



Faculté : DE TECHNOLOGIE

Département : GENIE DES PROCEDES

Domaine : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Filière : INDUSTRIES PETROCHIMIQUES

spécialité : GENIE PETROCHIMIQUE

## Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème :

Dimensionnement D'un Système De Refroidissement  
(Aéroréfrigérants ) De La Raffinerie De Topping De  
Condensât RA2K (Skikda)

Présenté par:

- ZADI Aymen
- MELKI Mouataz

Jury de Soutenance :

BECHIRI Wahiba	Pr	Université BADJI Mokhtar-Annaba	Président
GUECHI El khamssa	Pr	Université BADJI Mokhtar-Annaba	Encadrant
LARBI Lynda	MAA	Université BADJI Mokhtar-Annaba	Examineur

## REMERCIEMENTS

J'adresse mes vers remerciements à mon promoteur consultant, Pr :  
Guechi El khamssa pour m'avoir dirigé tout au long de ce  
travail, et pour ses explications, remarques judicieuses et conseils qui  
m'ont été précieux pour la réalisation de ce travail.

Je présente mes chaleureux remerciements aux membres de jury qui ont consulté mon  
travail et aussi un enseignants pour leur aides et orientation durant mes études.

Je remercie également tous les membres de l'unité topping de RAZK qui m'ont beaucoup  
aidé à réaliser ce travail dans de bonnes conditions. Mes derniers remerciements et ce  
ne sont pas les moindres, vont à tous ceux qui ont participé de près ou de loin pour  
l'aboutissement de ce travail.

## **Dédicace**

**A ma très chère mère**

**Aucune dédicace très chère maman, ne pourrait exprimer la profondeur des sentiments que j'éprouve pour vous, vos sacrifices innombrables et votre dévouement firent pour moi un encouragement. Vous avez guetté mes pas, et m'avez couvé de tendresse, ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études.**

**Vous m'avez aidé et soutenu pendant de nombreuses années avec à chaque fois une attention renouvelée. Puisse Dieu, tout puissant vous combler de santé, de bonheur et vous procurer une longue vie.**

***A mon très cher père***

**Tout l'encre du monde ne pourrait suffire pour exprimer mes  
sentiments envers un être très cher**

**Vous êtes et vous resterez pour moi ma référence, la lumière qui  
illumine mon chemin.**

**J'implore Dieu, tout puissant, de vous accorder une bonne  
santé, une longue vie et beaucoup de bonheur.**

***A mes deux chères sœurs***

***A tous les membres de ma famille,***

***A tous mes amis,***

***A tous mes collègues,***

***A vous chers lecteurs***

## **Résumé**

Le condensat, appelé aussi « pentane plus » ou « C5<sup>+</sup> », ou encore « liquides de puits de gaz naturel », désigne la fraction lourde allant du pentane (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>) jusqu'au décane ou plus. A la différence du brut, le condensat n'est pas liquide dans les gisements, mais gazeux (du fait de la température), et se condense lorsqu'il est refroidi par la détente à la sortie des puits.

Le condensat est essentiellement composé de molécules résultant de la combinaison d'atomes de carbone et d'hydrogène appelées hydrocarbures.

Il contient également du soufre, du chlore (Cl<sub>2</sub>) et de l'azote (N<sub>2</sub>), on retrouve aussi les métaux, Hg, Ni, V, As, Pb...etc.

Le condensât est assimilé à un pétrole brut léger. Il peut être utilisé comme charge de raffinage pour l'obtention des coupes pétrolières désirées, et comme matière première de la pétrochimie pour l'obtention de l'éthylène.

Il est à noter qu'il peut aussi être utilisé comme constituant d'un brut « blending », quand les conditions le permettent.

Parce que la consommation nationale des essences a connu un rythme très élevé l'Algérie construire la raffinerie de topping de condensât RA2K (Skikda) par une capacité annuelle de traitement de 5 millions Tonnes pour valoriser ce condensât.

Pour mettre en évidence l'impact du changement de température sur le taux de marche de l'unité de U-100 (RA2K), et permettre le fonctionnement à régime maximal, il sera nécessaire de vérifier en premier lieu le cas design avec une température ambiante de 37°C, et de calculer les dimensions de nouveaux aéroréfrigérants A-106 A/F avec une température ambiante de 42°C et on détermine la nouvelle surface totale qui est 1899,64m<sup>2</sup>, Ce qui nous permettra d'atteindre le taux de marche maximal.

### **Les mots clés**

Naphta, refroidissement, taux de marche, Les aéroréfrigérants, température ambiante.

## **Table des Matières**

	Liste des abréviations	
	Liste des tableaux	
	Liste de figures	
	Liste des annexes	
	Introduction générale	01
	Introduction	02
I.1.	Implantation du complexe Topping de condensat (RA2k)	02
I.1.1.	Unité de fabrication U-100	03
I.1.1.1	Train de préchauffe	03
I.1.1.2.	Préfractionnement	04
I.1.1.3.	Distillation atmosphérique	05
I.1.1.4.	Distillation sous vide	06
I.1.1.5.	Stabilisation des essences	07
I.1.1.6.	Dépropaniseur	07
I.1.1.7.	Compartiment de séchage de butane	07
I.1.1.8.	Bilan de matière	07
I.1.2.	Unité de traitement de kérosène U-200	08
I.1.3.	Unité de stockage et transfert U-300	08
I.1.4.	Unité des utilités U-500	09
	Introduction	10
I.2.	Différents modes de transfert de chaleur	10
I.2.1.	Le rayonnement	10
I.2.2.	La conduction	10
I.2.3.	La convection	11
I.2.4.	Caractéristiques de fonctionnement des appareils thermiques	11
I.2.5.	Facteurs essentiels de l'échange thermique	12
I.2.5.1.	L'écart de température ( $\Delta T$ )	12
I.2.5.2.	Les résistances au transfert (R)	12
	Introduction	13
I.3.1.	Les avantages et les inconvénients des aéroréfrigérants	13
I.3.1.1.	Les avantages des aéroréfrigérants	13
I.3.1.2	Les inconvénients des aéroréfrigérants	13

## Table des Matières

I.3.2.	Technologies des aéroréfrigérants	14
I.3.2.1.	Les faisceaux	16
I.3.2.2.	Les systèmes de ventilation	21
I.3.3.	Les chambres de distribution de l'air	22
I.3.4.	L'ensemble d'aéroréfrigérants	22
I.3.5.	Les dispositifs spéciaux	23
	Introduction	26
II.1.	Calcul v�rificatif des aéroréfrigérants A-106 A/F	26
II.1.1.	Données de départ	26
II.1.2.	Calcul de la surface d'échange installée	27
II.1.3.	Calcul du coefficient de transfert coté air ( $h_{air}$ )	28
II.1.4.	Calcul du coefficient de transfert de chaleur coté tubes ( $h_i$ )	30
II.1.5.	Calcul des pertes de charge	33
II.1.5.1.	Pertes de charge coté tubes	33
II.1.5.2.	Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)	34
II.1.6.	Puissance du ventilateur ( $P_f$ )	34
II.2.	Etude de l'influence de la température ambiante sur le taux de marche de l'unité	36
II.3.	Dimensionnement d'un nouveau d'ensemble aéroréfrigérants pour le cas "�t�" avec une température moyenne de 42�C	40
II.3.1	Estimation	40
II.3.2.	Vérification thermique	43
II.3.3.	Pertes de charge	44
II.3.3.1.	Pertes de charge coté tubes	44
II.3.3.2.	Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)	44
II.3.4.	Puissance du ventilateur ( $P_f$ )	44
II.4.	Calcul �conomique	46
II.4.1.	Estimation du manque à gagner en produits du RA2K	46
II.4.2.	Estimation du coût de la modification	48
II.4.3.	Interprétation des résultats	49
	Conclusion générale et recommandation	52
	Références bibliographiques	54
	Les annexes	55

## LISTE DES FIGURES

---

### *Liste des figures*

<b>Figure 01</b>	Position géographique du complexe Topping de condensat (RA2k)	03
<b>Figure 02</b>	Schéma de la section de préchauffe	04
<b>Figure 03</b>	Schéma de la section de préfractionnement de l'unité 100	05
<b>Figure 04</b>	Schéma de la section atmosphérique de l'unité 100	06
<b>Figure 05</b>	Le schéma synoptique du complexe	08
<b>Figure 06</b>	Vue générale d'un aéroréfrigérants	13
<b>Figure 07</b>	Déférents types des aéroréfrigérants	14
<b>Figure 08</b>	Aéroréfrigérants à tirage forcée	15
<b>Figure 09</b>	Aéroréfrigérants à tirage induit	15
<b>Figure 10</b>	Vue du haut des faisceaux	16
<b>Figure 11</b>	Les différents types des ailettes	18
<b>Figure 12</b>	Vue générale pour boîtes de distribution et collecteur	18
<b>Figure 13</b>	Boîtes ou collecteurs à bouchons	19
<b>Figure 14</b>	Les différents types de boîtes ou collecteurs	19
<b>Figure 15</b>	Vue générale d'un faisceau tubulaire	20
<b>Figure 16</b>	Répartition des passes et des tubes	21
<b>Figure 17</b>	L'organisation à contre-courant	21
<b>Figure 18</b>	L'organisation à Co-courant	21
<b>Figure 19</b>	Les chambres de distribution de l'air	22
<b>Figure 20</b>	Les chambres de distribution de l'air forcée et induit	23
<b>Figure 21</b>	L'ensemble d'aéroréfrigérants	23
<b>Figure 22</b>	Vue générale de l'ensemble d'aéroréfrigérants	24
<b>Figure 23</b>	Préchauffe de l'air	24
<b>Figure 24</b>	Recirculation d'air	25
<b>Figure 25</b>	Humidification d'air	25
<b>Figure 26</b>	Le débit du Naphta en fonction de température ambiante	38
<b>Figure 27</b>	Le taux de marche en fonction de température ambiante	38
<b>Figure 28</b>	Les pertes de charge en fonction de température ambiante	39
<b>Figure 29</b>	La puissance de ventilateur en fonction de température ambiante	40
<b>Figure 30</b>		
<b>Figure 31</b>		

## LISTE DES TABLEAUX

---

### *Liste des tableaux*

<b>Tableau 1</b>	La capacité journalière du complexe topping	07
<b>Tableau 2</b>	Les bacs de stockage du complexe topping	09
<b>Tableau 3</b>	Comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit	15
<b>Tableau 4</b>	Données de départ du Naphta de l'aéroréfrigérants (A-106 A/F)	26
<b>Tableau 5</b>	Données de départ du l'air	26
<b>Tableau 6</b>	Données de départ du l'aéroréfrigérants (A-106 A/F)	27
<b>Tableau 7</b>	La vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée	28
<b>Tableau 8</b>	Principaux résultats calculés dans le cas design (température ambient 37°C)	36
<b>Tableau 9</b>	Les principales causes des arrêts et perturbations pour la raffinerie RA2k	36
<b>Tableau 10</b>	Influence de la température ambiante sur les principaux paramètres de l'unité	37
<b>Tableau 11</b>	Principaux résultats calculés dans le cas température ambient 42°C	46
<b>Tableau 12</b>	Bilan d'évolution du manque en produits total du RA2K	46
<b>Tableau 13</b>	Bilan d'évolution du manque à produire de chaque produit	47

## **LISTE DES ANNEXES**

---

### **Liste des annexes**

Annexe 01	Les données pour calculer le coefficient de transfert de chaleur coté tube	55
Annexe 02	Le coefficient de transfert global à estimer	57
Annexe 03	La température de l'air estimée à la sortie	58
Annexe 04	La fiche technique de l'aéroréfrigérants A-106 A/F	60
Annexe 05	L'estimation économique	65

## LISTE DES ABREVIATIONS

---

### *Liste des abréviations*

RA1K : la raffinerie de Skikda

RA2K : la raffinerie topping de condensât Skikda

TRC : Pole de transport et canalisation

LGO: light gasoil

HGO: heavy gasoil

BOD: Biological Oxygen Demand

COD: Chemical Oxygen Demand

API: American Petroleum Institut

---

## INTRODUCTION GENERALE

La raffinerie de RA2K a été dimensionnée sur la base d'une température ambiante de 37°C (air ambiant), alors que la température réelle de fonctionnement dépasse 40°C, notamment en été. Cet écart de température influe directement sur les aéroréfrigérants A-106 A/F destinés à refroidir la Naphta jusqu'à la température de stockage.

En été, lorsque la température ambiante est importante, la capacité de refroidissement du Naphta au niveau d'aéroréfrigérants A-106 A/F se trouvent juste sur la limite, aussi avec les difficultés d'efficacité rencontrer au niveau de l'échangeur A-115 A/B ce qui influe directement sur la température de stockage du Naphta au niveau des bacs de stockage naphta 304-TK 001/002 qui sont dimensionnés pour stocker à une température maximale de 40 °C.

Pour le bon fonctionnement de l'unité U-100, il est nécessaire de diminuer le taux de marche de l'unité U-100, qui se traduit automatiquement par une réduction de la quantité de condensât traiter afin d'assurer les paramètres de processus exigés.

Le but de notre étude porte sur la recherche d'une solution, qui permet de faire fonctionner l'unité U-100 à sa capacité maximale sans avoir à subir les problèmes cités ci-dessus.

Le refroidissement du Naphta au niveau d'ensemble d'aéroréfrigérants A-106 A/F est fonction de plusieurs paramètres, à savoir

- ❖ Le débit du Naphta à refroidir ;
- ❖ Les conditions de température et de pression ;
- ❖ La température de l'air ambiant.

Pour mettre en évidence l'impact du changement de cette température sur le taux de marche de l'unité, et permettre le fonctionnement à régime maximal, il sera nécessaire de vérifier en premier lieu le cas design avec une température ambiante de 37°C, et de calculer les dimensions de nouveaux d'aéroréfrigérants avec une température ambiante de 42°C, Ce qui nous permettra d'atteindre le taux de marche maximal.

## **INTRODUCTION**

Le complexe topping de Skikda est destiné à traiter 5 MM tonnes métriques pendant une période continue de 330 jours de condensat provenant du terminal de la direction régionale de transport EST.

Ce complexe est conçu pour le traitement de Cinq charges différentes de condensat nommées comme suit : OB1, ALRAR, BEJAIA, RHOUD NOUSS, NEW OB1.

Les produits finis de l'unité tel que Butane, Naphta, Kérosène, Gasoil Léger (LGO) et Gasoil Lourd (HGO), sont stockés dans des bacs de stockage intermédiaire correspondant à une autonomie d'exploitation de quatre jours environ, avant de les expédiés vers la raffinerie RA1K.

L'unité fonctionne selon trois cas de marche définis ci-après :

- Cas A : Production maximale de Naphta et maximale Gasoil léger ;
- Cas B : Production maximale de Kérosène Jet A1 ;
- Cas C : Production maximale de Naphta et minimale Gasoil léger ;

Le complexe comprend plusieurs unités et installations de traitement à savoir :

- Unité Topping de Condensat (Unité-100) ;
- Unité de traitement de kérosène (Unité-200) ;
- Installations de stockage et transport de produits finis (Unité300) ;
- Système de torche (Unité-400) ;
- Utilités (Unité-500) ;

Les principaux équipements de l'unité sont :

- Colonne de préfractionnement : T-101 ;
- Colonne de distillation atmosphérique : T-103 ;
- Colonne de distillation sous vide : T-401 ;
- Colonne de stabilisation des essences : T201 ;
- Colonne de dépropaniseur: T301 ;
- Fours : F-101, F-102, F-103 ;[3]

### **I.1- IMPLANTATION DU COMPLEXE TOPPING DE CONDENSAT (RA2K) [3]**

Le complexe Topping de condensat ( RA2k ) est implanté à l'intérieure de la zone industrielle de Skikda, d'une superficie de 166800 m<sup>2</sup> et 16,68 hectares dont 10% bâtis.

Le complexe Topping de condensat (RA2k) se trouve sur la cote à 06 km à l'Est du chef-lieu de la wilaya de Skikda et à une hauteur moyenne d'environ 06 m au-dessus de la mer .

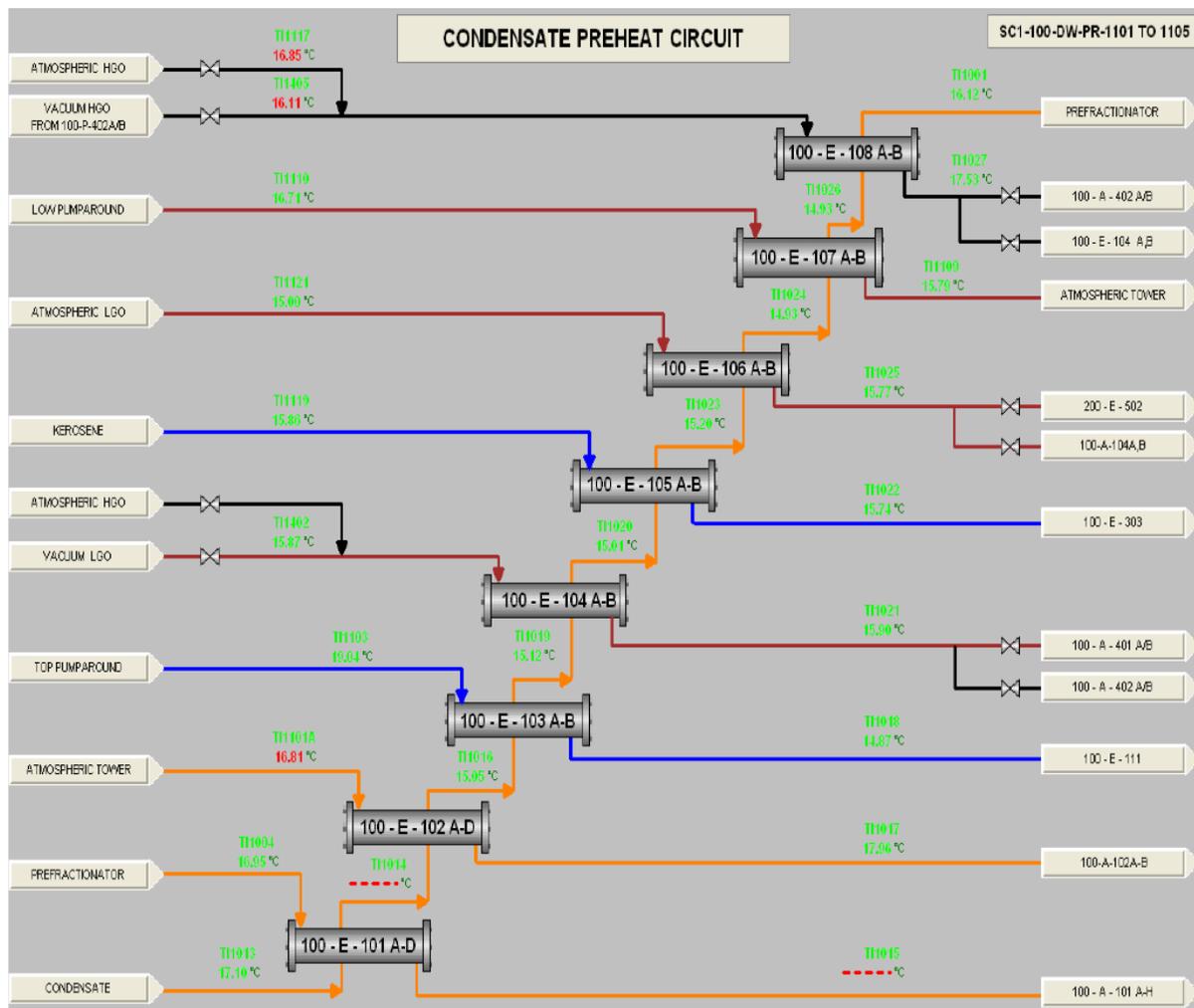


**Figure I.1 :** Position géographique du complexe Topping de condensat ( RA2k )

### **I.1.1-Unité de fabrication U-100 [3]**

#### ***I.1.1.1-Train de préchauffe***

La charge est pompée aux installations de l'unité Topping de Condensât à une pression de limite de 20 bars et une température de 30°C. Le Condensât est ensuite chauffé dans un train d'échangeurs de préchauffage avant d'entrer au préfractionneur (colonne de pré-distillation T101). Le train d'Echangeur de Préchauffage est divisé en 2 branches parallèles en vue de faciliter le fonctionnement à 50 % du débit.



