

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES

Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Génie des Procédés Chimiques et Pharmaceutiques

Mémoire de Master

Présenté par

Mr CHETTIH Zakaria

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Génie des Procédés-Raffinage

Calcul de vérification et redimensionnement de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F de l'unité de Topping condensat de la Raffinerie de Skikda (RA2K)

Devant le jury :

| | | | | |
|---------------|------------|------|------|-----------|
| Mr. MIMOUN | Hadj | Prof | UMBB | Président |
| Mme. BEDDA | Kahina | Prof | UMBB | Examineur |
| Mr. BEN TAHAR | Nourredine | MCA | UMBB | Encadreur |

Année Universitaire : 2021/2022

Dédicaces

Aujourd'hui, c'est avec honneur que je dédie ce mémoire, fruit de plusieurs années de labeur.

A mon cher père, pour ses encouragements, ses conseils et son amour éternel.

A ma très chère mère, pour sa tendresse, sa compréhension, sa patience et son soutien.

A mes sœurs et mes frères.

A toutes mes amis.

A tous mes camarades de la promotion 2017.

Et tous ceux que j'aime.

Remerciements

Du fond du cœur je tiens à remercier DIEU le tout puissant pour sa grande bénédiction et son immense miséricorde qui m'ont accompagné tout au long de mon parcours scolaire et universitaire.

Un grand merci à Mr BENTAHER, mon promoteur pour son disponibilité, ses encouragements et ses conseils constructifs

lors de l'élaboration de ce projet de fin d'étude.

Je tiens aussi à exprimer mes profonds remerciements à mes enseignants de l'université de BOUMERDES

J'adresse mes vifs remerciements à tous le personnel de l'unité RA2K à SKIKDA, pour l'accueil qu'ils m'ont réservé et le temps qu'ils m'ont consacré

Qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde gratitude.

Résumé

Dans ce travail nous présentons une étude sur l'impact de température ambiante sur le refroidissement de naphta au niveau de l'aéroréfrigérants A-106 A/F.

Le but de notre étude porte sur la recherche d'une solution, qui assure le fonctionnement de l'unité U-100 avec un taux de marche maximal. Pour cela, il sera nécessaire de vérifier en premier lieu le cas design avec une température ambiante de 37°C, et de calculer les dimensions de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F avec une température ambiante de 42°C. Ce qui nous permettra d'atteindre le taux de marche maximal.

ABSTRACT

In this work we present a study on the impact of ambient temperature on the cooling of naphtha at the A-106 A/F air cooler.

The purpose of our study is to find a solution, which ensures the operation of the U-100 unit with a maximum operating rate. For this, it will be necessary to first check the design case with an ambient temperature of 37°C, and calculate the dimensions of the new A-106 A/F air cooler battery with an ambient temperature of 42°C. This will allow us to reach the maximum operating rate.

نبذة مختصرة

في هذا العمل نقدم دراسة عن تأثير درجة حرارة المحيط على تبريد النفط في مبرد الهواء A - 106 A / F. تهدف دراستنا إلى البحث على الحل الذي يضمن تشغيل وحدة U-100 بمعدل تشغيل أقصى. من أجل ذلك يجب أولاً التحقق من حالة التصميم بدرجة حرارة المحيط تبلغ 73 درجة مئوية، وحساب أبعاد بطارية تبريد الهواء A-106 A/F

الجديدة بدرجة حرارة المحيط تبلغ 24 درجة مئوية.

Les mots clés:

Naphta, refroidissement, taux de marche, batterie d'aéroréfrigérants, température ambiante.

Table des Matières

| | |
|--|----|
| Liste des abréviations | |
| Liste des tableaux | |
| Liste de figures | |
| Liste des annexes | |
| Introduction générale | 1 |
| Chapitre 1 : Présentation du complexe RA2K..... | 2 |
| 1.1.Introduction | 2 |
| 1.2.Implantation du complexe Topping de condensat (RA2k) | 3 |
| 1.3.Organisation du complexe Topping de condensat (RA2k) | 4 |
| 1.4. Unité de fabrication U-100 | 5 |
| 1.4.1.Train de préchauffe | 5 |
| 1.4.2.Préfractionnement | 6 |
| 1.4.3.Distillation atmosphérique | 7 |
| 1.4.4.Distillation sous vide | 8 |
| 1.4.5.Stabilisation des essences | 9 |
| 1.4.6.Dépropaniseur | 10 |
| 1.4.7. Section de séchage de butane | 11 |
| 1.5.Bilan de matière | 12 |
| 1.6.Unité de traitement de kérosène U-200 | 13 |
| 1.7.Unité de stockage et transfert U-300 | 14 |
| 1.8.Unité des utilités U-500 | 14 |
| 1.8.1 . Système de traitement des eaux usées (501) | 15 |
| 1.8.1.1. Procédé du traitement | 15 |
| 1.8.1.2. Qualité d'eau traitée | 15 |
| 1.8.2.Système d'eau de refroidissement(502) | 15 |
| 1.8.3.Système d'alimentation et de drainage d'eau (503) | 16 |

| | |
|---|----|
| 1.8.4.Réseau anti-incendie (504) | 16 |
| 1.8.5. Système d'air comprimé, vapeur, azote (505) | 16 |
| 1.8.5.1. Air comprimé | 16 |
| 1.8.5.2. Vapeur | 17 |
| 1.8.5.3. Azote..... | 17 |
| Chapitre 2 : Des généralités sur le transfert de chaleur | 18 |
| 2.1 .Introduction | 18 |
| 2.2.Différents modes de transfert de chaleur | 18 |
| 2.2.1. La conduction | 18 |
| 2.2.2. La convection | 19 |
| 2.2.3.Le rayonnement | 19 |
| 2.3.Caractéristiques de fonctionnement des appareils thermiques | 20 |
| 2.4.Facteurs essentiels de l'échange thermique | 21 |
| 2.4.1. L'écart de température (ΔT) | 21 |
| 2.4.2. Les résistances au transfert (R) | 21 |
| Chapitre 3 : Des généralités sur les aéroréfrigérants | 22 |
| 3.1. Introduction | 22 |
| 3 .1 .1 Les avantages des aéroréfrigérants | 22 |
| 3 .1 .2 Les inconvénients des aéroréfrigérants | 22 |
| 3.2. Technologies des aéroréfrigérants | 23 |
| 3.2.1 . Les faisceaux | 25 |
| A. Tubes à ailettes | 26 |
| B. Les boites de distributions ou collecteurs | 28 |
| C. Assemblage et arrangements des faisceaux tubulaires | 31 |
| 3.2.2. Les systèmes de ventilation | 33 |
| 3.3. Les chambres de distribution de l'air | 35 |
| 3.4. Les structures | 36 |
| 3.5. L'ensemble d'aéroréfrigérants | 36 |
| 3.6. Les dispositifs spéciaux | 38 |

| | |
|---|----|
| Chapitre 4 : La partie calcule et interprétation des résultats | 40 |
| 4.1 Introduction | 40 |
| 4.2.Calcul vérificatif de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F | 40 |
| 4.2.1.Données de départ | 40 |
| 4. 2.2.Calcul de la surface d'échange installée | 41 |
| 4.2.3.Calcul du coefficient de transfert coté air (h_{air}) | 42 |
| 4.2.4. Calcul du coefficient de transfert de chaleur coté tubes (h_i) | 45 |
| 4.2.5.Calcul des pertes de charge | 48 |
| 4.2.5.1. Pertes de charge coté tubes | 48 |
| 4.2.5.2. Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa) | 48 |
| 4.2.6.Puissance du ventilateur (P_f) | 48 |
| 4.2 .7.Etude de l'influence de la température ambiante sur le taux de marche de l'unité | 50 |
| 4.3.dimensionnement de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants pour le cas "été" avec une température moyenne de 42°C | 54 |
| 4.3.1.Estimation | 54 |
| 4.3.2.vérification thermique | 57 |
| 4.3.3.Pertes de charge | 58 |
| 4.3.3.1. Pertes de charge coté tubes | 58 |
| 4.3.3.2.Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa) | 58 |
| 4.3.4.Puissance du ventilateur (P_f) | 58 |
| 4.4. Calcul économique | 60 |
| 4.4.1.Estimation du manque à gagner en produits du RA2K | 60 |
| 4 .4.2 Estimation du coût de la modification | 61 |
| 4 .5.Interprétation des résultats | 63 |
| Conclusion générale et recommandation | 66 |
| Bibliographie | 69 |
| Annexe A :Les fiches de calcul Excel | 70 |
| Annexe B : Les données pour calculé le coefficient de transfert de chaleur coté tube | 76 |

| | |
|--|----|
| Annexe C : Le coefficient de transfert global à estimer | 78 |
| Annexe D : La température de l'air estimée à la sortie | 79 |
| Annexe E : Les ailettes KLM | 81 |
| Annexe F : La fiche technique de l'aéroréfrigérant A-106 A/F | 83 |
| Annexe G : L'estimation économique | 88 |

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

Liste des tableaux

| | |
|---|----|
| Tableau 1.1 : la capacité journalière du complexe topping | 13 |
| Tableau 1-2 : les bacs de stockage du complexe topping | 14 |
| Tableau 3-1 : comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit | 25 |
| Tableau 4 -1 : Données de départ du Naphta de l'aéroréfrigérants (A-106 A/F) | 40 |
| Tableau 4 -2 : Données de départ du l'air | 40 |
| Tableau 4 -3 : Données de départ du l'aéroréfrigérants (A-106 A/F) | 41 |
| Tableau 4-4 : La vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée | 42 |
| Tableau 4-5 : La vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée | 42 |
| Tableau 4-6: principaux résultats calculés dans le cas design (température ambiante 37°C) | 50 |
| Tableau 4-7: les principales causes des arrêts et perturbations pour la raffinerie RA2k en 2016 | 51 |
| Tableau 4-8: influence de la température ambiante sur les principaux paramètres de l'unité | 52 |
| Tableau 4-9: principaux résultats calculés dans le cas température ambiante 42°C | 60 |
| Tableau 4-10: bilan d'évolution du manque en produits total du RA2K en 2016 | 60 |
| Tableau 4-11: bilan d'évolution du manque à produire de chaque produits en 2016 | 61 |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure 1.1: Position géographique du complexe Topping de condensat (RA2k) | 3 |
| Figure 1.2: Schéma général du complexe Topping de condensat (RA2k) | 4 |
| Figure 1.3: l'organigramme du complexe Topping de condensat (RA2k) | 5 |
| Figure 1.4: Schéma de la section de préchauffe | 6 |
| Figure 1.5: Schéma de la section de préfractionnement de l'unité 100 | 7 |
| Figure 1.6: Schéma de la section atmosphérique de l'unité 100 | 8 |
| Figure 1.7: Schéma de la section sous vide de l'unité 100 | 9 |
| Figure 1.8: Schéma de la section de stabilisation des essences | 10 |
| Figure 1.9: Schéma de la section de dépropaniseur | 11 |
| Figure 1.10: Schéma de la section de séchage du butane | 12 |
| Figure 1.11: le schéma synoptique du complexe | 13 |
| Figure 3.1 : vue générale d'un aéroréfrigérant | 22 |
| Figure 3.2 : différents types des aéroréfrigérants | 23 |
| Figure 3.3 : aéroréfrigérant à tirage forcée | 24 |
| Figure 3.4 : aéroréfrigérant à tirage induit | 24 |
| Figure 3.5 : vue du haut des faisceaux | 25 |
| Figure 3.6 : Ailette type L | 27 |
| Figure 3.7 : Ailette type L avec moletage | 27 |
| Figure 3.8 : Ailette type double L | 28 |
| Figure 3.9 : Ailette encastrée type G | 28 |
| Figure 3.10 : Ailette extrudée sur tube bimétallique | 28 |
| Figure 3.11 : vue générale pour boîtes de distribution et collecteur | 29 |
| Figure 3.12 : Boîtes ou collecteurs à bouchons | 29 |
| Figure 3.13 : Boîtes ou collecteurs à couvercle démontable | 30 |

| | |
|---|----|
| Figure 3.14 : Collecteurs cylindriques | 30 |
| Figure 3.15 : Collecteurs à bonnet | 30 |
| Figure 3.16 : Collecteurs manifold | 31 |
| Figure 3.17: vue générale d'un faisceau tubulaire | 31 |
| Figure 3.18: Répartition des passes et des tubes | 32 |
| Figure 3.19: L'organisation à contre-courant | 32 |
| Figure 3.20 : L'organisation à Co-courant | 32 |
| Figure 3.21 : Les pales du ventilateurs | 33 |
| Figure 3.22 : Réglage de l'inclinaison des pales | 34 |
| Figure 3.23 : Réglage par persiennes | 34 |
| Figure 3.24 : Les moteurs et systèmes de transmission | 35 |
| Figure 3.25 : Les chambres de distribution de l'air | 35 |
| Figure 3.26 : Les chambres de distribution de l'air forcée et induit | 36 |
| Figure 3.27 : La géométrie des chambres de distribution de l'air | 36 |
| Figure 3.28 : L'ensemble d'aéroréfrigérants | 37 |
| Figure 3.29 : Vue générale de l'ensemble d'aéroréfrigérants | 37 |
| Figure 3.30 : Préchauffé de l'air | 38 |
| Figure 3.31 : Recirculation d'air | 39 |
| Figure 3.32 : Humidification d'air | 39 |
| Figure 4 .1 :le débit du Naphta en fonction de température ambiante | 52 |
| Figure 4.2 :le taux de marche en fonction de température ambiante | 53 |
| Figure 4.3:les pertes de charge en fonction de température ambiante | 53 |
| Figure 4.4 :la puissance de ventilateur en fonction de température ambiante | 54 |

Liste des annexes

| | |
|--|----|
| Annexe A : Les fiches de calcul Excel | 70 |
| Annexe B : Les données pour calculé le coefficient de transfert de chaleur coté tube | 76 |
| Annexe C : Le coefficient de transfert global à estimer | 78 |
| Annexe D : La température de l'air estimée à la sortie | 79 |
| Annexe E : Les ailettes KLM | 81 |
| Annexe F : La fiche technique de l'aéroréfrigérant A-106 A/F | 83 |
| Annexe G : L'estimation économique | 88 |

Introduction générale

Le raffinerie de RA2K a été dimensionné 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 batteries d'aéroréfrigérants A-106 A/F destinées 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 de la batterie 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 traité afin d'assurer les paramètres de process 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 de la batterie 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 la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants avec une température ambiante de 42°C, Ce qui nous permettra d'atteindre le taux de marche maximal.

1.1.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.

1.2. Implantation du complexe Topping de condensat (RA2k)

Le complexe Topping de condensat (RA2k) est implanté à l'intérieure de la zone industrielle de Skikda, d'une superficie de 166800 m² 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.

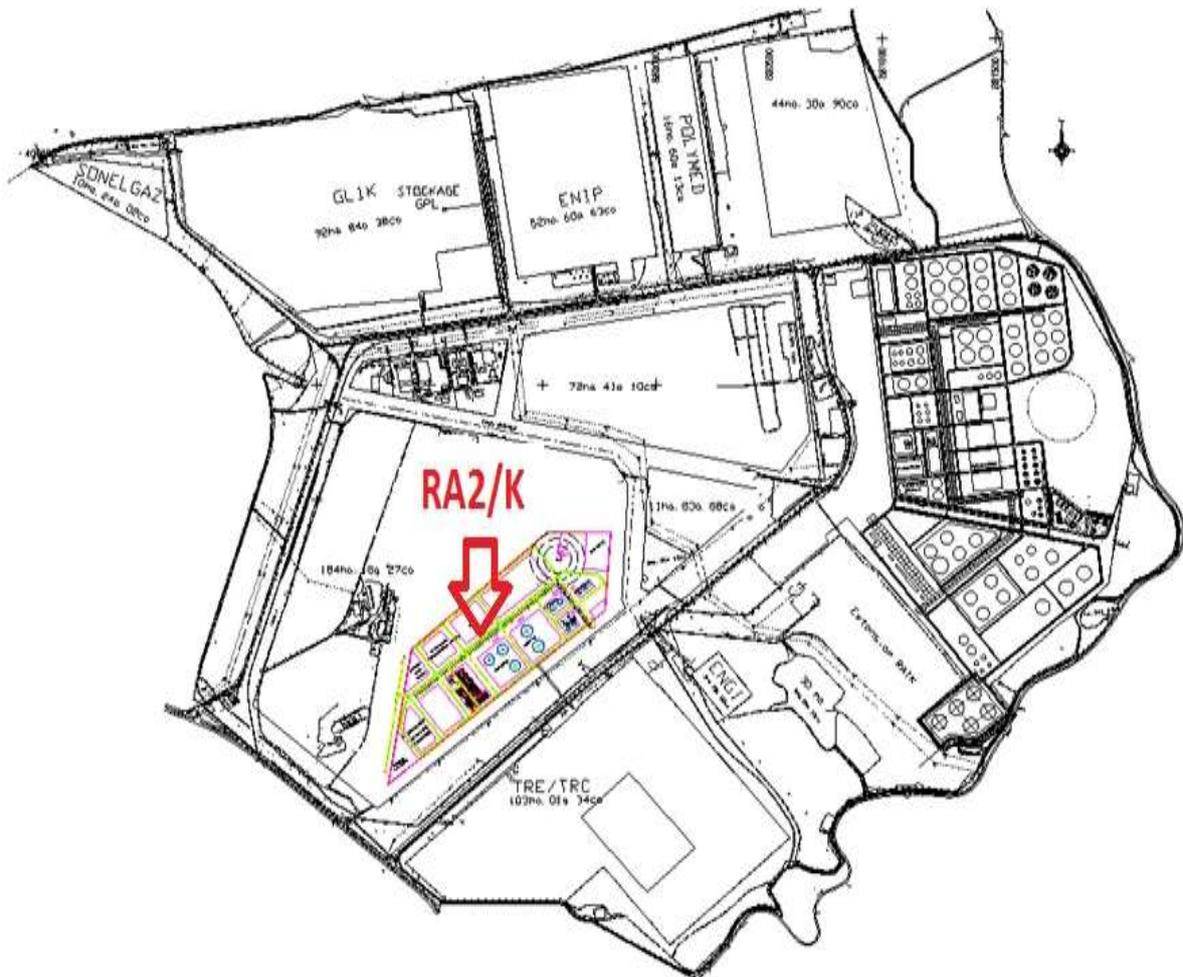


Figure 1.1: Position géographique du complexe Topping de condensat (RA2k)

