



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de L'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université 20 août 1955 -SKIKDA
Faculté de Technologie
Département de Pétrochimie



Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Filière : Industries Pétrochimiques

Spécialité : Génie Pétrochimique

Thème :

Etude de l'impact du phénomène de l'encrassement et dégradation des tubes des aéroréfrigérants 100-AM-101 sur le taux de marche au niveau de l'unité de TOPPING condensat de la raffinerie de SKIKDA (RA2K)

Réalisé par :

- BENOUDINA Bouchra
- FELLOUS Asma

Encadré par :

Dr. MECHATI Fadia

Année Universitaire 2022/2023

REMERCIEMENT

Dans mon imaginaire, l'écriture de cette page était loin de représenter autant de choses ; la joie immense d'avoir mené ce projet à bien mais aussi la tristesse qui cache toujours derrière le mot FIN.

Rien n'aurait été possible seule. Par cette simple phrase, cette page prend ici tout son sens et la peur d'oublier quelqu'un. A tous ceux-là, MERCI.

*Louange à Dieu le tout puissant, de m'avoir aidé à réaliser ce modeste projet. Nous n'oublierons jamais d'adresser un grand et chaleureux remerciement à **nos familles** pour leurs soutiens moraux, matériels continus et inébranlables au long de notre formation.*

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'encadrante Madame F. Mechat Pour son suivi durant la période de préparation de notre mémoire, son aide et ses conseils qui m'ont été très précieux.

*Nous adressons nos sincères remerciements à **Monsieur Abd el Djalil BOUDIS**, chef de département technique de la raffinerie de SKIKDA, pour tous ses précieux et judicieux conseils prodigués, au cours de la formation et la réalisation de ce modeste travail dans des bonnes conditions.*

*Nous tenons à remercier très chaleureusement l'ingénieur **Monsieur KCHICHEB Abd el REZAK**, qui nous a encadré dans la préparation de cette mémoire pour sa disponibilité, les conseils qui 'il nous a prodigués, la patience, la confiance qu'il nous a témoignée ont été déterminants dans la réalisation de notre mémoire.*

Nous désirons aussi à exprimer nos remerciements à tout le personnel de complexe RA2K à SKIKDA pour l'accueil qu'ils nous ont réservé et le temps qu'ils nous ont consacrés.

Enfin, nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à l'exécution de ce modeste travail.

Dédicace

Nous dédions cette thèse

A nos très chers parents

*Aucune dédicace, aucun mot ne pourrait exprimer à leur juste valeur la
gratitude et l'amour que je vous porte.*

*Nous mettons entre vos mains, le fruit de longues années d'études, de longs
jours d'apprentissage. Votre soutien et votre encouragement m'ont toujours
donné de la force pour persévérer et pour prospérer dans la vie.*

*Chaque ligne de cette thèse chaque mot et chaque lettre vous exprime la
reconnaissance, le respect, et le merci d'être toujours là pour moi.*

*A nos chères sœurs et nos chers frères, nos chers amis de nous avoir supporté
dans nos décisions et nous avoir aidé à ranger nos éternel désordre.*

FELLOUS Asma & BENOUDINA Bouchra

Résumé

Le présent travail a porté sur un problème fréquemment rencontré avec les Aéroréfrigérants 100-AM-101 installés au niveau de la raffinerie (RA2k), à savoir l'encrassement et l'obturation des tubes. Les Aéroréfrigérants 100 - AM - 101, situés à la hauteur de la section de préfractionnement de l'unité 100, dont la fonction est de faire circuler la vapeur de tête dans les tubes provenant des échangeurs de chaleur 100- E-101 A-D à des températures inférieures à 62°C. Ils sont classés parmi les équipements stratégiques de la raffinerie RA2K. Le maintien du taux de marche dépend de plusieurs conditions, et une gestion et un contrôle serré du comportement d'Aéroréfrigérant 100-AM-101 est devenu nécessaire pour éviter toute perturbation de ce dernier. Le but de ce travail est de présenter une étude montrant l'impact du phénomène d'encrassement et de dégradation des tubes des Aéroréfrigérants 100- AM-101 sur le taux de marche de l'unité.

Mots clés : aéroréfrigérant, faisceaux tubulaires, encrassement, vapeur de tête, refroidissement, taux de marche.

The abstract

The present work focused on a problem frequently encountered with the 100-AM-101 Air Coolers installed at the refinery (RA2k), namely the fouling and plugging of the tubes. The air coolers 100-AM-101, located at the prefractionation section of unit 100, whose function is to circulate the overhead steam in the tubes coming from the heat exchangers 100- AM-101 A-D at temperatures lower than 62°C. They are classified among the strategic equipments of the refinery RA2K The maintenance of the operating rate depends on several conditions, and a tight management and control of the behavior of the 100-AM-101 heat exchanger has become necessary to avoid any disturbance of the latter. The aim of this work is to present a study showing the impact of the phenomenon of fouling and degradation of the tubes of the 100-AM-101 air coolers on the rate of operation of the unit.

Key words : air cooler, tube bundles, fouling, head steam, cooling, operating rate.

المخلص

وقد ركز هذا العمل على مشكلة تكثر مواجهتها مع مبردات الهواء المثبتة في المصفاة، وهي تلوث وانسداد الأنابيب مبردات الهواء الموجودة على ارتفاع قسم التجهيز للوحدة، 100 وتتمثل وظيفتها في تدوير البخار العلوي في الأنابيب القادمة من المبادلات الحرارية عند درجات حرارة أقل من 62 درجة مئوية، وهي مصنفة ضمن المعدات الإستراتيجية للمصفاة يعتمد الحفاظ على معدل التشغيل على عدة شروط، وأصبح من الضروري إدارة ومراقبة سلوك مبرد الهواء لتجنب أي اضطراب في هذا الأخير الغرض من هذا العمل هو تقديم دراسة توضح تأثير ظاهرة تلوث وتدهور أنابيب مبردات الهواء على معدل

تشغيل الوحدة

الكلمات المفتاحية: مبرد الهواء، حزم الأنبوب، القاذورات، البخار العلوي، التبريد، دورة العمل