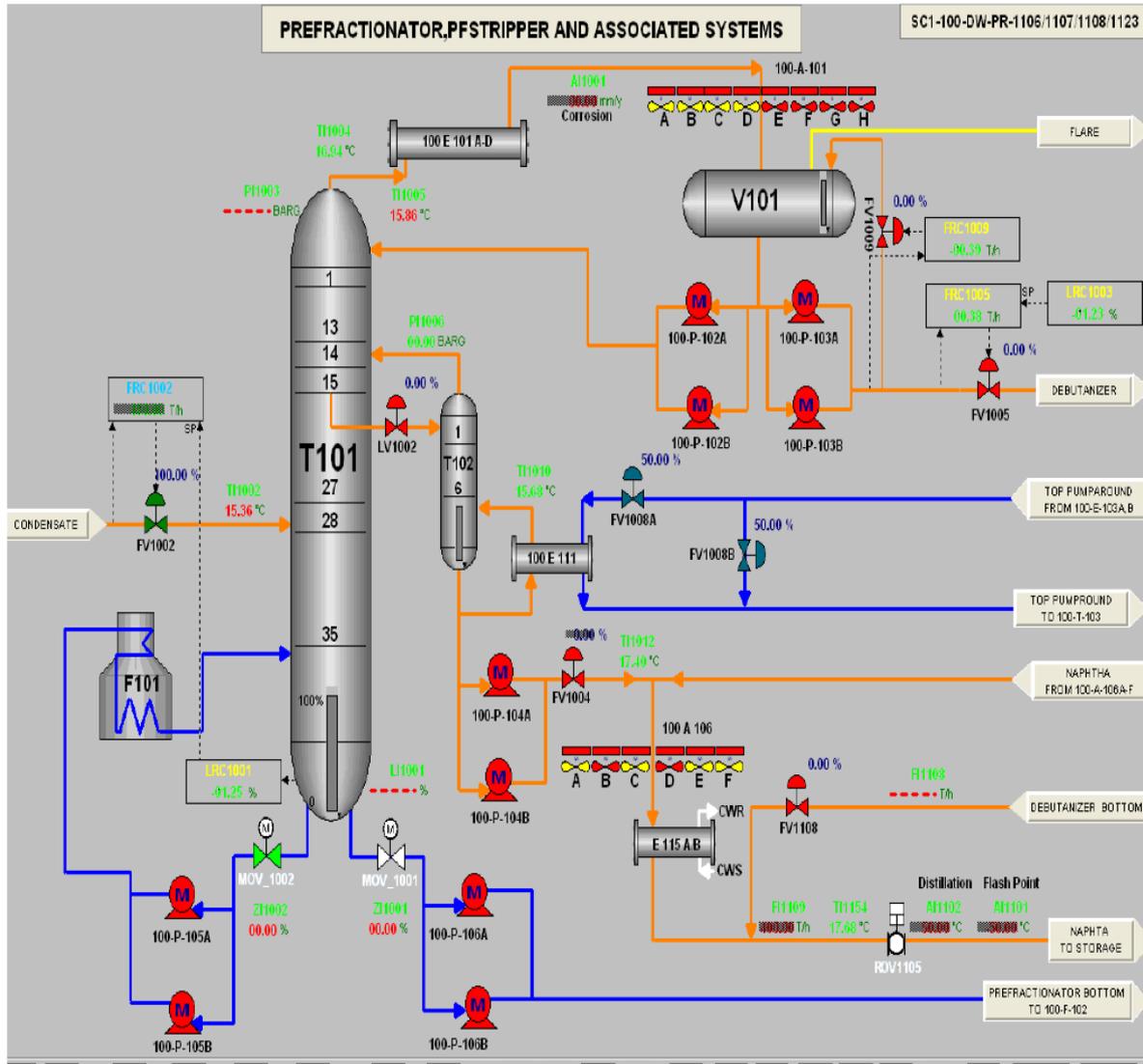
**Figure I.2:** Schéma de la section de préchauffe

### ***1.1.1.2-Préfractionnement***

La colonne T-101 (préfractionneur) a pour but de préfractionner le Condensat en trois produits:

- Coupe de tête (gaz et naphta) ;
- Coupe latérale (naphta stable.) ;
- Coupe de fond (condensat stable).

La colonne est conçue avec un ensemble de 35 plateaux, et reçoit le Condensat partiellement vaporisé au plateau n° 28.[3]



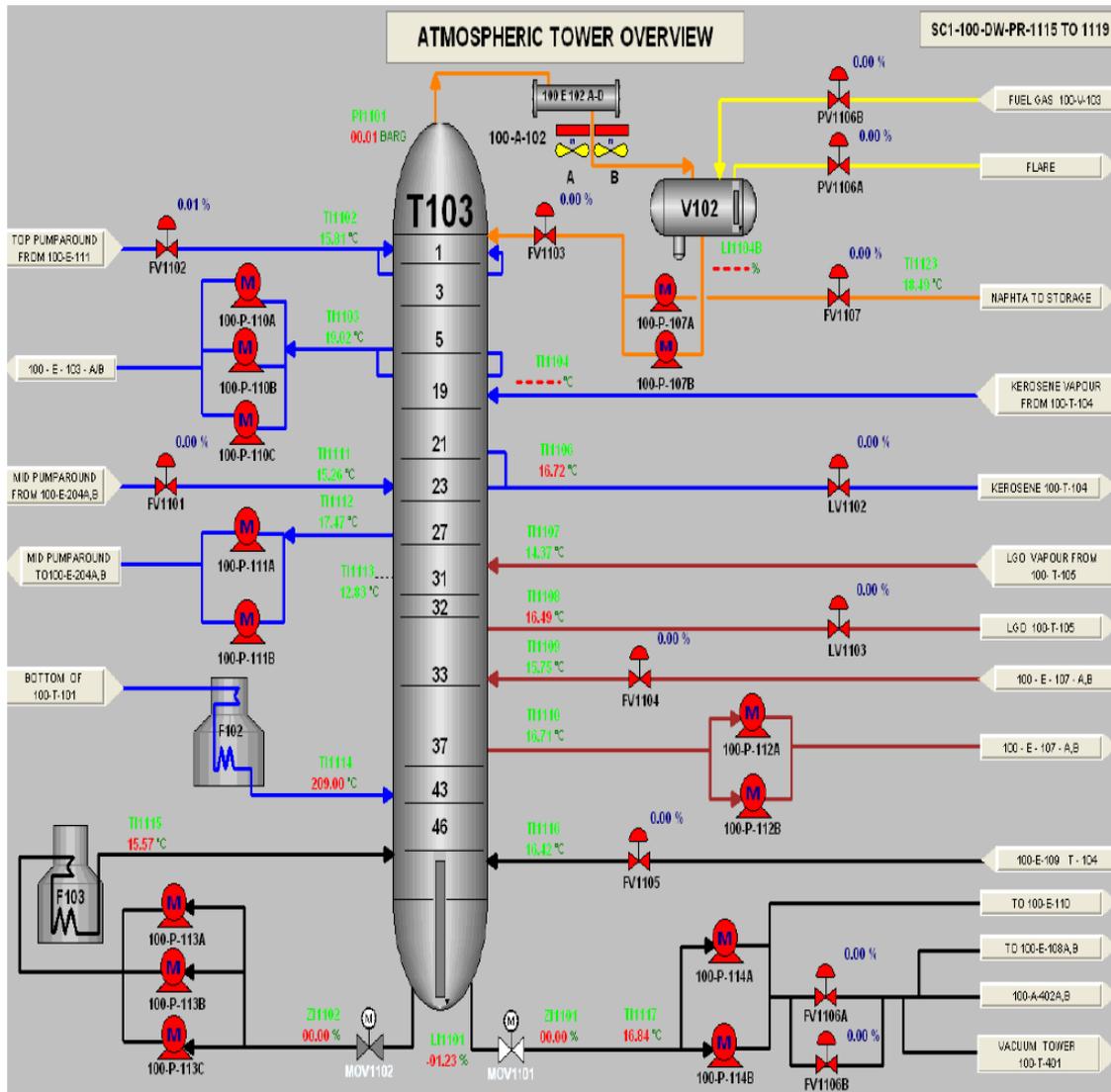
**Figure I.3:** Schéma de la section de préfractionnement de l'unité 100

### 1.1.1.3- Distillation atmosphérique

Le condensat stable issu du préfractionneur T-101 est acheminé vers la colonne atmosphérique T-103 après avoir préchauffé dans le four F-102 pour donner les quatre produits suivants:

- Coupe de tête (naphta) ;
- Coupe latérale (kérosène) ;
- Coupe latérale (gasoil léger) ;
- Coupe latérale (gasoil lourd).

La colonne contient 46 plateaux, elle a deux soutirages latéraux et trois reflux circulants. La colonne reçoit la charge au 46° plateau.



**Figure I.4:** Schéma de la section atmosphérique de l'unité 100

#### ***1.1.1.4- Distillation sous vide***

Le but de la tour sous vide T-401 est de récupérer une partie de l'LGO contenu dans le résidu atmosphérique issue du fond de la tour atmosphérique. Le LGO sous vide est mélangé avec le LGO atmosphérique, et le HGO du fond de la tour sous vide est envoyé à stockage. Le fractionnement est effectué au moyen de 2 zones de garnissages assurant le contact liquide-vapeur et séparé en deux coupes:

- Coupe latérale (Gasoil léger) ;
- Coupe de fond (Gasoil lourd)[3].

***1.1.1.5-Stabilisation des essences***

Cette étape est assurée par la colonne T-201 appelée débutaniseur qui est équipée de 50 plateaux, et l'alimentation est effectuée au plateau n° 26. La colonne de stabilisation, qui nous donne deux produits:

- En tête, la coupe Gaz de Pétrole Liquéfiés (GPL) ;
- Au fond, la coupe essence dite "stabilisée".

***1.1.1.6-Dépropaniseur***

La coupe GPL de la tête de colonne T-201 est ensuite fractionnée dans le dépropaniseur T-301. Cette étape permet d'obtenir en tête une coupe Propane et au fond une coupe Butane.

Le Butane rentre ensuite dans le package PKG-301 pour suivre un traitement de séchage, et sort comme produit fini vers stockage.

Le Propane est récupéré comme gaz combustible pour l'alimentation des fours. La colonne est équipée de 56 plateaux, et l'alimentation se fait au dessus du 27<sup>ème</sup> plateau.

***1.1.1.7-Compartment de séchage de butane***

Le système de séchage de butane contient deux colonnes à tamis moléculaire, il est utilisée pour le séchage et l'autre pour la régénération, le butane humide est dirigé en une direction vers le haut par la tour de séchage, où le tamis moléculaire absorbe de l'eau existe dans le butane. L'objectif de cette section est de sécher le butane jusqu'à 20 ppm.

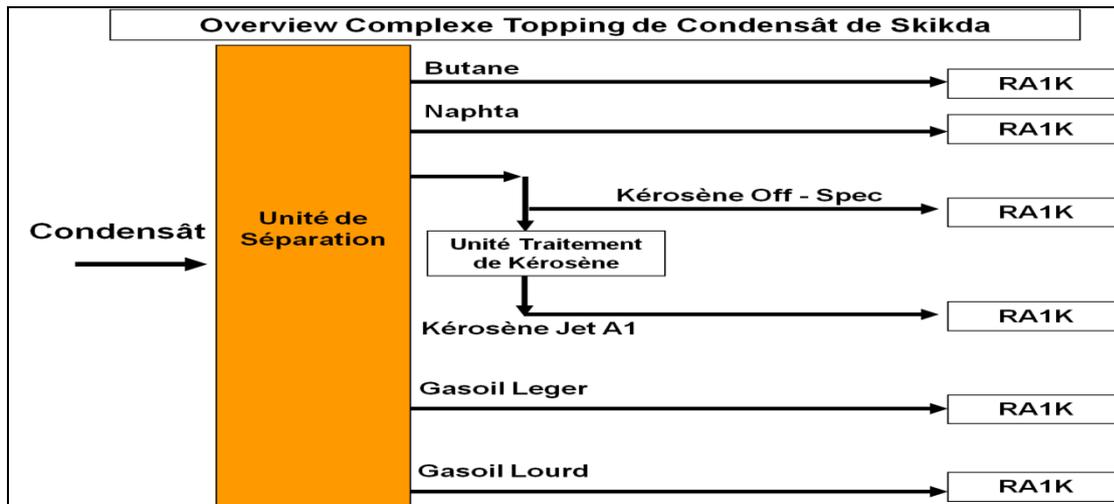
***1.1.1.8- Bilan de matière***

L'unité est conçue pour traiter une charge de condensat environ 5millionsT/an soit 15152 T/jour et répondre au programme de production donné dans le tableau 1.

**Tableau I.1 : la capacité journalière du complexe topping [3]**

Produits	Design			Actuel
	Cas A	Cas B	Cas C	
Butane (T/j)	339,2	339,2	339,2	226,08
Naphta (T/j)	12236,8	10515,6	12236,8	12288
Kérosène (T/j)	-	3007,7	1289,8	1696,8
Gasoil léger (T/j)	2196,8	908,8	908,8	677,04
Gasoil lourd (T/j)	349,1	349,1	349,1	216
Pertes (T/j)	30,1	31,6	28,3	48,08
Total (T/j)	15152	15152	15152	15152

La figure suivante montre le schéma synoptique du complexe:



**Figure I.5:** le schéma synoptique du complexe

### I.1.2-Unité de traitement de kérosène U-200

Cette unité de traitement de kérosène est destinée à la purification du kérosène produit par la colonne de distillation atmosphérique T-103. Sa mise en service dépendra des caractéristiques de kérosène. Elle ne peut être démarrée qu'après la mise en service de l'unité 100 au cas où le kérosène nécessitera des traitements. Sachant qu'actuellement le kérosène passe directement à l'unité RA1K.

Cette unité consiste en trois parties:

- traitement de Kérosène ;
- traitement de résidus caustique ;
- préparation et stockage soude caustique / acide.

### I.1.3-Unité de stockage et transfert U-300 [3]

L'unité 300 est située au sein de l'usine Topping condensat. Elle s'assume la réception, le stockage et l'alimentation de Condensat pour les unités de production, ainsi que la réception, le stockage et le transfert de tous les produits finis.

Le condensat sera livré à l'usine à partir du Terminal TRC. Les trois réservoirs de 25000 m<sup>3</sup> assurent une autonomie de trois jours environ de stockage.

Les autres produits finis seront stockés dans des bacs de stockage intermédiaire correspondant à une autonomie d'exploitation de quatre jours environ.

Ces produits finis seront transférés vers des installations de stockage correspondantes au niveau de la Raffinerie RA1K.

**Tableau I.2:** les bacs de stockage du complexe Topping[3]

Nom de bac	Produits	Nombres de bacs	Capacité(m <sup>3</sup> )
301-TK-001/002/003	Condensat	3	25000
304-TK-001/002	Naphta	2	36600
303-TK-001/002	Kérosène	2	5360
302-TK-001/002	LGO	2	2180
302-TK-003/004	HGO	2	860
305-TK-001/002	Butane	2	1400

#### **I.1.4-Unité des utilités U-500 [3]**

A l'exception de l'air instrument et l'air service qui sont produits par les moyens propres du complexe Topping, les utilités sont fournies par les structures suivantes :

Le gaz naturel : SONATRACH - RTE/TRC.

L'azote : Entreprise ENGI. MESSER.

L'électricité : Entreprise SONELGAZ.

L'eau industrielle : Entreprise EPDEMIA.

La vapeur d'eau : Raffinerie RA1K.

L'unité 500 comporte les utilités de l'usine :

- a-** Système de traitement des eaux usées (501) ;
- b-** Système d'eau de refroidissement(502) ;
- c-** .Système d'alimentation et de drainage d'eau (503) ;
- d-** .Réseau anti-incendie (504) ;
- e-** Système d'air comprimé, vapeur, azote (505).

## **INTRODUCTION**

Le fonctionnement des unités industrielles nécessite de porter les charges correspondantes à des conditions opératoires convenables, telles que la pression et la température. En ce qui concerne la température elle est en générale portée à des valeurs différentes de la température ambiante, le plus souvent par élévation.[1]

### **I.2-DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR [2]**

La théorie du transfert thermique est la science qui étudie les formes de propagation de la chaleur, on définit trois principaux modes de transfert de chaleur ;

#### **I.2.1. Le rayonnement**

Le rayonnement est l'émission par un corps d'ondes électromagnétiques qui sont les vecteurs de ce transfert de chaleur. Les ondes sont émises dans toutes les Directions et appartiennent au domaine de l'infrarouge et du visible. Aucun support matériel n'est nécessaire pour leur propagation.

Dans la pratique les trois modes de transfert coexistent mais l'un d'entre eux est généralement prépondérant ce qui conduit à des hypothèses simplificatrices.

La relation de base de rayonnement thermique est celle de STEPHAN BOLTZMANN :

$$\Phi = \varepsilon\sigma T^4 \text{ (I.1)}$$

Avec :

$\sigma$  : constante universelle appelée constante de Stéphane-Boltzmann, elle vaut 5.666971 [W/M<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>].

$\Phi$  : Densité du flux de chaleur émise par le corps [W/m<sup>2</sup>].

$\varepsilon$  : Emissivité thermique du matériau [adimensionnelle] .

T : Température du corps [K].

#### **I.2.2-La conduction**

La conduction est la propagation de la chaleur de molécules à molécules (ou d'atomes à atomes ou d'ions à ions) dans un corps ou dans plusieurs corps contigus sans qu'il y ait mouvement de ce milieu.