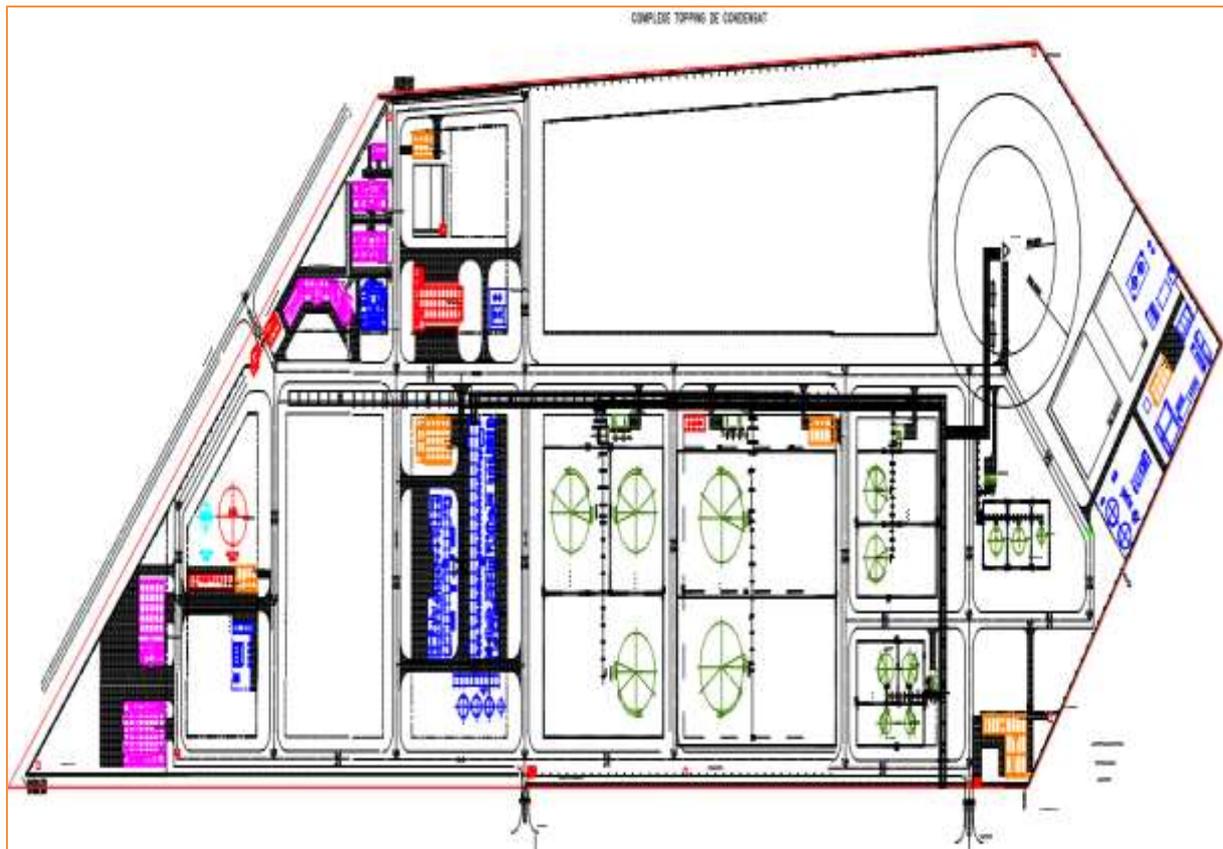


Figure 1.2: Schéma général du complexe Topping de condensat (RA2k)

1.3.Organisation du complexe Topping de condensat (RA2k)

L'organisation du complexe Topping de condensat (RA2k) se présente selon l'organigramme suivant :

| | | |
|---|---|-----------------------------|
|  | ACTIVITE AVAL - DIVISION RAFFINAGE | REF : <input type="text"/> |
| | MANUEL INTERNE D'ORGANISATION | REV : <input type="text"/> |
| | ORGANIGRAMME DU COMPLEXE TOPPING CONDENSAT RA2K | PAGE : <input type="text"/> |

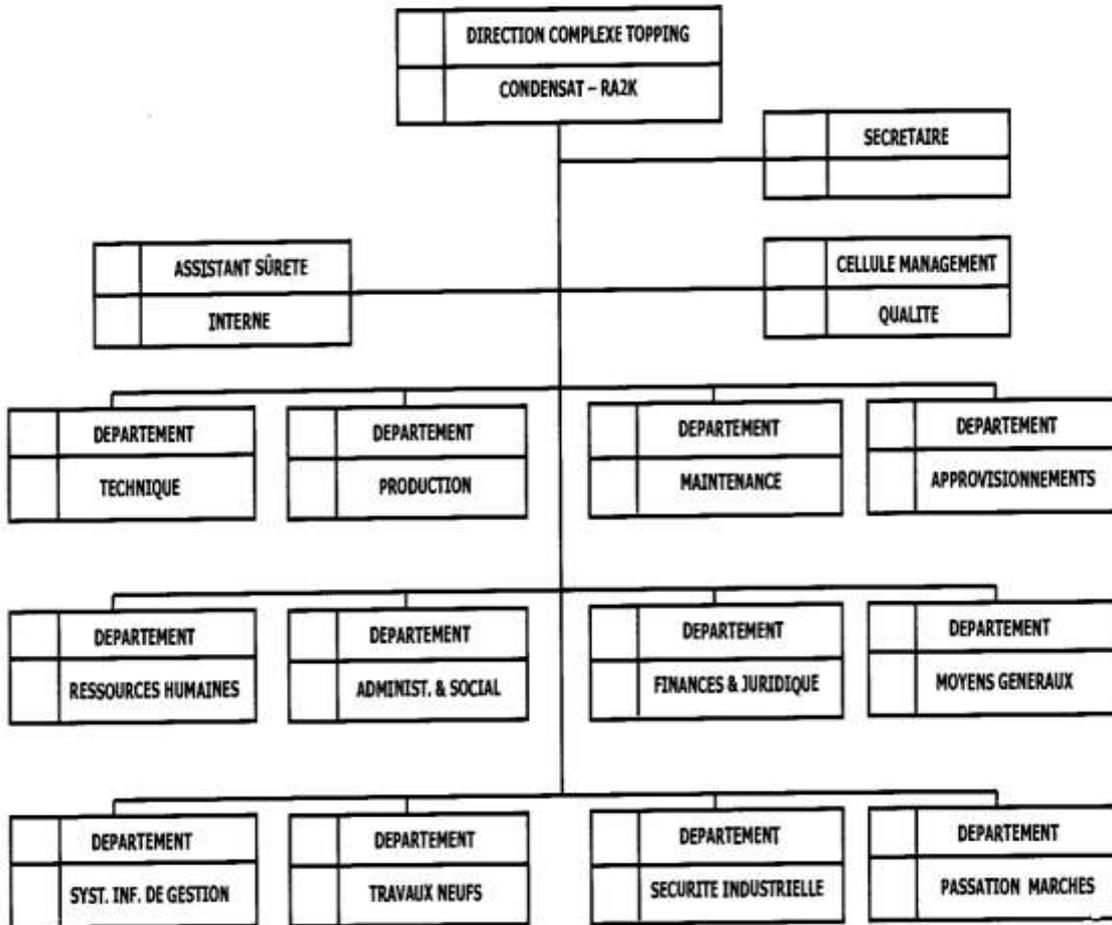


Figure 1.3: l'organigramme du complexe Topping de condensat (RA2k)

1.4. Unité de fabrication U-100

1.4.1. Train de préchauffe

La charge est pompée aux installations de l'unité Topping de Condensât à une pression de limite de batterie 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.

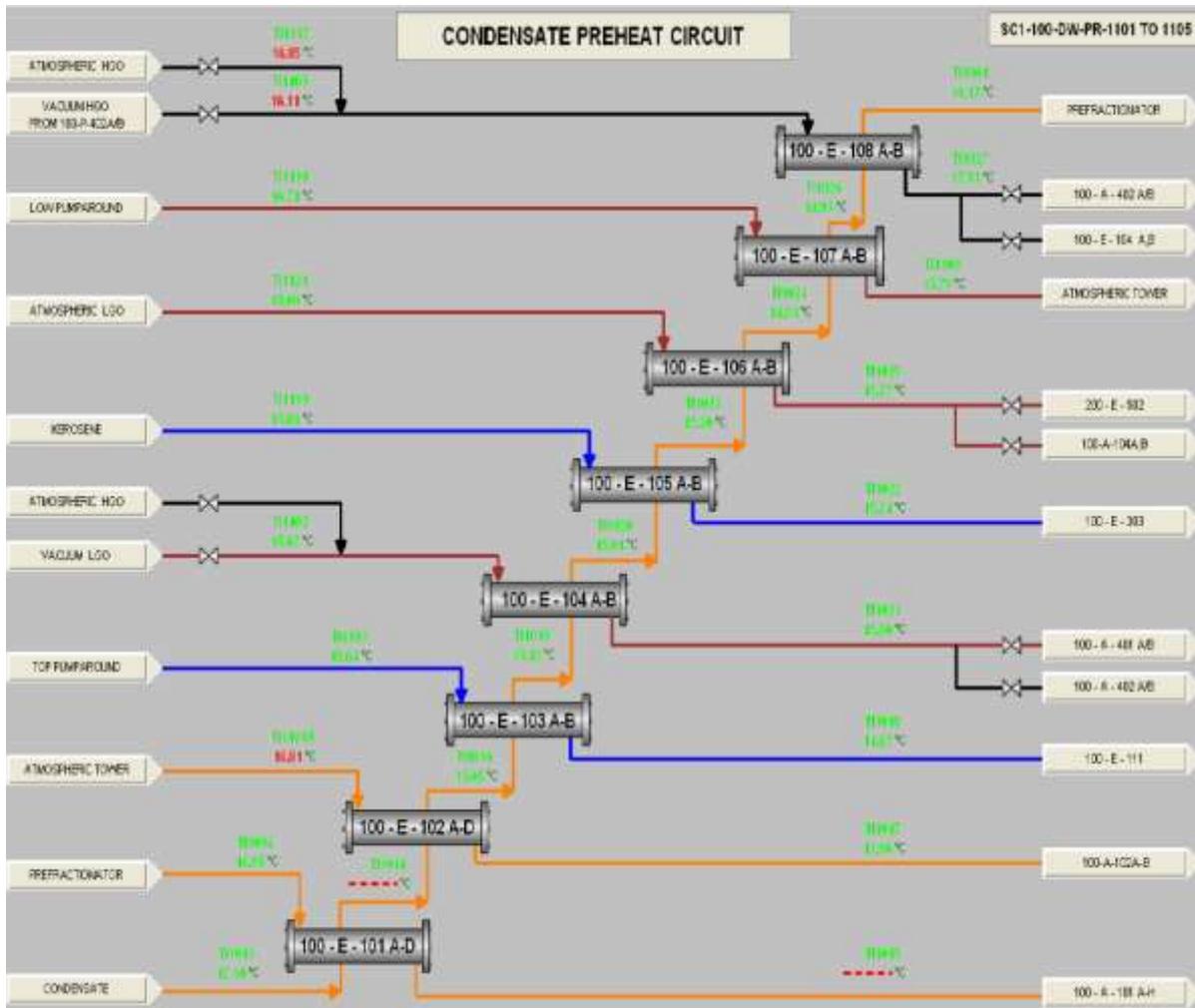


Figure 1.4: Schéma de la section de préchauffe

1.4.2. 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.

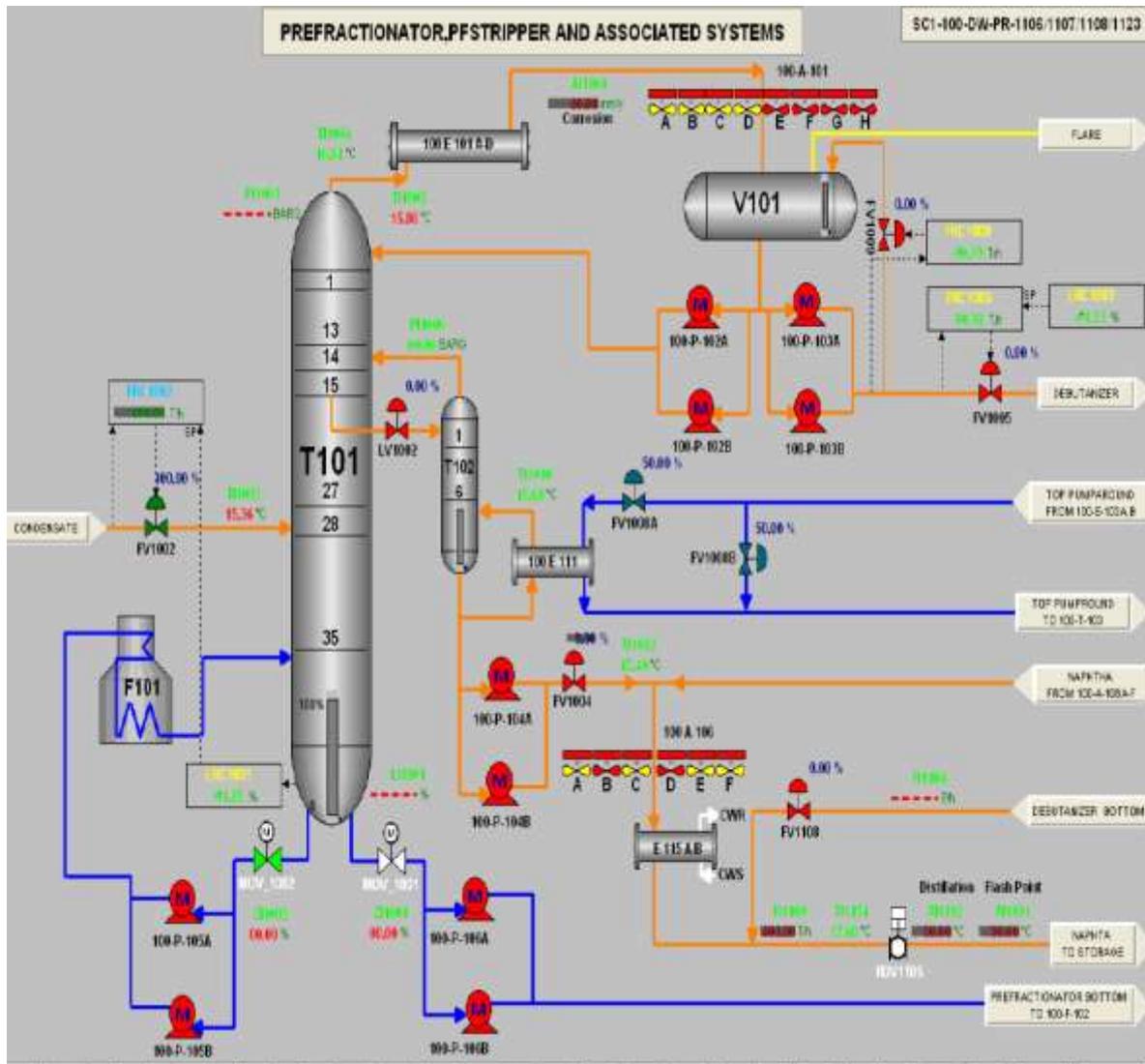


Figure 1.5: Schéma de la section de préfractionnement de l'unité 100

1.4.3. 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.

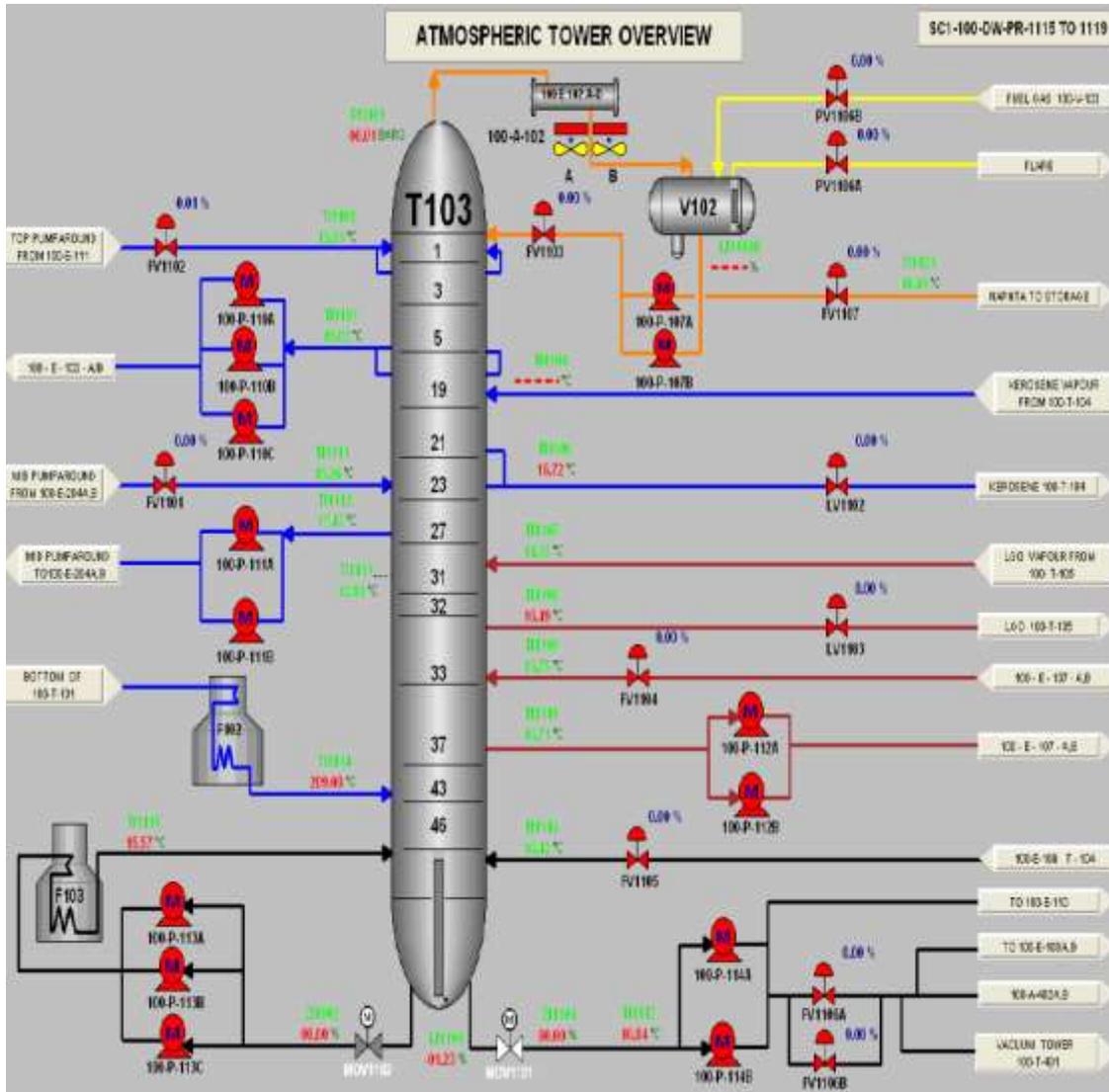


Figure 1.6: Schéma de la section atmosphérique de l'unité 100

1.4.4. 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).