Liste des matières

| | |
|--|----|
| La liste des abréviations | |
| Liste des figures | |
| Liste des tableaux | |
| Liste des annexes | |
| Introduction générale..... | 1 |
| Chapitre I : Généralité sur les échangeurs | |
| Introduction | 3 |
| I.1. Définition | 3 |
| I.2. Applications | 3 |
| I.3. Les différents types d'échangeurs thermiques | 4 |
| I.3.1. Echangeur Tubulaire | 5 |
| I.3.2. Echangeur a plaque | 6 |
| I.3.3. L'échangeur thermique en forme de serpentín | 8 |
| I.3.4. Les autres types d'échangeurs thermiques..... | 9 |
| I.4.Échangeurs tubulaires à faisceau et calandre | 9 |
| I.5. Nomenclature et les fonctions des échangeurs de chaleur | 11 |
| I.5.1. Fonction de refroidissement..... | 11 |
| I.5.2. Fonction réchauffage..... | 11 |
| I.5.3. La fonction condensation | 11 |
| I.5.4. La fonction vaporisation | 11 |
| I.6. Mode de transfert de chaleur..... | 12 |
| I.6.1. Le transfert par conduction | 12 |
| I.6.2. Le transfert thermique par convection | 12 |
| I.6.3. Le transfert thermique par rayonnement | 13 |
| I.7. Mode de Circulation | 13 |
| I.7.1. Circulation à co-courant..... | 13 |
| I.7.2. Circulation à contre-courant | 14 |
| I.7.3. Circulation à courant croisés..... | 15 |
| I.8. Critères de classement des échangeurs | 15 |
| I.8.1. Classement technique..... | 15 |

| | |
|---|----|
| I.8.2 Classification par type de transfert de chaleur | 16 |
| I.8.3 Classification par méthode de transfert de chaleur | 16 |
| I.8.4 Classification fonctionnelle | 16 |
| I.8.5 Classification par compacité de l'échangeur de chaleur | 16 |
| I.8.6. Classification par propriétés matérielles des parois d'échange | 16 |
| Conclusion..... | 16 |

Chapitre II : Les aéroréfrigérants

| | |
|---|----|
| Introduction | 18 |
| II.1. Définition d'un Aéroréfrigérants | 18 |
| II.2. Description de l'aéroréfrigérant | 18 |
| II.3. Avantages et Inconvénients de chaque type | 20 |
| II.3.1. Les avantages du tirage induit | 20 |
| II.3.2. Les inconvénients du tirage induit..... | 20 |
| II.3.3. Les avantages du tirage forcé | 20 |
| II.3.4. Les inconvénients du tirage forcé | 21 |
| II.4. Champ d'application des aéroréfrigérants | 21 |
| II.5. Constitution des aéroréfrigérants | 21 |
| II.5.1. Faisceau tubulaire | 21 |
| II.5.1.1 Nombre de tubes d'un faisceau | 22 |
| II.5.1.2. Répartition des passes et des tubes par passe | 22 |
| II.5.1.3. Organisation de la circulation | 23 |
| II.5.1.4. Tubes ailetés | 23 |
| II.5.1.5. Dispositions et dimensions des tubes ailetés | 25 |
| II.5.2. Les boîtes de distributions ou collecteurs | 26 |
| II.5.2.1. Les types de boîtes de distributions | 26 |
| II.5.2.2 Système de ventilation..... | 28 |
| II.5.2.3. Réglage de l'inclinaison des pales..... | 29 |
| II.5.2.4. Réglage de la vitesse de rotation | 29 |
| II.5.2.5. Montage moteurs ventilateurs..... | 30 |

| | |
|---|----|
| II.5.2.6. Régulation du débit d'air | 31 |
| II.5.2.7. La fonction ventilation..... | 32 |
| II.5.2.8. Puissance du ventilateur | 32 |
| II.5.2.9. Systèmes de distribution de l'air | 33 |
| II.5.2.10. L'ensemble d'Aéroréfrigérants | 33 |
| II.5.3. Les dispositifs spéciaux | 33 |
| II.6. Choix entre aéroréfrigérants / réfrigérants à eau | 35 |
| II.7. Description générale de la charge condensat..... | 38 |
| II.7.1. Définition de condensat | 38 |
| II.7.2. Composition chimique du condensat..... | 38 |
| II.7.3. Familles chimiques d'hydrocarbures | 38 |
| II.7.3.1. Hydrocarbures paraffiniques | 38 |
| II.7.3.2 Hydrocarbures cycliques saturés ou naphènes | 38 |
| II.7.3.3. Hydrocarbures aromatiques | 38 |
| II.7.3.4. Hydrocarbures mixtes..... | 38 |
| II.7.4. Origine de condensat | 39 |
| II.7.4.1 Gaz humide..... | 39 |
| II.7.4.2 Gaz sec..... | 39 |
| II.7.5. Production du condensat..... | 39 |
| II.7.5. Usages du condensat | 40 |
| II.7.5.1. Utilisation en raffinage | 40 |
| II.7.5.2. Utilisation en pétrochimie..... | 41 |
| II.7.5.3. Utilisation comme fuel | 41 |
| Conclusion..... | 41 |
| Chapitre III : Phénomène d'encrassement et dégradation des tubes de l'aéroréfrigérant 100-AM-A/H | |
| Introduction | 43 |
| III.1. Implantation et rôle de l'équipement | 43 |
| III.2. Historique de l'équipement | 44 |
| III.3. Description de l'équipement | 48 |
| III.3.1. Normes et standards de construction..... | 48 |
| III.3.2. Paramètres de fonctionnement | 48 |
| III.3.3. Paramètres de design | 49 |
| III.4. Définition de l'encrassement..... | 49 |

| | |
|---|----|
| III.5. Classification des différents types d'encrassement | 49 |
| III.5.1. Encrassement particulaire..... | 50 |
| III.5.2. Encrassement par entartrage..... | 50 |
| III.5.3. Encrassement par corrosion | 50 |
| III.5.4. Encrassement biologique..... | 51 |
| III.3.5. Encrassement par réaction chimique | 51 |
| III.5.6. Encrassement par solidification | 52 |
| III.6. Apparition et développement de l'encrassement..... | 52 |
| III.6.1. Initiation | 52 |
| III.6.2. Transport des particules dans le fluide jusqu'au voisinage de la paroi | 52 |
| III.6.3. Adhésion des particules..... | 52 |
| III.6.4. Réentraînement de particules déposées | 52 |
| III.6.5. Vieillissement du dépôt..... | 52 |
| III.7. Cinétique d'encrassement..... | 53 |
| III.7.1. Cinétique asymptotique | 53 |
| III.7.2. Cinétique affine | 53 |
| III.7.3. Cinétique en racine carrée | 53 |
| III.7.4. Cinétique quadratique..... | 54 |
| III.8. Analyse du phénomène d'encrassement des tubes..... | 54 |
| III.8.1. Description des circuits de process des Aéroréfrigérants 100-AM-101 | 54 |
| III.8.2. Types de corrosion | 54 |
| III.8.3. Système adapter pour la protection contre la corrosion | 56 |
| III.8.3.1. Amines neutralisantes | 56 |
| III.8.3.2. Inhibiteur de corrosion | 56 |
| III.8.3.3 Eau de lavage | 56 |
| III.8.4. Contrôle de la corrosion | 57 |
| III.8.4.1. Mesure des chlorures dans les eaux de ballon de tête | 57 |
| III.8.4.2. Contrôle de la teneur en fer dans les eaux de ballon de tête | 57 |
| III.8.4.3. Suivie de témoins de corrosion | 57 |
| III.8.5. Causes principales de l'encrassement des tubes des aéroréfrigérants | 57 |
| III.9. Conséquences de l'encrassement sur les Aéroréfrigérants | 58 |
| III.9.1. Impact sur les l'aéroréfrigérants | 58 |
| III.9.2. Impact sur la chaine de production | 60 |
| Conclusion | 62 |