La loi qui régit le transfert de chaleur par conduction est la loi de Fourier. En géométrie monodimensionnelle :

$$Q_x = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad \text{(I.2)}$$

Avec :

X : Direction du gradient de température et de déplacement de la chaleur

$Q_x$  : Direction débit de chaleur par unité de temps [J/s]

$\lambda$  : Coefficient de conduction thermique [W.M<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]

A : Surface d'échange [m<sup>2</sup>]

T : Température [K]

### **I.2.3-La convection**

La convection est la propagation de la chaleur dans un fluide en mouvement, la transmission de chaleur s'effectue par l'action combinée de la conduction au sein du fluide et du mouvement du fluide. La conduction intervient donc dans la convection mais le mouvement du fluide entraîne des lois différentes d'un phénomène de conduction sans déplacement de matière.

On parlera de convection forcée quand le mouvement du fluide s'effectue grâce à des forces externes (pompe, ventilateur, agitateur) et de convection naturelle

Quand le mouvement s'effectue sous l'influence de différences de densités dues à des différences de températures au sein du fluide.

La loi fondamentale qui régit la convection est la loi de NEWTON :

$$Q = h.A.(T_s - T_f) \quad (I.3)$$

Avec :

Q : Débit de chaleur travers le solide [W].

h : Coefficient de chaleur [W.M<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>].

T<sub>f</sub> : Température moyenne de fluide [K].

T<sub>s</sub> : Température a la surface du solide [K].

T<sub>c</sub> : Température moyenne du solide T<sub>f</sub> < T<sub>s</sub> < T<sub>c</sub> [K].

### **I.2.4-Caractéristiques de fonctionnement des appareils thermiques [4]**

Les échanges de chaleur dans les procédés industrielles sont réalisés le plus souvent dans des appareils tubulaires dont les principales caractéristiques de fonctionnement sont:

- Le débit de chaleur échangé (Q) ;
- La surface d'échange (A) ;
- Le flux thermique (Φ).

L'expression générale de transfert de chaleur en conduction et convection s'écrit:

$$\Phi = \Delta T / R \quad (I.4)$$

En considérant l'inverse de la résistance au transfert de chaleur  $U = 1/R$

U: appelé coefficient globale d'échange

L'expression globale d'échange de chaleur devient:

$$\Phi = Q / A = U \times \Delta T \quad (I.5)$$

U exprimé en  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$  ou en  $kcal/h \text{ } m^2 \text{ } ^\circ C$ .

## **I.2.5-Facteurs essentiels de l'échange thermique [4]**

### ***I.2.5.1-L'écart de température ( $\Delta T$ )***

C'est la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, le flux thermique est d'autant plus grand que l'écart de température est plus élevé.

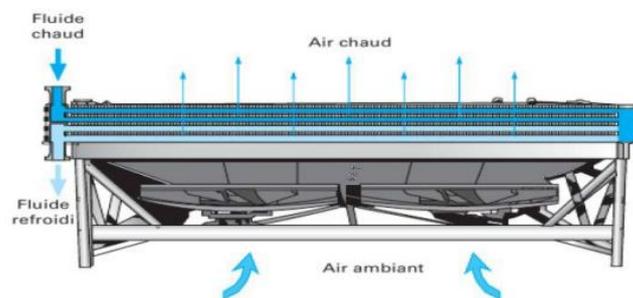
### ***I.2.5.2- Les résistances au transfert (R)***

Le transfert de chaleur rencontre des résistances dans la circulation entre les deux fluides, plus la valeur de la résistance globale est élevée, plus le flux thermique est faible pour un même écart de température.

## **INTRODUCTION**

Les aéroréfrigérants sont des échangeurs qui utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui, après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tubes généralement ailetés à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser. Les circulations de l'air et du fluide côté tubes s'effectuant à courants croisés.

Les aéroréfrigérants entrent en compétition avec les réfrigérants à eau et trouvent leur place dès que l'eau est rare, chère et que se posent des problèmes de pollution. Equipement d'Echange thermique.



**Figure I.6:** vue générale d'un aéroréfrigérants

### **I.3.1-les avantages et les inconvénients des aéroréfrigérants**

#### ***I.3.1.1- Les avantages des aéroréfrigérants***

- ❖ Disponibilité et gratuité de l'air ;
- ❖ L'air n'est, généralement, ni corrosif, ni encrassant ;
- ❖ L'entretien des aéroréfrigérants est plus facile et moins cher. Les coûts d'entretien représentent généralement 20 à 30 % de ceux de réfrigération à eau ;
- ❖ L'implantation d'une unité de production n'est pas conditionnée par l'installation d'aéroréfrigérants, au contraire de l'utilisation de réfrigérants à eau ;
- ❖ Impact réduit sur l'environnement.

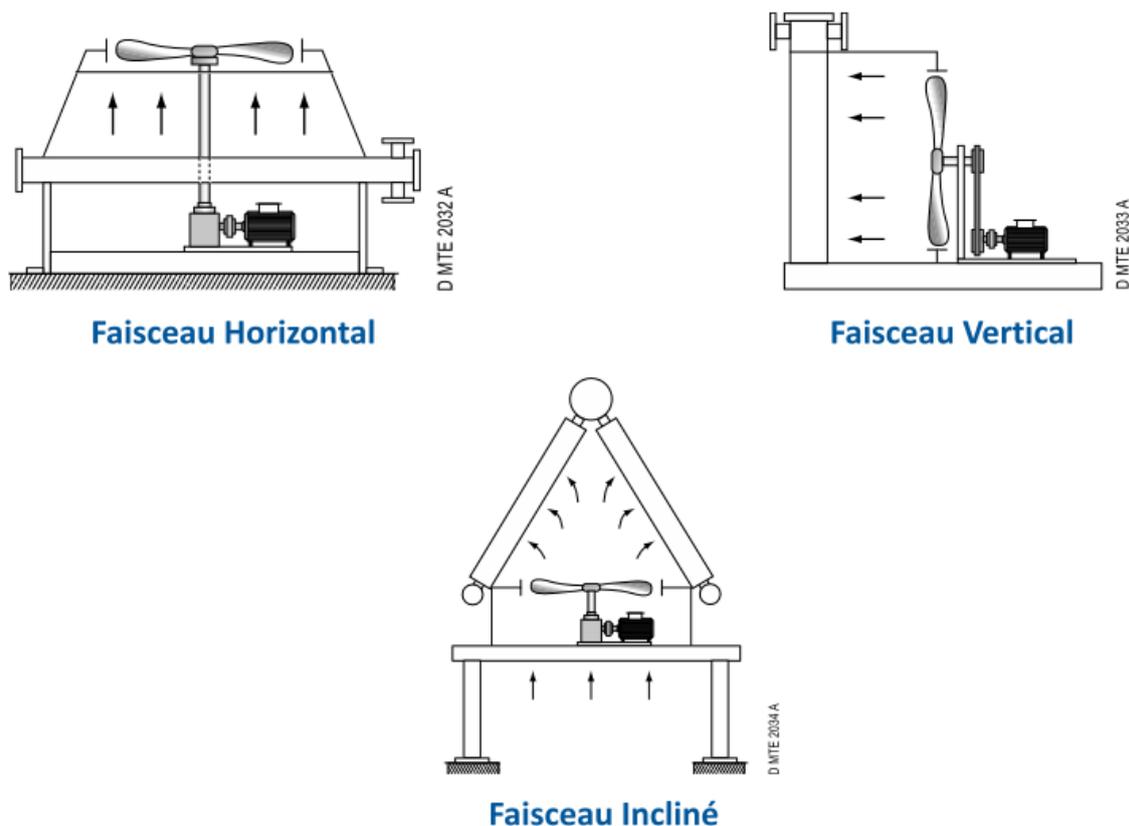
#### ***I.3.1.2-Les inconvénients des aéroréfrigérants***

- ❖ En raison de la chaleur spécifique faible de l'air, on ne peut pas atteindre des températures basses ;
- ❖ La nécessité de grandes surfaces à cause d'un coefficient de transfert faibles et de la chaleur spécifique faible de l'air ;
  - ❖ La nécessité d'utiliser des tubes à ailettes, une technologie spéciale ;
  - ❖ L'impossibilité de les installer près de gros obstacles tels que bâtiments, arbres, puisque la recirculation de l'air pourrait être bloquée ;

- ❖ Les variations saisonnières dans la température de l'air peuvent modifier les performances, le soleil apportant des variations de température non négligeables dans une journée. En hiver, de très basses températures peuvent provoquer le gel ;
- ❖ La nuisance sonore due aux ventilateurs.

### **I.3.2-Technologies des aéroréfrigérants**

Les aéroréfrigérants sont constitués de faisceaux tubulaires, de systèmes de ventilation d'air, des chambres de distribution d'air entre ventilateurs et faisceaux et de différentes structures. Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés.

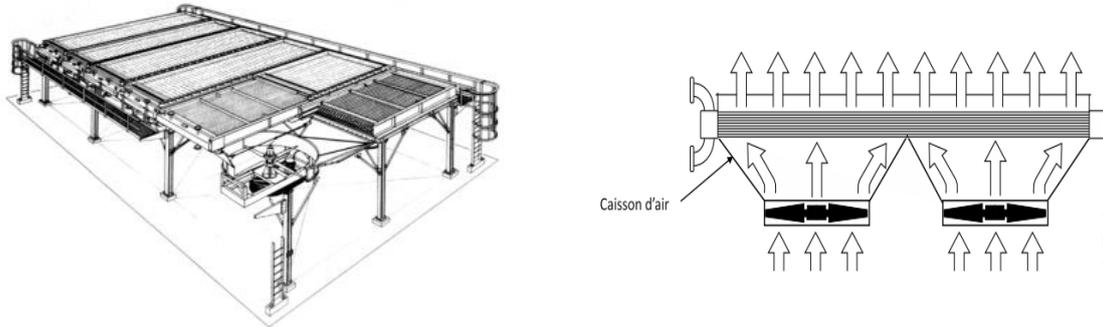


**Figure I.7 :** Les différents types des aéroréfrigérants

Le Standard API 661 de l'American Petroleum Institute définit les exigences concernant les matériaux utilisés, les règles d'études, de fabrication, d'inspection, d'essais, etc., pour l'utilisation d'aéroréfrigérants dans l'industrie pétrolière.

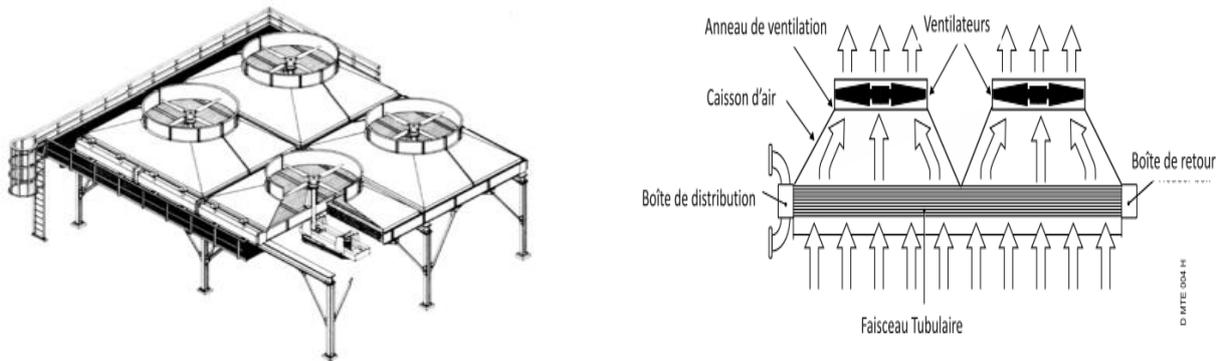
Pour la plupart des aéroréfrigérants de produits pétroliers les faisceaux sont horizontaux. Ils sont appelés à air induit lorsque les ventilateurs sont placés au-dessus des faisceaux. Ils sont dits à air forcé lorsque les ventilateurs sont situés au-dessous des faisceaux.[3]

❖ Le tirage forcé



**Figure I.8 : aéroréfrigérants à tirage forcée**

❖ Le tirage induit



**Figure I.9 : aéroréfrigérants à tirage induit**

Le tableau suivant représente une comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit :

**Tableau I.3:** comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit

air induit	air forcé
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bonne protection du faisceau</li> <li>• Bonne distribution de l'air</li> <li>• Bon tirage naturel quand les Ventilateurs sont arrêtés (conserve 30 à 40 % de son efficacité)</li> <li>• Place libre sous le faisceau pour l'installation d'autres équipements sous réserve des problèmes de sécurité</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bonne disposition de l'ensemble Moto-ventilateur qui travaille dans L'air froid</li> <li>• Puissance consommée plus faible</li> <li>• Bonne accessibilité du faisceau</li> <li>• Moins de vibrations</li> <li>• Maintenance plus facile</li> <li>• Possibilité d'intervention sur un ventilateur hors arrêt</li> </ul>

Le tirage induit présente de nombreux avantages sous l'angle des performances thermiques, mais le tirage forcé apporte une plus grande facilité pour la maintenance.

### ***1.3.2.1-Les faisceaux***

Les faisceaux sont constitués de tubes généralement ailetés, de boîtes de distribution et de châssis assurant la rigidité de l'ensemble.



**Figure I.10 : vue du haut des faisceaux**

#### ***A. Tubes à ailettes***

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont généralement constitués de tubes ailetés. Les tubes de base sont choisis parmi les tubes d'échangeurs. Le diamètre nominal le plus utilisé est 1 in avec une épaisseur minimum définie par une jauge BWG 14 pour l'acier au carbone, BWG 16 pour les aciers inoxydables. Des diamètres plus élevés (3.175 cm , 3.81 cm , 5.08 cm ) peuvent également être utilisés.

Les longueurs usuelles sont de 6.09 , 7.31, 9.14 m. Pour certaines unités, telles qu'en liquéfaction de gaz naturel, des longueurs de 12.19 et 15.24 m peuvent être fournies par certains constructeurs.

La disposition des tubes est à pas triangulaire droit. Pour des tubes de diamètre nominal 2.54 cm, munis d'ailettes hautes de diamètre standard 5.715 cm . Le pas entre les axes des tubes est choisi parmi les valeurs suivantes : 6.03 cm, 6.35 cm, 6.66 cm, 6.98 cm ; les plus utilisés sont toutefois 6.35 cm et 6.66 cm.

Les ailettes sont généralement en aluminium. Elles sont circulaires et sont enroulées en hélice sur le tube de base. Leurs hauteurs standards mesurant la distance entre pied et

Sommet sont 0.95 cm, 1.27 cm et 1,58 cm; cette dernière hauteur est la plus couramment utilisée et conduit à un diamètre de 5,71 cm pour un tube de base de 2.54 cm.

La mise en place d'ailettes apporte une surface d'échange complémentaire intéressante côté air. Toutefois, les ailettes constituent une résistance à la conduction minorant l'effet de surface. L'effet global est mesuré par l'efficacité de l'ailette. Cette efficacité est fonction de la géométrie et du matériau la constituant.

Les paramètres déterminant la surface ailetés sont la taille des ailettes et le nombre d'ailettes par unité de longueur (le pas entre ailettes). Le nombre d'ailettes/inch peut varier de 7 à 11, les valeurs les plus courantes sont de 10 et 11 ailettes/inch. En moyenne, le rapport Surface ailetés/Surface de base est de 20. Sachant que : 1 inch = 2,54 cm ;

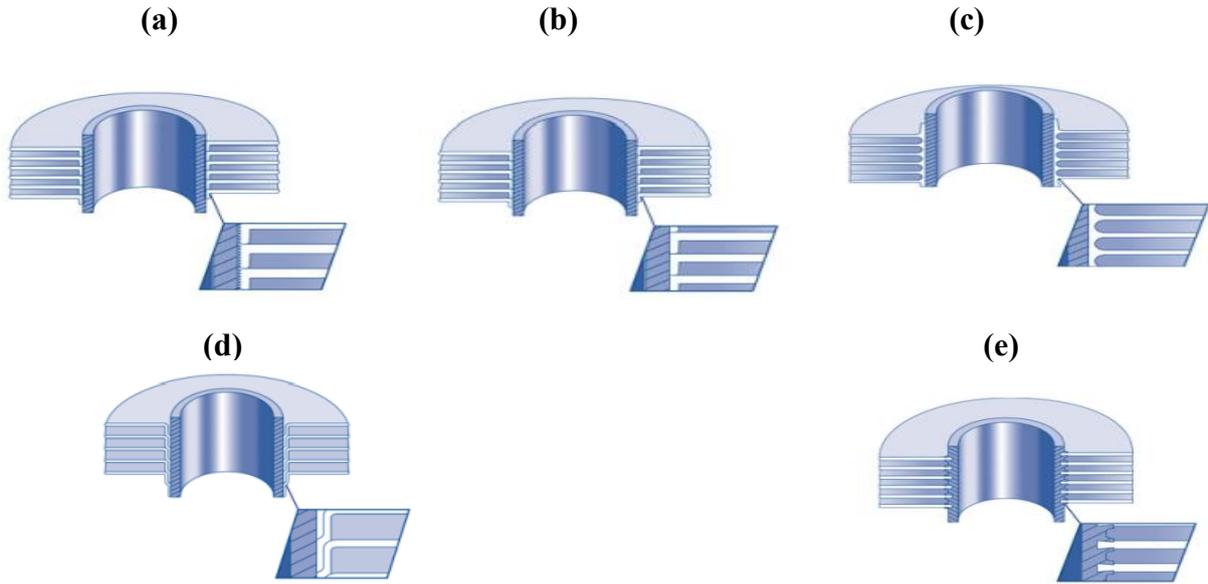
Les différents modes de fabrication sont utilisés pour réaliser des ailettes adaptées aux conditions de service :

- ❖ Ailette type L avec moletage ;
- ❖ Ailette type double L ;
- ❖ Ailette encastrée type G ;
- ❖ Ailette extrudée sur tube bimétallique ;
- ❖ Ailette type L.

La forme de type L est obtenue par enroulement d'une feuille d'aluminium dont une partie constitue le pied de l'ailette plaqué sur le tube. La qualité du contact ailette-tube n'est pas très bonne. La température maximum d'utilisation est 120°C.

La technique de fabrication est similaire à celle du type L, un moletage du pied de l'ailette est réalisé simultanément à l'enroulement et améliore le contact ailette-tube. La température maximum d'utilisation est dans la fourchette 175-250°C.

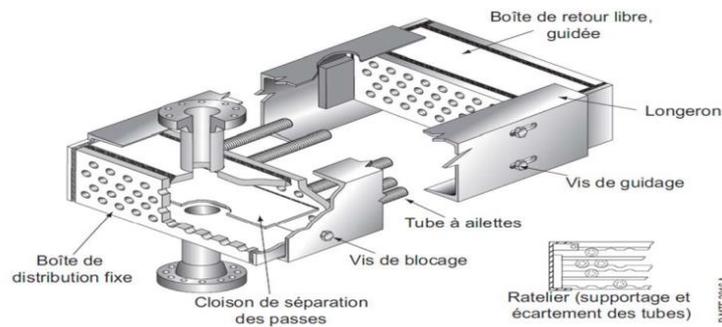
Les différents types des ailettes sont représentées par la figure suivante :



**Figure I.11:** Les différents types des ailettes ((a) : Ailette type L avec moletage ;(b) : ailette type L ;(c) ailette extrudée sur tube bimétallique ;(d) : ailette double L ;(e) : ailette type G).