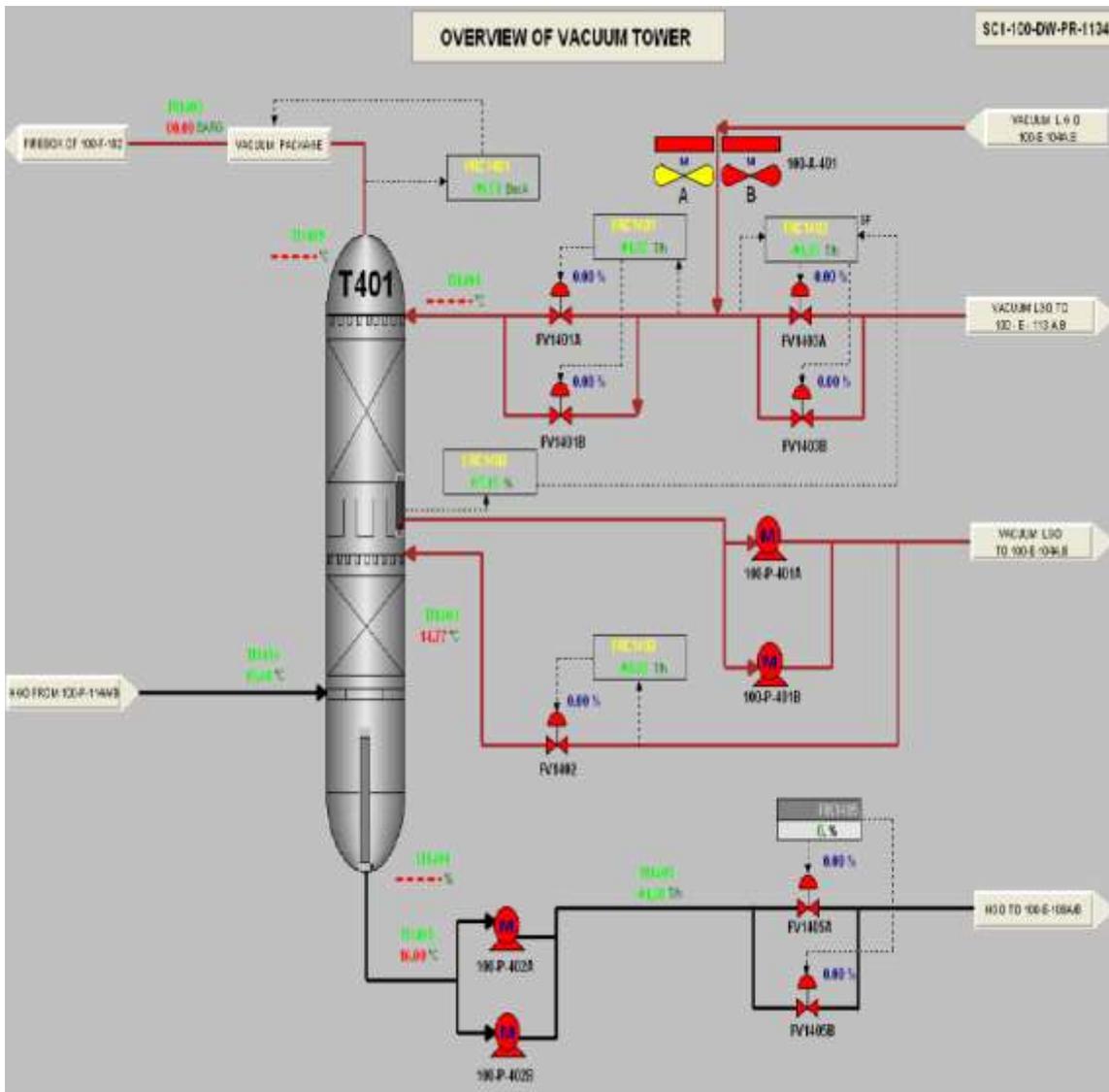


Figure 1.7: Schéma de la section sous vide de l'unité 100

1.4.5. Stabilisation des essences

Cette étape est assurée par la colonne T-201 appelée débutaniseur ou colonne de stabilisation, qui nous donne deux produits:

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

La colonne est équipée de 50 plateaux, et l'alimentation est effectuée au plateau n° 26.

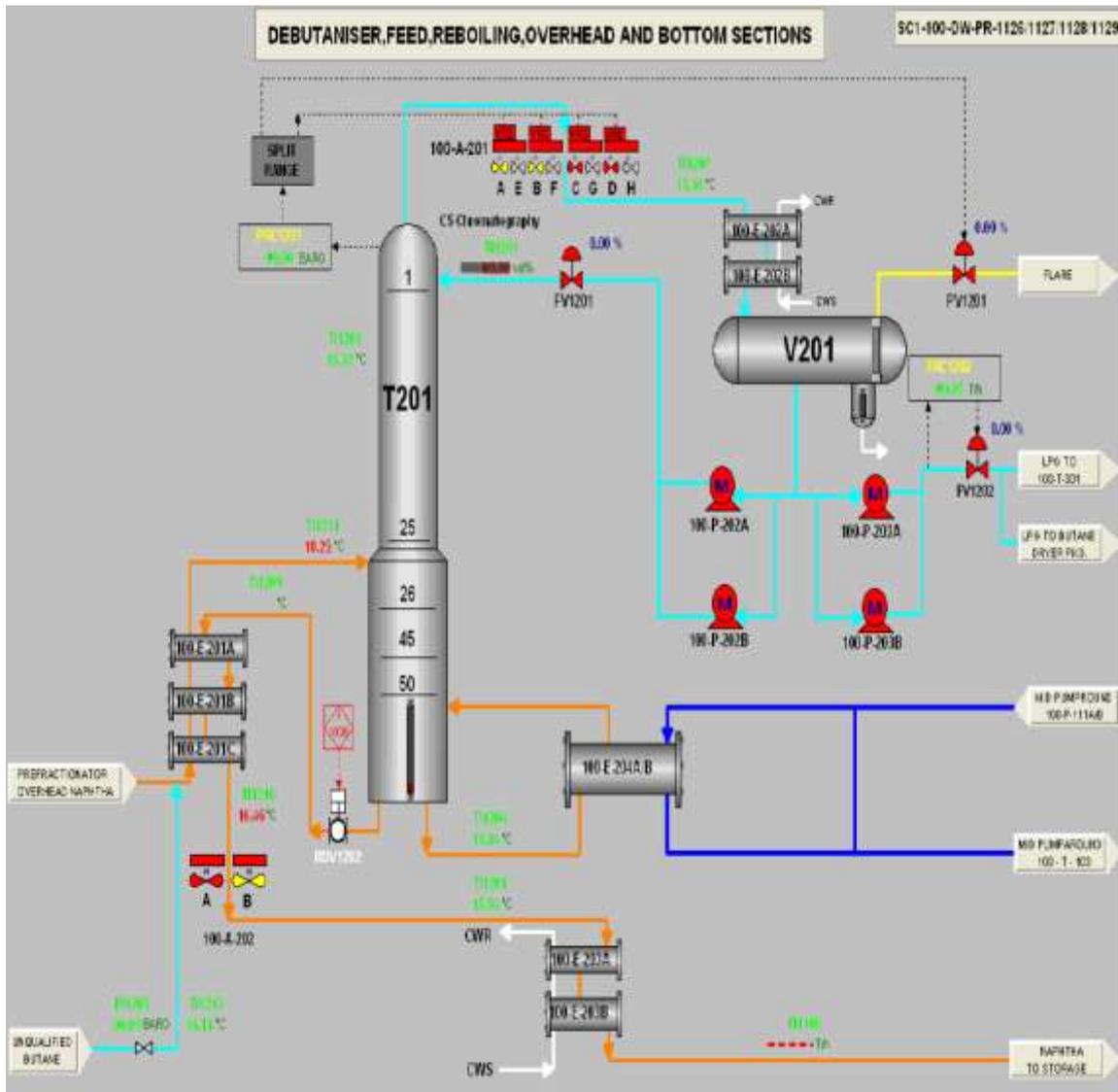


Figure 1.8: Schéma de la section de stabilisation des essences

1.4.6. 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^{ème} plateau.

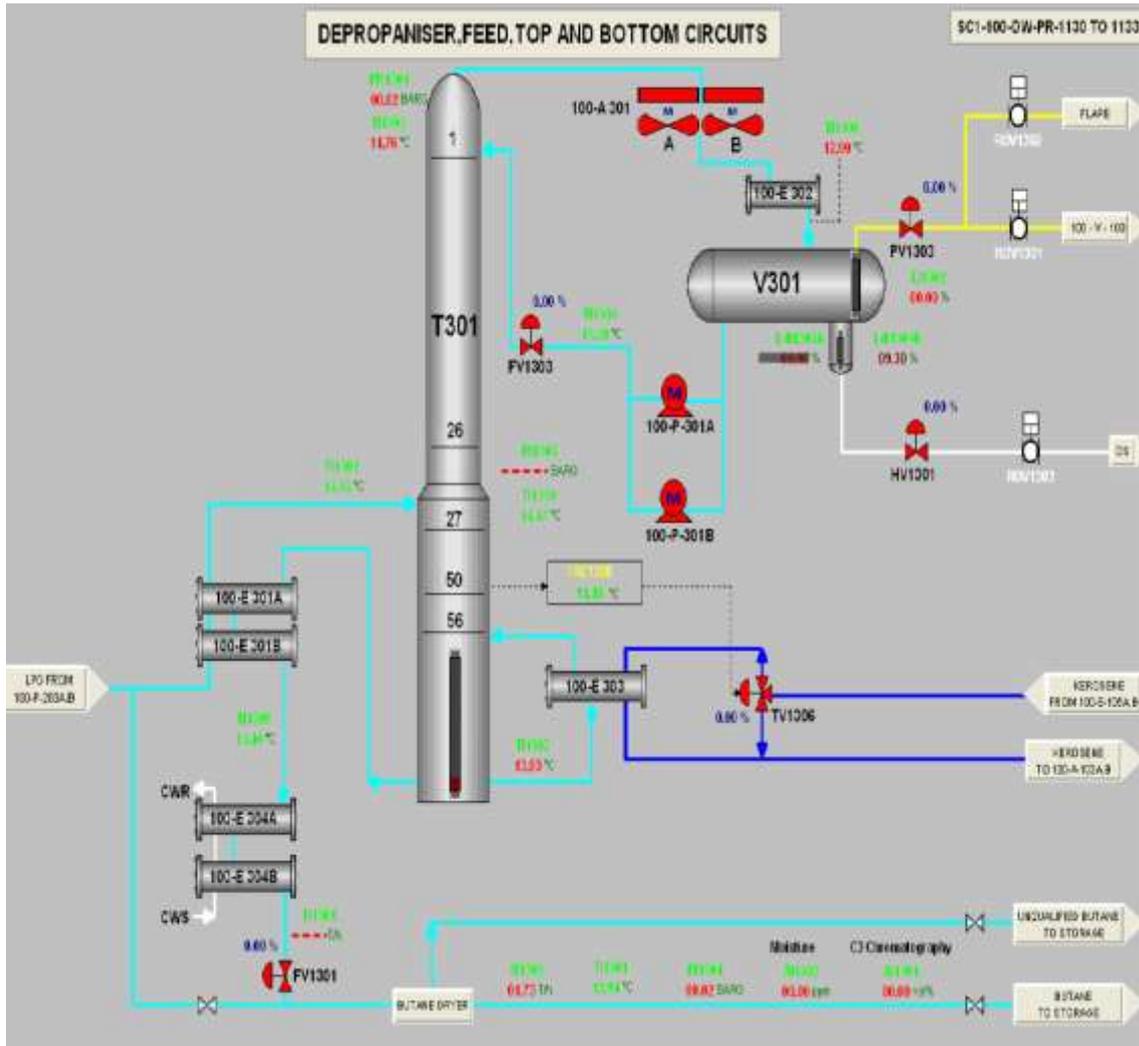


Figure 1.9: Schéma de la section de dépropaniseur

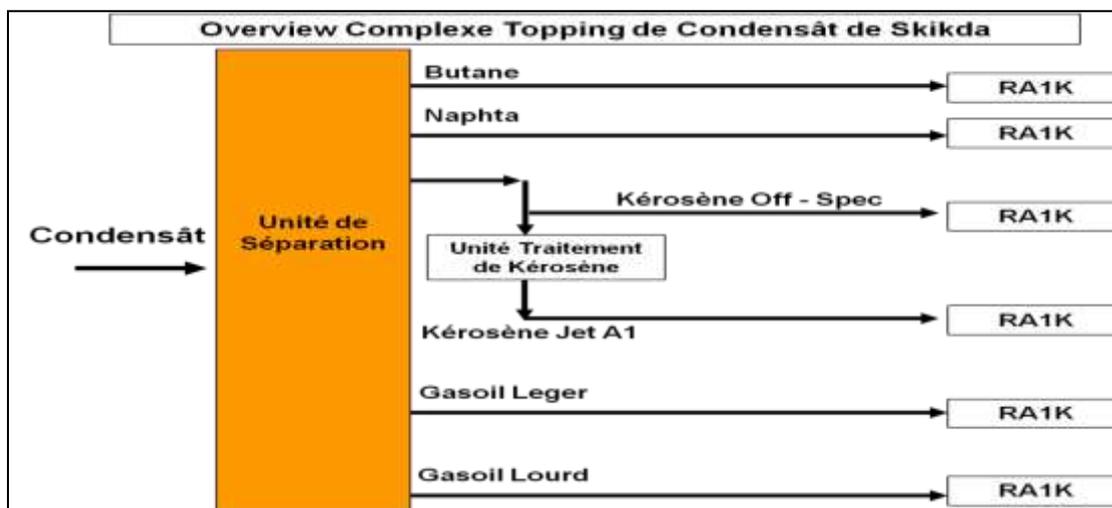
1.4.7. Section de séchage de butane

Le système de séchage de butane contient deux colonnes à tamis moléculaire, une 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 existante dans le butane. L'objectif de cette section est de sécher le butane jusqu'à 20 ppm.

Tableau 1.1 : la capacité journalière du complexe topping

| 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 1.11**: le schéma synoptique du complexe

1.6. 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 nécessiterait des traitements.

Cette unité consiste en trois parties:

- traitement de Kérosène ;
- traitement de résidus caustique ;
- préparation et stockage soude caustique / acide, ainsi le transfert.

1.7. Unité de stockage et transfert U-300

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 m³ 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 1-2 : les bacs de stockage du complexe topping

| Nom | Produits | Nombres | Capacité m ³ |
|--------------------|-----------|---------|-------------------------|
| 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 |

1.8. Unité des utilités U-500

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 :

1.8.1 . Système de traitement des eaux usées (501)

L'installation du traitement des eaux usées est un système de protection d'environnement auxiliaire de l'usine Topping de Condensat. la capacité de traitement des eaux usées est de 60m³/h. Les provenances de des eaux usées sont:

- ❖ unité 100 ;
- ❖ unité 200 ;
- ❖ zone de stockage (unité 300) ;
- ❖ eaux usées de la maintenance et du personnel.

1.8.1.1. Procédé du traitement

- Prétraitement ;
- Traitement biologique ;
- Traitement des boues ;
- Récupération des huiles.

1.8.1.2. Qualité d'eau traitée

BOD (Biological Oxygen Demand): $\leq 40\text{mg/l}$

COD (Chimical Oxygen Demand): $\leq 120\text{ mg/l}$

PH: 5,5~8,5

Teneur en huile: $\leq 20\text{mg/l}$

SS: $\leq 30\text{mg/l}$

La qualité d'eau non satisfaisant sera renvoyée aux bacs 501-TK-001A/B

1.8.2.Système d'eau de refroidissement(502)

Ce système a pour rôle d'assurer le traitement et conditionnement des eaux de refroidissement pour des unités de production.

La capacité de traitement est de $1000 \text{ m}^3/\text{h}$

Les paramètres de cette eau:

- température d'eau froide (aller): $35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- pression d'aller: $0,5 \text{ MPa}$;
- température d'eau chaude (retour): $42 \text{ }^\circ\text{C}$;
- pression de retour: $0,5 \text{ MPa}$;
- débit de by-pass: $50 \text{ m}^3/\text{h}$.

1.8.3. Système d'alimentation et de drainage d'eau (503)

L'eau industrielle de l'usine est livrée à partir du réseau de distribution d'eau de la zone industrielle de Skikda pour:

- l'appoint du système du réseau de lutte contre l'incendie ;
- la maintenance et l'exploitation ;
- les besoin de consommation domestique des personnes.

Un système de traitement d'eau potable est équipé dans l'usine. Il a une capacité de traitement de $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$.

1.8.4. Réseau anti-incendie (504)

On a un bac de stockage des eaux anti-incendie de capacité 12000 m^3 (504 TK 101) et un système de pompes d'expédition composé de 6 pompes dont 2 entraînées par des moteurs diesel. Le rôle de ces pompes est

- Assurer la pression dans le réseau 13 bars ;
- Expédition des eaux anti incendie vers le complexe.

1.8.5. Système d'air comprimé, vapeur, azote (505)

1.8.5.1. Air comprimé

La production de l'air comprimé (air service et air instruments) est assurée par deux compresseurs d'air.

L'air service est de $10,37 \text{ Nm}^3/\text{min}$,

L'air instruments est de $13,93 \text{ Nm}^3/\text{min}$.

L'air instruments est préalablement séché et stocké dans deux ballons de stockage tampon avec une autonomie de fonctionnement de 30 minutes.

1.8.5.2. Vapeur

Le vapeur est livré par la raffinerie RA1K de Skikda pour les besoins de la torche et de la maintenance. La pression de la conduite principale est de 2,84MPa. En passant un détendeur de pression, la vapeur entre dans le réseau de distribution de vapeur avec la pression 1.0MPa et la température 275 °C. Une vanne sécurité est installée sur le réseau. La valeur de déclenchement est de 1,18MPa.

1.8.5.3. Azote

L'azote est alimenté par ENGI de Skikda. La pression de la conduite principale est de 1,2MPa. En passant un détendeur de pression, l'azote entre dans le réseau de distribution avec une pression de 0,6MPa.

2.1 .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.

2.2.Différents modes de transfert de chaleur

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

2.2.1. 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 :

$$Q_x = -\lambda A \frac{dT}{dx}$$

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]

λ : Coefficient de conduction thermique [$W.M^{-1}.K^{-1}$]

A : Surface d'échange [m^2]

T : Température [K]

2.2.2. 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 :

$$Q = h.A.(T_s - T_f)$$

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

h : Coefficient de chaleur [$W.M^{-2}.K^{-1}$].

T_f : Température moyenne de fluide [K].

T_s : Température a la surface du solide [K].

T_c : Température moyenne du solide $T_f < T_s < T_c$ [K].

2.2.3.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 :

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

σ : constante universelle appelée constante de Stéphane-Boltzmann, elle vaut $5.666971[\text{W}/\text{M}^2.\text{K}^4]$.

Φ : Densité du flux de chaleur émise par le corps [W/m^2].

ε : Emissivité thermique du matériau [adimensionnelle] .

T : Température du corps [K].

2.3.Caractéristiques de fonctionnement des appareils thermiques

Les échanges de chaleur dans les procédés industriels 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:

$$\Phi = \Delta T / R$$

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:

$$\Phi = Q / A = U \times \Delta T$$

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

2.4. Facteurs essentiels de l'échange thermique

2.4.1. L'écart de température (ΔT)

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.

2.4.2. 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.

3.1. Introduction

Les aérorefrigérants 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 aérorefrigérants 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

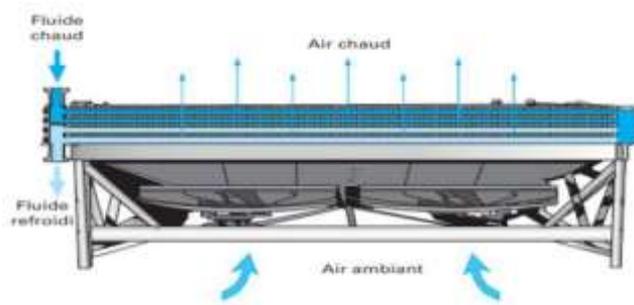


Figure 3.1 : vue générale d'un aérorefrigérant

3.1.1 Les avantages des aérorefrigérants

- ❖ Disponibilité et gratuité de l'air ;
- ❖ L'air n'est, généralement, ni corrosif, ni encrassant ;
- ❖ L'entretien des aérorefrigérants 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'aérorefrigérants, au contraire de l'utilisation de réfrigérants à eau ;
- ❖ Impact réduit sur l'environnement .

3.1.2 Les inconvénients des aérorefrigérants

- ❖ 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.