Chapitre IV : Etude thermique de l'influence de l'encrassement et l'obturation des tubes des Aéroréfrigérants

| | |
|--|----|
| Introduction | 64 |
| IV.1. Présentation du problème | 64 |
| IV.2. Le calcul thermique de la batterie d'Aéroréfrigérants | 65 |
| IV.2.1. Vérification du design | 65 |
| IV.2.2. Calcul de la surface d'échange installée | 66 |
| IV.2.3. Calcul du coefficient de transfert coté air | 66 |
| IV.2.4 Calcul le coefficient de transfert de chaleur coté tube h_i | 69 |
| IV.3. Calcul le bilan thermique cas actuel | 76 |
| IV.3.1. Calcul le coefficient de transfert de chaleur coté air (H_{air}) | 77 |
| IV.3.2. Calcul du coefficient de transfert de chaleur coté tubes (h_i) | 78 |
| IV.4. Discussion et résultats | 81 |
| Conclusion générale | 82 |
| Recommandations | 84 |
| Les solutions proposées..... | 85 |
| Bibliographie..... | 86 |

La liste des abréviations

TEMA : Tubular Exchanger Manufacures Association

GPL : Gaz de Pétrole Liquéfié

HEH : Haoud El Hamra

PVC : Poly Chlorure de Vinyle

API : Application Programming Interface

ASME : American Society Mechanical Engineers

MAP : Manque A Produire

LGO : Light Gaz Oil

HGO : Heavy Gaz Oil

DTLM : Différence de Température Logarithmique Moyen

SYMBOLES GREQUES

P : la puissance rayonnée

S : superficie du corps

T : température du corps (en kelvin)

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,670367 \times 10^{-8} \text{ kg s}^{-3} \text{ K}^{-4}$)

ε : émissivité, coefficient sans unité qui vaut 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau.

S_v : La surface ventilée

S_f : la surface faciale du faisceau ailette

PV : Puissance du ventilateur

QV : Débit volume d'air

ΔP_{stat} : Différence de pression statique entre l'entrée et la sortie du ventilateur

m : Rendement global du ventilateur qui est de l'ordre de 0.6 à 0.7.

ΔP_{dyna} : Différence de pression dynamique entre l'entrée et la sortie du ventilateur 40 à 60 Pa

ρ : Masse volumique liquide [kg/m^3]

μ : Viscosité dynamique liquide [$\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$]

R_m : Résistance d'encrassement [$\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{kcal}$]

M : Débit massique [kg/h]

C_a : Chaleur spécifique [kcal/kg, °C]
 ρ_a : La masse volumique de l'air [kg/m^3]
 λ_a : Conductivité thermique de l'air [kcal/h.m.°c]
 μ_a : Viscosité dynamique de l'air [kg/m. s]
 R_{air} : Résistance d'encrassement [h.m². °c/kcal]
 d_0 : Diamètre extérieur des tubes [m]
 d_i : Diamètre intérieur des tubes [m]
 L : Longueur des tubes [m]
 l_c : Largeur de la cellule [m]
 N_R : Nombre de rangées
 N_T : Nombre de tubes total
 N_P : Nombre de passes
 D_f : Diamètre extérieur d'ailettes [m]
 e : Espacement entre les ailettes [m]
 d_r : Diamètre racine [m]
 V_f : Vitesse facial [m/s]
 Q : Quantité de chaleur échangée [kcal/h]
 M : Débit massique du Naphta, kg/h
 m_a : Débit massique d'air [kg/h]
 F_A : Surface faciale [m²]
 H_{air} : Coefficient de transfert de chaleur coté air [kcal/h. m^2 .c]
 A_t : Surface totale des tubes compris les ailettes [m²]
 A_0 : Surface totale des tubes nus [m²]
 l : Hauteur de l'ailette, m
 t : Epaisseur de l'ailette [m]

Liste des figures

Figure I.1 : Schéma de principe d'un échangeur tubulaire

Figure I.2 : Les différents types d'échangeurs tubulaires

Figure I.3 : Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques

Figure I.4 Echangeur à plaques brasées : assemblage de plaques

Figure I.5 : L'échangeur thermique en forme de serpent

Figure I.6 : Echangeur à tube et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tube en U

Figure I.7: Divers constituants d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre

Figure I.8 : Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnement co-courant

Figure I.9 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaque à contre –courant.

Figure I.10 : Exemple d'échangeurs à courant croisés

Figure II.1 : Vue générale d'un Aéroréfrigérants

Figure II.2 : Les aérofrégérants à tirage induit

Figure II.3 : Les aérofrégérants à tirage forcé

Figure II.4 : Faisceaux d'aéroréfrigérant en construction

Figure II.5 : Vue générale d'un faisceau tubulaire

Figure II.6 : L'organisation à contre –courant

Figure II.7 : L'organisation à co-courant

Figure II.8 : Ailette type L

Figure II.9: Ailette type L avec moletage

Figure II.10 : Ailette encastrée type G

Figure II.11: Ailette extrudée sur tube bimétallique

Figure II.12 : Vue générale pour boîtes de distribution et collecteur

Figure II.13 : Boîte de distribution à couvercle dévissable.

Figure II.14 : Boîte de distribution à couvercle démontable.

Figure II.15 : Collecteur cylindrique

Figure II.16 : Vue d'un manifold à couvercle soudé

Figure II.17 : Les pales du ventilateur

Figure II.18 : Réglage d'inclinaison des pales

Figure II.19 : Réglages par persiennes

Figure II.20 : Montage d'une courroie.