*B. Les boîtes de distributions ou collecteurs*

Les boîtes ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigéré ou condensé à la sortie. Sauf pour les collecteurs cylindriques, les boîtes comprennent chacune une plaque tubulaire dans laquelle sont fixées les extrémités des tubes par soudage. La répartition du fluide en une ou plusieurs passes est assurée par des plaques de séparation soudées. Les tubulures d'entrée et de sortie du fluide sont soudées sur les boîtes ou collecteurs.



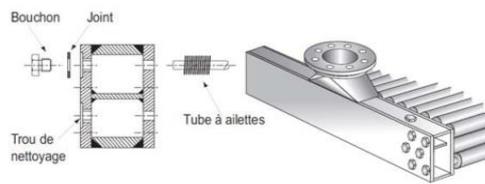
**Figure I.12:** vue générale pour boîtes de distribution et collecteur

Les différents types de boîtes ou collecteurs peuvent être adaptés aux conditions de service et impératifs de maintenance.

❖ *Boîtes ou collecteurs à bouchons*

C'est le type le plus utilisé et son coût est modéré. Il consiste en une boîte parallélépipédique soudée munie d'une ou plusieurs tubulures.

Des trous sont aménagés dans la plaque avant en alignement avec les tubes fixés sur la plaque tubulaire ; ils permettent le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes. Leur utilisation est possible jusqu'à des pressions d'opération de l'ordre de 200 bar.



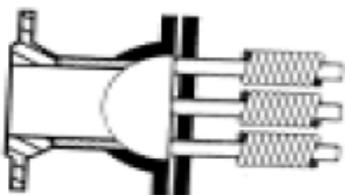
**Figure I.13:** Boîtes ou collecteurs à bouchons

Aussi il y'a d'autres types de collecteurs (Figure 14)

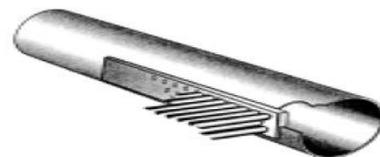


Collecteurs cylindriques

Boîtes ou collecteurs à couvercle démontable



Collecteurs à bonnet



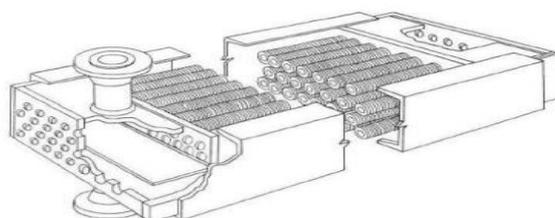
Collecteurs manifold

**Figure I.14 :** Les différents types de boîtes ou collecteurs

### C. Assemblage et arrangements des faisceaux tubulaires

#### ❖ *Nombre de tubes d'un faisceau*

Les faisceaux sont obtenus par assemblage de tubes ailetés, de collecteurs, de supports de tubes pour éviter leur fléchissement et de longerons constituant le châssis et contribuant à la rigidité de l'ensemble.

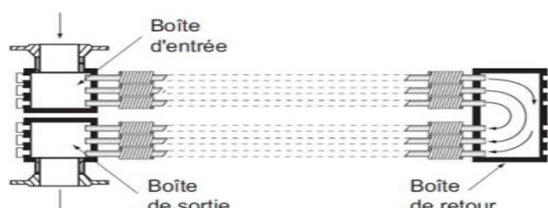


**Figure I.15:** Vue générale d'un faisceau tubulaire

La largeur maximale d'un faisceau est limitée à 3,2 ou 3,5 m, selon les constructeurs. Pour la solution classique de tubes ailetés 2.54 cm – 5.71 cm avec un pas de 6.35 cm, une largeur de 3,5 m permet de loger 54 tubes constituant une rangée (une nappe). Par ailleurs, le nombre minimum recommandé de nappes ou rangées est égal à 4 pour obtenir une circulation à courants croisés bien établie, l'écoulement n'étant pas vraiment transversal pour un nombre de rangées moindre. Pour une largeur de faisceau donnée, l'augmentation du nombre de rangées permet d'installer une surface d'échange plus grande par faisceau ceci peut être intéressant pour l'encombrement.

#### ❖ *Répartition des passes et des tubes par passe*

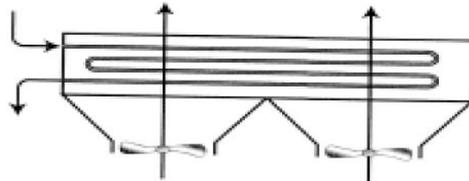
Le nombre de passes côté tubes et la répartition des tubes sur chacune des passes permettent d'ajuster les vitesses d'écoulement du fluide à refroidir ou à condenser. La répartition des passes et des tubes par passe est réalisée par des cloisons de séparation dans les boîtes ou collecteurs. On peut soit prévoir un nombre de rangées égal ou différent sur chacune des passes.



**Figure I.16:** Répartition des passes et des tubes

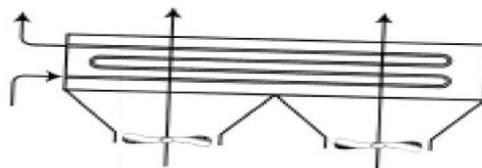
❖ *Organisation de la circulation*

Pour une meilleure efficacité la circulation à courants croisés doit être à contre-courant d'ensemble (l'entrée du produit à réfrigérer ou à condenser est aménagée du côté de la sortie de l'air).



**Figure I.17:**L'organisation à contre-courant

L'organisation à co-courant d'ensemble est moins performante du point de vue de l'échange thermique mais peut néanmoins présenter un intérêt en cas de risque de gel, car la température de la paroi des tubes, intermédiaire entre la température de l'air et la température du produit, est plus élevée qu'à contre-courant d'ensemble et de ce fait présente moins de risques.



**Figure I.18 :**L'organisation à Co-courant

***1.3.2.2-Le système de ventilation***

❖ *Les ventilateurs*

La distribution d'air froid ambiant sur les faisceaux tubulaires est assurée par la rotation de ventilateurs dont le diamètre est de 1.82 à 5.48m. Les systèmes de ventilation comportent des ventilateurs entraînés par des moteurs et des dispositifs de réglage de débit d'air.

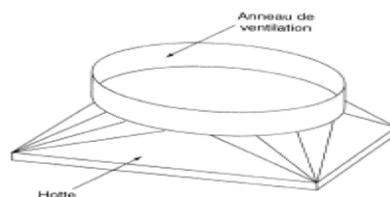
Afin d'obtenir une distribution d'air correcte sur toute l'aire faciale (aire qui fait face aux ventilateurs) des faisceaux, la surface occupée par les ventilateurs doit être au minimum égale

à 40% de cette aire. Pour les très grandes longueurs de tubes, de l'ordre de 15.24 m, cette considération impose d'installer trois ventilateurs dans le sens de la longueur des faisceaux.

### I.3.3-Les chambres de distribution de l'air

L'air débité par les ventilateurs est distribué sur les faisceaux (air forcé) ou collecté à la sortie des faisceaux (air induit) par l'intermédiaire d'une chambre ou caisson.

La chambre ou hotte peut être parallélépipédique ou pyramido-tronconique pour assurer une meilleure répartition de l'air sur toute la surface faciale.

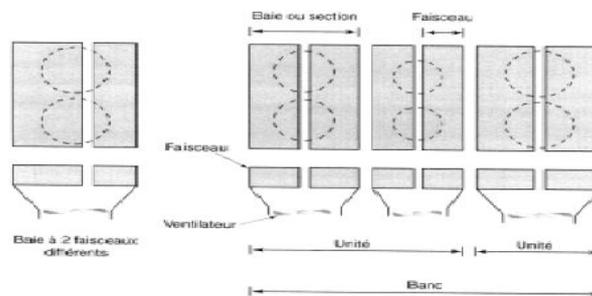


**Figure I.19 :** Les chambres de distribution de l'air

### I.3.4-L'ensemble d'aéroréfrigérants

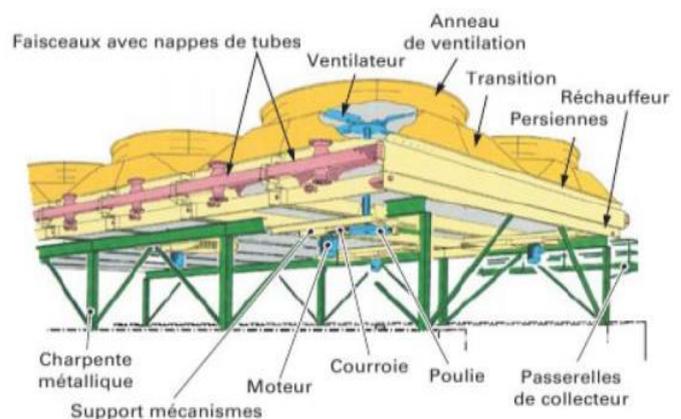
Dans le cas de plusieurs aéroréfrigérants, la distance entre le sol et les faisceaux doit permettre une surface latérale totale d'aspiration d'air au moins égale à l'aire faciale totale du groupement, afin d'assurer une bonne distribution d'air sur tous les faisceaux.

L'ensemble d'aéroréfrigérants mis en place pour un service donné est appelé unité ; cet ensemble est constitué d'une ou plusieurs baies (ou sections) en parallèle, chaque baie comprenant elle-même un ou plusieurs faisceaux en parallèle. Plusieurs unités regroupées constituent un banc.



**Figure I.20 :** L'ensemble d'aéroréfrigérants

Les études d'implantation des aéroréfrigérants doivent prendre en compte les conditions de leur environnement immédiat ayant une influence sur l'alimentation en air : les vents dominants, les obstacles qui font écran à proximité, mouvements de terrain, immeubles, salles de contrôle ou de machines, structures, fours, colonnes, etc. Lorsque des unités adjacentes doivent être implantées, l'altitude des faisceaux doit être identique ainsi que le type de tirage. La proximité de sources d'air chaud, telles que des fours, est à éviter.



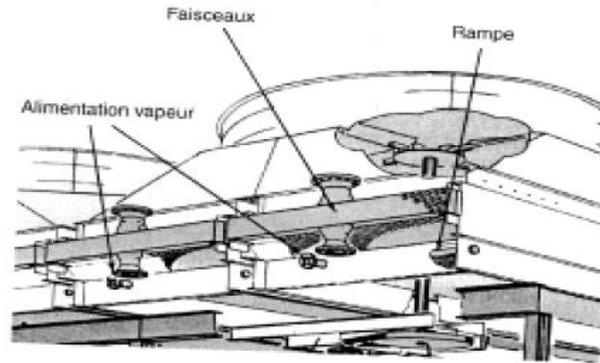
**Figure I.21 :** Vue générale de l'ensemble d'aéroréfrigérants

### **I.3.5. Les dispositifs spéciaux**

#### **❖ Préchauffe de l'air**

Pour éviter des problèmes potentiels de gel, en saison froide, si le fait de faire circuler l'air à co-courant, comme vu précédemment ne suffit pas, on peut avoir recours à une opération de préchauffage de l'air à une température suffisante pour que la température de paroi reste à un niveau convenable. Des rampes de chauffage à la vapeur d'eau sont installées sous la première rangée de tubes des faisceaux.

Leur utilisation est particulièrement intéressante au démarrage des installations en période de froid, la température de paroi étant alors très basse. Elle est souvent associée au système de persiennes, qui permet dans ces phases de démarrage de limiter le débit d'air.

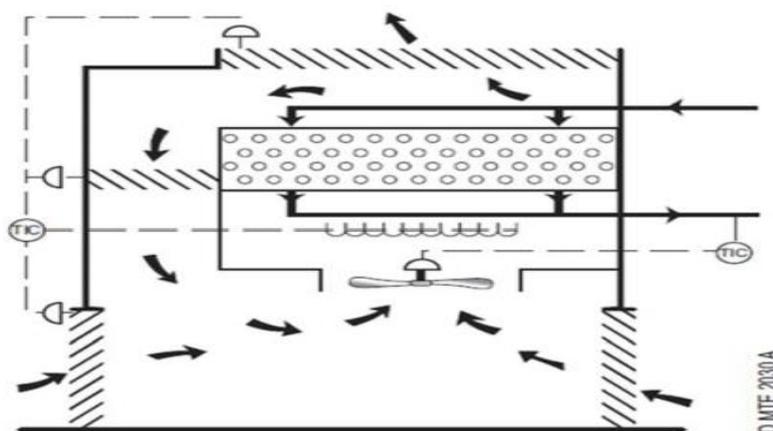


**Figure I.22 : Préchauffe de l'air**

❖ *Recirculation d'air*

Si le préchauffage se révèle également insuffisant, il est nécessaire d'organiser une recirculation d'air chaud en mélange avec l'air froid pour obtenir la température d'air adéquate.

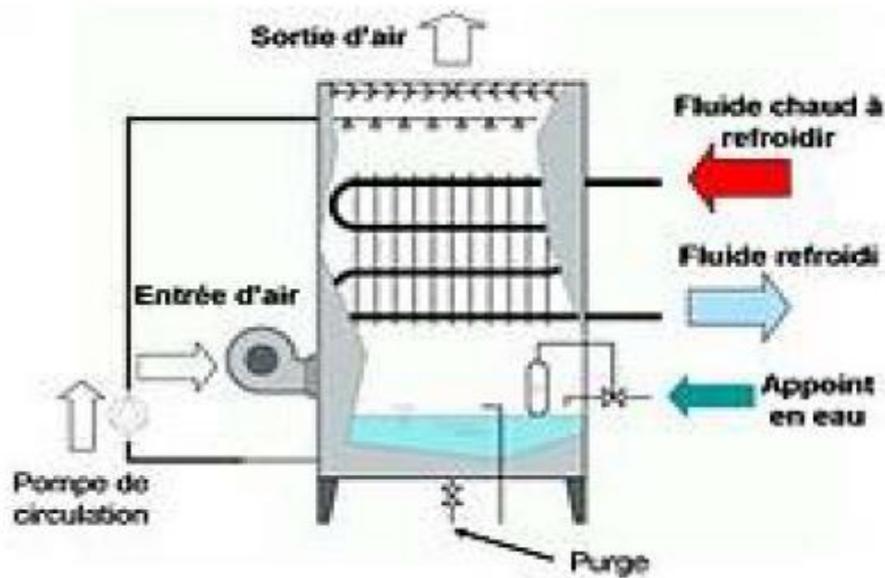
Une chambre de recirculation entourant complètement l'aéroréfrigérants est installée avec un système de persiennes ou volets à ouverture automatique commandée par une chaîne de régulation de la température d'air. Des rampes de réchauffage à la vapeur restent indispensables pour les démarrages. L'installation complète est fiable mais très onéreuse, l'ensemble coûtant environ 1,5 fois le coût de l'aéroréfrigérants seul.



**Figure I.23 : Recirculation d'air**

❖ *Humidification d'air*

Dans les climats chauds et secs, des systèmes d'humidification sont utilisés sur les aéroréfrigérants pour abaisser la température d'air. Des chambres d'humidification équipées de pulvérisateurs d'eau sont installées sur le circuit d'air entrant. L'eau non évaporée est récupérée dans un bassin et, mélangée avec l'eau d'appoint, constitue l'eau alimentant les buses de pulvérisation.



**Figure I.24 : Humidification d'air**

## INTRODUCTION

Dans notre unité de raffinage (U-100) la philosophie du refroidissement du produit semi-fini Naphta vers stockage est basée sur l'utilisation d'aéroréfrigérants A-106 A/F, mais pendant la période d'été l'unité U-100 présente des difficultés a refroidir la Naphta jusqu'à la température de stockage a cause du température ambiante haut , ce qui engendre une réduction obligatoire du taux de marche de l'unité , cela conduit automatiquement à une réduction de la production générale de notre raffinerie , pour cela on va

- Vérifier les calculs thermiques donner par le constructeur ;
- Le redimensionnement d'une nouvelle aéroréfrigérants basé sur la température maximale pendant l'été 42°C;
- Estimer le coût de la nouvelle aéroréfrigérant

### II.1-CALCUL VERIFICATIF D'AEROREFRIGERANTS A-106 A/F [4,5]

#### II.1.1-Données de départ

Les données de design sont au niveau de l'annexe (04).

**Tableau II.1:** Données de départ du Naphta de l'aéroréfrigérants (A-106 A/F)

propriété	valeur
Température entrée - $T_1$ - [°C]	124,5
Température sortie - $T_2$ - [°C]	50
Masse volumique liquide - $\rho$ - [kg/m <sup>3</sup> ]	657,81
Chaleur spécifique liquide - $C_p$ - [kcal/kg, °C]	0,5732
Conductivité thermique - $\lambda$ - [kcal/h.m.°C]	0,0946
Viscosité dynamique liquide - $\mu$ - [kg / m.s]	0,000261
Résistance d'encrassement - $R_m$ - [h.m <sup>2</sup> .°C/kcal]	0,0001
Débit massique - $M$ - [kg/h]	398481

**Tableau II.2:** Données de départ de l'air

Propriété	valeur
Température entrée - $t_2$ - [°C]	37
Chaleur spécifique - $C_a$ - [kcal/kg, °C]	0,2406
La masse volumique de l'air $\rho_a$ à $t = 37$ °C - [kg/m <sup>3</sup> ]	1,104
Conductivité thermique de l'air - $\lambda_a$ - [kcal/h.m.°C]	0,0231
Viscosité dynamique de l'air - $\mu_a$ - [kg / m.s]	$1,89.10^{-5}$
Résistance d'encrassement - $R_{air}$ - [h.m <sup>2</sup> .°C/kcal]	0,0002
Diamètre du ventilateur - $d_v$ - (m)	4,26
Volume d'air réel par ventilateur, - $Q_v$ -m <sup>3</sup> /s	120,96

**Tableau II.3 : Données de départ du l'aéroréfrigérants (A-106 A/F)**

Propriété	valeur
Diamètre extérieur des tubes ( $d_0$ ), m	0,0254
Diamètre intérieur des tubes ( $d_i$ ), m	0,0226
Longueur des tubes (L), m	12,5
Largeur de la cellule ( $l_c$ ), m	5,40
Pas des tubes (triangulaires), ( $S_t$ ), m	0,069850
Nombre de rangées ( $N_R$ )	6
Nombre de tubes total ( $N_T$ )	1296
Nombre de passes ( $N_P$ )	3
Nombre de tubes par rangée ( $N_{t/r}$ )	36
Nombre de cellules	3
Nombre de faisceaux ( $N_f$ )	6
Nombre de ventilateurs ( $N_v$ )	6
Nombre de tubes par faisceaux	216
Diamètre extérieur d'ailettes ( $D_f$ ), m	0,05715
Epaisseur d'ailettes (t), m	0,0004
Hauteur d'ailettes (l), m	0,01578
Nombre d'ailettes par mètre	433
Rapport, $A_t/A_0$	22,81
Espacement entre les ailettes (e), m	0,0019
Diamètre racine ( $d_r$ ), m	0,0258
résistance ailette ( $r_m$ ) - [h.m <sup>2</sup> .°c/kcal]	0,000151