3.2. Technologies des aéroréfrigérants

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

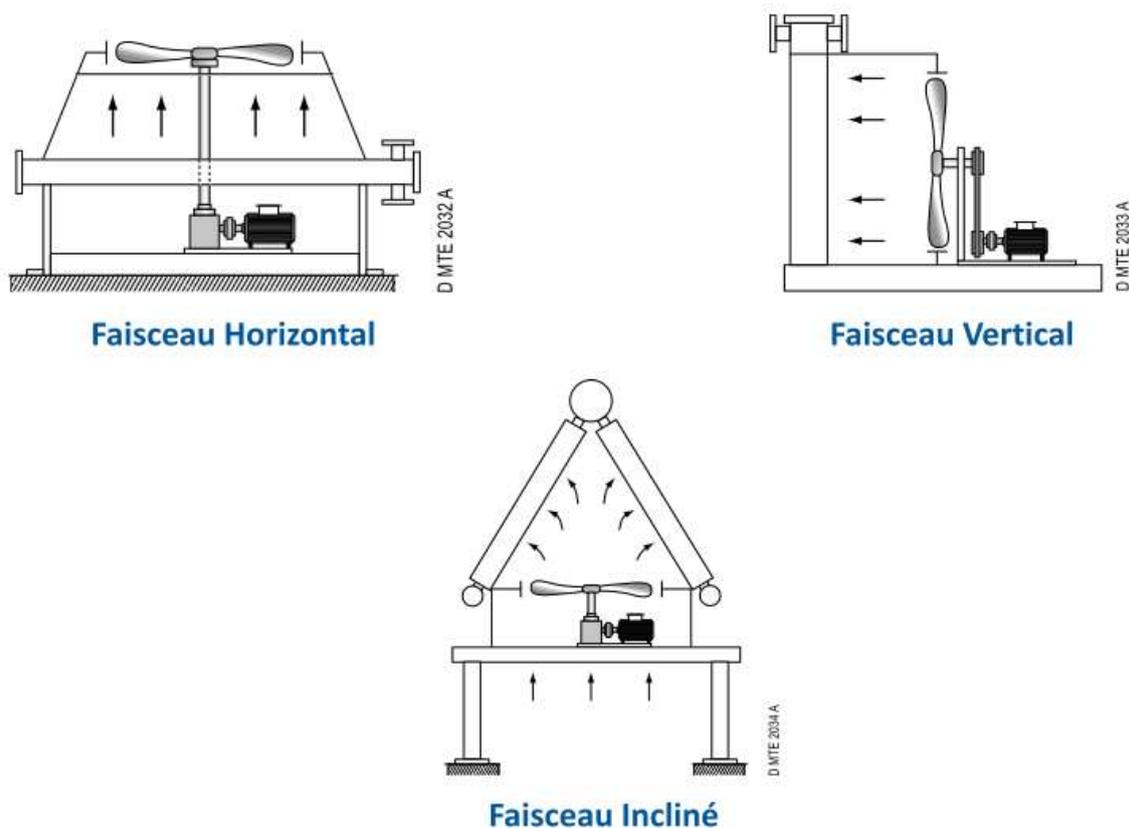


Figure 3.2 : différents types de aéroréfrigérants

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 dits 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.

❖ **Le tirage forcée**

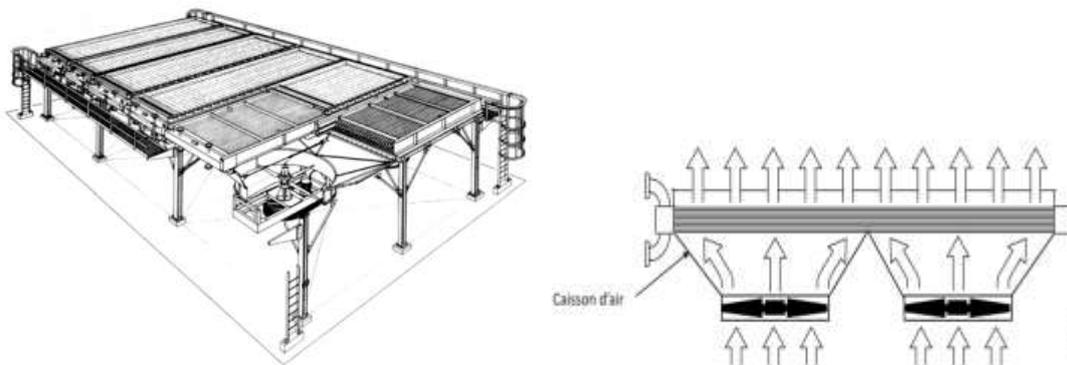


Figure 3.3 : aéroréfrigérant à tirage forcée

❖ **Le tirage induit**

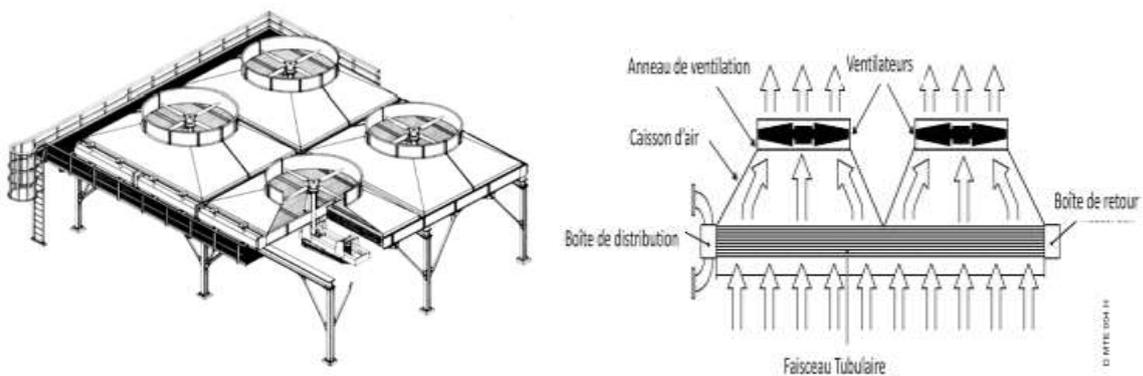


Figure 3.4 : aéroréfrigérant à tirage induit

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

Tableau 3-1 : comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit

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

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.

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 3.5 : 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 (1 1/4 in, 1 1/2 in, 2 in) peuvent également être utilisés.

Les longueurs usuelles sont de 20, 24, 30 ft. Pour certaines unités, telles qu'en liquéfaction de gaz naturel, des longueurs de 40 et 50 ft peuvent être fournies par certains constructeurs.

La disposition des tubes est à pas triangulaire droit. Pour des tubes de diamètre nominal 1 inch, munis d'ailettes hautes de diamètre standard 2 1/4 inch. Le pas entre les axes des tubes est choisi parmi les valeurs suivantes : 2 3/8 in, 2 1/2 in, 2 5/8 in, 2 3/4 in; les plus utilisés sont toutefois 2 1/2 in et 2 5/8 in.

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 3/8 in, 1/2 in et 5/8 in; cette dernière hauteur est la plus couramment utilisée et conduit à un diamètre de 2 1/4 in pour un tube de base de 1 in.

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 ailetée 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 ailetée/Surface de base est de 20.

Différents modes de fabrication sont utilisés pour réaliser des ailettes adaptés aux conditions de service :

❖ Ailette type L

La forme de 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.

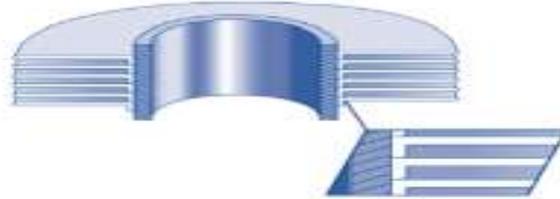


Figure 3.6 : Ailette type L

❖ Ailette type L avec moletage

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.

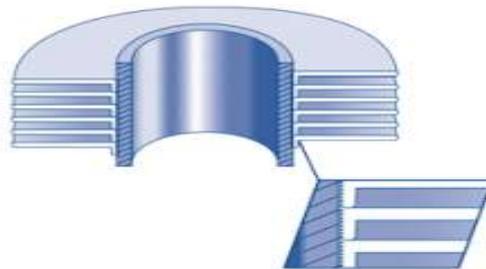


Figure 3.7 : Ailette type L avec moletage

❖ Ailette type double L

Le double L permet un chevauchement partiel du pied de l'ailette par l'ailette voisine. La température maximum d'utilisation est dans la fourchette 120-170°C. Ce type plus onéreux est assez peu utilisé.

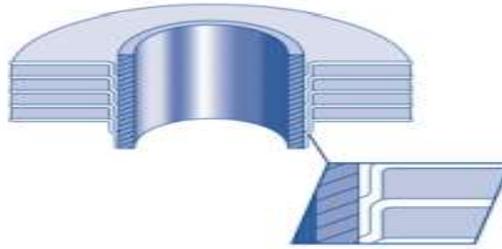


Figure 3.8 : Ailette type double L

❖ **Ailette encastrée type G**

L'ailette d'aluminium est encastrée dans une rainure hélicoïdale gravée sur le tube de base. L'encastrement assure un contact ailette-tube de qualité. La température maximum d'utilisation est de 400 C.

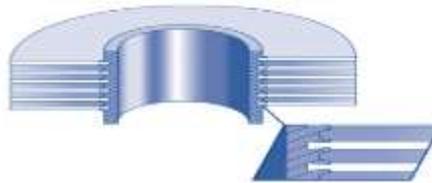


Figure 3.9 : Ailette encastrée type G

❖ **Ailette extrudée sur tube bimétallique**

Les ailettes sont obtenues par extrusion d'un tube en aluminium sur le tube de base. La température maximum d'utilisation se situe vers 250 à 300 C.

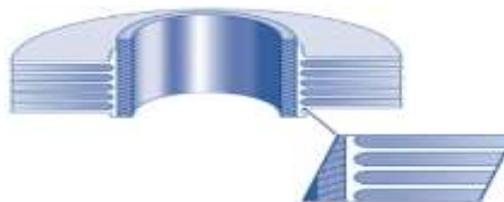


Figure 3.10 : Ailette extrudée sur tube bimétallique

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 dudgeonnage ou 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.

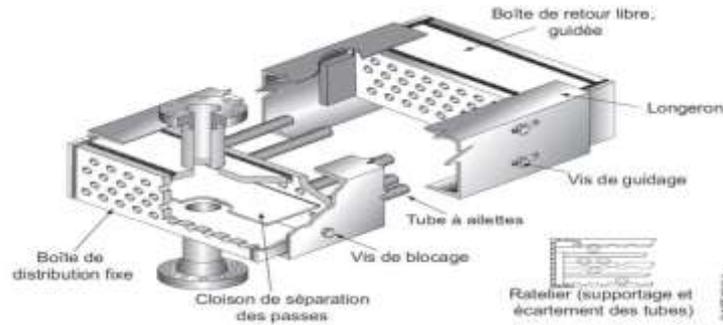


Figure 3.11 : vue générale pour boîtes de distribution et collecteur

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.

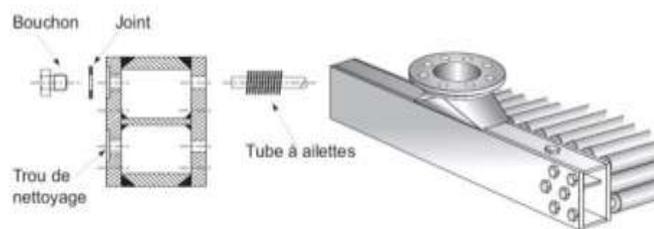


Figure 3.12 : Boîtes ou collecteurs à bouchons

❖ Boîtes ou collecteurs à couvercle démontable

Pour des fluides encrassant ou corrosifs, pour lesquels des vérifications périodiques doivent être effectuées fréquemment. Pour de fortes pressions, l'épaisseur des boîtes et le boulonnage doivent être augmentés et ce type de collecteur devient onéreux. En conséquence, l'utilisation en est limitée à des pressions de l'ordre de 40 bar.

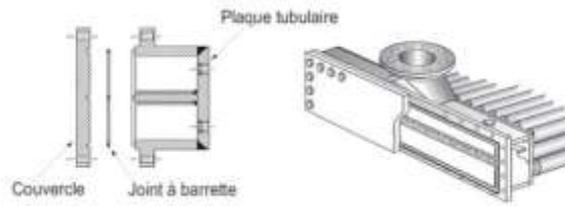


Figure 3.13 : Boîtes ou collecteurs à couvercle démontable

❖ **Collecteurs cylindriques**

Pour des pressions élevées supérieures à 200 bar, des collecteurs cylindriques sont généralement utilisés. Le nettoyage à l'intérieur des tubes ne peut être que chimique. Ce type de collecteur n'est pas recommandé pour des services très encrassant.



Figure 3.14 : Collecteurs cylindriques

❖ **Collecteurs à bonnet**

Le collecteur est constitué d'un bonnet semi-circulaire qui peut être soudé ou boulonné sur la plaque tubulaire. La construction soudée est peu onéreuse et présente l'avantage d'éliminer les risques de fuites avec l'extérieur ; son utilisation est réservée à des services propres sous pression opératoire faible.

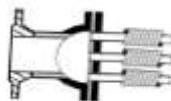


Figure 3.15 : Collecteurs à bonnet

❖ **Collecteurs manifold**

Dans le cas de perte de charge allouée faible et tout particulièrement pour des services de condensation, un collecteur de grand diamètre est soudé directement sur la plaque tubulaire; une bonne distribution de la vapeur est assurée dans chacun des tubes du faisceau.



Figure 3.16 : Collecteurs manifold

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.

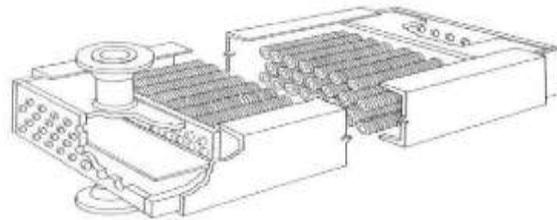


Figure 3.17: vue générale d'un faisceau tubulaire

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 1 inch – 2 inch 1/4 in avec un pas de 2 1/2 in, 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. La contrepartie est de réduire la vitesse de l'air sous peine d'installer des puissances de ventilation prohibitives ; la réduction de vitesse de l'air conduit à un coefficient de transfert thermique et à un potentiel moyen de température moindres, nécessitant alors une surface d'échange plus importante. Le choix du nombre de rangées est donc primordial et doit être optimisé; néanmoins il est courant d'installer 4 à 6 rangées de tubes par faisceau. Pour une largeur de 3,5 m et des tubes de diamètre nominal 1 in, un pas triangulaire de 2 1/2 in, l'adoption de 6 rangées conduit à 324 tubes.

❖ **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 boites ou collecteurs. On peut soit prévoir un nombre de rangées égal ou diff rent sur chacune des passes.

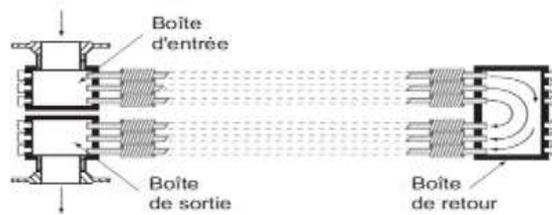


Figure 3.18: Répartition des passes et des tubes

❖ **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).

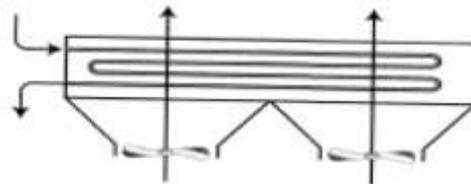


Figure 3.19: L'organisation à contre-courant

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.

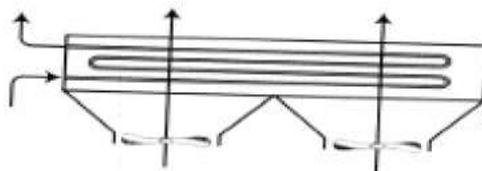


Figure 3.20 : L'organisation à Co-courant

3.2.2. Les systèmes 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 6 à 18 ft. Les systèmes de ventilation comportent des ventilateurs entraînés par des moteurs et des dispositifs de réglage de débit d'air. Le rotor comprend un moyeu monté sur l'arbre du ventilateur, des pales montées sur le moyeu et dans certains cas un mécanisme de commande. Les pales, au nombre de 4 à 6, sont en aluminium, en alliage léger ou en résine polyester armée de fibres de verre.

Afin d'obtenir une distribution d'air correcte sur toute l'aire faciale (aire qui fait face au 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 50 ft, cette considération impose d'installer trois ventilateurs dans le sens de la longueur des faisceaux.

L'API 661 impose qu'au moins deux ventilateurs soient installés dans le sens de la longueur d'un faisceau ou d'un arrangement de faisceaux afin d'assurer une réfrigération minimum en cas d'arrêt d'un ventilateur; toutefois pour des longueurs de tubes inférieures à 15 ft, un seul ventilateur peut être admis.



Figure 3.21 : Les pales du ventilateurs

❖ Réglage de l'inclinaison des pales

L'inclinaison peut être changée à l'arrêt par rotation du pied de pale sur le moyeu, la position étant maintenue par un dispositif de serrage. Elle peut aussi être effectuée par un servomoteur au cours du fonctionnement du ventilateur. L'ajustement du débit d'air consécutif à l'ajustement de l'inclinaison permet une régulation de la température de sortie du fluide réfrigéré.

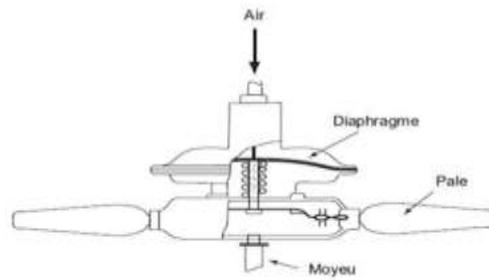


Figure 3.22 : Réglage de l'inclinaison des pales

❖ Réglage de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation peut être modifiée en utilisant soit des moteurs à deux vitesses, soit des moteurs à vitesse variable lorsqu'une régulation est imposée. Il y a toutefois des limites concernant les vitesses de rotation; elles ne doivent pas conduire à des vitesses périphériques en bout de pales supérieures à 12000 ft/min (61 m/s), ceci essentiellement pour limiter les puissances sonores des ventilateurs.

❖ Réglage par persiennes (ou volets ou ventailles)

Des persiennes (volets rectilignes) sont placées dans le sens de la largeur au-dessus des faisceaux. Leur ouverture est variable, ce qui permet d'obstruer plus ou moins la section offerte à la sortie de l'air. Il en résulte une perte de charge additionnelle, qui diminue plus ou moins le débit massique de l'air.

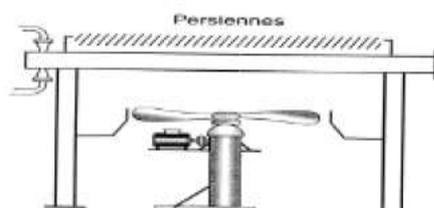


Figure 3.23 : Réglage par persiennes

❖ Les moteurs et systèmes de transmission

Les moteurs fournissent la puissance nécessaire aux ventilateurs pour assurer le débit d'air désiré. L'entraînement peut se faire par des moteurs électriques, à gaz, à essence, à systèmes hydrauliques ou par des turbines à vapeur. Les moteurs électriques sont de loin les plus utilisés. La transmission de puissance du moteur au ventilateur peut être :

- directe : l'arbre du ventilateur est relié directement au moteur ;
- indirecte: soit par poulies et courroies, soit par engrenages

Poulies et courroies sont utilisées jusqu'à des puissances de 22 kW. Au-delà, la transmission par engrenages est nécessaire, quoique plus onéreuse. La transmission directe ne concerne que des ventilateurs de petit diamètre (5 ft) et de faible puissance.