Figure II.21 : Les moteurs et systèmes de transmission

Figure II.22 : L'ensemble d'aéroréfrigérants

Figure II.23 : Préchauffe de l'air

Figure II.24 : Recirculation d'air

Figure II.25 : Humidification d'air

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Comparaison entre les aérofrégérants et réfrigérants à eau en faveur des réfrigérants à eau

Tableau II.2 : Comparaison entre les aérofrégérants et réfrigérants à eau en faveur des aérofrégérants

Tableau III.1 : Les travaux de l'entretien de maintenance de l'ensemble des aérofrégérants 100-AM-101 A-H

Tableau III.2 : L'état actuel des tubes fonctionnels

Tableau III.3: La variation du MAP de 100% à 80% dans le cas de bouchage des Aérofrégérants

Tableau III.4 : Le coût du MAP durant une journée

Tableau IV.1: Données de départ du vapeur de tête de l'Aérofrégérants (A-101A/H)

Tableau IV.2: Données de départ de l'air

Tableau IV.3: Données de départ de l'aérofrégérants (A-101A/H)

Tableau IV.4: Données des enthalpies

Tableau IV.5 : la vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée

Tableau IV.6 : Les principales caractéristiques dans le cas actuel (04/05/2023)

Tableau IV.7 : les principaux résultats de calcul dans le cas design (température ambiante 37°C) à 100% du taux de marche

Tableau IV.8 : Les principaux résultats de calcul dans le cas actuel (température ambiante 20°C) à 90% du taux de marche

Liste des annexes

Annexe 1 : Données de départ du vapeur de tête de l'aéroréfrigérant (AM-101A/H) ; Données de départ du l'air dans l'aéroréfrigérant ; Données de construction de l'aéroréfrigérant (AM-101A/H) ; Données des enthalpies

Annexe 2 : Les données pour calculer le coefficient de transfert de chaleur coté tube

Annexe 3 : La fiche technique de l'aéroréfrigérant A-101 A/H

Annexe 4 : Tableau récapitulatif de la situation des Aero-réfrigérants 100-AM-101-AH
17/06/2023.

Introduction générale

La température est considérée comme l'un des principaux paramètres de fonctionnement et indicateurs des procédés pétroliers. En effet, de nombreux instruments permettent de régler ce paramètre de fonctionnement, qu'il s'agisse de l'évaporation d'une fraction d'hydrocarbure lors de la distillation ou de sa transformation en réaction des molécules spécifiques.

Trois types d'équipement ont été conçus pour fournir ce paramètre, ce sont :

- Les fours qui produisent l'essentiel de l'énergie nécessaire aux différentes opérations.
- Échangeurs de chaleur pour une récupération ou une condensation et/ou un refroidissement optimal de l'énergie thermique contenue dans divers flux de fluides.
- Aéroréfrigérants ou un refroidisseur d'air qui assure la condensation et/ou le refroidissement en soustrayant l'énergie d'un fluide.

Les aéroréfrigérants sont des équipements clés dans les industries du pétrole, du gaz et de la pétrochimie. Grâce à la large gamme de conception, les exigences de sécurité doivent être satisfaites tout en répondant à de nombreuses exigences formulées par les utilisateurs, comprenant généralement des charges thermiques spécifiques, une efficacité thermique optimale, techniquement réalisable, un bon cycle de service et une flexibilité de fonctionnement satisfaisante. D'où l'importance des enjeux liés à la conception, la construction, l'exploitation et la maintenance.

La conception mécanique des refroidisseurs d'air est confrontée à de nombreux défis, dont l'un est la dégradation des tubes. Pour les raffineries RA2K, les phénomènes de corrosion dus à la détérioration ultérieure des tubes suite aux conditions de traitement de fluide au niveau 100 - AM -101.

Dans le présent travail, une étude sur l'impact d'encrassement et l'obturation des tubes d'Aéroréfrigérants et le taux de marche a été menée selon le plan suivant :

Le chapitre I : est dédié pour généralité sur les échangeurs

Le chapitre II : concerne la description générale des aéroréfrigérants

Le chapitre III : porte sur les présentations de problématique de phénomène d'encrassement et de la dégradation des tubes de l'aéroréfrigérant 100-AM-101.

Le chapitre IV : est dédié pour le calcul vérificatif et les recommandations et les solutions proposées.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs thermiques

Introduction

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ceux-ci. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie ...etc.) ; du transport (automobile, aéronautique) et dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation). Ils constituent donc un des dispositifs clé du thermicien, et sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie. L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement. Les principaux types d'échangeurs de chaleur rencontrés sont les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Le concept de ces dernières dates du début du siècle, ils ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière, puis utilisés ensuite dans diverses branches de l'industrie (chimie, nucléaire, regroupe, sous ce vocable).

I.1. Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant **de transférer de l'énergie thermique** d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique y traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

L'intérêt du dispositif réside dans la séparation des deux circuits et dans l'absence d'autres échanges que la chaleur, qui maintient les caractéristiques physico-chimiques (pression, concentration en éléments chimiques...) de chaque fluide inchangé hormis leur température ou leur état.

Un échangeur se caractérise par les fluides en présence, le but recherché et la puissance à mettre en œuvre ; ces critères déterminent sa forme et ses dimensions optimales.

I.2. Applications

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreux domaines et ont nombre d'applications, telles que :

- Les chaudières, dont les échangeurs permettent de produire de l'eau de chauffe en récupérant l'énergie des produits de combustion ;
- Les radiateurs d'appartements permettent, à l'aide d'eau de chauffe, de chauffer l'air des locaux où ils sont installés pour notre confort ;
- L'eau chaude sanitaire peut être produite en réchauffant de l'eau du robinet à l'aide d'un circuit fermé de chauffage, a priori impropre à la consommation humaine, sans dénaturer l'eau traitée ;
- Les machines frigorifiques, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur, d'un climatiseur ou d'une pompe à chaleur, où ils sont indispensables ;
- Le refroidissement de fluides chauds, pour éviter des dommages dus à une température trop élevée ; c'est le cas typique du radiateur automobile ;
- Comme interface entre un circuit primaire et un circuit secondaire, pour assurer le confinement d'une zone sensible, typiquement dans une centrale nucléaire ;
- Le recyclage de la chaleur de récupération avant son rejet dans le milieu extérieur, comme le fait un récupérateur sur air vicié dans une installation de ventilation à double flux [1].

I.3. Les différents types d'échangeurs thermiques

➤ Les principales technologies utilisées

Le fonctionnement d'un échangeur thermique se fait grâce à deux principaux dispositifs :

- Les plaques
- Les tubes

Il en existe d'autres, comme les échangeurs thermiques à ailettes, à bloc ou encore à spirales. Cependant, pour les systèmes de chauffage ou d'eau chaude des logements, ce sont surtout ceux à plaques et ceux munis de tubes qui sont principalement employés.