### II.1.2-Calcul de la surface d'échange installée

Surface d'échange total exprimé par rapport au diamètre extérieur:

$$A_0 = \pi \times d_0 \times L \times N_T \quad (\text{Eq.01})$$

D'après le tableau 6 :

$$A_0 = 3,14 \times 0,0254 \times 12,5 \times 1296$$

$$\text{Donc : } A_0 = 1292,04 \text{ m}^2$$

Surface faciale installée:

$$F_A = l_c \times L \times \text{les nombres des cellules} \quad (\text{Eq.02})$$

$$F_A = 5,40 \times 12,5 \times 3$$

$$\text{Donc : } F_A = 202,5 \text{ m}^2$$

### II.1.3- Calcul du coefficient de transfert cote air ( $h_{air}$ )

❖ Hypothèse sur la vitesse de l'air ( $V_f$ )

Les vitesses de l'air recommandées en fonction du nombre de rangées sont données dans le tableau suivant :

**Tableau II.4 :** La vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée

Nombre de rangées $N_R$	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Vitesse faciale $V_f$ (m/s)	3,20	3,02	2,87	2,75	2,58	2,48	2,36	2,26	2,16

Les aéroréfrigérants (A-106 A/F) comporte 6 rangées de tubes ( $N_R = 6$ )

Donc la vitesse faciale recommandée :  $V_f = 2,75$  m/s

Mais d'après les fiches techniques d'aéroréfrigérants (A - 106 A/F) donnée par le constructeur on a :

$$N_R = 6$$

$$V_f = 3,8 \text{ m/s}$$

On va continuer notre calculs avec ces données

❖ Quantité de chaleur échangée (Q)

$$Q_{naphta} = M \times C_p ( T_1 - T_2 ) \quad (\text{Eq.03})$$

$$Q_a = m_a \times C_a \times ( t_2 - t_1 ) \quad (\text{Eq.04})$$

Avec

$$Q_{naphta} = Q_a$$

Q : Quantité de chaleur échangée, kcal/h ;

M : Débit massique du Naphta, kg/h ;

$m_a$  : Débit massique d'air, kg/h ;

$T_1, T_2$  : Températures d'entrée et de sortie du GPL ;

$t_2, t_1$  : Températures d'entrée et de sortie de l'air ;

$C_p$ : Chaleur spécifique du Naphta ;

$C_a$ : Chaleur spécifique de l'air ;

$$Q_{naphta} = M \times C_p ( T_1 - T_2 )$$

$$Q_{naphta} = 398481 \times 0,5732 \times ( 124,5 - 50 )$$

$$Q_{naphta} = 17,01 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

❖ Température de l'air à la sortie ( $t_2$ )

$$Q = V_f \cdot C_a \cdot \rho_a \cdot F_a (t_2 - t_1) \quad (\text{Eq.05})$$

$$D'où \ t_2 = \frac{Q}{F_a \cdot 3600 \cdot C_a \cdot \rho_a \cdot V_f} + t_1$$

$F_a$  : Surface faciale,  $m^2$

$V_f$  : Vitesse faciale de l'air, m/s

$\rho_a$  : La masse volumique de l'air à  $t = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\text{kg}/m^3$

$C_a$  : Chaleur spécifique de l'air,  $\text{kcal}/\text{kg},^\circ\text{C}$

$$t_2 = 60,14 \text{ }^\circ\text{C}$$

❖ Débit massique d'air de réfrigération ( $m_a$ )

$$m_a = \frac{Q}{(t_2 - t_1) \times C_a}$$

$$m_a = 17,01 \times 10^6 \times ( 60,14 - 37 ) \times 0,2406$$

$$m_a = 3058481,48 \text{ kg/h}$$

Le coefficient de film côté air " $h_{air}$ " au condition de service donné par la formule de E. Briggs et E. YOUNG :

$$h_{air} = \frac{Nu \times \lambda_a}{d_r} \quad (\text{Eq.06})$$

$$Nu = 0,134 \times Re^{0,681} \times Pr^{1/3} \times (e/l)^{0,2} \times (e/t)^{0,1134} \times A_t/A_0 \quad (\text{Eq.07})$$

$A_t$  : Surface totale des tubes compris les ailettes,  $m^2$

$A_0$  : Surface totale des tubes nus,  $m^2$

$d_r$  : diamètre racine

e : Espacement entre ailettes, m

l : Hauteur de l'ailette, m

t : Epaisseur de l'ailette, m

❖ Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{d_r \times G_{max}}{\mu} \quad (\text{Eq.08})$$

Avec  $G_{max}$  est la vitesse massique au niveau de la surface ailetée:

$$G_{max} = \frac{m_a \times V_m}{F_A \times V_f} \quad (\text{Eq.09})$$

avec :  $\frac{V_m}{V_f} = 2$

$$G_{max} = 8,39 \text{ kg/s.m}^2$$

$$Re = 11432,48$$

❖ Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{c_a \times \mu_a}{\lambda_a} \quad (\text{Eq.10})$$

Avec :

$\lambda_a$  : Conductivité thermique de l'air, Kcal/h.m.c

$\mu_a$  : Viscosité dynamique de l'air, kg/m.s

$$Pr = 0,70$$

Donc on trouve :

$$Nu = 1234,03$$

$$h_{air} = 1109,35 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{c}$$

#### **II.1.4. Calcul du coefficient de transfert de chaleur cote tubes (hi)**

Au niveau des aéroréfrigérants A-106 A/F elle n'est y a pas de changement de phase, le produit (Naphta) est juste refroidi jusqu'à la température de 50 °C donc les paramètres à calculés seront les suivants :

1. la chaleur échangée.
2. la différence de température logarithmique moyenne.
3. le coefficient de transfert de chaleur du Naphta.

4. la surface d'échange.

❖ la chaleur échangée

$$Q_{naphta} = M \times C_p ( T_1 - T_2 )$$

$$Q_{naphta} = 398481 \times 0,5732 \times ( 124,5 - 50 )$$

$$Q_{naphta} = 17,01 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

❖ Différence de température logarithmique moyenne (DTLM)

On calcule la DTLM d'un échangeur à contre-courant

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 124,5 - 60,14$$

$$\Delta T_1 = 64,35^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 50 - 37$$

$$\Delta T_2 = 13^\circ\text{C}$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{Eq.11})$$

$$DTLM = 32,10^\circ\text{C}$$

Puisque l'aéroréfrigérants A-106 A/F contient un nombre de passages de tube de trois(3) passes il faut corriger la DTLM avec le facteur de correction F, ce facteur de correction est donné en fonction des paramètres R, r et le nombre de passages de tubes avec

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$r = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$N_p = 3^2$$

Donc R= 3,21 et r = 0,26

F est trouvé graphiquement (l'annexe01)

$$F = 0,965$$

La DTLM corrigée est

$$DTLM_{corrigée} = DTLM \cdot F \quad (\text{Eq.12})$$

$$DTLM_{corrigée} = 30,98^\circ\text{C}$$

❖ le coefficient de transfert de chaleur du Naphta

$$h_i = j_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda}\right)^{0.33} * \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad (\text{Eq.13})$$

$j_h$  : Facteur de Colburn :  $j_h$  du graphe à l'annexe (01)

❖ Nombre de Reynolds (Régime d'écoulement)

$$Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \quad (\text{Eq.14})$$

$$G_t = \frac{M}{a_t} \quad (\text{Eq.15})$$

M : Débit massique du Naphta.

$a_t$  : Section de passage du Naphta dans les tubes.

$\mu$  : Viscosité du Naphta.

$G_t$ : vitesse massique du Naphta dans les tubes des aéroréfrigérants.

$$a_t = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_T}{4 \cdot N_p} \quad (\text{Eq.16})$$

$N_p$  : Nombre de passe.

$N_T$ : Nombre des tubes.

Donc

$$a_t = 0,17m^2$$

$$G_t = 639,05 \text{ kg/s.m}^2$$

$$Re = 5,53 \cdot 10^4 > 10^4$$

Donc : le régime d'écoulement de la charge est un régime turbulent.

D'après l'abaque de Whittier (annexe 01)

$$\frac{L}{d_i} = 553,09$$

$$j_h = 175$$

$$h_i = j_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{C_p * \mu}{\lambda}\right)^{0.33} * \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14}$$

$$\frac{\mu}{\mu_t} = 1$$

$$h_i = 1300,43 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

$$h_{i0} = h_i * \frac{d_i}{d_0}$$

$$h_{i0} = 1157,08 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

❖ Calcul du coefficient de transfert "  $U_s$  "

$\frac{1}{h_{air}}$  : résistance dans le fluide à l'extérieur du tube

$\frac{1}{h_{i0}}$  : résistance dans le fluide à l'intérieur du tube

$(\frac{e}{\lambda})_t$  : résistance due à la paroi métallique du tube

$R_{si0}$  : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube avec

$$R_{si0} = R_{si} * \frac{d_0}{d_i} \quad (\text{Eq.17})$$

$r_m$  : résistance ailette tenant compte de l'efficacité de l'ailette et de la résistance du métal de l'ailette.

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{i0}} + (\frac{e}{\lambda})_t + R_{si0} + r_m$$

$$U_s = 452,34 \frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2.\text{C}^0}$$

❖ la surface d'échange calculé

$$Q = A . U_s . DTLM_{\text{corrigée}} \quad (\text{Eq.18})$$

Donc :

$$A = \frac{Q}{U_s . DTLM_{\text{corrigée}}}$$

$$A = 1213,74\text{m}^2$$

## II.1.5.Calcul des pertes de charge [4,5]

### II.1.5.1. Pertes de charge coté tubes

$$\Delta P_t = N_p * \rho * U^2 \left( f_t * \frac{L}{d_i} + 2 \right) \quad (\text{Eq.19})$$

$U$  : vitesse à l'intérieur des tubes

$$U = \frac{G_t}{\rho}$$

$f_t$  : facteur de friction, fonction du nombre de Reynolds (annexe 01)

$$f_t = 0,0128$$

$$\Delta P_t = 0.16 \text{ bar}$$

### **II.1.5.2. Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)**

$$\Delta P_a = \frac{f_a \cdot G_{max}^2 \cdot N_R}{\rho_a^{37}} \quad (\text{Eq.20})$$

$$f_a = 18,93 \cdot \left(\frac{d_r \cdot G_{max}}{\mu_a}\right)^{-0,316} \cdot \left(\frac{S_t}{d_r}\right)^{-0,927} \quad (\text{Eq.21})$$

$N_R$  : Nombre de rangées

$d_r$  : Diamètre racine, m

$S_t$  : Pas des tubes, m

$G_{max}$  : Vitesse massique maximale de l'air, kg/m<sup>2</sup>h

$\mu_a$  : Viscosité de l'air, kg/m .h

$f_a$  : Facteur de d'altitude pour la densité de l'air

Donc on trouve

$$f_a = 0,39$$

$$\Delta P_a = 150,26 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_a = 0,0015 \text{ bar}$$

### **II.1.6. Puissance du ventilateur ( $P_f$ )**

La puissance du ventilateur sera calculée avec la formule :

$$P_f = \frac{Q_a \cdot P_t}{\eta_m \cdot \eta_v} \quad (\text{Eq.22})$$

Avec

$Q_a$  : Volume d'air réel par ventilateur, m<sup>3</sup>/s

$$Q_a = (F_a \cdot V_f) / N_v \quad (\text{Eq.23})$$

$\eta_m, \eta_v$  : Efficacité de l'entraînement et du ventilateur (m=0.95 et v=0.65)

$$P_t = P_d + \Delta P_a \quad (\text{Eq.24})$$

$P_d$  : Pression de l'air dynamique à travers l'anneau du ventilateur, Pa

$\Delta P_a$  : Pertes de pression de l'air à travers le faisceau, Pa

$$P_d = \frac{\rho_a^{37} \cdot V_v^2}{2} \quad (\text{Eq.25})$$

Avec

$\rho_a^t$  : Densité de l'air dans les conditions de la ventilation, kg/m<sup>3</sup>

$V_v$  : Vitesse de l'air à travers l'anneau du ventilateur, m/s

$$V_v = \frac{Q_a}{S_v} \quad (\text{Eq.26})$$

$S_v$  : Section du ventilateur, m<sup>2</sup>

$$S_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \quad (\text{Eq.27})$$

$d_v$  : Diamètre du ventilateur, m

On trouve que :

$$Q_a = 128,25 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}, S_v = 14,24 \text{ m}^2 \text{ et } V_v = 8,49 \text{ m/s}$$

$$P_d = 44,74 \text{ Pa}$$

$$P_t = 195,00 \text{ Pa}$$

Donc on trouve

$$P_f = 40,50 \text{ KW}$$

Il est recommandé d'adopter un facteur de sécurité de 10% sur la puissance.

Cette dernière doit tenir compte du fonctionnement hiver en aspirant le même débit volumique d'air.

$$P_i = P_f \cdot 1,12 \cdot \frac{273 + t_1}{273 + t_0} \quad (\text{Eq.28})$$

$t_1$  : Température d'entrée de l'air, °C

$t_0$  : Température minimale en hiver,  $t_0 = 1^\circ\text{C}$

Donc

$$P_i = 51,32 \text{ k}$$

**Tableau II.5:** principaux résultats calculent dans le cas design (température ambiante 37°C)

Caractéristiques	Naphta	Air
Débit, kg/h	398481	3058481,48
Température d'entrée, °C	124,5	37
Température de sortie, °C	50	60,14
Perte de charge, bar	0,16	0,0015
Chaleur échangée, kcal/h	17010556,17	
Surface d'échange calculé, m <sup>2</sup>	1213,74	
Puissance du ventilateur, k w	51,32	

## II.2.ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA TEMPERATURE AMBIANTE SUR LE TAUX DE MARCHE DE L'UNITE

On remarque d'après le tableau au dessous que pendant les mois Juillet, Août et septembre une réduction du taux de marche de l'unité U-100 est inévitable pour maintenir l'unité en marche tous ça à cause de la température haute de stockage Naphta.

**Tableau II.6:** les principales causes des arrêts et perturbations pour la raffinerie RA2k

Mois	Date			Causes des arrêts et perturbations	Causes	
	Du	Au	Durée (jour)		Interne	Externe
Janvier	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 88% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Février	1	29	29,0	Réduction du taux de charge à 88% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Mars	1	21	20,5	Réduction du taux de charge à 71% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
	21	22	1,5	Arrêt : intervention sur ligne de drainage mamelon ballon 100-V-201	X	
	22	23	1,0	Arrêt : chute de tension électrique (Sonalgaz)		X
	23	31	8,0	Réduction du taux de charge à 76% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Avril	1	30	30,0	Réduction du taux de charge à 77% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Mai	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 83% en moyenne,		X

				suite au manque de condensat au niveau du TRC		
Juin	1	19	18,25	Réduction du taux de charge à 89% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
	19	19	0,25	Arrêt : chute de tension électrique (Sonalgaz)		X
	19	30	11,5	Réduction du taux de charge à 89% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Juillet	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 84% en moyenne, suite température stockage Naphta élevée	X	
Aout	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 85% en moyenne, suite température stockage Naphta élevée	X	
Septembre	1	15	14,0	Réduction du taux de charge à 85% en moyenne, suite température stockage Naphta élevée	X	
	15	30	16,0	Arrêt programmé		
Octobre	1	29	29,5	Arrêt programmé		
	29	31	1,5	Fonctionnement à 63% en moyenne		
Novembre	1	30	30,0	Fonctionnement à 95% en moyenne		
Décembre	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 89% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X

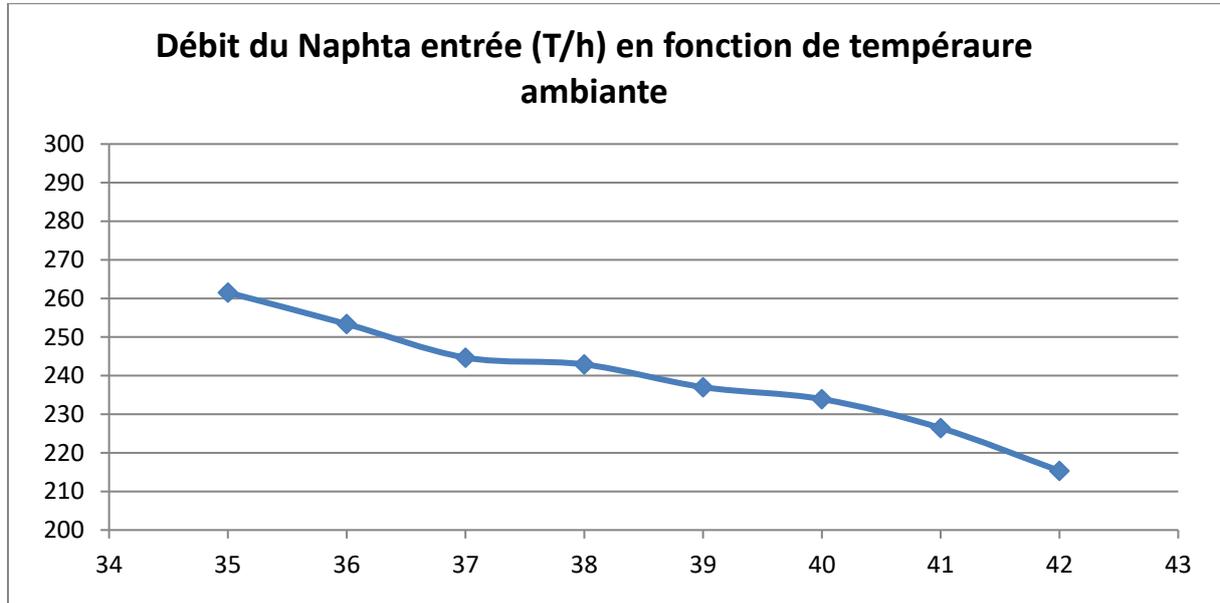
Dans ce cas, nous avons mis en évidence par le calcul l'impact de la température ambiante sur le refroidissement du Naphta dans l'ensemble d'aéroréfrigérants A-106 A/F.

