipement Tome IV, institut français du pétrole, éditions Technip. 1999. pages : 238-243,277-279.
- [20]: A.Bouvenot, transferts de chaleur, Masson, paris, 1981, page 177.
- [21] : P.WUITHIER, Raffinage et génie chimique Tome II, Edition technip paris 1972, pages 1047- 1100.
- [22]: Photos trouve à SONATRACH Rhourd Nous devisions d'exploite CSC-ECHANGEUR DE CHALEUR P10-GA-21-02 en 2016/03/12:
- [23] : R. B. Hamouda, notions de mécanique des fluides, centre de Publication Universitaire Tunis, 2008, page 94.
- [24] : IFP.Training, grandeurs physique, Edition ENSPM Formation industrie ,2005, page13,
- [25]: IFP.Training, Matériels thermique, Edition ENSPM Formation Industrie,2005,pages:1-6
- [26]: <https://fr.slideshare.net/amirouche87/memoire-echangeur-de-chaleur>.

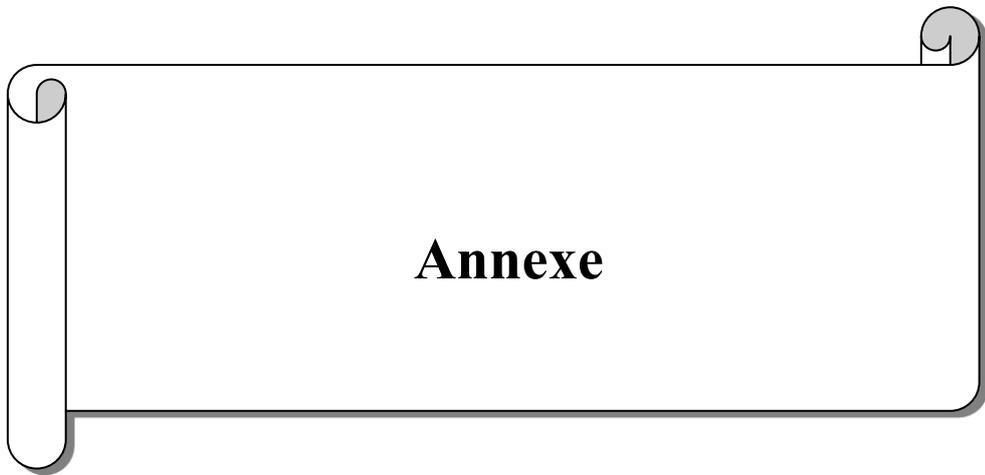
## Références bibliographiques

[27]: Département technique de l'entreprise. Manuel opératoire (circuit procès de la section)

[28]: Bibliothèque de la faculté. Mémoire fin de cycle, Aggoune Yacine/Ziani Meriem.2008

[29]: Nicholas. P. Chopey and Tyler .G. Hicks .P. E ( handbook of chemical engeneering calculations ).

# Annexe



**Annexe**

## Annexe

### Annexe (1) : Caractéristiques des tubes d'échanges.

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm <sup>2</sup> )	SURFACE (m <sup>2</sup> /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

### Annexe (2) : Disposition des tubes en triangle.

D <sub>c</sub> calandre		Tubes : 3/4" P = 15/16"				Tubes : 3/4" P = 1"				Tubes : 1" P = 1 1/4"			
		nombre de passes : n <sub>t</sub>				nombre de passes : n <sub>c</sub>				nombre de passes : n <sub>c</sub>			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25,4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30,5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33,7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38,7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43,9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48,9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54,0	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59,1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63,5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68,6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73,7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78,8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83,8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88,9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94,0	1200	1144	1104	1072	1044	1012	986	870	664	632	614	598
39	99,0	1330	1258	1248	1212	1176	1128	1100	1078	736	700	688	672

# Annexe

**Annexe (3) :** Coefficient de transfert et Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds à l'intérieur des tubes.

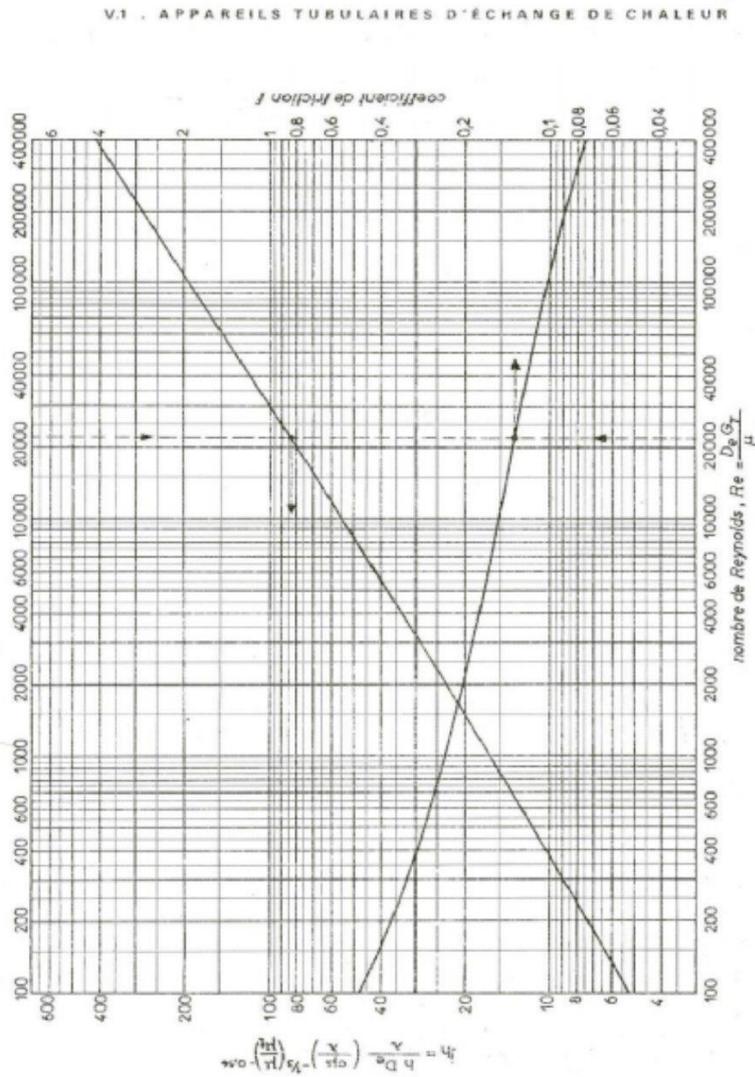


Fig. V.1.26. — Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds modifié, à l'intérieur des tubes.

# Annexe

**Annexe (4):** Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds à l'intérieur des tubes.