De plus, les échangeurs thermiques ne fonctionnent pas tous avec la même nature de fluide.

Ils peuvent donc être de type :

- Eau/eau
- Vapeur d'eau/eau
- Huile/eau
- Eau/air
- Huile/air
- Air/air

I.3.1. Echangeur Tubulaire

Ces échangeurs sont utilisés depuis de nombreuses années dans les sous-stations de chauffage urbain (eau surchauffée ou vapeur), pour la production d'eau chaude sanitaire et pour de nombreuses applications industrielles nécessitant des pressions élevées ; ils sont toutefois de plus en plus concurrencés par les échangeurs à plaques décrits dans le paragraphe suivant. Leur schéma de principe est décrit par la figure I.1 : ils sont constitués soit d'un tube unique (serpentin), soit d'un faisceau de tubes branchés en parallèle enfermés dans une enveloppe appelée calandre (coque).

Des chicanes sont placées dans la calandre (coque) pour augmenter la turbulence et l'efficacité de l'échange. Les tubes sont en général métalliques (acier, cuivre, inox, etc.) et le fluide chaud ou agressif passe en général dans les tubes afin de minimiser les pertes de chaleur.

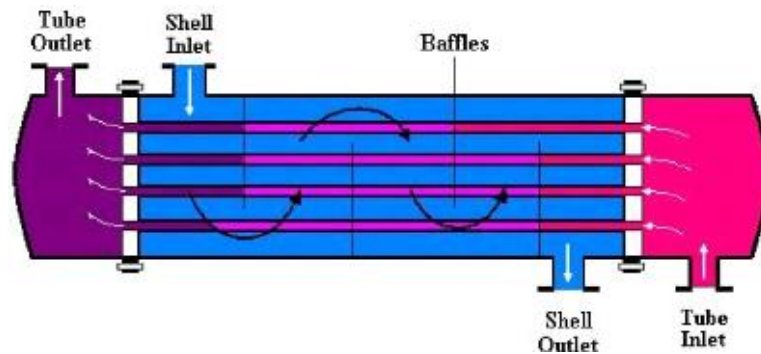


Figure I.1 : Schéma de principe d'un échangeur tubulaire [2]

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

- **Echangeur monotube** : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent. (Figure I.2.a)
- **Echangeur coaxial** : dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés. En général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur. (Figure I.2.b)
- **Echangeur multitubulaires** : existant sous quatre formes :
 - ✓ **Echangeur à tubes séparé** : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouve placer plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé. (Figure I.2.c)
 - ✓ **Echangeur à tubes rapprochés** : pour maintenir les tubes et obtenir un passage

suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains entre-eux. (Figure I.2.d)

✓ *Echangeur à tubes ailettes* : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique. (Figure I.2.e)

✓ *Echangeur à tubes et calandre* : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu. (Figure I.2.f)

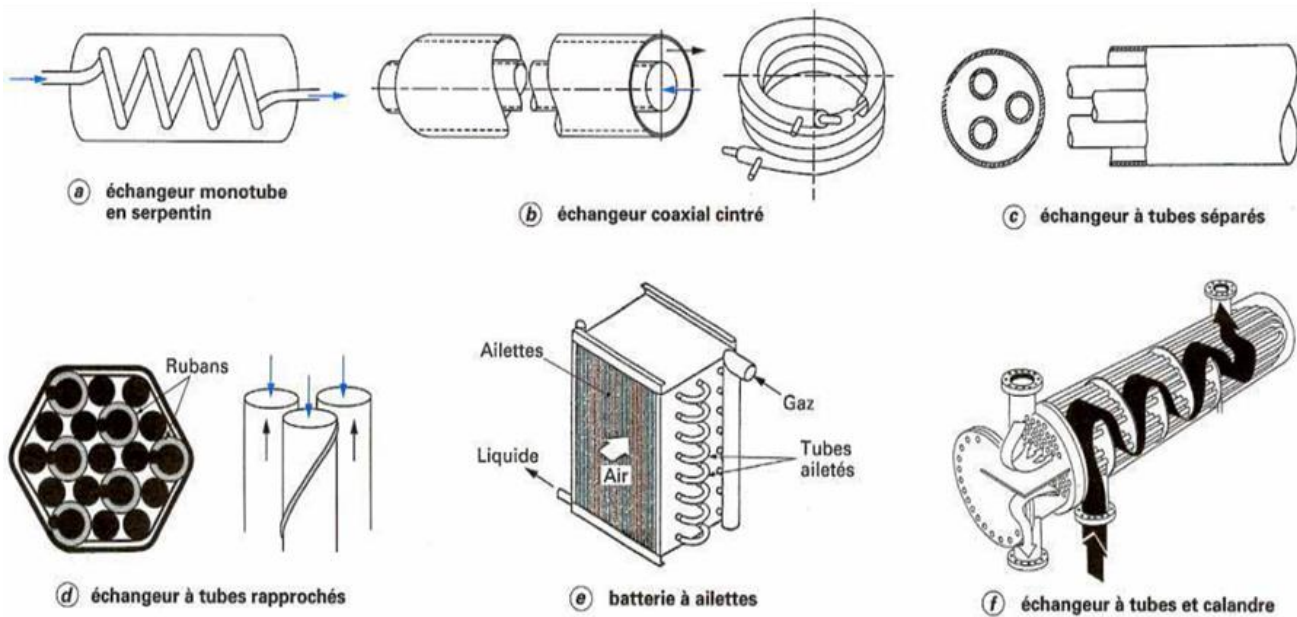


Figure I.2 : Les différents types d'échangeurs tubulaires

I.3.2. Echangeur a plaque

Ces échangeurs sont utilisés dans les industries agro-alimentaires depuis plus de 60 ans, mais leur développement dans le bâtiment est plus récent. Ils se distinguent par une compacité remarquable due en partie à leur coefficient K élevé, une grande facilité de nettoyage et la possibilité d'ajuster leur surface à la demande.