Les principaux paramètres de l'unité sont influencés par le changement de ce paramètre important, qui conditionne le fonctionnement de l'aéroréfrigérants, sont regroupés dans le tableau suivant :

**Tableau II.7:** influence de la température ambiante sur les principaux paramètres de l'unité

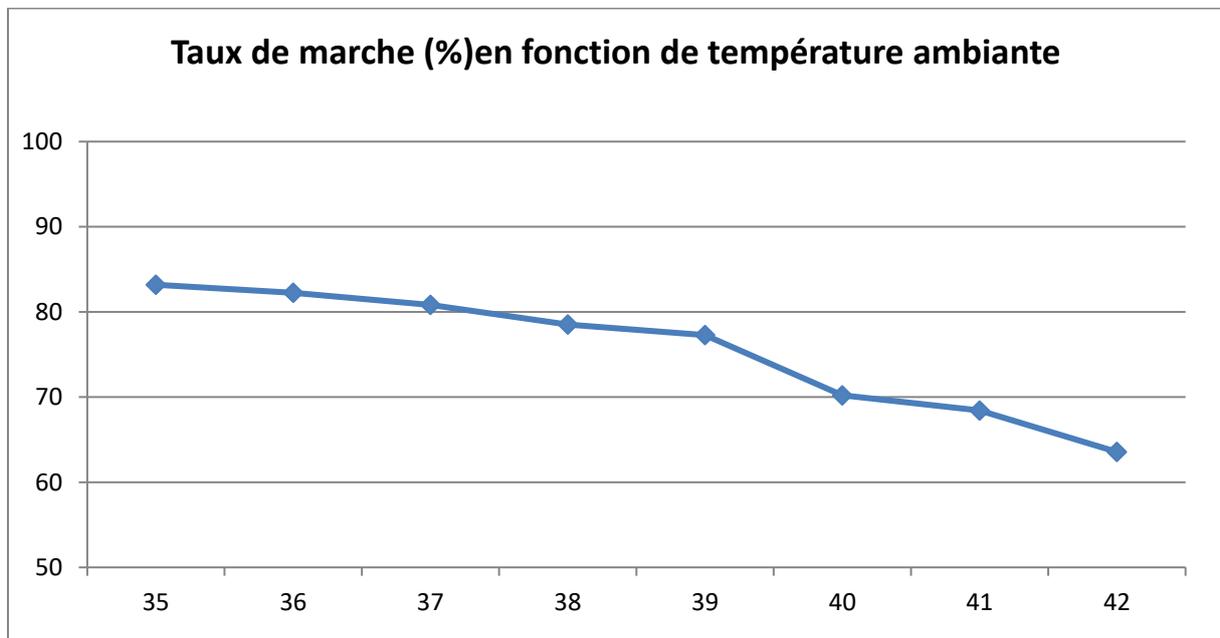
Température ambiante ( °C)	Débit Naphta entrée (T/h)	Taux de marche (%)	Pertes de charge coté tube (bar)	Puissance de ventilateur (kW)
35	261,54	83,19	0,072	51,25
36	253,38	82,25	0,068	51,28
37	244,68	80,83	0,063	51,32
38	242,91	78,52	0,062	51,35
39	237,02	77,28	0,059	51,38
40	233,92	70,21	0,058	51,41
41	226,43	68,43	0,054	51,43
42	215,34	63,56	0,049	51,46

L'évolution des paramètres (débit du Naphta, taux de marche, perte de charge, puissance) sont représentée graphiquement au-dessous.



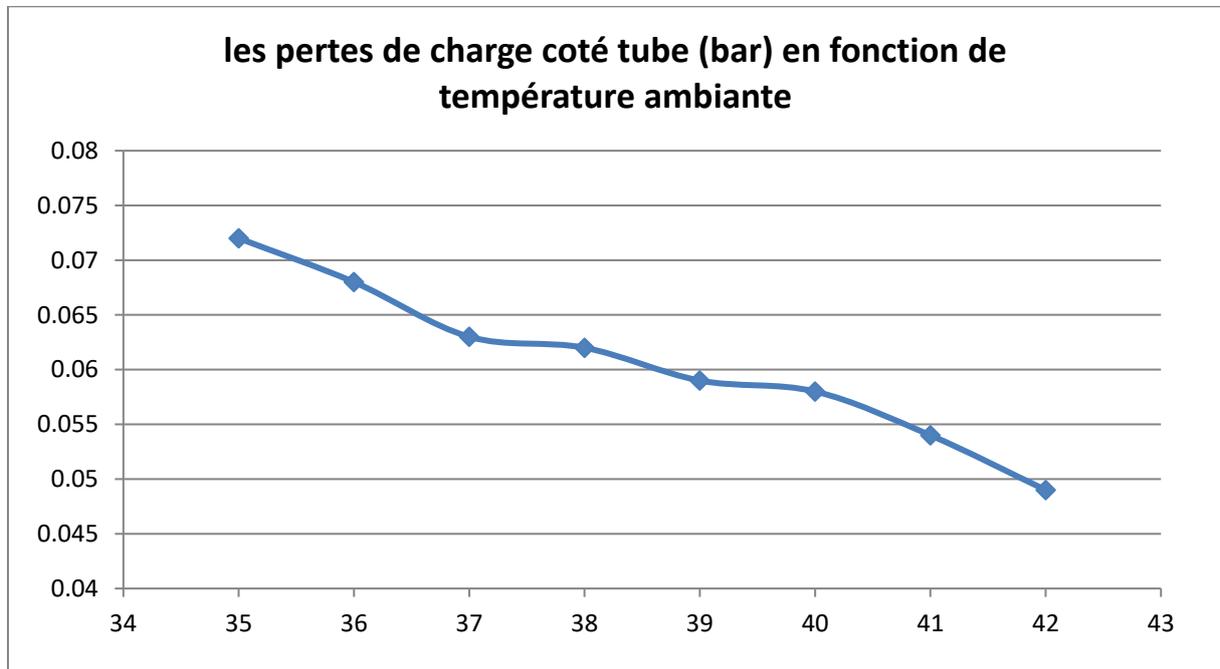
**Figure II.1 :** le débit du Naphta en fonction de température ambiante

On remarque qu'une augmentation de la température ambiante entraîne une diminution du débit de Naphta à refroidir à cause de diminution de la capacité à refroidir des aéroréfrigérants A - 106 A/F.



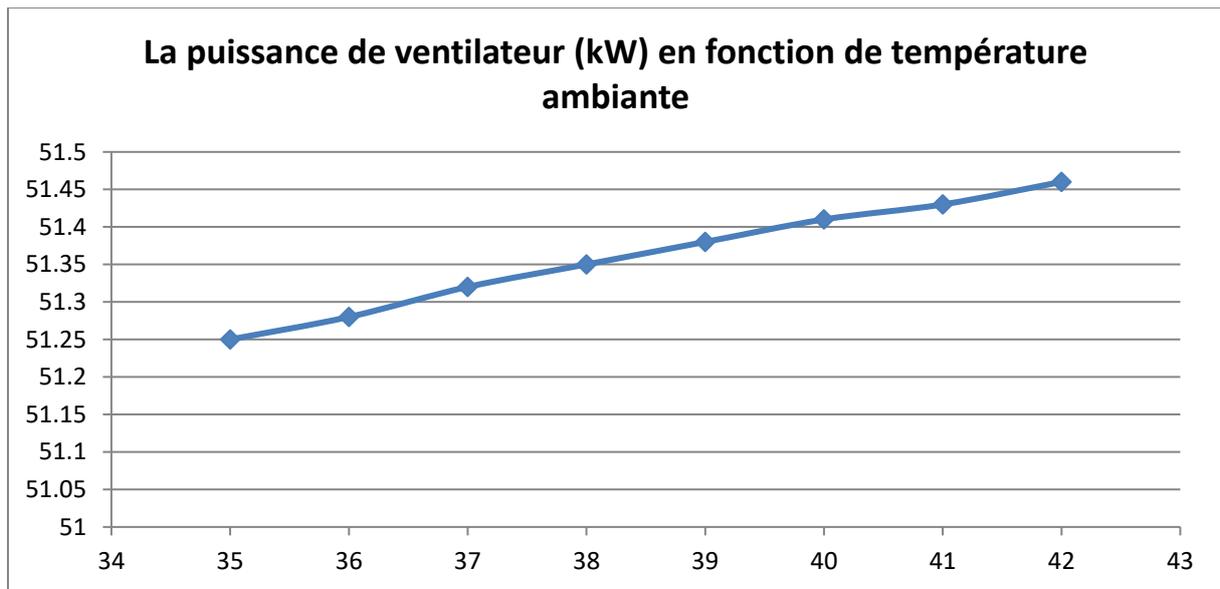
**Figure II.2:** le taux de marche en fonction de température ambiante

Le taux de marche dépend de la température ambiante, en effet et avec l'élévation de cette dernière, le débit du Naphta à refroidir diminue graduellement ce qui implique la réduction du débit de la charge traité et donc du taux de marche d'unité U-100



**Figure II.3:**les pertes de charge en fonction de température ambiante

On remarque qu'une augmentation de la température ambiante engendre une diminution des pertes de charge puisque les pertes de charge dans les tube sont fonction du débit du Naphta à refroidir, avec l'augmentation de la température ambiante on va réduire le débit du Naphta et donc les pertes de charge sera diminuée



**Figure II.4 :** la puissance de ventilateur en fonction de température ambiante

La puissance du moteur installée n'est pas suffisante pour assurer le débit d'air qu'il faut pour refroidir la Naphta. L'évolution de cette puissance en fonction de la température montre qu'elle dépasse 51,32 Kw, Alors que la puissance installée est de 28,8Kw.

### **II.3.DIMENSIONNEMENT DENOUVAUX DES AEROREFRIGERANTS POUR LE CAS "ETE" AVEC UNE TEMPERATURE MOYENNE DE 42°C**

En se référant aux données météorologiques, la température maximum pendant les trois mois juillet, Août et septembre "40°C".

Dans le cas de la présente étude, on prendra comme température de calcul de l'air la valeur de "42°C".cette dernière représente la valeur maximum de l'intervalle de température donné en été (l'état extrême). Plus deux degrés de sécurité pour prendre en compte les sources de chaleur locales.

#### **II.3.1.Estimation**

- ❖ Estimation du coefficient de transfert global

$$U_{estm} = 70 \frac{BUT}{h.ft^2.F^0}, \text{ d'après (l'annexe 02)}$$

$$\text{Donc } U_{estm} = 341,76 \frac{kcal}{h.m^2.c^0}$$

- ❖ Température de l'air estimée à la sortie

On a  $U_{estm} = 133 \frac{BUT}{hft^2F^0}$  donc d'après le graphe 01 (annexe 03) la courbe optimum discontinue on tire :

Nombre de rangée de tube  $N_R = 6$  rangées

La vitesse faciale recommandée  $V_F = 2,75$  m/s

On trouve :

$$\frac{\Delta t_{air}}{\Delta t_m} = 0.84$$

On utilisant :

$$\frac{\Delta t_{air}}{\Delta t_m} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_m} = 0.84, \quad \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = \frac{124,5 - 50}{124,5 - 42} = 0.90$$

Et d'après le graphe 02 (annexe 03) on tire :

$$\frac{\Delta t_{air}}{T_1 - t_1} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0.27$$

$$t_2 = 0.27(T_1 - t_1) + t_1 = 0.27(124,5 - 42) + 42 = 64,27^\circ\text{C}$$

Donc

$$t_2 = 64,27^\circ\text{C}$$

❖ Différence de température logarithmique moyenne

$$\text{On a } \frac{\Delta t_{air}}{\Delta t_m} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_m} = 0.84$$

$$\text{Donc } \Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{0,84}$$

$$\Delta t_m = 26,51^\circ\text{C}$$

Cette température peut être calculée à partir des températures d'entrée et de sortie des deux (Naphta et l'air)

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 124,5 - 64,27$$

$$\Delta T_1 = 60,22^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 50 - 42$$

$$\Delta T_2 = 8^\circ\text{C}$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$DTLM = 25,87^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \quad r = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$N_p = 3$$

$$\text{Donc } R = 3,34 \text{ et } r = 0,27$$

F est trouvé graphiquement ( l'annexe 01)

$$F = 0,955$$

La DTLM corrigée est

$$DTLM_{\text{corrigée}} = DTLM \cdot F$$

$$DTLM_{\text{corrigée}} = 24,70^\circ\text{C}$$

❖ Surface d'échange estimée ( $A_{\text{estimé}}$ )

$$A_{\text{estimé}} = \frac{Q}{U_{\text{estimé}} * DTLM}$$

$$A_{\text{estimé}} = \frac{17,01 * 10^6}{341,76 * 26,51}$$

$$A_{\text{estimé}} = 1877,53 \text{ m}^2$$

❖ Surface faciale ( $F_A$ )

$$F_A = 0,9 * \frac{A}{N_R} = 0,9 * \frac{1877,53}{6}$$

$$F_A = 312,92 \text{ m}^2$$

❖ Rectangle d'implantation



$l$

Longueur d'un tube :  $L = 12,5 \text{ m}$

Largeur totale des cellules :  $l$

$$l = \frac{F_A}{L} = \frac{312,92}{12,5} = 25,03 \text{ m}$$

❖ Nombre de cellules à installer pour les nouveaux ensembles d'aéroréfrigérants

$$N_c = \frac{l}{l_c}$$

$l_c$  : largeur de la cellule.

$$N_c = \frac{25,03}{5,40} \text{ donc } N_c = 4,63 \text{ d'où } 5 \text{ cellules}$$

Donc : Les aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules (section) , d'où l'ajout deux autres.

### **II.3.2.Vérification thermique**

❖ Nombre de tubes total

$$N_T = N_{t/r} \cdot N_R \cdot N_{f/c} \cdot N_c$$

$N_T$  : Nombre de tube total

$N_{t/r}$  : Nombre de tubes par rangée

$N_R$  : Nombre de rangée

$N_{f/c}$  : Nombre de faisceau par cellule (section)

$N_c$  : Nombre de cellules

Donc

$$N_T = 2160 \text{ tubes}$$

❖ Surface d'échange installé

$$A_0 = \pi \cdot d_0 \cdot L \cdot N_T$$

$$A_0 = 2153,41 \text{ m}^2$$

❖ Surface faciale installée

$$F_A = l_c \cdot L \cdot \text{les nombres des cellules}$$

$$F_A = 5,40 \cdot 12,5 \cdot 5$$

$$F_A = 337,5 \text{ m}^2$$

### **II.3.3. Pertes de charge**

#### **II.3.3.1. Pertes de charge coté tubes**

$$\Delta P_t = N_p * \rho * U^2 \left( f_t * \frac{L}{d_i} + 2 \right)$$

$U$  : vitesse à l'intérieur des tubes, m/s

$$U = \frac{G_t}{\rho}$$

$f_t$  : facteur de friction, fonction du nombre de Reynolds (graphiquement)

$$f_t = 0,0145$$

$$\Delta P_t = 0.067 \text{ bar}$$

#### **II.3.3.2. Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)**

$$\Delta P_a = \frac{f_a \cdot G_{max}^2 \cdot N_R}{\rho_a^{3,7}}$$

$$f_a = 18,93 \cdot \left( \frac{d_r \cdot G_{max}}{\mu_a} \right)^{-0,316} \cdot \left( \frac{S_t}{d_r} \right)^{-0,927}$$

$N_R$  : Nombre de rangées ;

$d_r$  : Diamètre racine, m;

$S_t$  : Pas des tubes, m ;

$G_{max}$  : Vitesse massique maximale de l'air, kg/m<sup>2</sup>h ;

$\mu_a$  : Viscosité de l'air, kg/m .h ;

$f_a$  : Facteur de d'altitude pour la densité de l'air ;

Donc on trouve

$$f_a = 0,43$$

$$\Delta P_a = 86,22 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_a = 0,0008 \text{ bar}$$

### **II.3.4. Puissance du ventilateur ( $P_f$ )**

la puissance du ventilateur sera calculée avec la formule :

$$P_f = \frac{Q_a \cdot P_t}{\eta_m \cdot \eta_v}$$

Avec

$Q_a$  : Volume d'air réel par ventilateur,  $m^3/s$

$$Q_a = (F_a \cdot V_f) / N_v$$

$\eta_m, \eta_v$  : Efficacité de l'entraînement et du ventilateur ( $m=0.95$  et  $v=0.65$ )

$$P_t = P_d + \Delta P_a$$

$P_d$  : Pression de l'air dynamique à travers l'anneau du ventilateur, Pa

$\Delta P_a$  : Pertes de pression de l'air à travers le faisceau, Pa

$$P_d = \frac{\rho_a^{37} \cdot V_v^2}{2}$$

Avec

$\rho_a^t$  : Densité de l'air dans les conditions de la ventilation,  $kg/m^3$

$V_v$  : Vitesse de l'air à travers l'anneau du ventilateur, m/s

$$V_v = \frac{Q_a}{S_v}$$

$S_v$  : Section du ventilateur,  $m^2$

$$S_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4}$$

$d_v$  : Diamètre du ventilateur, m

On trouve que :

$$Q_a = 92,81 m^3/s \quad S_v = 14,24 m^2 \quad \text{et} \quad V_v = 8,49 m/s$$

$$P_d = 22,93 Pa$$

$$P_t = 109,16 Pa$$

Donc on trouve

$$P_f = 16,40 Kw$$

Il est recommandé d'adopter un facteur de sécurité de 10% sur la puissance.

Cette dernière doit tenir compte du fonctionnement hiver en aspirant le même débit

Volumique d'air.

$$P_i = P_f \cdot 1,12 \cdot \frac{273 + t_1}{273 + t_0}$$

$t_1$  : Température d'entrée de l'air, °C

$t_0$  : Température minimale en hiver,  $t_0 = 1^\circ\text{C}$

Donc

$$P_i = 21,12 \text{ kw}$$

**Tableau II.8:** principaux résultats calculés dans le cas température ambiante  $42^\circ\text{C}$

Caractéristiques	Naphta	Air
Débit, kg/h	398481	3611101,52
Température d'entrée, °C	124,5	42
Température de sortie, °C	50	61,60
Perte de charge, bar	0,067	0,0008
Chaleur échangée, kcal/h	17010556,17	
Surface d'échange calculé, $m^2$	1899,64	
Puissance du ventilateur, k w	21,12	

## II.4. CALCUL ECONOMIQUE [6]

### II.4.1. Estimation du manque à gagné en produits du RA2K

Le manque en produits du RA2K pendant les mois de Juillet, Août et 15 jours de Septembre où le taux de marche est limité à est donnée sur le tableau suivant:

**Tableau II.9 :** bilan d'évolution du manque en produits total du RA2K.

Le mois	Juillet	Août	15 jours de Septembre
Le manque en produit total (T/mois)	46144,1	42221,73	41122,32

Le tableau suivant représente Le manque à produire de chaque produit pendant les mois de Juillet, Août et 15 jours de Septembre où le taux de marche est limité

**Tableau II.10:** bilan d'évolution du manque à produire de chaque produit.

	Juillet	Août	15 jours de Septembre
Butane (tonnes)	558,34	510,88	497,58
Naphta (tonnes)	37990,44	34761,15	33856,01
Kérosène (tonnes)	4674,39	4277,06	4165,69
LGO et HGO (tonnes)	2920,92	2672,63	2603,04

Donc on calcule le cout du manque à gagner par ici :

❖ Le manque à gagner de chaque produit

1- Butane

$$Q_1 = 558,34 + 510,88 + 497,58$$

$$Q_1 = 1566,8 \text{ tonnes}$$

2- Naphta

$$Q_2 = 37990,44 + 34761,15 + 33856,01$$

$$Q_2 = 106607,6 \text{ tonnes}$$

3- Kérosène

$$Q_3 = 4674,39 + 4277,06 + 4165,69$$

$$Q_3 = 13117,14 \text{ tonnes}$$

4- LGO et HGO

$$Q_4 = 2920,92 + 2672,63 + 2603,04$$

$$Q_4 = 8196,59 \text{ tonnes}$$

❖ Les prix des produits

1-Butane

$$P_1 = 380 \text{ Dollars / t}$$

2- Naphta

$$P_2 = 408,93 \text{ Dollars / t}$$

3- Kérosène

$$P_3 = 476,25 \text{ Dollars / t}$$

4- LGO et HGO

$$P_4 = 488 \text{ Dollars / t}$$

❖ Le coût global

$$Q_{total} = (Q_1 \cdot P_1) + (Q_2 \cdot P_2) + (Q_3 \cdot P_3) + (Q_4 \cdot P_4)$$

$$Q_{total} = 54437404 \text{ Dollars.}$$

#### **II.4.2 Estimation du cout de la modification**

- ❖ Coût estimé pour les deux cellules ajouter à l'aéroréfrigérants A-106 A/F

Le fonctionnement à un taux de marche maximale nécessite une surface supplémentaire

$$A_{sup} = A_{42} - A_{37}$$

$$A_{sup} = 2153,41 - 1292,04$$

$$A_{sup} = 861,37 \text{ m}^2$$

Le coût de l'aéroréfrigérants estimé (faisceaux, charpente, équipements) basé sur la surface d'échange est obtenu tel que prix d'un Foot  $Ft^2=44$  Dollars (annexe 05)