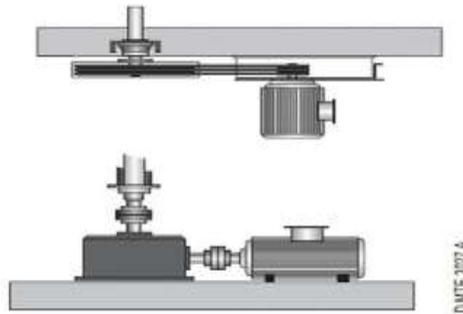


Figure 3.24 : Les moteurs et systèmes de transmission

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.

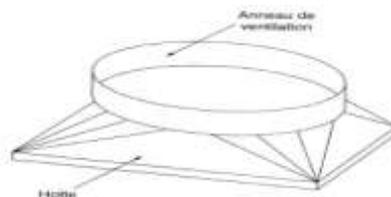


Figure 3.25 : Les chambres de distribution de l'air

La chambre ou hotte peut être parall lepipedique ou pyramido-tronconique pour assurer une meilleure répartition de l'air sur toute la surface faciale; un élément cylindrique à l'intérieur duquel se trouve le ventilateur est soudé sur la hotte et constitue l'anneau de ventilation.

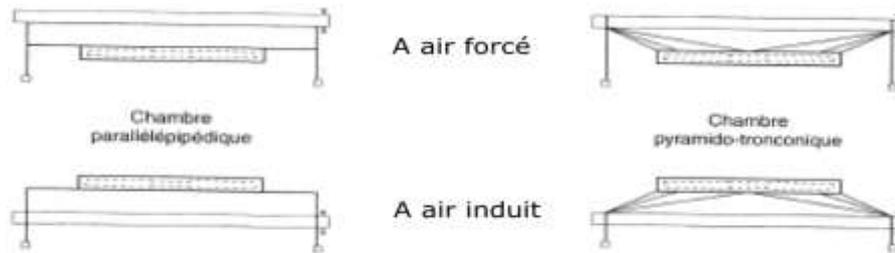


Figure 3.26 : Les chambres de distribution de l'air forcée et induit

La hauteur de la chambre doit être suffisante pour permettre des angles de dispersion d'air inférieurs à 45 degrés afin d'assurer une bonne distribution. Equipement d'Echange Thermique

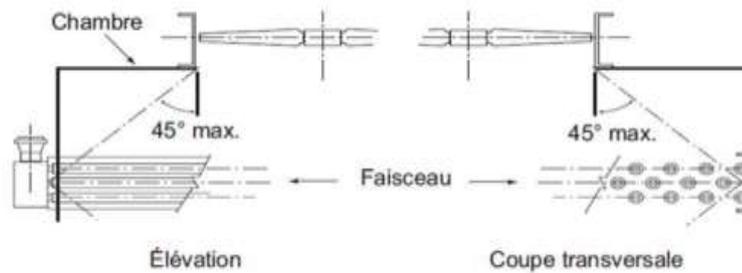


Figure 3.27 : La géométrie des chambres de distribution de l'air

3.4. Les structures

Les structures sont constituées de charpentes, poutres mécaniques et longerons divers pour supporter les faisceaux, les ensembles moto-ventilateurs et les passerelles d'accès permettant manœuvres et maintenance. Elles doivent être calculées aux conditions statiques et dynamiques pour résister aux efforts du vent et aux effets sismiques et éviter toute vibration. La hauteur libre minimale sous le faisceau en air induit et sous l'anneau de ventilation en air forcé est de l'ordre de 2,5 m.

Dans le cas de groupement 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.

3.5. L'ensemble d'aéroréfrigérants

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.

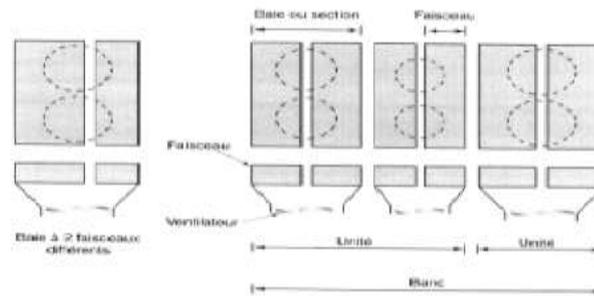


Figure 3.28 : L'ensemble d'aéroréfrigérants

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.

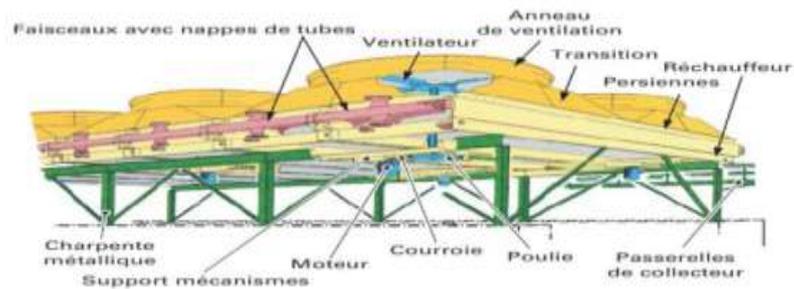


Figure 3.29 : Vue générale de l'ensemble d'aéroréfrigérants

3.6. 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 e 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 associé au système de persiennes, qui permet dans ces phases de démarrage de limiter le débit d'air.

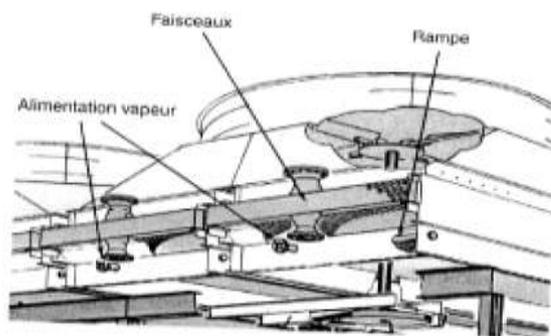


Figure 3.30 : Préchauffe de l'air

❖ 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'aéroréfrigérant 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'aéroréfrigérant seul.

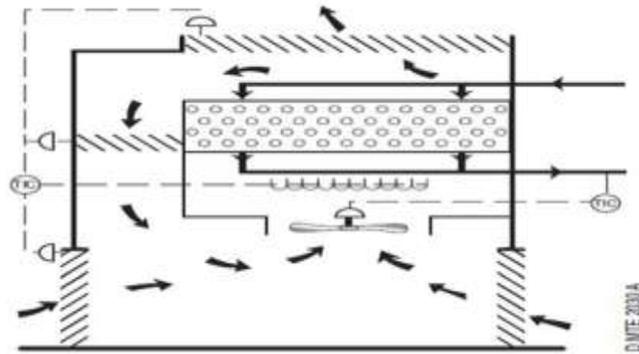


Figure 3.31 : Recirculation d'air

❖ **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.

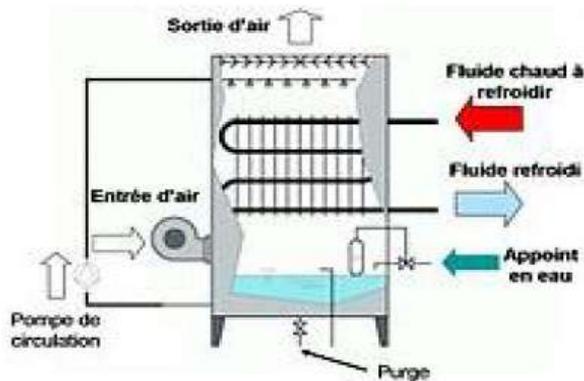


Figure 3.32 : Humidification d'air

4.1 Introduction

Dans notre unité de raffinage (U-100) la philosophie du refroidissement du produit semi-fini Naphta vers stockage est basée sur l'utilisation de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F, mais pendant la période d'été l'unité U-100 présente des difficultés à refroidir la Naphta jusqu'à la température de stockage à cause de la température ambiante élevée, 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 donnés par le constructeur ;
- Le redimensionnement d'une nouvelle batterie basé sur la température maximale pendant l'été 42°C;
- Estimer le coût de la nouvelle batterie.

4.2. Calcul vérificatif de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F

4.2.1. Données de départ

Les données de design sont au niveau des annexes (E) et (F).

Tableau 4 -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 - ρ - [kg/m ³] | 657,81 |
| Chaleur spécifique liquide - C_p - [kcal/kg, °C] | 0,5732 |
| Conductivité thermique - λ - [kcal/h.m.°C] | 0,0946 |
| Viscosité dynamique liquide - μ - [kg / m.s] | 0,000261 |
| Résistance d'encrassement - R_m - [h.m ² .°C/kcal] | 0,0001 |
| Débit massique - M - [kg/h] | 398481 |

Tableau 4 -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 ρ_a à $t = 37$ °C - [kg/m ³] | 1,104 |
| Conductivité thermique de l'air - λ_a - [kcal/h.m.°C] | 0,0231 |
| Viscosité dynamique de l'air - μ_a - [kg / m.s] | $1,89.10^{-5}$ |
| Résistance d'encrassement - R_{air} - [h.m ² .°C/kcal] | 0,0002 |
| Diamètre du ventilateur - d_v - (m) | 4,26 |
| Volume d'air réel par ventilateur, - Q_v - m ³ /s | 120,96 |

Tableau 4 -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 ² .°c/kcal] | 0,000151 |

❖ **Les outils de calcul**

les calculs sont faits a l'aide d'Excel .Pour mieux comprend la fiche de calcul Excel consulter l'annexe (A)

4. 2.2.Calcul de la surface d'échange installée

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

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

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

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

Surface faciale installée :

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

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

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

4.2.3. Calcul du coefficient de transfert coté 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 4-4 : 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 |

La batterie d'aéroréfrigérants (A-106 A/F) comporte 6 rangées de tubes ($N_R = 6$)

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

On peut estimer la vitesse faciale et le nombre de rangée par le calcul de E :

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad T_1, T_2, t_1 \text{ (} ^\circ\text{C)}$$

$$E = (124,5 - 50) / (124,5 - 37)$$

$$E = 0,85$$

Les valeurs de N_R et V_f sont ensuite déterminées en fonction de la valeur de E par le tableau suivant :

Tableau 4-5 : La vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée

| E | N_R | V_f (m/s) |
|--------------------|-------|---------------|
| $E \leq 0,4$ | 4 | 3,3 |
| $0,4 < E \leq 0,5$ | 5 | 3,05 |
| $0,5 < E \leq 0,6$ | 6 | 2,8 |
| $0,6 < E \leq 0,8$ | 8 | 2,3 |
| $E > 0,8$ | 10 | 2,03 |

$$E > 0,8$$

$$N_R = 10$$

$$V_f = 2,03 \text{ m/s}$$

Mais d'après les fiches technique du batterie 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)**

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

$$Q_a = m_a * C_a * (t_2 - t_1)$$

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,

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

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

$$Q_{naphta} = 17,01E+6 \text{ Kcal/h}$$

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

$$Q = V_f \cdot C_a \cdot \rho_a \cdot F_a (t_2 - t_1) \text{ d'où } t_2 = \frac{Q}{F_a \cdot 3600 \cdot C_a \cdot \rho_a \cdot V_f} + t_1$$

F_a : Surface faciale, m²

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

ρ_a : La masse volumique de l'air à $t = 37 \text{ °C}$, kg/m³

C_a : Chaleur spécifique de l'air, kcal/kg, °C

$$t_2 = 60,14 \text{ °C}$$

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

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

$$m_a = 17,01E+6 / (60,14 - 37) \cdot 0,2406$$

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

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

$$h_{air} = \frac{Nu \times \lambda_a}{d_r}$$

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

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

$$Re = \frac{d_r \cdot G_{max}}{\mu}$$

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

$$G_{max} = \frac{m_a \cdot V_m}{F_A \cdot V_f} \quad \text{avec : } \frac{V_m}{V_f} = 2$$

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

$$Re = 11432,48$$

❖ Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_a \cdot \mu_a}{\lambda_a} \quad \text{avec :}$$

λ_a : Conductivité thermique de l'air, Kcal/h.m.c

μ_a : Viscosité dynamique de l'air, kg/m.s

$$Pr = 0,70$$

Donc on trouve :

$$Nu = 1234,03$$

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

4.2.4. Calcul du coefficient de transfert de chaleur coté tubes (hi)

Au niveau de la batterie d'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

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

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

$$Q_{naphta} = 17,01E+6 \text{ Kcal/h}$$

❖ Différence de température logarithmique moyenne (DTLM)

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

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

$$\Delta T_1 = 64,35 \text{ °C}$$

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

$$\Delta T_2 = 13 \text{ °C}$$

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

$$DTLM = 32,10 \text{ °C}$$

Puisque la batterie 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

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

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

$$N_p = 3$$

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

F est trouvé graphiquement (l'annexe B)

$$F = 0,965$$

La DTLM corrigée est

$$DTLM_{corrigée} = DTLM \cdot F$$

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

❖ **le coefficient de transfert de chaleur du Naphta**

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

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

❖ **Nombre de Reynolds (Régime d'écoulement)**

$$Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu}$$

$$G_t = \frac{M}{a_t}$$

M : Débit massique du Naphta.

a_t : Section de passage du Naphta dans les tubes.

μ : Viscosité du Naphta.

G_t : vitesse massique du Naphta dans les tubes des l'aeroréfrigérants.

$$a_t = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_T}{4 \cdot N_p}$$

N_p : Nombre de passe.

N_T : Nombre des tubes.

Donc

$$a_t = 0,17 \text{ m}^2$$

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

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

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

D'après l'abaque Whittier (annexe B)

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

$$j_h = 175$$

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

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

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

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

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

❖ 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

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

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

$$R_{si0} = R_{si} * \frac{d_0}{d_i}$$

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

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

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

❖ la surface d'échange calculé

$$Q = A \cdot U_s \cdot DTLM_{corrigée} \quad \text{Donc}$$

$$A = \frac{Q}{U_s \cdot DTLM_{corrigée}}$$

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

4.2.5. Calcul des pertes de charge

4.2.5.1. Pertes de charge coté tubes

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

U : vitesse à l'intérieur des tubes

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

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

$$f_t = 0,0128$$

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

4.2.5.2. Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)

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

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

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/m²h

μ_a : Viscosité de l'air, kg / m . h

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

Donc on trouve

$$f_a = 0,39$$

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

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

4.2.6. Puissance du ventilateur (P_f)

La puissance du ventilateur sera calculée avec la formule :

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

Avec

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

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

η_m, η_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

ΔP_a : Pertes de pression de l'air à travers le faisceau, Pa

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

Avec

ρ_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 :

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

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

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

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.

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

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

t_0 : Température minimale en hiver, $t_0 = 1$ °C

Donc

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

Tableau 4-6: principaux résultats calculés 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^2 | 1213,74 | |
| Puissance du ventilateur, k w | 51,32 | |

4.2.7. Etude de l'influence de la température ambiante sur le taux de marche de l'unité

On remarque d'après le tableau au dessous que pendant les mois Juillet , Août et septembre d'année 2016 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 4-7: les principaux causes des arrêts et perturbations pour la raffinerie RA2k en 2021

| Mois | Date | | | Causes des arrêts et perturbations | Causses | |
|-----------|------|----|--------------|--|---------|---------|
| | 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,suite au manque de condensat au niveau du TRC | | X |
| 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 la batterie d'aeroréfrigérants A-106 A/F. Le programme élaboré sur "Excel" permet de calculer pour chaque température, allant de 35°C jusqu'à 41°C, le débit du Naphta a refroidir , les pertes de charge, la puissance du ventilateur et le taux de marche de l'unité.

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 4-8: 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.

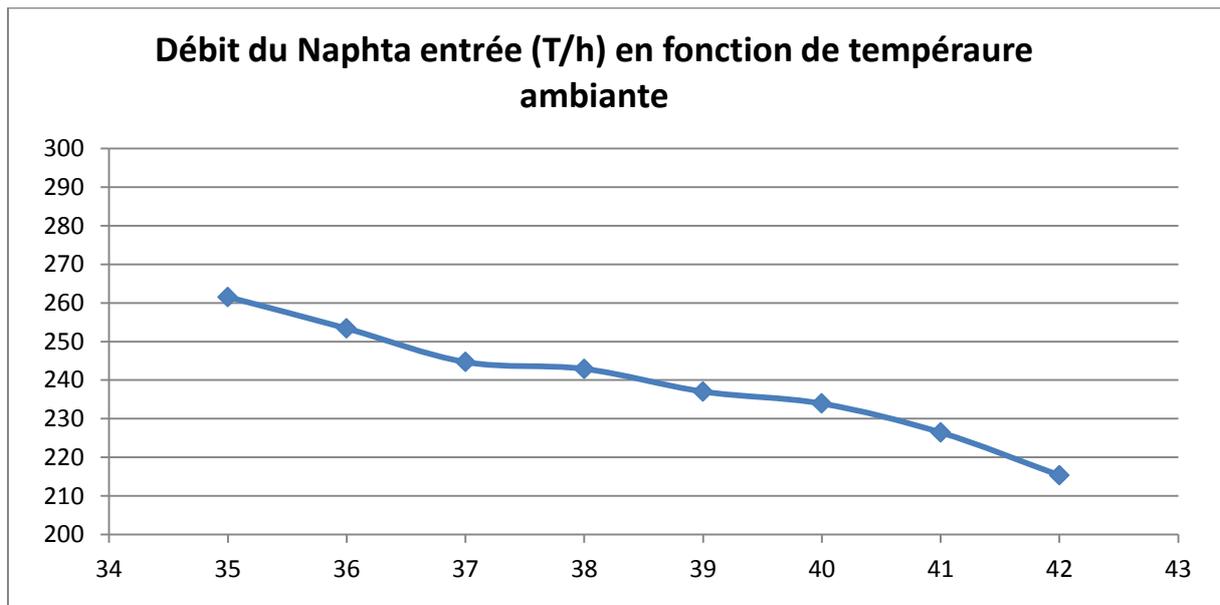


Figure 4 .1 :le débit du Naphta en fonction de température ambiante

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 de la batterie aéroréfrigérant A - 106 A/F