Leur principe de fonctionnement est décrit par la figure I.3 suivante :

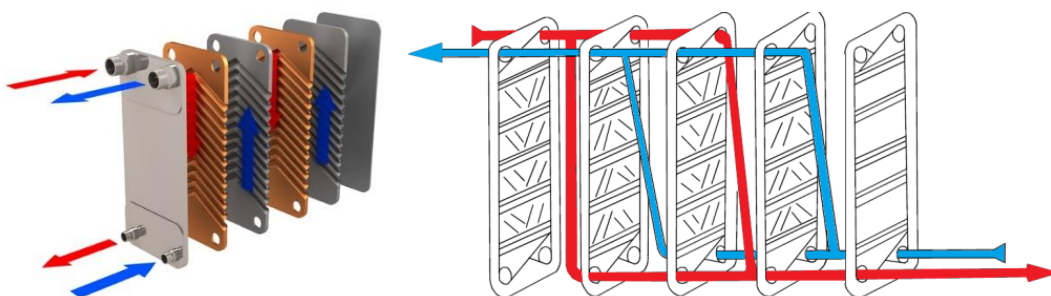


Figure I.3 : Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques [3]

Cet échangeur est constitué par un ensemble de plaques embouties équipées de joints et maintenues serrées entre 2 plateaux reliés par des tirants des serrages.

Les plaques sont en général en forme de chevron pour augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression. Leur faible épaisseur permet d'utiliser des matériaux de bonne qualité ayant une bonne tenue à la corrosion (acier inox, titane, etc.). Les joints en polymères assurent un double rôle :

- étanchéité,
- répartition des fluides dans l'échangeur.

Le même principe est utilisé pour les échangeurs à plaques brasées pour lesquels le joint est remplacé par une technique de brasage.

Suivant la géométrie de canal utilisée, on distingue les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

- **Echangeur à surface primaire** : ces échangeurs peuvent être :
 - ❖ **Echangeur à plaque et joint** : ils sont utilisés pour les transferts de chaleur entre fluide monophasique ou double phase condensation ou vaporisation.
 - ❖ **Echangeur à plaque soudé ou brasée** : ils sont utilisés pour la récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agroalimentaire etc. Ces échangeurs peuvent être : échangeurs lamellaires, échangeurs à spirale ou échangeurs brasés.

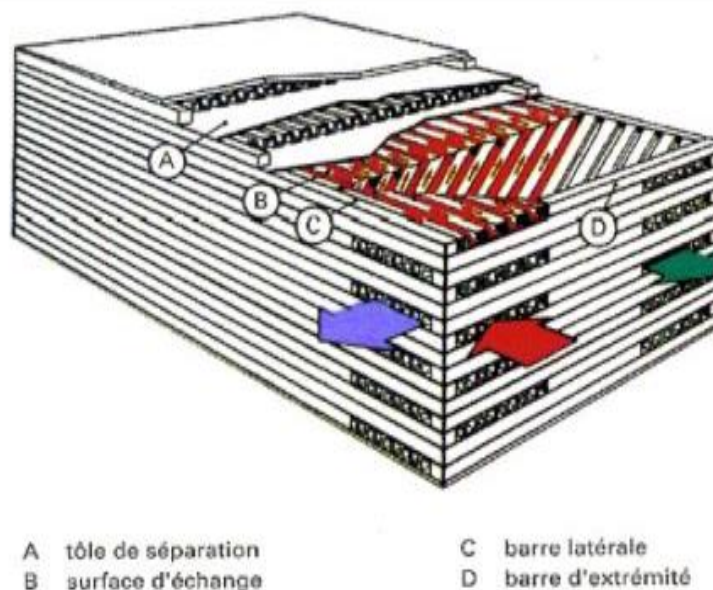


Figure I.4 : Echangeur à plaques brasées : assemblage de plaques

- *Echangeurs à surface secondaire* : ils sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable.

I.3.3. L'échangeur thermique en forme de serpent

L'échangeur thermique en forme de serpent utilise un tube qui est immergé dans l'eau. Le fluide primaire circule dans le serpent et réchauffe le fluide secondaire dans lequel le tube est immergé (voir figure I.5).

On le trouve dans les ballons tampon dotés d'un échangeur ou encore dans les climatiseurs, par exemple.



Figure I.5 : L'échangeur thermique en forme de serpent

I.3.4. Les autres types d'échangeurs thermiques

Les types d'échangeurs thermiques présentés ci-dessus ne sont pas les seuls disponibles. En effet, il en existe d'autres qui sont quant à eux destinés à des utilisations bien spécifiques, souvent dédiés au milieu de l'industrie. On peut citer :

- L'échangeur à bloc ou à micro canaux, utilisé dans les unités extérieures des pompes à chaleur
- L'échangeur à ailettes, que l'on trouve dans les radiateurs des véhicules.

I.4. Échangeurs tubulaires à faisceau et calandre

Ce type d'appareil est le plus répandu dans les raffineries. Il est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes.

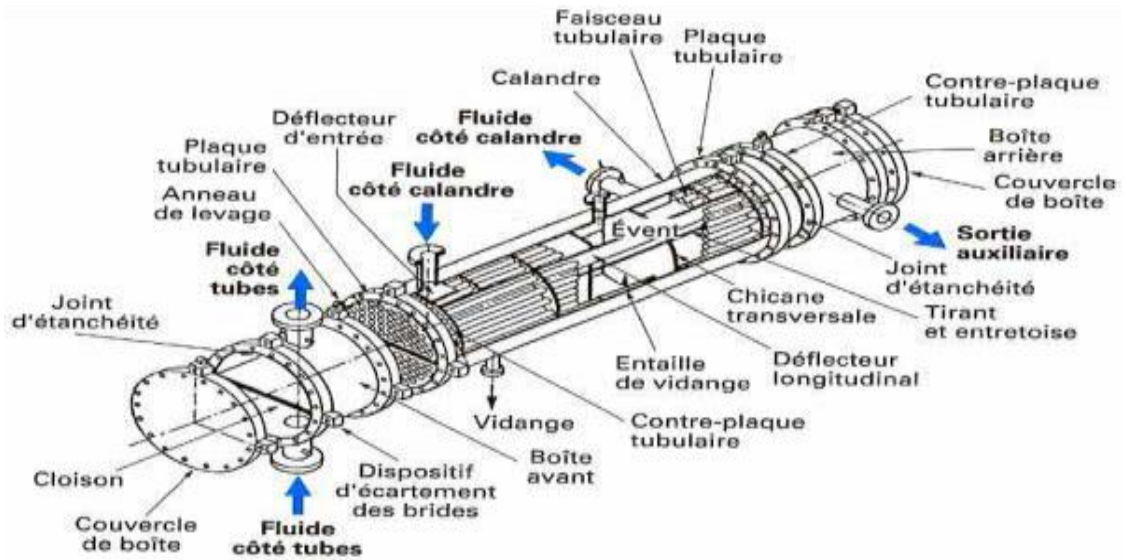
A chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre, muni de tubulaire d'entrée et de sortie. Pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes [4].