Pour des tubes de 12,5 m de long il faut multiplier le prix par le facteur 0,9 donc

$$Ft^2=39,6 \text{ Dollars}$$

On a  $1m^2 = 10,76 Ft^2$  donc on trouve le prix d'un  $m^2=426,09$  Dollars

Pour une surface d'échange supplémentaire de  $685,89 m^2$ , le coût équivalent est :

$$P_1 = \text{prix d'un } m^2 \times A_{sup}$$

$$P_1 = 426,09 \times 861,37$$

$$P_1 = 367021,1 \text{ Dollars}$$

- ❖ Le cout estime des prix des moteurs électriques

La puissance du moteur installé est de 21,12 kW. Ce qui nous donne le prix suivant:

$$\text{On a } 1\text{kW} = 1,35 \text{ ch}$$

$$\text{et } 1 \text{ Euro} = 1,06 \text{ Dollars}$$

Donc la puissance d'un moteur en cheval est 28,51 ch

D'après (l'annexe 05) en déduire le prix d'un moteur antidéflagrant = 8480 Dollars

$$P_2 = \text{prix d'un moteur} \times \text{le nombre de moteurs}$$

$$P_2 = 8480 \times 4$$

$$P_2 = 33920 \text{ Dollars}$$

- ❖ Le coût total estimé de l'aéroréfrigérants

$$P_T = P_1 + P_2$$

$$P_T = 367021,1 + 33920$$

$P_T = 400941,1$  Dollars

### II.4.3. Interprétation des résultats

- ❖ Interprétation des résultats du design et le calcul vérificatif
  - Un point d'interrogation concernant la vitesse faciale de l'air et le nombre de rangé donner par le constructeur, puisque la vitesse faciale de l'air est en fonction de le nombre de rangée et d'après les tableaux de choix il faut prendre pour six (6) rangés une vitesse faciale de 2,75 m/s par contre le constructeur prend une vitesse faciale de 3,8 m/s.
  - D'après l'expérience du staff qui gère l'unité U-100 on peut dire que :
    - 1- Le constructeur fait une faute d'implantation des aéroréfrigérants par rapport l'orientation du vent ; puisque on a dans la plus part du temps un vent de sud et avec l'implantation des aéroréfrigérants A-106 A/F juste à coté les aéroréfrigérants A-101 A/H et A-102 A/B , à cause de sa on aura une malle évacuation de l'air chaude générer par les aéroréfrigérants A-101 A/H et A-102 A/B et donc on a le phénomène du recirculation de l'air chaude au niveau des aéroréfrigérants-106 A/F.
    - 2- Aussi par expérience on remarque que les aéroréfrigérants A-106 A/F travail comme il faut même en été (température ambient maximale) si on a le vend du nord (coté du mère) au contraire du vent du sud, se qui nous donne une probabilité que le constructeur ne tien pas compte tous les donnés météorologiques pendant l'étape de dimensionnement.
  - On remarque que la surface d'échange calculée coïncide pratiquement à celle installée
- $A_{installer} = 1292,04 \text{ m}^2$   
 $A_{calculer} = 1213,74 \text{ m}^2$
- La valeur de la surface que nous avons trouvée confirme l'existence d'une surface supplémentaire prévue par le constructeur pour conforter les problèmes d'encrassement et la corrosion de certains tubes et assurer une longue période du fonctionnement d'ensemble d'aéroréfrigérants A-106 A/F . Cette surface et de 78,3 m<sup>2</sup> elle représente 6% de la surface totale qui est 1292,04 m<sup>2</sup>

$$S = \left( \frac{A_{installer} - A_{calculer}}{A_{installer}} \right) \cdot 100$$

$$S = 6,05 \%$$

La sécurité prise sur la surface d'échange est suffisante.

- les pertes de charge calculée cotée tubes sont inférieures à celles données par le design

$$\Delta P_{design} = 0,30 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{calculer} = 0,16 \text{ bar}$$

- la puissance du ventilateur installée n'est pas suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour la refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée par le calcul de vérification.

$$P_{installer} = 28,8 \text{ kW}$$

$$P_{calculer} = 51,32 \text{ kW}$$

- Donc on peut dire que les aéroréfrigérants A-106 A/F ne peut pas assurer la bonne refroidissement du Naphta dans les conditions du design, une augmentation de la température ambiante conduira impérativement à une mauvaise refroidissement du Naphta et donc à une augmentation du température de stockage Naphta , ce qui engendre la limitation du taux de marche pendant la période d'été.

❖ Interprétation des résultats d'estimation de la nouvelle installation

Les aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules, d'où l'ajout deux (2) autres. Les caractéristiques de le nouveaux aéroréfrigérants représentent l'extension de l'ancienne aéroréfrigérants avec les modifications suivantes:

- La surface d'échange nécessaire pour atteindre un taux de marche maximale à 100% pour une température ambiante de l'air de 42°C (l'état extrême de dimensionnement) est :

La surface calculer est  $A_{calculer} = 1899,64 \text{ m}^2$

La surface installer est  $A_{installer} = 2153,41 \text{ m}^2$

La surface d'échange supplémentaire à rajouter est de :

$$A_{supp} = 861,37 \text{ m}^2 \text{ c.-à-d. quatre (4) nouveau faisceaux}$$

- les pertes de charge calculée cotée tubes et coté air sont inférieures à celles données par le design

$$\Delta P_{design} = 0,30 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{tube} = 0,067 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{air} = 86,22 \text{ Pa}$$

Les pertes de charge du Naphta dans les tubes dans le cas de le nouveaux aéroréfrigérants sont plus faibles que celles admissibles dans l'ancienne aéroréfrigérants(0.16 bar).Cela est du à l'augmentation de la surface d'échange pour le même débit du Naphta

- la puissance du ventilateur installée sera suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour la refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée pour la nouvelle installation dimensionner.

$$P_{installer} = 28,8 \text{ kW}$$

$$P_{dimensionner} = 21,12 \text{ kW}$$

Donc il faut rajouter quatre (4) nouveau ventilateur avec une puissance de  $P_{dimensionner} = 21,12 \text{ kW}$  Pour chaque moteur avec les six (6) anciens ventilateurs.

❖ Interprétation de résultats du calcul économique

D'après ce calcul économique, l'investissement pour la modification proposée sera amorti en un temps très court, puisque le cout de la modification ( environ 400 milles Dollars) représente un petit pourcentage du manque à gagner (environ 54 millions Dollars).

Une étude technico-économique détaillé est recommandée.

### CONCLUSIONS

Pendant la période d'été, la raffinerie de topping de condensât RA2K, présente un problème de refroidissement du Naphta au niveau d'aéroréfrigérants A-106 A/F.

Ceci engendre une diminution du taux de marche de l'unité U-100 (réduction de la charge traité et donc de débit du Naphta traité).

Les aéroréfrigérants A-106 A/f a été dimensionnées sur la base d'une température de l'air ambiant de 37°C, alors que pendant les trois mois chauds de l'année (juillet, Août et septembre) cette dernière est notamment élevée. Pour trouver une solution à ce problème, nous avons suivi les étapes suivantes :

- ❖ Vérification d'aéroréfrigérants A-106 A/F pour le cas design ;
- ❖ Etude de l'influence de la température ambiante sur les paramètres opératoires de l'aéroréfrigérants A-106 A/F ;
- ❖ Dimensionnement d'un nouveaux aéroréfrigérants pour un taux de marche de l'unité U-100 à 100% et une température de l'air ambiant de  $T = 42\text{ °C}$ .

Concernant le cas design (température ambiante 37°C), le calcul de vérification a montré que les aéroréfrigérants A-106 A/F peuvent assurer leur fonctionnement à la limite de température de design (37°C), une légère augmentation de la température ambiante conduira impérativement à une mauvaise refroidissement du Naphta et donc à une augmentation du température de stockage Naphta, ce qui engendre la limitation du taux de marche.

Pour fonctionner avec un taux de marche maximum du design, les calculs de dimensionnelle ont montré que l'ensemble d'aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules, d'où l'ajout deux (2) autres.

Les caractéristiques de la nouvelle installation d'aéroréfrigérants représentent l'extension de l'ancienne aéroréfrigérants avec les modifications suivantes:

- ❖ Une surface d'échange supplémentaire de  $A_{supp} = 861,37\text{ m}^2$  ;
- ❖ La nouvelle vitesse faciale de l'air  $V_f = 2,75\text{ m/s}$  pour six (6) rangées de tubes ;

## CONCLUSIONS

---

- ❖ a puissance du ventilateur installée sera suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour la refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée pour la nouvelle installation à dimensionner.

$$P_{installer} = 28,8 \text{ kW}$$

$$P_{dimensionner} = 21,12 \text{ kW}$$

En comparaison avec le manque à gagner en produits finis( environ 54 millions Dollars ), le coût estimé de la modification (deux nouvelles cellules et quatre nouvelles ventilateurs, environ 400 milles Dollars ), peut être amorti en un temps très court.

En conclusion on peut dire qu'avec les nouveaux ensembles d'aéroréfrigérants, l'unité pourra fonctionner à sa capacité maximale dans les conditions d'été (température de l'air ambiant plus de 42°C ).

Les aéroréfrigérants sont souvent les équipements de procès les plus négligés. Pour garantir la disponibilité, la fiabilité et accroître l durée de vie des aéroréfrigérants et afin de compléter la présente étude, nous proposons les recommandations suivantes :

- ❖ La comparaison entre le manque à gagner en produits finis et le coût estimé de la modification, a montré que l'investissement peut être amorti en un temps très court ;
- ❖ Le calcul économique détaillé de la modification à réaliser est établi et prouve la rentabilité du projet ;
- ❖ Résoudre les problèmes du refroidisseur à eau E-115 A/B en série avec l'ensemble d'aéroréfrigérants A-106 A/F ;
- ❖ Une inspection et une maintenance régulières sont des opérations indispensables pour le bon fonctionnement des aéroréfrigérants puisque des composants internes endommagés, encrassés, usagés peuvent occasionner des nuisances, dégradent le rendement et donc l'efficacité de notre installation ;
- ❖ Faire un nettoyage général des ailettes, spécialement pour les ailettes situé en bas des faisceaux (on remarque par l'œil que les ailettes sont encrassés par les poussières) ;
- ❖ Donnant des instructions aux personelles de faire attention pendant les travaux de maintenances pour protégé les ailettes situe en haut des faisceaux (on remarque beaucoup des ailettes endommager ; chaque ailette endommager c.-à-d. une surface d'échange thermique perdue).

## Références bibliographiques

---

### Références bibliographiques

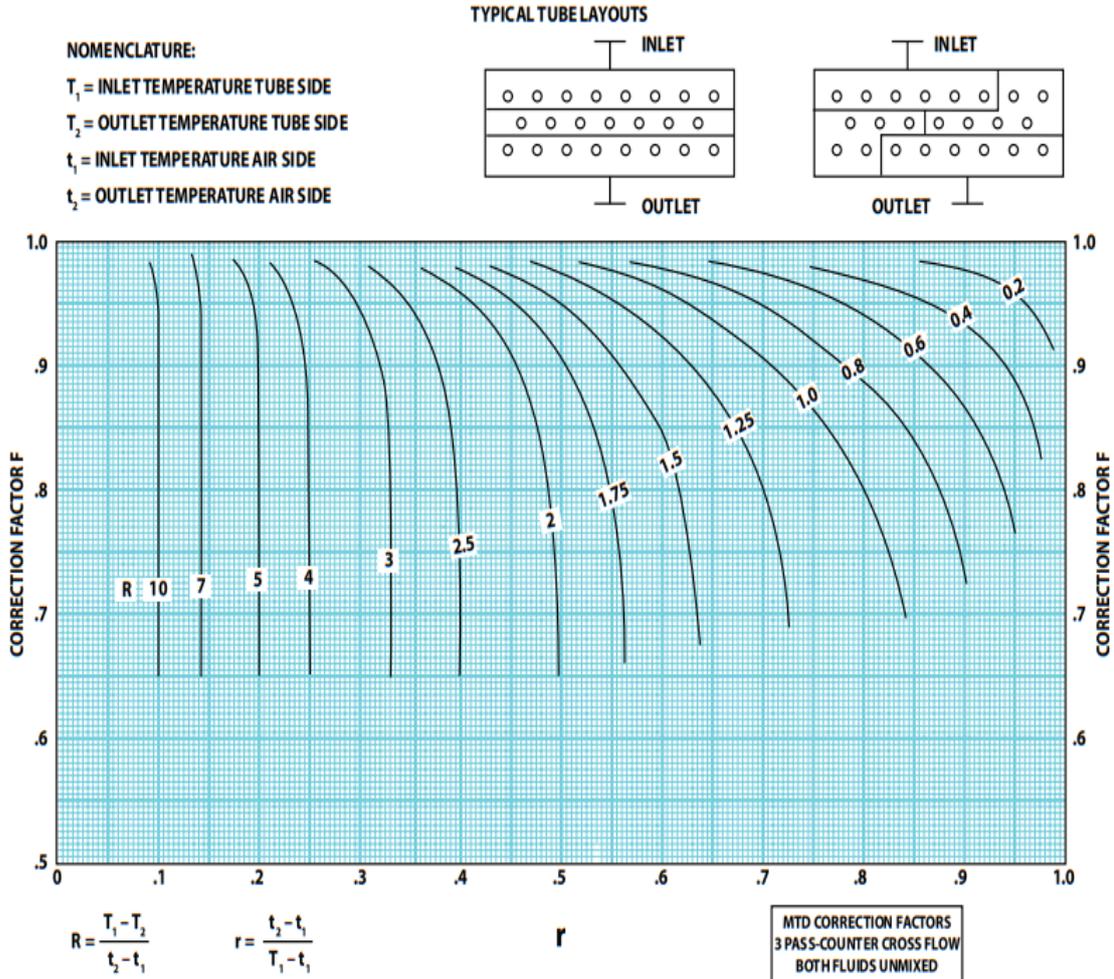
- [1]. P.WUITHIER. Raffinage et génie chimique, tome I **2<sup>eme</sup>** édition, 1972 paris.
- [2].P.WUITHIER. Raffinage et génie chimique, tome II, **2<sup>eme</sup>** édition, 1972 paris.
- [3]. Manuel opératoire de raffinerie deRA2K.
- [4]. A. .GRANGE. Transferts thermiques dans les écoulements Diphasiques Edition Technip, (1986).
- [5]. C.BOUGRIOU. Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, décembre 1997.
- [6].Documentation web :[https://fr.globalpetrolprices.com/gasoline\\_prices](https://fr.globalpetrolprices.com/gasoline_prices)  
<https://fr.gas-globe.com/international.phtml>

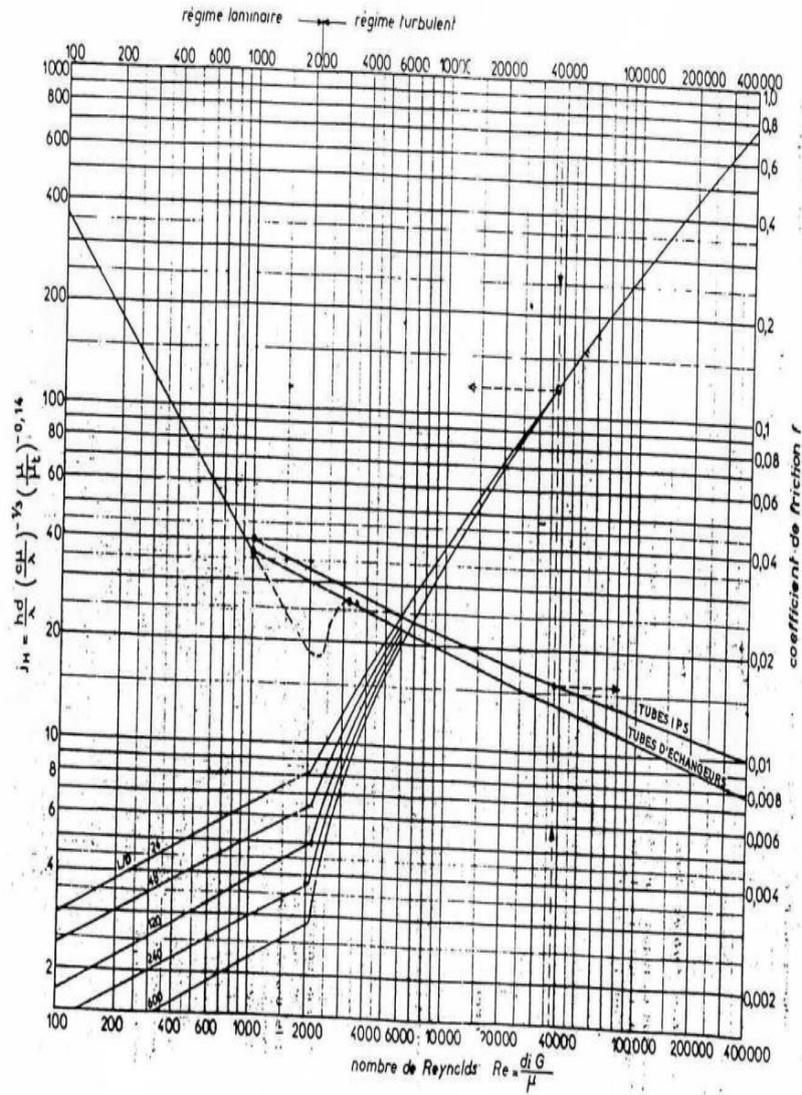
Annexe 01 : Les données pour calculer le coefficient de transfert de chaleur coté tube