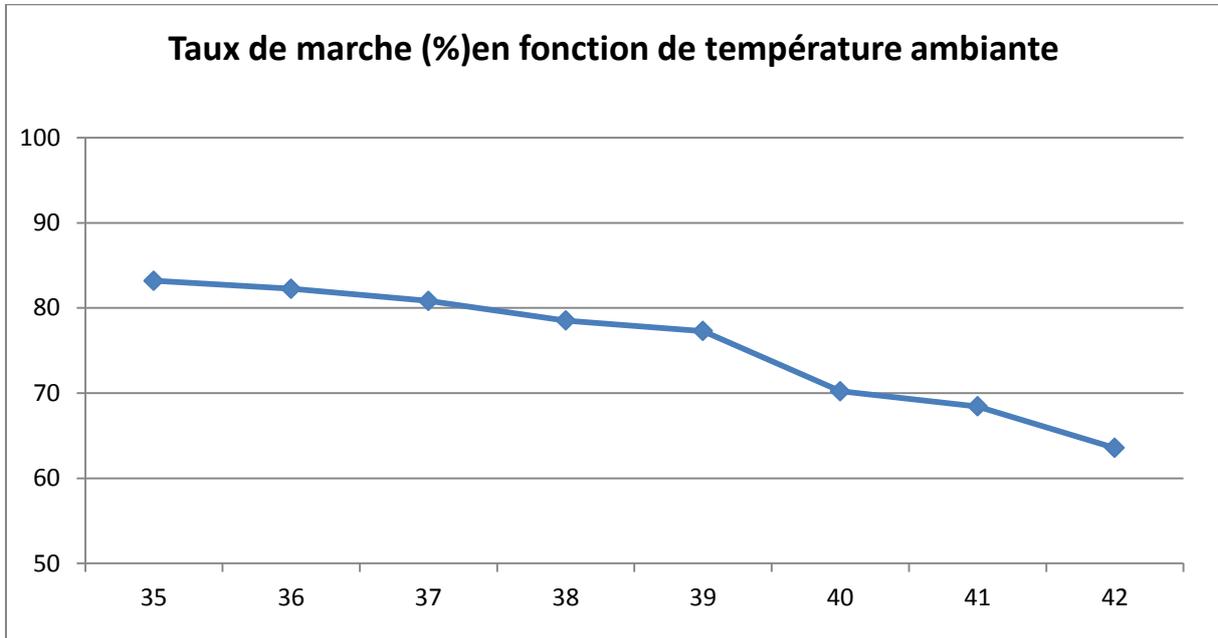


Figure 4.2 :le taux de marche en fonction de température ambiante

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

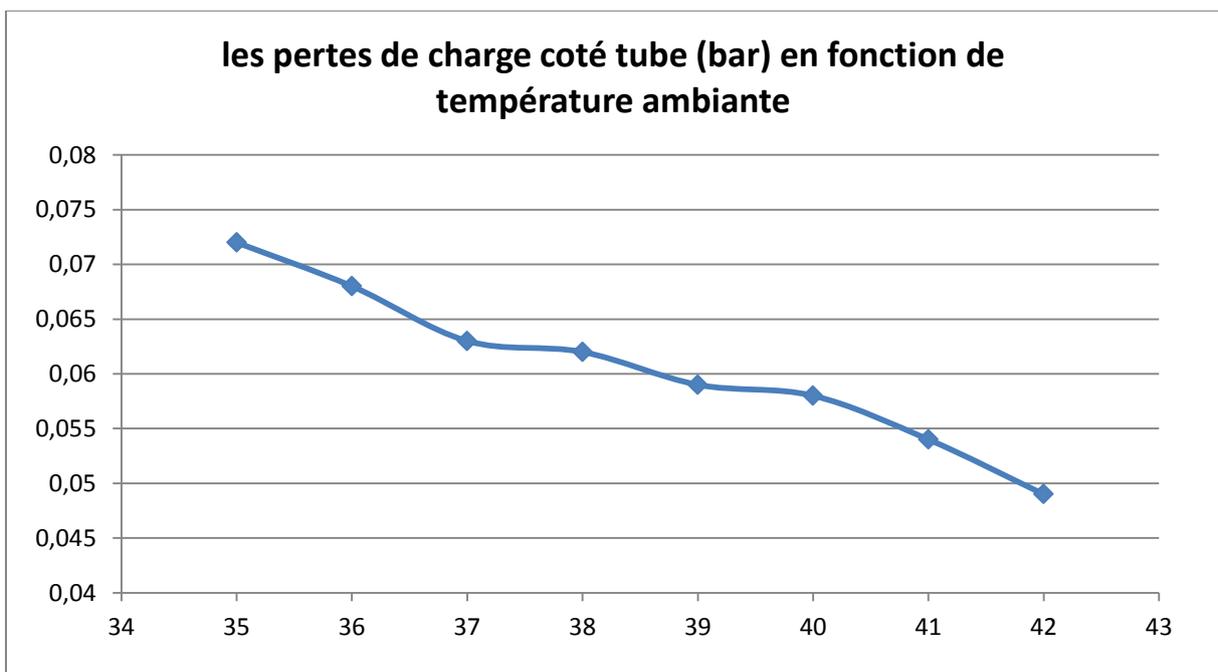


Figure 4.3:les pertes de charge en fonction de température ambiante

On remarque qu'une augmentation de la température ambiante engendre une diminution des pertes de charge puisque les pertes de charge dans les tubes 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.

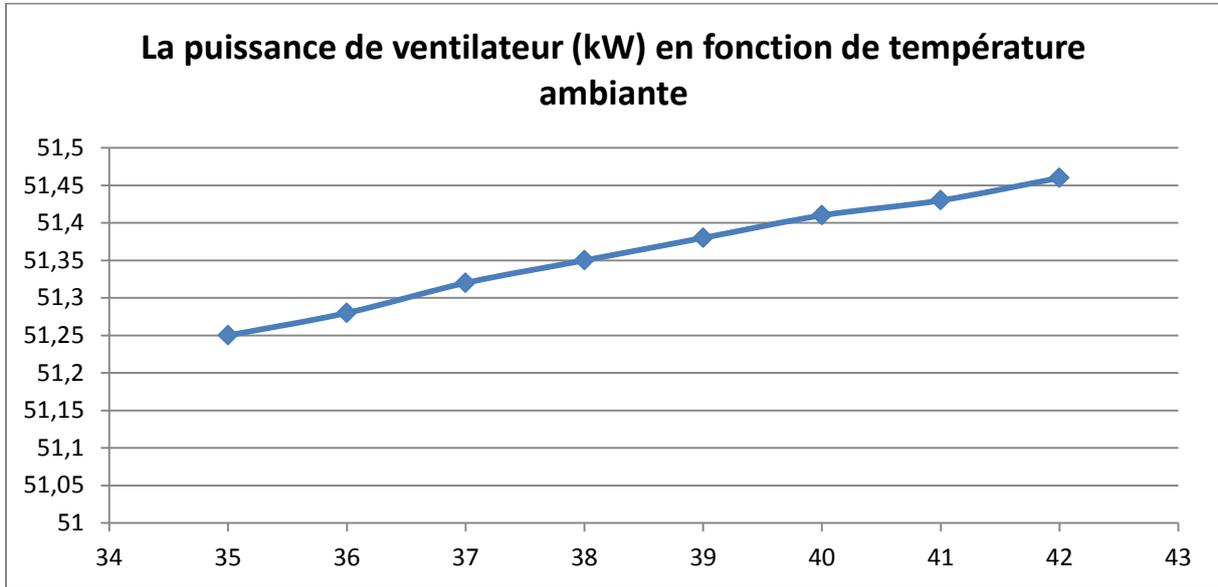


Figure 4.4 : la puissance de ventilateur en fonction de température ambiante

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 28,8 Kw.

4.3. dimensionnement de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants pour le cas "été" avec une température 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.

4.3.1. Estimation

❖ Estimation du coefficient de transfert global

$$U_{estm} = 70 \frac{BUT}{h_f t^2 F^0}, \text{ d'après l'annexe (C) }$$

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

❖ **Température de l'air estimée à la sortie**

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

Nombre de rangée de tube $N_R = 6$ rangées

La vitesse faciale recommandée $V_F = 2,75 \text{ m/s}$

On trouve :

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

On utilisant :

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

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

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

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

Donc

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

❖ **Différence de température logarithmique moyenne**

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$N_p = 3$$

Donc $R = 3,34$ et $r = 0,27$

F est trouvé graphiquement (l'annexe B)

$$F = 0,955$$

La DTLM corrigée est

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

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

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

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

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

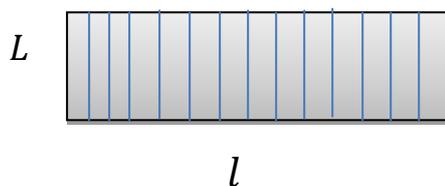
$$A_{\text{estimé}} = 1877,53 \text{ m}^2$$

❖ **Surface faciale (F_A)**

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

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

❖ **Rectangle d'implantation**



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 la nouvelle batterie**

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

l_c : largeur de la cellule.

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

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

4.3.2.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**

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

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

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

4.3.3. Pertes de charge

4.3.3.1. Pertes de charge coté tubes

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

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)

$$f_t = 0,0145$$

$$\Delta P_t = 0,067 \text{ bar}$$

4.3.3.2. 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/m²h

μ_a : Viscosité de l'air, kg / m . h

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

Donc on trouve

$$f_a = 0,43$$

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

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

4.3.4. 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

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

η_m, η_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

ΔP_a : Pertes de pression de l'air à travers le faisceau, Pa

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

Avec

ρ_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, $t_0 = 1$ °C

Donc

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

Tableau 4-9: principaux résultats calculés dans le cas température ambiante 42°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 | |

4.4. Calcul économique

4.4.1. Estimation du manque à gagner en produits du RA2K

Le manque en produits du RA2K pendant les mois de Juillet , Août et 15 jours de Septembre en 2021 où le taux de marche est limité à est donnée sur le tableau suivant:

Tableau 4-10: bilan d'évolution du manque en produits total du RA2K en 2016

| 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 2016 où le taux de marche est limité

Tableau 4-11: bilan d'évolution du manque à produire de chaque produit en 2021

| | 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**

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

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

4.4.2 Estimation du coût 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 G)

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 $1 \text{ m}^2 = 10,76 Ft^2$ donc on trouve le prix d'un $\text{m}^2 = 426,09$ Dollars

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

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

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

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

❖ Le coût estimé 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 (G) 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'aéroréfrigérant

$$P_T = P_1 + P_2$$

$$P_T = 367021,1 + 33920$$

$$P_T = 400941,1 \text{ Dollars}$$

4.5. 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 batteries aéroréfrigérants par rapport l'orientation du vent ;puisque on a dans la plus part du temps un vent de sud et avec l'implantation du batterie aéroréfrigérants A-106 A/F juste à coté des batteries 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 de la batterie A-106 A/F.
 - 2- Aussi par expérience on remarque que la batterie aéroéfrigérants A-106 A/F travail comme il faut même en été (température ambiante 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.
- la surface d'échange calculée coïncide pratiquement à celle installée .ce qui revient à dire qu'une augmentation de la température ambiante de quelques degrés aura une influence notable sur la condensation

$$A_{installer} = 1292,04 \text{ m}^2$$

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

- 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 de fonctionnement de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F. Cette surface de 78,3 m² représente 6% de la surface totale qui est 1292,04 m²

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

$$S = 6,05 \%$$

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

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

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

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

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

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

- Donc on peut dire que la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F ne peut pas assurer le bon refroidissement du Naphta dans les conditions du design, une augmentation de la température ambiante conduira impérativement à un mauvais refroidissement du Naphta et donc à une augmentation de la 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 batterie

La batterie d'aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules, d'où l'ajout de deux (2) autres..

Les caractéristiques de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants représentent l'extension de l'ancienne batterie 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 :

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

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

La surface d'échange supplémentaire à rajouter est de :

$A_{supp} = 861,37 \text{ m}^2$ 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 la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants sont plus faibles que celles admissibles dans l'ancienne batterie (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 batterie 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.

Conclusion générale et recommandations

Pendant la période d'été, la raffinerie de topping de condensât RA2K, présente un problème de refroidissement du Naphta au niveau de la batterie 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).

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

Concernant le cas design (température ambiante 37°C), le calcul de vérification a montré que les batterie d'aéroréfrigérant 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 la batterie d'aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules, d'où l'ajout deux (2) autres.

Les caractéristiques de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants représentent l'extension de l'ancienne batterie 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 ;
- ❖ la puissance du ventilateur installée sera suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour le refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée pour la nouvelle batterie 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 la nouvelle batterie 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 process les plus négligés. Pour garantir la disponibilité, la fiabilité et accroître la 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 la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F ;

- ❖ Une inspection et une maintenance régulières sont des opérations indispensables pour la bonne 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 la 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-a-d une surface d' échange thermique perdue).

Bibliographie

- [1]. P.WUITHIER. raffinage et génie chimique, tome I et tome II, **2^{eme}** édition, 1972 paris.
- [2]. Manuel opératoire de raffinerie de RA2K.
- [3]. Documentation IFP Training , Formation professionnalisante d'ingénieurs Procédés en Raffinage et Pétrochimie GROUPE 1, Avril 2015.
- [4]. Rule of thumb for chemical engineers , Carl R. Branan.
- [5]. The Basics of Air-cooled Heat Exchangers ,HUDSON Products Corporation.
- [6]. Equipment d'échange thermique, GHALEM Ahmed Said.
- [7]. Les aéroréfrigérants, ingénieur spécialisés option GNL 2011, DR.M A.Masri
- [8]. Documentation web : www.google.com , www.wikipedia.com

La fiche de calcul à la température 37°C

| | |
|---------------------------|-------------|
| la température en degré C | 37 |
| la température en degré K | 310,15 |
| | 273,15 |
| T2 | 96193,0225 |
| T3 | 29834265,93 |
| T4 | 9253097578 |

| | |
|--------------------------------------|-------------|
| la conductivité thermique w/m.K | 0,026973941 |
| la conductivité thermique Kcal/h.m.c | 0,023193408 |

| | |
|-------------------------------|------------|
| la viscosité dynamique kg/m.s | 1,8936E-05 |
|-------------------------------|------------|

| | |
|--|-------------|
| la viscosité cinématique m ² /s | 1,66034E-05 |
|--|-------------|

| | |
|---------------------------------|-------------|
| la chaleur spécifique j/kg.k | 1005,922278 |
| la chaleur spécifique kcal/kg.c | 0,240260408 |

| | |
|--------------------------------------|-------------|
| la masse volumique kg/m ³ | 1,104065225 |
| humidité relative | 0,72 |
| la pression en Pa | 100000 |

coté air

| | |
|---|--------|
| débit massique de Naphta M Kg/h | 398481 |
| La chaleur spécifique du Naphta kcal/kg.c | 0,573 |
| T1 c | 124,5 |
| T2 c | 50 |

| | |
|--|-------------|
| la quantité de chaleur échanger Kcal/h | 17010556,17 |
|--|-------------|

| | |
|---------------------------------|-----------|
| la vitesse faciale de l'air m/s | 3,8 |
| nombre de section Ns | 3 |
| longueur des tubes L (m) | 12,5 |
| longueur d'une section l (m) | 5,4 |
| A0 | 1292,0472 |
| FA | 202,5 |

| | |
|----|-------------|
| t1 | 37 |
| t2 | 60,14890468 |

| | |
|-----------------------------------|-------------|
| débit massique de l'air (ma) kg/h | 3058481,486 |
|-----------------------------------|-------------|

les pertes de charge coté tube

| | |
|--|-------------|
| la vitesse m/s | 0,97148112 |
| Facteur de friction | 0,0128 |
| la masse volumique du naphta kg/m ³ | 657,81 |
| les pertes de charge DP (kg/m.s ²)Pa | 16910,61385 |
| les pertes de charge DP bar | 0,169106139 |

les pertes de charge coté air (Pa)

| | |
|-----------------------------|-------------|
| St m | 0,0698 |
| Fa | 0,392731537 |
| NR | 6 |
| les pertes de charge DP Pa | 150,2688431 |
| les pertes de charge DP bar | 0,001502688 |

| | |
|--------|----------|
| Vm/Vf | 2 |
| Gmax | 8,390896 |
| dr (m) | 0,0258 |
| d0 (m) | 0,0254 |
| Re | 11432,48 |
| Pr | 0,706168 |

| | |
|-------------------------------------|----------|
| espacement entre les ailettes (m) e | 0,0019 |
| la hauteur des ailettes (m) l | 0,01578 |
| épaisseur des ailettes (m) t | 0,0004 |
| At/A0 | 22,81 |
| Nu | 1234,031 |

| | |
|---|----------|
| le coefficient de film air Kcal/h.m2.c | 1109,356 |
|---|----------|

| | |
|-------------|---|
| 0,1732 | |
| 0,8268 | |
| 0,001909469 | e |

| | |
|-------------|---|
| 0,0044 | |
| 0,021 | |
| 0,001909091 | e |

la puissance du ventilateur KW

| | |
|------------------------------|------|
| diamètre de ventilateur (dv) | 4,26 |
|------------------------------|------|

coté Naphta

| | |
|----------------------------|----------|
| ΔT_1 | 64,3511 |
| ΔT_2 | 13 |
| DTLM | 32,10638 |
| le facteur de correction F | 0,965 |
| DTLM corrigé | 30,98266 |
| diamètre interne di m | 0,0226 |
| nombre de tube Nt | 1296 |
| nombre de passes Np | 3 |
| α_t | 0,173209 |

| | |
|----------------------|----------|
| Gt kg/s.m2 | 639,05 |
| μ kg/s.m | 0,000261 |
| Re | 55335,36 |
| λ kcal/h.m.c | 0,0946 |

| | |
|----|----------|
| Cp | 0,5732 |
| Pr | 0,001581 |

| | |
|----|----------|
| Nu | 19,59376 |
|----|----------|

| | |
|--|----------|
| hi kcal/h.m2.c | 1300,436 |
| hi0 | 1157,081 |
| Rair h.m2.c/kcal | 0,0002 |
| Rm h.m2.c/kcal | 0,0001 |
| 1/U | 0,002211 |
| le coefficient de transfert (U) Kcal/h.m2.c | 452,346 |

| | |
|---------------------------------------|----------|
| la surface d'échange totale (A) m2 | 1213,749 |
|---------------------------------------|----------|

| | | |
|------------------------|-------------|----------|
| m | | |
| section du ventilateur | (Sv) | |
| m2 | | 14,24587 |
| Vitesse de l'air | (Vv) m/s | 9,002612 |
| Volume de l'air | (Qa) m3/s | 128,25 |
| Pd | pa | 44,7406 |
| Pa | pa | 150,2688 |
| Pt | pa | 195,0094 |
| m | | 0,95 |
| v | | 0,65 |
| Pf | w(kg.m2/s3) | 40501,96 |
| Pf | kw | 40,50196 |
| t0 | | 1 |
| Pi | kw | 51,32219 |

| | |
|---|----------|
| R | 3,218295 |
| r | 0,264559 |

| | |
|------|----------|
| L/di | 553,0973 |
| Jh | 175 |

La fiche de calcul à la température 42°C

| | |
|---------------------------|-------------|
| la température en degré C | 42 |
| la température en degré K | 315,15 |
| | 273,15 |
| T2 | 99319,5225 |
| T3 | 31300547,52 |
| T4 | 9864367550 |

| | |
|--------------------------------------|-------------|
| la conductivité thermique w/m.K | 0,027353584 |
| la conductivité thermique Kcal/h.m.c | 0,023519843 |

| | |
|-------------------------------|------------|
| la viscosité dynamique kg/m.s | 1,9161E-05 |
|-------------------------------|------------|

| | |
|--|-------------|
| la viscosité cinématique m ² /s | 1,70714E-05 |
|--|-------------|

| | |
|---------------------------------|-------------|
| la chaleur spécifique j/kg.k | 1006,189306 |
| la chaleur spécifique kcal/kg.c | 0,240324187 |

| | |
|--------------------------------------|-------------|
| la masse volumique kg/m ³ | 1,080763643 |
| humidité relative | 0,72 |
| la pression en Pa | 100000 |

coté air

| | |
|---|--------|
| débit massique de Naphta M Kg/h | 398481 |
| La chaleur spécifique du Naphta kcal/kg.c | 0,573 |
| T1 c | 124,5 |
| T2 c | 50 |

| | |
|--|-------------|
| la quantité de chaleur échanger Kcal/h | 17010556,17 |
|--|-------------|

| | |
|---------------------------------|----------|
| la vitesse faciale de l'air m/s | 2,75 |
| nombre de section Ns | 5 |
| La longueur des tubes L (m) | 12,5 |
| La longueur d'une section l (m) | 5,4 |
| A0 | 2153,412 |
| FA | 337,5 |