La désignation la plus couramment appliquée pour ce type d'échangeurs et celle du standard américain **TEMA** (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

➤ *Assemblage faisceau-calandre*

Les principales technologies d'échangeurs à tube et calandre sont :

- ***Echangeur à plaque tubulaire fixe*** : cette plaque peut être soudée directement sur la calandre. Ces appareils permettent de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la concentration du faisceau soit acceptable. Le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique.
- ***Echangeur à tête flottante*** : l'une des plaques tubulaires est fixe, la seconde plaque d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique.
- ***Echangeur à tube en U*** : l'utilisation de tubes coudés supprime une plaque tubulaire, tout en concevant les propriétés d'expansion de la tête flottante. Le nettoyage mécanique à l'intérieur des tubes est impossible ces



faisceaux sont utilisés généralement dans les rebouilleurs à vapeur [5].

Figure I.6 : Echangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tube en U

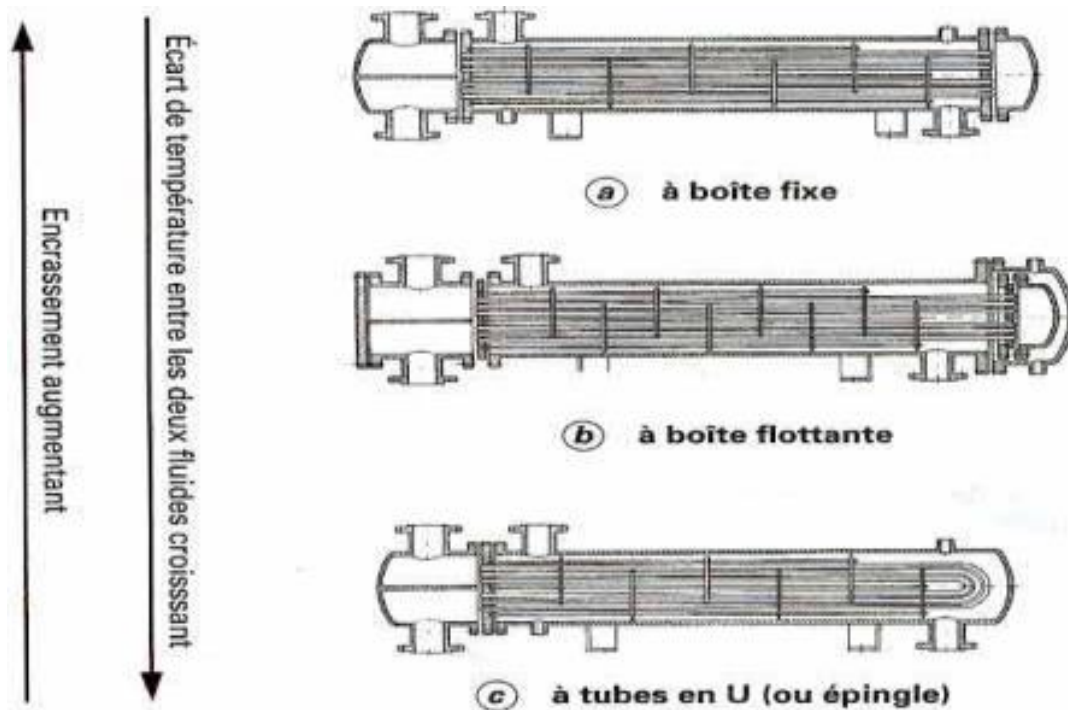


Figure I.7 : Divers constituants d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre

I.5. Nomenclature et les fonctions des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur peuvent assurer des fonctions différentes, relativement aux objectifs concernant l'un des fluides ou les deux fluides participant à l'échange.

I.5.1. Fonction de refroidissement

- **Refroidisseur** : Refroidit le liquide ou le gaz en faisant circuler un fluide→ auxiliaire (qui peut être un fluide de procédé ou de l'eau).
- **Aéroréfrigérants (refroidisseurs d'air)** : utilisent l'air comme fluide caloporteur.
- **Trimcoolers (refroidisseurs finaux)** : Refroidir le produit au niveau souhaité.
- **Les chiller** : Refroidit le fluide de procédé par évaporation de réfrigérant ou eau→ réfrigérée.

I.5.2. Fonction réchauffage

- **Réchauffeur** : réchauffe le fluide de procédé avec de la vapeur ou un autre fluide de procédé chaud.
- **Préchauffeur** : préchauffe le fluide de traitement, généralement poursuivi dans les fours en aval.
- **Économiseur** : Serpentins désignés qui permettent le préchauffage de l'eau d'alimentation de la chaudière par les fumées.
- **Surchauffeur** : Amène la température du gaz ou de la vapeur au-dessus de sa température de condensation.

I.5.3. La fonction condensation

- **Condenseur** : Assure la condensation totale ou partielle de la vapeur au moyen d'une circulation d'eau ou d'un fluide de procédé suffisamment froid.
- **Sous-refroidisseur (subcoolers)** : assure en même temps la condensation de la vapeur et le refroidissement de l'eau de condensation se fait le plus souvent par circulation d'eau.

I.5.4. La fonction vaporisation

- **Vaporisateur** : Garantissant que tout ou partie du liquide de procédé est vaporisé, l'apport de chaleur est une partie de la vapeur d'eau ou d'un fluide de procédé chaud qui peut être à l'état condensé.
- **Chaudières et rebouilleurs** : Vaporiser une partie des fonds de colonne de distillation et les renvoyer au fractionnement.
- **Générateur de vapeur** : la vapeur est produite en brûlant du gaz ou du liquide résiduel.

- **Évaporateurs** : Concentrent les solutions aqueuses par évaporation ; cependant, ils peuvent également désigner des évaporateurs ou des refroidisseurs [6].

I.6. Mode de transfert de chaleur

➤ Le transfert thermique

L'**énergie thermique** est l'énergie cinétique d'agitation microscopique d'un objet, qui est due à une agitation désordonnée de ses molécules et de ses atomes. Les **transferts d'énergie thermique** entre corps sont appelés transferts thermiques. Ils jouent un rôle essentiel en **thermodynamique**. Deux corps ayant la même température sont dits en équilibre thermique. Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid : il y a alors **transfert de chaleur**.

Il existe **trois modes de transfert d'énergie thermique : la conduction, la convection et le rayonnement thermique**.

I.6.1. Le transfert par conduction

Est un **échange d'énergie avec contact**. Dans un gaz ou un liquide, l'énergie se propage par contact direct entre molécules au gré des chocs aléatoires à l'échelle microscopique. Dans les solides, la **conduction thermique** est assurée par les électrons de conduction et les phonons, autrement dit les vibrations du réseau cristallin. Ces phonons interagissent avec les électrons libres, ce qui explique que la conductivité thermique et électrique soient liées. C'est pourquoi **certains métaux comme le cuivre, l'argent, l'aluminium, l'inox ou l'acier sont des bons conducteurs d'électricité et de chaleur**.