**MTD Correction Factors / 3 Pass-Cross Flow**

Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA

Figure 11





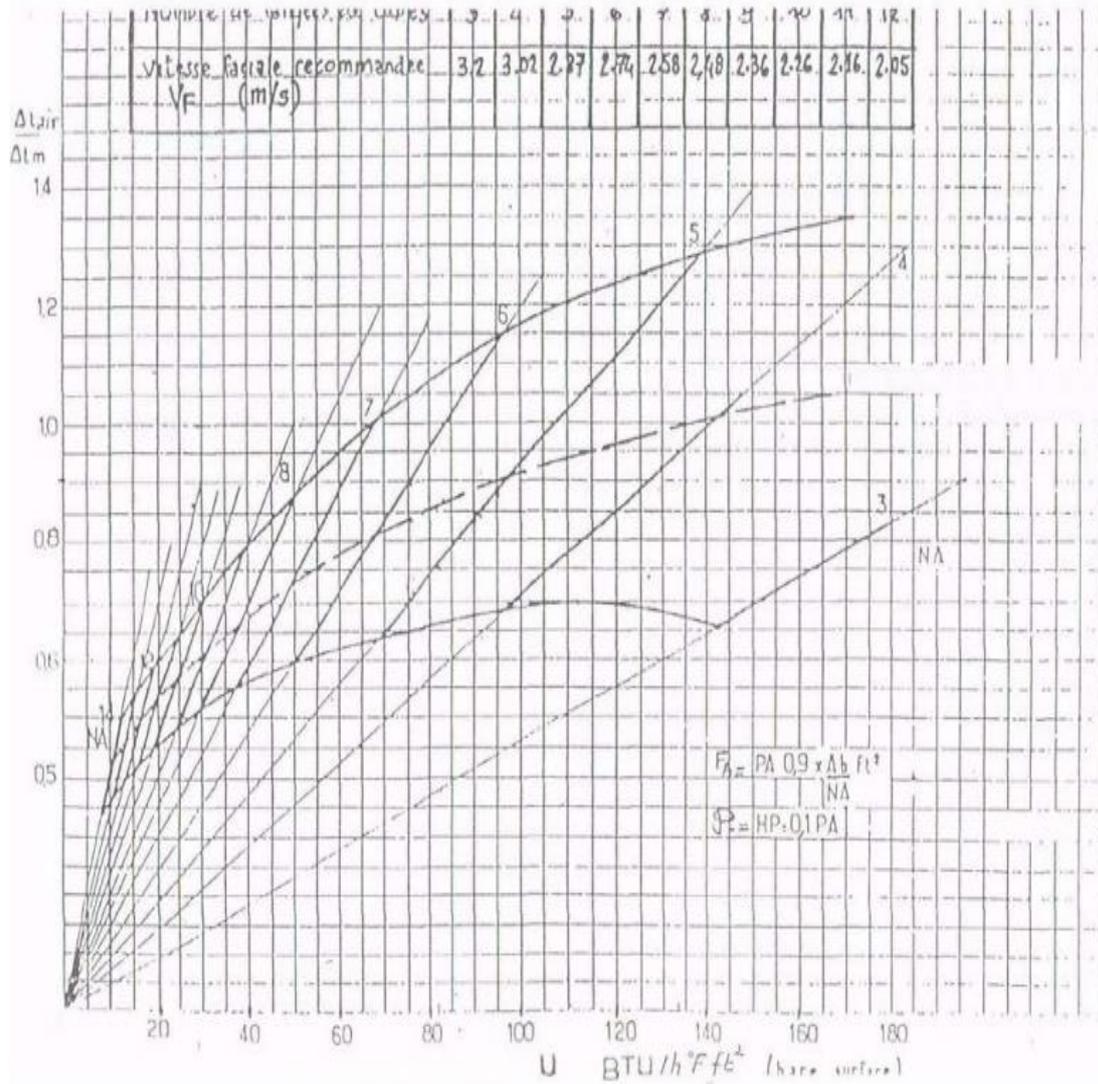
Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de REYNOLDS à l'intérieur des tubes

## Annexe 02 : Le coefficient de transfert global à estimer

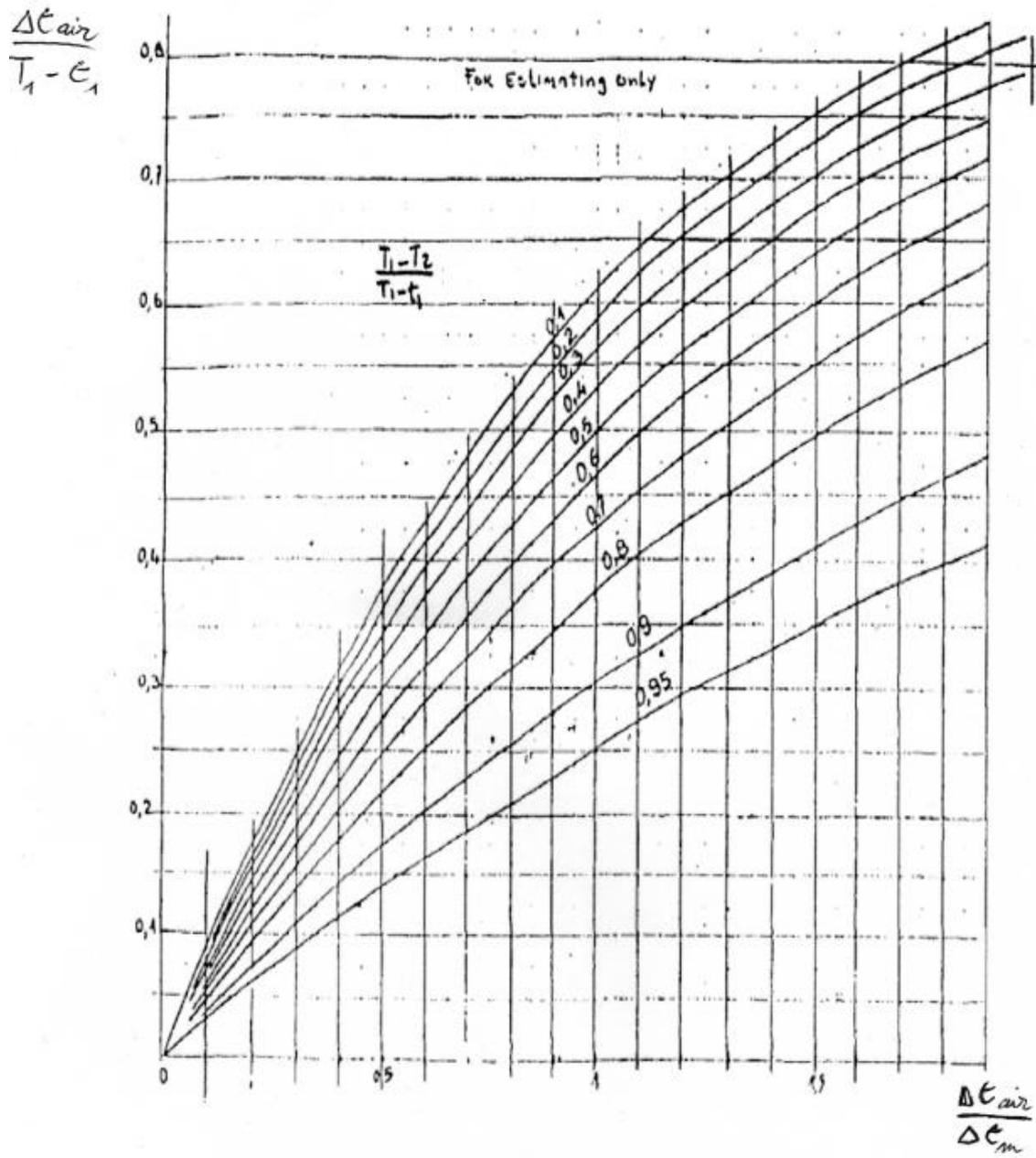
**Table 6**  
**Typical Transfer Coefficients for Air-Cooled Heat Exchangers**

<b>Condensing service</b>	<b>U Btu/hr, ft<sup>2</sup>, °F</b>
Amine reactivator	90–100
Ammonia	100–120
Freon 12	60–80
Heavy naphtha	60–70
Light gasoline	80
Light hydrocarbons	80–95
Light naphtha	70–80
Reactor effluent—Platformers, Rexformers, Hydroformers	60–80
Steam (0–20 psig)	130–140
Still overhead—light naphthas, steam and non-condensable gas	60–70

Annexe 03: La température de l'air estimée à la sortie



graphe 01



graphe 02

## Annexe 04: La fiche technique de l'aéroréfrigérant A-106 A/F

 <b>HAMON D'HONDT s.a.</b>	1524 rue de la Paix 59970 Fresnes/Escaut FRANCE Phone : (33) 327-28-44-28 Fax : (33) 327-28-44-00 E-mail : mail.HDH@hamon.com
---	--

DOCUMENT N°: <b>12819-46/1</b> Document nr:	FEUILLE <b>1</b> Sheet	DE <b>2</b> of	Bureau Emetteur <b>DCO</b> Issued by
<b>TITRE DU DOCUMENT :</b> TITLE OF DOCUMENT : <b>TYPE D'APPAREIL :</b> EQUIPMENTS : <b>CODE APPLICABLE :</b> CODE : <b>CLIENT :</b> PURCHASER : <b>PROJET :</b> PROJECT : <b>IMPLANTATION :</b> PLANT : <b>N° ITEM :</b> ITEM : <b>N° COMMANDE CLIENT :</b> PURCHASE ORDER No. : <b>N° AFFAIRE HDH :</b> HDH JOB N° :	<b>SPECIFICATION D'AEROREFRIGERANT</b> AIR COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET NAPHTA AIR COOLER ASME VIII DIV 1 / DPP ALGERIENNE - ALGERIAN DPP CPECC / SONATRACH SC1 - TOPPING DE CONDENSATS SKIKDA <b>100-A-106</b> P35-EQ-0010 <b>12815</b>		

Bon pour exécution

Date : *au v. 1*  
au 7/6/07Signature : *X. Héroux*

1	07/06/2007	XHD <i>[Signature]</i>	AM <i>[Signature]</i>	CJ <i>[Signature]</i>	FOR CONSTRUCTION
0	28/11/2006	XHD <i>[Signature]</i>	AM	CJ	Issue with Order
E	24/11/2006	XHD <i>[Signature]</i>	AM	CJ	Issue with Bid
REV.	DATE	PREPARE	VERIFIE	APPROUVE	DESCRIPTION
REV.	DATE	PREPARED	VERIFIED	APPROVED	DESCRIPTION

Form 0010 Rev. 6

IM/ID 42 Rev. 6

rev	Date	By	Check	Visa	Si units	Date	rev
0	28/11/06	XHD	AM			07/06/07	
1	07/06/07	XHD	AM			1	
<b>Data sheet</b>						Doc. No. : 12819-46/1	
<b>AIR COOLED HEAT EXCHANGER</b>						Item n°. 100-A-106	
<b>Hamon D'Hondt S.A.</b>						page 2/2	
Customer/Purchaser	CPECC / LPEC for SONATRACH						
Plant location	SKIKDA (ALGERIA)						
Service	Naphta Air Cooler					N° of unit(s)	1
Plot size (W,L) [m]	16.20	12.75	FORCED		N° of bay(s)/Unit	3	
Surface/unit-Finned	29 476 [m <sup>2</sup> ]		Bare Tube		1272 [m <sup>2</sup> ]		
Heat exchanged	19.740 [MW]		MTD (eff.)		31.97 [°C]		
Transf. rate-Finned	22.01 [W/m <sup>2</sup> .K]		Bare Tube(C/D)		578 / 510	[W/m <sup>2</sup> .K]	
<b>PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE</b>							
Fluid Name	Naphta		IN	OUT			
			IN	OUT	Density (Liq)	621.86	693.76 [kg/m <sup>3</sup> ]
Total Fluid [kg/h]			398	481	Density (Vap)		[kg/m <sup>3</sup> ]
Temperature [°C]			124.5	50.0	Spec.Heat (Liq)	2.5933	2.2100 [kJ/kg.K]
Liquid [kg/h]			398	481	Spec.Heat (Vap)		[kJ/kg.K]
Vapor [kg/h]			0	0	Conduct. (Liq)	0.0992	0.1211 [W/m.K]
Non condensed [kg/h]					Conduct. (Vap)		[W/m.K]
Steam [kg/h]					Inlet Pressure	8.02	[bar]
Water [kg/h]					Tube velocity [m/s] (in out)	1.41	1.26
Viscosity (Liq) [cP]			0.1843	0.3394	Allowed/Calc. ΔP	0.30 / 0.28	[bar]
Viscosity (Vap) [cP]					Fouling resist.	0.00017	[m <sup>2</sup> .KW]
<b>PERFORMANCE DATA - AIR SIDE</b>							
Air Quantity, Total	2 968 115 [kg/h]		Face Velocity [m/s]	3.8			
Air Quant./Fan (act)	120.96 [m <sup>3</sup> /s]		Altit. [m] - Min. Des. Amb. [°C]	18 1.0			
Static pressure	139.6 [Pa]		Temp. In / Out	37.0 / 60.9 [°C]			
<b>DESIGN - MATERIALS - CONSTRUCTION</b>							
Design pressure	13.16 [bar]		Code Requirements	ASME VIII Div. 1 - ALGERIAN DPP (1)			
Design temperature	135.0 [°C]		<b>TUBE</b>				
Test Pressure	per code [bar]		Material	A 179			
BAY width [m]	5.40		Outside Diameter	25.4 [mm]			
Bundle Size(W,L)[m]	2.60	12.75	Wall Thickness (MINI)	2.77 [mm]			
N°. Bundles/Unit	6		N°./Bundle	216			
N°. Bundles/Bay	2		Length	12.500 [m]			
N°. Tube Rows	6		Pitch	69.850 [mm]			
N°. Passes	3 (EQUAL)		<b>FIN</b>				
Tube slope	0 [mm/m]		Type	KLM			
<b>HEADER</b>			Material	ALUMINIUM			
Type	PLUG		Outside Diameter	57.15 [mm]			
Material	A-516 GR 60-70		Stock Thick.	STD [mm]			
Plug Design	SHOULDER		FPI / N°./m	11 / 433			
Plug material	A 105		<b>MISCELLANEOUS</b>				
Gasket material	SOFT IRON		Structural Mounting	RACK (2x 6M)			
Corrosion Allow.	3 [mm]		Bundle Frame	GALVANIZED			
Qty/Size nozzle IN	1	6"	Louvers	NO			
Qty/Size nozzle OUT	1	6"	Vibration switches	YES (1 per fan)			
Rating & Facing	300 # WN RF		Steam Coil	NO			
Velocity [m/s]	1.77	1.59	Recirculation System	NO			
ρ·V <sup>2</sup> (in/out)[kg/m.s <sup>2</sup> ]	1 952	1 750	Tube / Tubesheet Welding	NO			
<b>MECHANICAL EQUIPMENT</b>							
<b>FAN</b>			<b>ELECTRIC MOTOR</b>				
N°./Bay	2		N°./Bay	2			
N° autovariable/bay	0		kW/Driver	37			
rev/min	later		rev/min	1450			
Diameter	14 [ft]		Enclosure	Eex'd' (Class 1, Div. 2)			
N°. Blades	6 MINI		Volt, Phase,Cycle	380 / 3 / 50			
Material, Blade	ALUMINIUM		<b>SPEED REDUCER</b>				
Material, Hub	C.S. OR ALU.		Type	T-BELTS			
kW/Fan,Des.	25.7 [kW]		N°./Bay	2			
kW/Fan,Min. Amb.	28.8 [kW]		Service Factor				
SPL @ 1 m beside equip.	85±2 [dB(A)]		Ratio	later : 1			
Notes :	(*) Dimensions given without walkways.						
	(1) ASME STAMP : NO. ALGERIAN DPP REQUIRED. PED & ATEX : Not Applicable						
	(2) DESIGN CASE 1 : DALRAR CASE C +10%						
	(3) DESIGN FOR 110 % OF FLOW AND DUTY (+ 5% CALCULATION SAFETY)						
	(4) PER BUNDLE : ONE VENT (OUTLET HEADER) + ONE DRAIN (INLET HEADER) - 2" WNRF						
	(5) TUBESIDE PRESSURE DROP FOR 110% OF MAX FLOW (1.1 x 379150 kg/hr) : 0.3 BAR						
	(6) TUBESIDE PRESSURE-DROP FOR 379151 KG/HR IS 0.26 BAR						
	(7) TUBESIDE VELOCITY AT INLET FOR 326136 KG/HR IS 1.16 m/s						
	(8) VENT & DRAIN : ONE VENT + ONE DRAIN PER BUNDLE, EACH 2" LWN + BLIND						
Act. date :	08/06/2007	Retr. Ref. HD :	100A106-C.dbo	Therm. date :	# Made by : XHD		

	PROJET TOPPING DE CONDENSAT----SKIKDA SC1 EQUIPMENT DATA SHEET		
	DOCUMENT No. : SC1-100-DS-EQ-1005	Rev. 1	

EQUIPMENT DATA SHEET  
FOR  
**100-A-106 NAPHTHA AIR COOLER**

REV.	DATE	DESCRIPTION	PREPARED	CHECKED	APPROVED
1	20-10-2006	Issue for Design	邓方义 唐逢一	庄肃青 胡庆均	武劲松 顾月章
0	21-07-2006	Issue for Design	邓方义 唐逢一	庄肃青 胡庆均	武劲松 顾月章
A	30-06-2006	Issue for Process Review	邓方义	庄肃青	武劲松





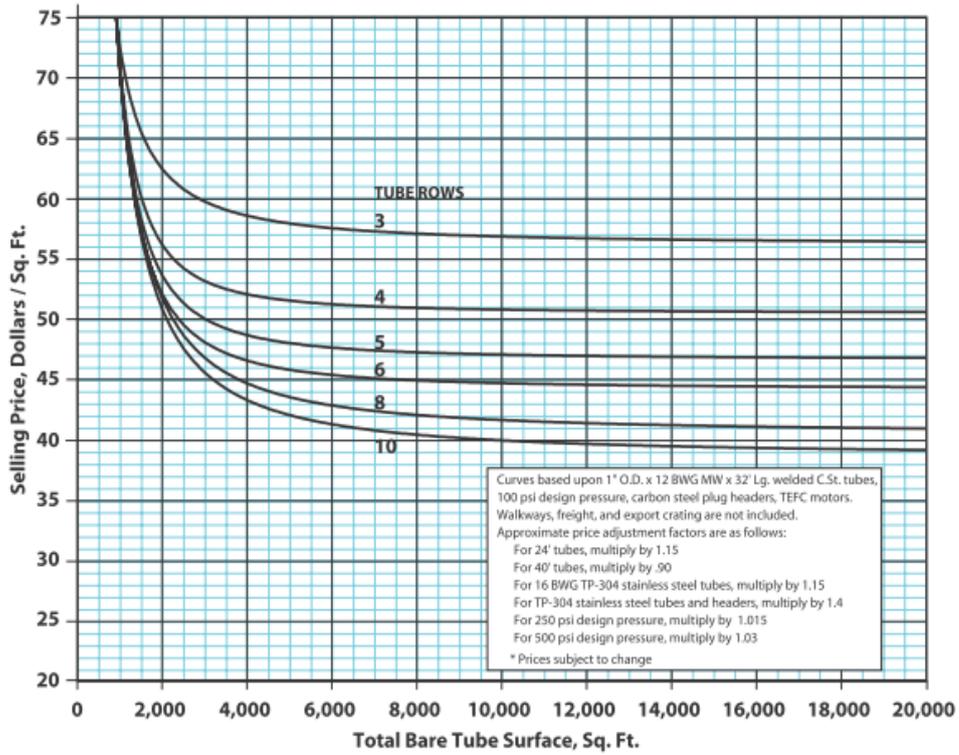
Annexe 05: L'estimation économique

26

**Unit Price As A Function Of Total Surface And Bundle Depth**

Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA

Figure 18



$$C_M (\text{Euro}) = K_p \times 0,4$$