| | |
|----|-------------|
| t1 | 42 |
| t2 | 61,60114013 |

| | |
|-----------------------------------|-------------|
| débit massique de l'air (ma) kg/h | 3611101,522 |
|-----------------------------------|-------------|

les pertes de charge coté tube

| | |
|--|-------------|
| la vitesse m/s | 0,582888672 |
| Facteur de friction | 0,0145 |
| la masse volumique du naphta kg/m ³ | 657,81 |
| les pertes de charge DP (kg/m.s ²)Pa | 6718,260538 |
| les pertes de charge DP bar | 0,067182605 |

les pertes de charge coté air (Pa)

| | |
|-----------------------------|-------------|
| St m | 0,0698 |
| Fa | 0,439568832 |
| NR | 6 |
| les pertes de charge DP Pa | 86,2252073 |
| les pertes de charge DP bar | 0,000862252 |

| | |
|--------|----------|
| Vm/Vf | 2 |
| Gmax | 5,9442 |
| dr (m) | 0,0258 |
| d0 (m) | 0,0254 |
| Re | 8003,777 |
| Pr | 0,704829 |

| | |
|-------------------------------------|---------|
| espacement entre les ailettes (m) e | 0,0019 |
| la hauteur des ailettes (m) l | 0,01578 |
| épaisseur des ailettes (m) t | 0,0004 |
| At/A0 | 22,81 |
| Nu | 967,39 |

| | |
|---|----------|
| le coefficient de film hair Kcal/h.m2.c | 881,8938 |
|---|----------|

| | |
|--|---------------|
| | 0,1732 |
| | 0,8268 |
| | 0,001909469 e |

| | |
|--|---------------|
| | 0,0044 |
| | 0,021 |
| | 0,001909091 e |

la puissance du ventilateur KW

| | |
|--------------------------------|----------|
| diamètre de ventilateur (dv) m | 4,26 |
| section du ventilateur (Sv) m2 | 14,24587 |
| Vitesse de l'air (Vv) m/s | 6,515048 |
| Volume de l'air (Qa) m3/s | 92,8125 |

coté Naphta

| | |
|----------------------------|----------|
| ΔT_1 | 62,89886 |
| ΔT_2 | 8 |
| DTLM | 26,62297 |
| le facteur de correction F | 0,955 |
| DTLM corrigé | 25,42493 |
| diamètre interne di m | 0,0226 |
| nombre de tube Nt | 2160 |
| nombre de passes Np | 3 |
| α_t | 0,288682 |

| | |
|----------------------|----------|
| Gt kg/s.m2 | 383,43 |
| μ kg/s.m | 0,000261 |
| Re | 33201,22 |
| λ kcal/h.m.c | 0,0946 |

| | |
|----|----------|
| Cp | 0,5732 |
| Pr | 0,001581 |

| | |
|----|----------|
| Nu | 13,02083 |
|----|----------|

| | |
|---|----------|
| hi kcal/h.m2.c | 891,7274 |
| hi0 | 793,4267 |
| Rair h.m2.c/kcal | 0,0002 |
| Rm h.m2.c/kcal | 0,0001 |
| 1/U | 0,002839 |
| le coefficient de transfert (U) Kcal/h.m2.c | 352,1985 |

| | |
|------------------------------------|---------|
| la surface d'échange totale (A) m2 | 1899,64 |
|------------------------------------|---------|

| | | |
|----|-------------|----------|
| Pd | pa | 22,93697 |
| Pa | pa | 86,22521 |
| Pt | pa | 109,1622 |
| m | | 0,95 |
| v | | 0,65 |
| Pf | w(kg.m2/s3) | 16407,47 |
| Pf | kw | 16,40747 |
| t0 | | 1 |
| Pi | kw | 21,12612 |

| | |
|---|----------|
| R | 3,800799 |
| r | 0,23759 |

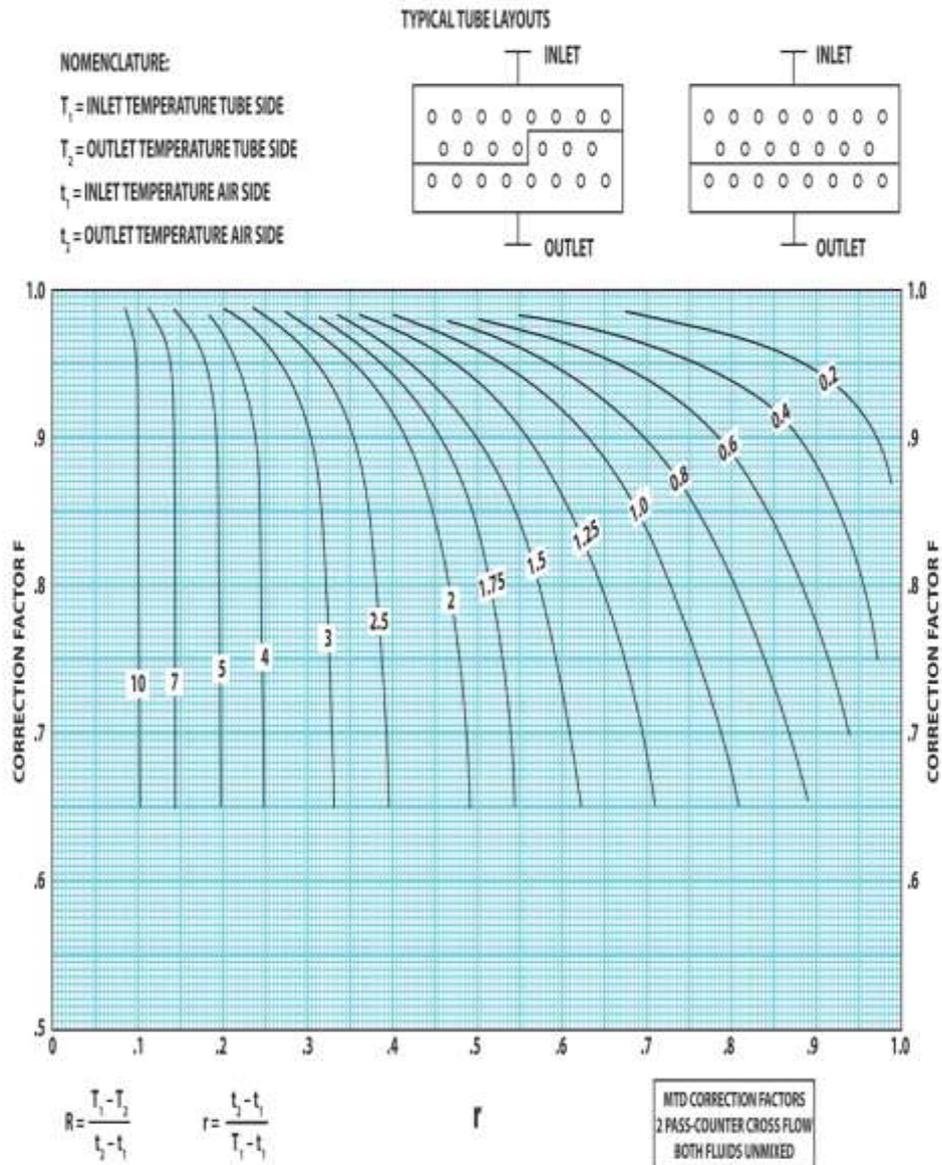
| | |
|------|----------|
| L/di | 553,0973 |
| Jh | 120 |

Annexe B : Les données pour calculé le coefficient de transfert de chaleur coté tube

MTD Correction Factors / 2 Pass-Cross Flow

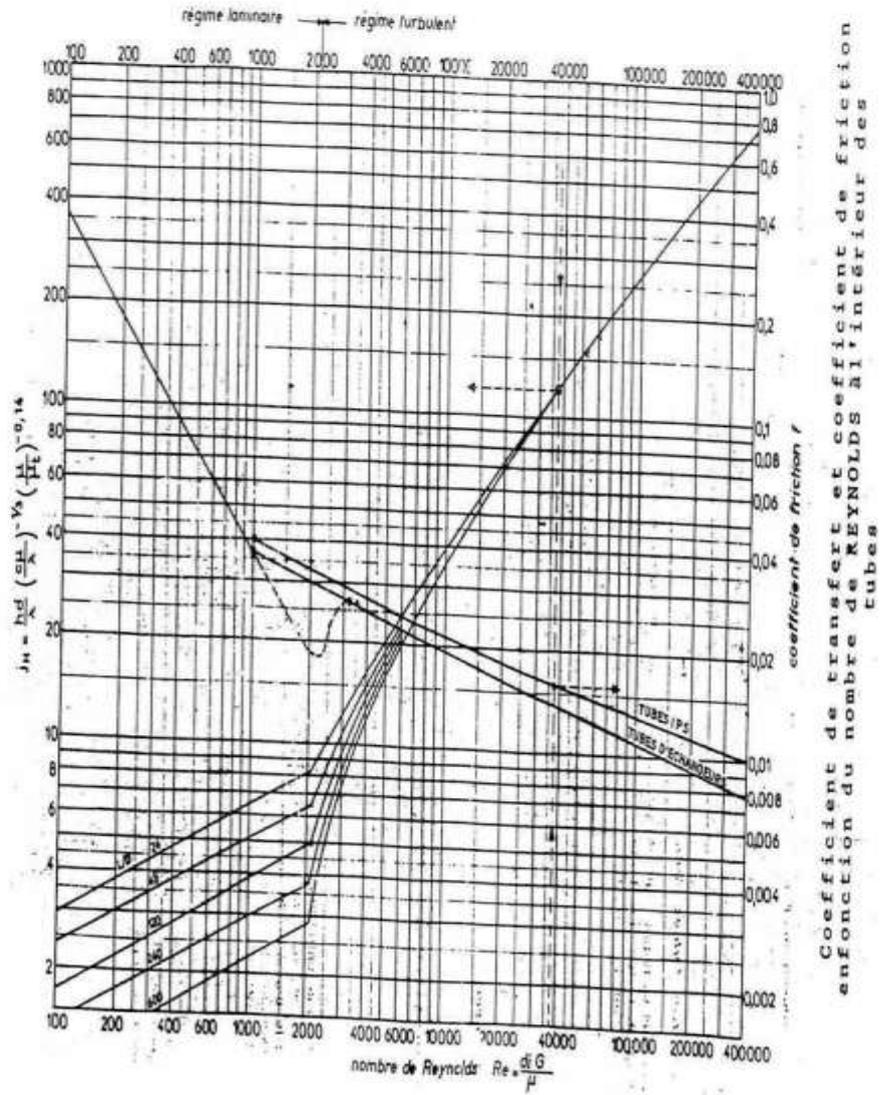
Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA

Figure 10



11

32



Dr. M. A. Masri

« LES AEROREFRIGERANTS »

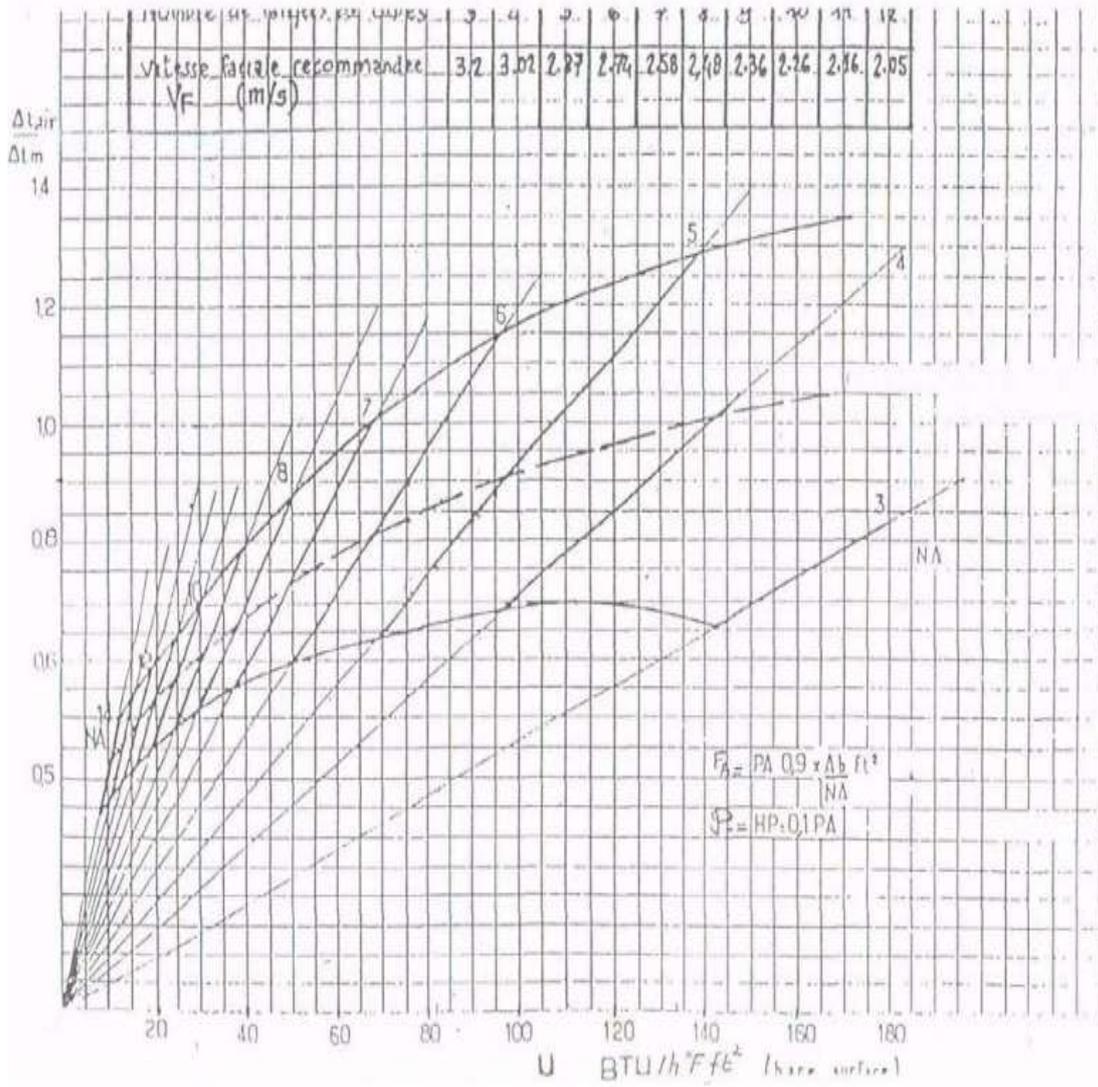
2009/2010

Annexe C : Le coefficient de transfert global à estimer

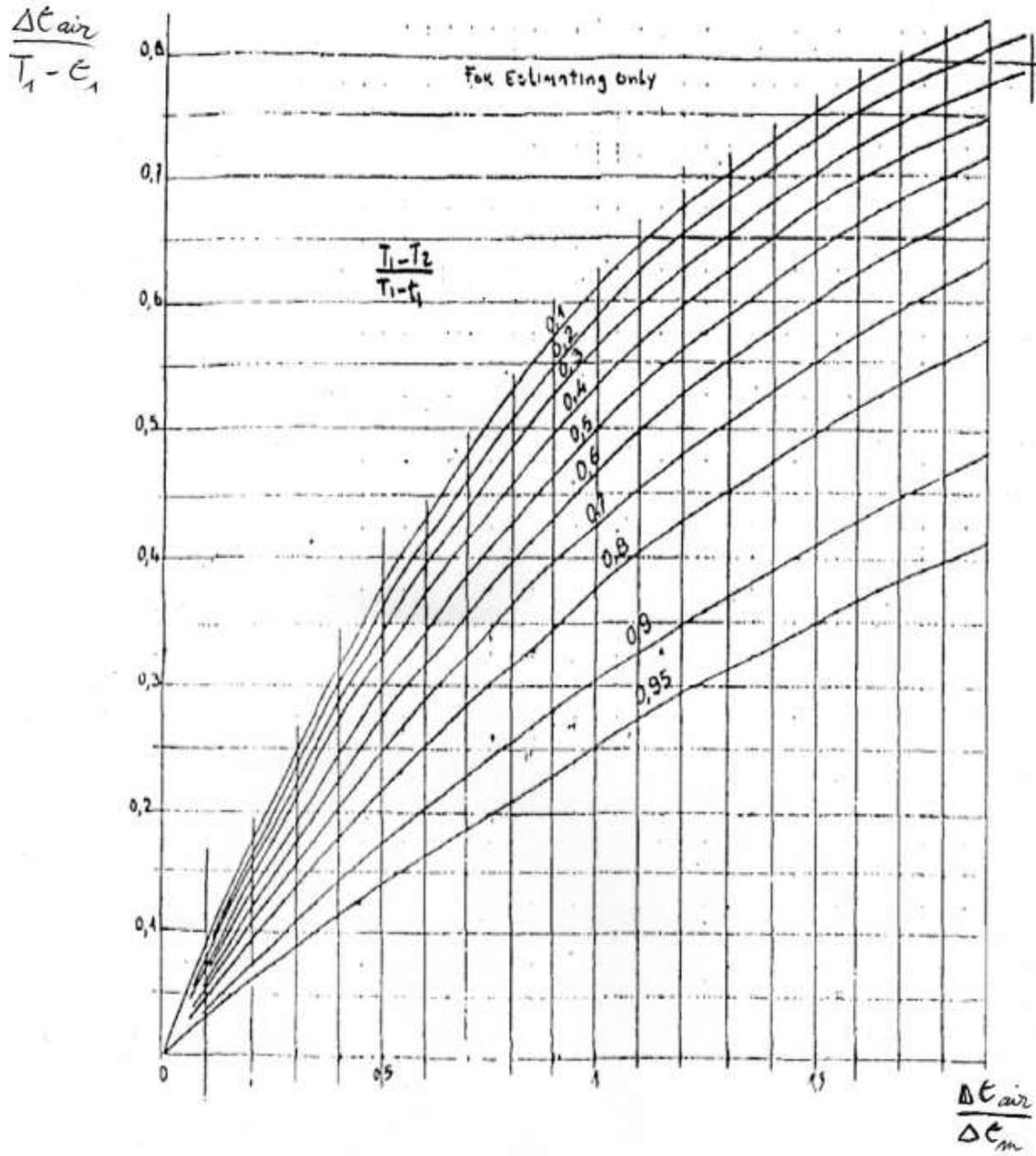
Table 6
Typical Transfer Coefficients for Air-Cooled Heat Exchangers

| Condensing service | U Btu/hr, ft², °F |
|---|---|
| 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 D : La température de l'air estimée à la sortie



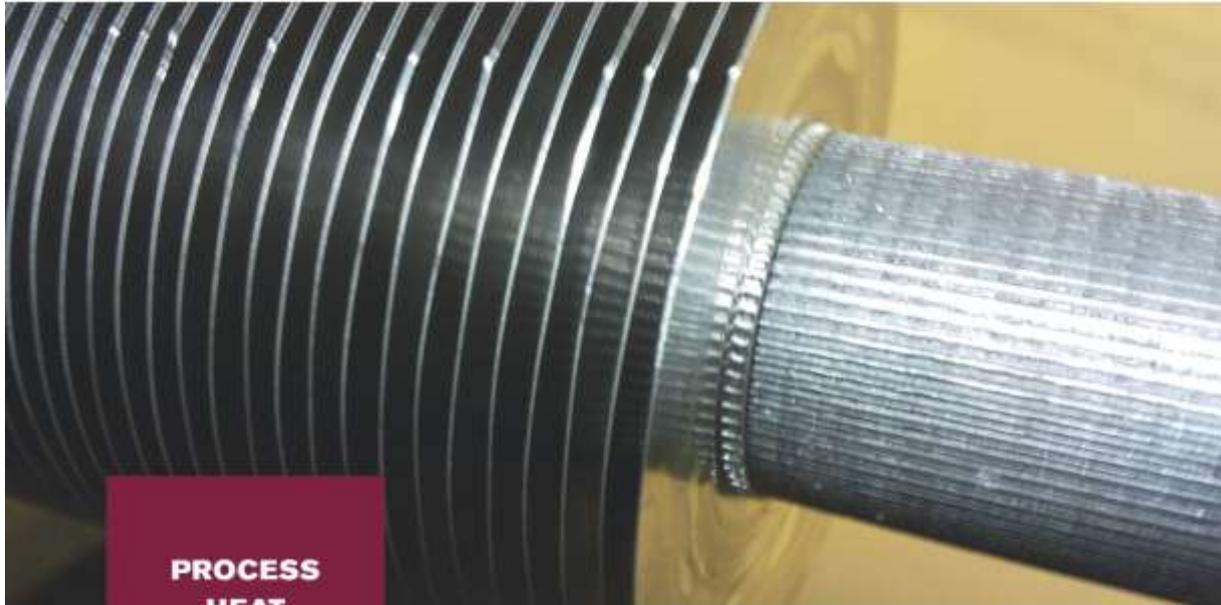
graphe 01



graphe 02

Annexe E : Les ailettes KLM

KLM[®] Finned Tubes



**PROCESS
HEAT
EXCHANGERS**

APPLICATIONS

The finned tubes designed by Hamon d'Hondt S.A. meet all the criteria for corrosion resistance required in such industrial sectors as:

- Oil refineries, chemical and petrochemical plants
- Natural gas compression stations
- Steel mills
- Steam condensation systems
- Household waste incineration plants
- With many other applications in the cooling systems of electrical transformers, in the railway and automotive industries

MANUFACTURING PROCESS

The aluminum strip is formed in the same manner as the standard "L" fin with an additional step of knurling the fin's foot to the tube. The knurling enhances both the mechanical contact and thermal transfer properties.

ADVANTAGES OF THE KLM fin system

- Full protection of bare tube against corrosion.
- Successfully tested at service temperatures up to 320 ° C.
- Unique combination of high thermal performance and stresses resistance with atmospheric corrosion protection.
- KLM can replace any type of finned tubes

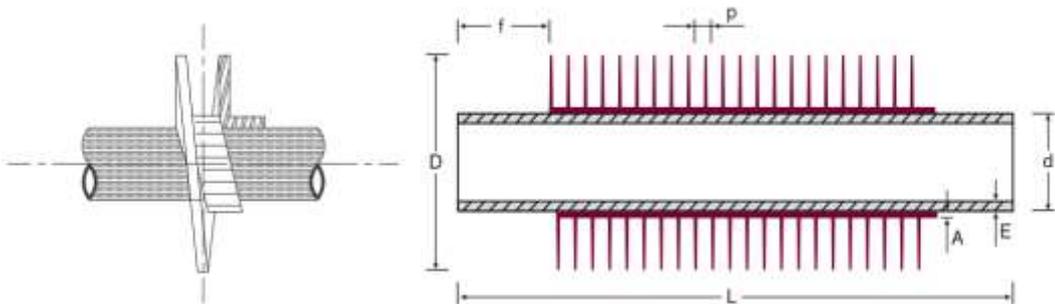


KLM[®] Finned Tubes

PRODUCTION RANGE OF KLM FINNS

| Tube Quality | Tube OD mm (d) | Tube thickness mm (E) | Fin diameter mm (D) | No. Fins/m (p) | Strip quality | Strip thickness mm (A) | Length M (L) | Plain ends mm (f) |
|-----------------|----------------|-----------------------------------|-----------------------------|----------------|---------------------|------------------------|--------------|-------------------|
| Precision Tubes | 13 to 50.8 | > 0.8 acc. To length and material | acc. To width of strip used | 200 to 440 | Aluminium 1050/1060 | 0.35 to 0.5 | 07 to 16 | 20 to 450 |
| | 10 to 50.8 | > 0.6 acc. To length and material | acc. To width of strip used | 200 to 500 | Cu tinned copper | 0.25 to 0.5 | 07 to 16 | 20 to 450 |

May be used at temperatures up to 320°C (608°F)



STANDARD OIL KLM FINNS

| Tube dia. mm (d) | Fin dia. mm (D) | No. Fins per m (p) | No. Fins per in. (q) | Aluminium strip thickness 1050/1060 (A) | Min. tube thickness* before fins mm (E) |
|------------------|-----------------|---------------------|----------------------|---|---|
| 25.4 | 50.8 | 276-315-354-394-433 | 7-8-9-10-11 | 0.35-0.4 | 1.65 |
| 25.4 | 57.15 | 276-315-354-394-433 | 7-8-9-10-11 | 0.4-0.5 | 1.65 |
| 31.75 | 57.15 | 276-315-354-394-433 | 7-8-9-10-11 | 0.4-0.5 | 1.83 |
| 31.75 | 63.5 | 276-315-354-394-433 | 7-8-9-10-11 | 0.4-0.5 | 1.83 |
| 38.1 | 63.5 | 276-315-354-394-433 | 7-8-9-10-11 | 0.4-0.5 | 2.1 |
| 38.1 | 69.85 | 276-315-354-394-433 | 7-8-9-10-11 | 0.4-0.5 | 2.1 |

*Please ask for lower thickness

KLM can replace any kind of finned tubes L-G-Extruded.

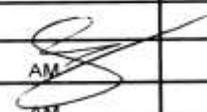


HAMON D'HONDT
1524, rue de la Paix
59970 Fresnes sur Escaut
France
Tel: +33 3 27 28 44 28
Fax: +33 3 27 28 44 00
spares@hamon-dhondt.com

www.hamon.com



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

| | | | | | |
|---|---|--|--|--|------------------|
|  HAMON D'HONDT s.a. | | 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°: 12819-46/1 Document nr | | FEUILLE 1 Sheet | DE 2 of | Bureau Emetteur DCO Issued by | |
| TITRE DU DOCUMENT : TITLE OF DOCUMENT : TYPE D'APPAREIL : EQUIPMENTS : CODE APPLICABLE : CODE : CLIENT : PURCHASER : PROJET : PROJECT : IMPLANTATION : PLANT : N° ITEM : ITEM : N° COMMANDE CLIENT : PURCHASE ORDER No. : N° AFFAIRE HDH : HDH JOB N° : | SPECIFICATION D'AEROREFRIGERANT AIR COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET NAPHTA AIR COOLER ASME VIII DIV 1 / DPP ALGERIENNE - ALGERIAN DPP CPECC / SONATRACH SC1 - TOPPING DE CONDENSATS SKIKDA 100-A-106 P35-EQ-0010 12815 | | | | |
| <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: auto;"> Bon pour exécution Date : au 7/6/02 Signature :  </div> | | | | | |
| | | | | | |
| 1 | 07/06/2007 | XHD  | AM  | CJ  | FOR CONSTRUCTION |
| 0 | 28/11/2006 | XHD  | AM | CJ | Issue with Order |
| E | 24/11/2006 | XHD  | AM | CJ | Issue with Bid |
| REV. | DATE | PREPARE | VERIFIE | APPROUVE | DESCRIPTION |
| REV. | DATE | PREPARED | VERIFIED | APPROVED | DESCRIPTION |

Form 0010 Rev. 6

IMD 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 | | | | 1 | |
| Data sheet | | | | | | Doc. No: 12819-46/1 | |
| AIR COOLED HEAT EXCHANGER | | | | | | Item n°: 100-A-106 | |
| Hamon D'Hondt S.A. | | | | | | 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 [m²] | | Bare Tube | | | 1272 [m²] | |
| Heat exchanged | 19 740 [MW] | | MTD (eff.) | | | 31.97 [°C] | |
| Transf. rate-Finned | 22.01 [W/m².K] | | Bare Tube(C/D) | | 578 / 510 | [W/m².K] | |
| PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE | | | | | | | |
| Fluid Name | Naphta | | IN | OUT | IN | OUT | |
| Total Fluid [kg/h] | | | 398 481 | 481 | 621.86 | 693.76 | [kg/m³] |
| Temperature [°C] | | | 124.5 | 50.0 | | | [kg/m³] |
| Liquid [kg/h] | | | 398 481 | 398 481 | 2.5933 | 2.2100 | [kJ/kg.K] |
| Vapor [kg/h] | | | 0 | 0 | | | [kJ/kg.K] |
| Non condensed [kg/h] | | | | | 0.0992 | 0.1211 | [W/m.K] |
| Steam [kg/h] | | | | | | | [W/m.K] |
| Water [kg/h] | | | | | | | [bar] |
| Viscosity (Liq) [cP] | | | 0.1843 | 0.3394 | | | [bar] |
| Viscosity (Vap) [cP] | | | | | 0.30 / 0.28 | | [m².K/W] |
| PERFORMANCE DATA - AIR SIDE | | | | | | | |
| Air Quantity, Total | 2 968 115 [kg/h] | | Face Velocity [m/s] | | 3.8 | | |
| Air Quant./Fan (act) | 120.96 [m³/s] | | Altit. [m] - Min. Des. Amb. [°C] | | 18 1.0 | | |
| Static pressure | 139.6 [Pa] | | Temp. In / Out | | 37.0 / 60.9 [°C] | | |
| DESIGN - MATERIALS - CONSTRUCTION | | | | | | | |
| Design pressure | 13.16 [barg] | | Code Requirements | | ASME VIII Div. 1 - ALGERIAN DPP (1) | | |
| Design temperature | 135.0 [°C] | | TUBE | | | | |
| Test Pressure | per code [barg] | | 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) | | FIN | | | | |
| Tube slope | 0 [mm/m] | | Type | | KLM | | |
| HEADER | | | 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 | | MISCELLANEOUS | | | | |
| 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 | Recirculating System | | NO | | |
| $\rho \cdot V^2$ (in/out)[kg/m.s²] | 1 952 | 1 750 | Tube / Tubesheet Welding | | NO | | |
| MECHANICAL EQUIPMENT | | | | | | | |
| FAN | | | | ELECTRIC MOTOR | | | |
| 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 | | SPEED REDUCER | | | | |
| 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 : | 05/06/2007 | Refr. 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 |

|  | | PROJET TOPPING DE CONDENSAT—SKIKDA SCI EQUIPMENT PROCESS DATA | | |  | | |
|---|------------|---|--|--|---|--|--|
| DOCUMENT NO.: SC1-100-DS-EQ-1005 | | | | Rev. 1 | | Page 2 of 3 | |
| EQUIPMENT PROCESS DATA | | | | | | | |
| GENERAL DATA Line No.: 0.1 Location: SKIKDA, Algeria Calculation type: Design Duty: 17938(3) kW | | Unit: Condensate Topping Unit Design Press.: 1.316 MPa(g) Design Temp.: 135 °C | | Exchanger No.: 100-A-106 Mech. cleaning required: no Hot side: no | | Equipment Name: Naphtha Air Cooler Case Identification: (2) Bundle orientation: horizontal | |
| FLOW DATA | | | | | | | |
| Line No.: 0.3 Fluid name: Naphtha | | Fluid code (1): 100 Fluid flow rate: 362.25(4) 1000 kg/hr | | Inlet temperature: 124.54 °C Outlet temperature: 50.0 °C | | Inlet pressure: 0.7 MPa (g) Maximum pressure drop: 30.0 MPa Fouling resistance: 0.00017 m ² °C/W | |
| PHYSICAL PROPERTIES (at inlet pressure) Not for fluid codes 101 and 301 | | | | | | | |
| Reference temperature: 0.4 °C Specific enthalpy: 286.3 kJ/kg Vaporization fraction: 0.00 Density: 621.83 kg/m ³ Viscosity: 0.1843 mPa.s Thermal conductivity: 0.0992 W/m. °C Surface tension: 11.4 mN/m Liquid pseudo critical press.: 0.00017 bar (abs) Thermal conductivity: 0.1211 W/m. °C Surface tension: 18.7 mN/m | | Density: 693.72 kg/m ³ Specific heat: 2.2085 kJ/kg. °C Viscosity: 0.3394 mPa.s Thermal conductivity: 0.0992 W/m. °C Surface tension: 11.4 mN/m Liquid pseudo critical press.: 0.00017 bar (abs) Thermal conductivity: 0.1211 W/m. °C Surface tension: 18.7 mN/m | | Inlet temperature: 124.54 °C Outlet temperature: 50.0 °C Inlet pressure: 0.7 MPa (g) Maximum pressure drop: 30.0 MPa Fouling resistance: 0.00017 m ² °C/W | | Inlet temperature: 124.54 °C Outlet temperature: 50.0 °C Inlet pressure: 0.7 MPa (g) Maximum pressure drop: 30.0 MPa Fouling resistance: 0.00017 m ² °C/W | |
| Notes: (1) Fluid code: 100=liquid; 101=water; 300=condensing vapour; 301=condensing steam; 400=gas (2) Design case 1 – Dairac Case C (3) A design margin of 10% on duty shall be applied. (4) Heat exchanger shall be able to operate at 110% of maximum flow rate(379150kg/h). (5) Tube length is 12m. The estimated number of bundles is six in parallel. (6) Steam out condition is 0.05MPa(g) and 275 °C. (7) The sizes of nozzle shall be decided with vendor. (8) Each bundle shall have 2 inch vent and drain connection. | | | | | | | |
| PROCESS FLUID DESIGN DATA | | | | | | | |
| Hydrogen service: no Very toxic service: no Pour point: °C Freezing point: °C | | Fans provided with Louvers: no Fans with VFD: no Air heating facilities: no | | Action on control signal failure: - Fan pitch: minimum / maximum / lock up - Louvers: open / close / lock up | | Material: % Tube: SA179 Header: SA516GR70+3mmCA Fins: Aluminum Tube Sheet: SA516GR70+3mmCA | |
| AIR SIDE DESIGN DATA | | | | | | | |
| Air design temperature: 37.0 °C Minimum air temperature: 1.0 °C Fouling resistance air side: 0.00017 m ² °C/W Relative humidity of the air: 72 % Atmospheric pressure: 1 bar(abs.) | | Action on power failure: - Louvers: open / close / lock up | | Action on power failure: - Louvers: open / close / lock up | | Action on power failure: - Louvers: open / close / lock up | |
| 1 | 20-10-2006 | Issued for Design | | 邓方义 唐逢一 | 庄肃青 胡庆均 | 武劲松 顾月章 | |
| 0 | 21-07-2006 | Issued for Design | | 邓方义 唐逢一 | 庄肃青 胡庆均 | 武劲松 顾月章 | |
| A | 30-06-2006 | Issued for Review | | 邓方义 | 庄肃青 | 武劲松 | |
| REV. | DATE | DESCRIPTION | | PREPARED | CHECKED | APPROVED | |

|  | | PROJET TOPPING DE CONDENSAT—SKIKDA SCI EQUIPMENT PROCESS DATA | | |  | | |
|---|----------------------------|---|----------------------------|------------------------|---|-----------------------------|---------------------------|
| DOCUMENT NO.: SC1-100-DS-EQ-1005 | | | | Rev. 1 | | Page 3 of 3 | |
| EQUIPMENT PROCESS DATA | | | | | | | |
| GENERAL DATA Line No.: 0.1 Location: SKIKDA, Algeria Calculation type: Design Unit: Condensate Topping Unit Design Temp.: 135 °C Design Press.: 1.316 MPa(g) Duty: 7626 kW Exchanger No.: 100-A-106 Mech. cleaning required: no Hot side: no Case Identification: (2) Bundle orientation: horizontal Equipment Name: Naphtha Air Cooler | | | | | | | |
| FLOW DATA | | | | | | | |
| Line No. | Fluid name | Fluid code (1) | Fluid flow rate 1000 kg/hr | Inlet temperature °C | Outlet temperature °C | Inlet pressure MPa (g) | Maximum pressure drop MPa |
| 0.3 | Naphtha | 100 | 174.18 | 119.3 | 50.0 | 0.7 | 30.0 |
| PHYSICAL PROPERTIES (at inlet pressure) Not for fluid codes 101 and 301 | | | | | | | |
| Reference temperature °C | | Vapour properties | | Liquid properties | | | |
| Line No. | specific enthalpy kJ/kg | Density kg/m ³ | Specific heat kJ/kg.°C | Viscosity (cP) mPa.s | Thermal conductivity W/m.°C | Density kg/m ³ | Specific heat kJ/kg.°C |
| 0.4 | 119.3 | 262.1 | 0.00 | 0.1862 | 0.1006 | 624.10 | 2.4311 |
| 0.5 | 50.0 | 104.5 | 0.00 | 0.3289 | 0.1212 | 691.37 | 2.1300 |
| 0.6 | | | | | | | |
| 0.7 | | | | | | | |
| 0.8 | | | | | | | |
| 0.9 | | | | | | | |
| 1.0 | | | | | | | |
| Notes: | | | | | | | |
| (1) Fluid code: 100=liquid; 101=water; 300=condensing vapour; 301=condensing steam; 400=gas | | | | | | | |
| (2) Design case 2 = 50% duty of OBR1 Case B (Minimum duty) | | | | | | | |
| (3) Tube length is 12m. The estimated number of bundles is three in parallel. | | | | | | | |
| (4) Rating velocity of minimum flow rate (163070kg/h). | | | | | | | |
| (5) Steam out condition is 0.05MPa(g) and 275 °C. | | | | | | | |
| (6) The sizes of nozzle shall be decided with vendor. | | | | | | | |
| (7) Each bundle shall have 2 inch vent and drain connection. | | | | | | | |
| (8) Vendor should provide vibration switch for each fan. | | | | | | | |
| PROCESS FLUID DESIGN DATA | | | | | | | |
| Hydrogen service | no | | | | | | |
| Very toxic service | no | | | | | | |
| Pour point °C | | | | | | | |
| Freezing point °C | | | | | | | |
| CONTROL OF AIR-COOLED HEAT EXCHANGER | | | | | | | |
| Fans provided with | | Fans with VFD | | Air heating facilities | | Material | |
| MPC(Manual Pitch Control) | | no | | no | | SA179 | |
| Action on control signal failure: | | - Fan pitch | | - Louvres | | Header: SA516GR70-3mmCA | |
| - Fan pitch | | - Louvres | | - Louvres | | Fins: Aluminum | |
| - Louvres | | - Louvres | | - Louvres | | Tube Sheet: SA516GR70-3mmCA | |
| - Louvres | | - Louvres | | - Louvres | | | |
| AIR SIDE DESIGN DATA | | | | | | | |
| Air design temperature | 37.0 °C | | | | | | |
| Minimum air temperature | 1.0 °C | | | | | | |
| Fouling resistance air side | 0.00017 m ² .°W | | | | | | |
| Relative humidity of the air | 72 % | | | | | | |
| Atmospheric pressure | 1 bar(abs.) | | | | | | |
| 1 | 20-10-2006 | Issued for Design | 邓方义 唐逢一 | 庄肃青 胡庆均 | 武劲松 顾月章 | | |
| 0 | 21-07-2006 | Issued for Design | 邓方义 唐逢一 | 庄肃青 胡庆均 | 武劲松 顾月章 | | |
| A | 30-06-2006 | Issued for Review | 邓方义 | 庄肃青 | 武劲松 | | |
| REV. | DATE | DESCRIPTION | PREPARED | CHECKED | APPROVED | | |

Annexe G : L'estimation économique

Unit Price As A Function Of Total Surface And Bundle Depth

Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA
Figure 18