La conduction thermique est un transfert thermique spontané d'une région de température élevée vers une région de température plus basse. Cette loi dite de Fourier établit que la densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de température.

On trouve des exemples de transfert par conduction dans la vie de tous les jours. Le transfert s'effectue à travers une paroi diathermique comme c'est le cas pour les radiateurs d'un chauffage central. Au contraire, une paroi adiabatique, comme une bouteille thermos, s'oppose au transfert de chaleur.

I.6.2. Le transfert thermique par convection

Ce transfert d'énergie s'accompagne de mouvement de molécules dans un liquide ou un gaz. La convection naturelle ou libre évoque un échange de chaleur responsable du mouvement. C'est le transfert thermique qui provoque le mouvement. Un radiateur électrique sans

ventilateur ni soufflerie va naturellement par exemple diffuser de l'air chaud. On parle au contraire de convection forcée lorsqu'un système mécanique entraîne les molécules vers le système chauffant. Le mouvement facilite alors le transfert thermique, comme lorsque l'on souffle sur un liquide chaud dans sa tasse. C'est ce même principe qui s'observe dans les radiateurs à circulation d'eau ou d'air.

I.6.3. Le transfert thermique par rayonnement

Le transfert se fait par rayonnement électromagnétique comme l'infrarouge peut se réaliser dans le vide sans la présence de matière. Le rayonnement du soleil dans l'espace en est l'exemple caractéristique.

Le corps récepteur réfléchit alors certaines longueurs d'ondes. Ce sont uniquement ces longueurs d'onde absorbées qui contribuent à son **équilibre thermique**. Si le récepteur est un corps noir, il absorbera l'ensemble des rayonnements électromagnétiques, sans en réfléchir ni en transmettre, alors l'ensemble des rayonnements contribueront à son équilibre thermique. Mais le corps noir est un objet parfait, qui n'existe pas dans la réalité. Il sert uniquement de base aux physiciens.

Pour quantifier ces échanges, l'on utilise la loi de Stefan-Boltzmann. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation

$$P = \varepsilon S \sigma T^4 \quad \text{Eq I.1}$$

Avec :

- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,670367 \times 10^{-8} \text{ kg s}^{-3} \text{ K}^{-4}$)
- ε : émissivité, coefficient sans unité qui vaut 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau.
- S : superficie du corps ;
- T : température du corps (en kelvin) [7].

I.7. Mode de Circulation

Les modes de circulation : La circulation des fluides de chaque côté de la paroi constituant la surface d'échange correspond à différents modes de base :

I.7.1. Circulation à co-courant

Il s'agit d'échangeur dit à co-courants où la température de sortie de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase. La figure (I.8) donne l'évolution qualitative de ces températures le long

d'un échangeur tubulaire à co-courant très simple, la longueur de l'échangeur a été portée en abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices (e) signifiant entrée et (s) sortie.

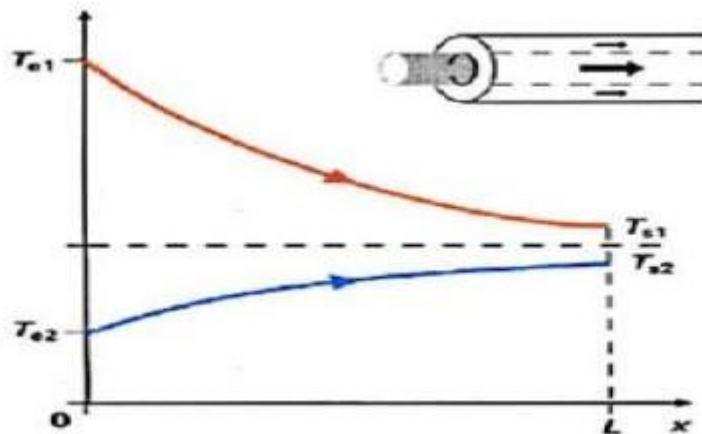


Figure I.8 : Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnement co-courant

I.7.2. Circulation à contre-courant

Ce sont des échangeurs à contre-courant, où la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour les échangeurs de chaleur. L'avantage d'un échangeur à contre-courant par rapport à un échangeur à co-courant est que pour un même flux thermique, il faut une surface d'échange plus petite. (Voir figure I.9)

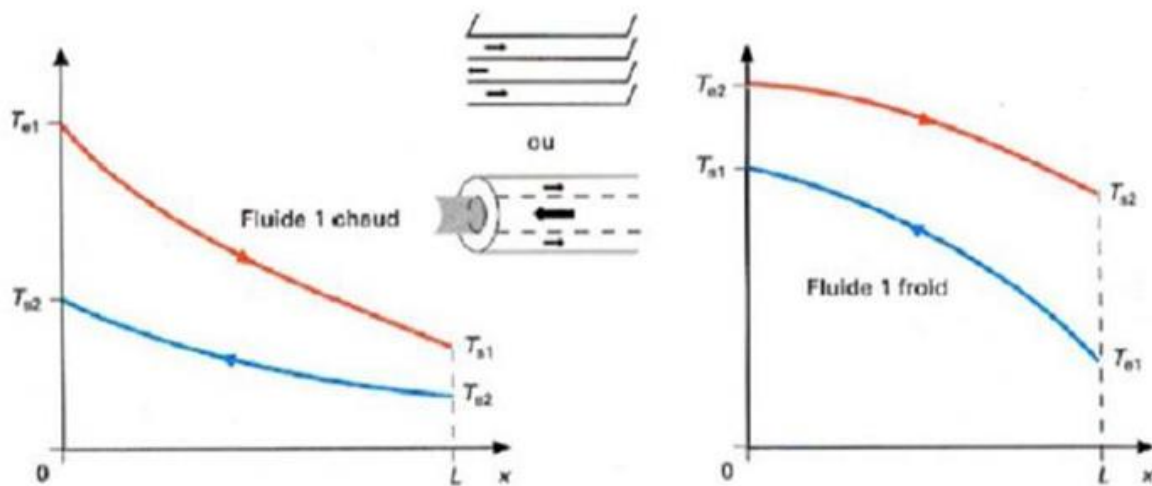


Figure I.9 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaque à contre-courant.

I.7.3. Circulation à courant croisés

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre figure (6), le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèle distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeur à courant croisés est donnée par la figure 1.10 suivante :

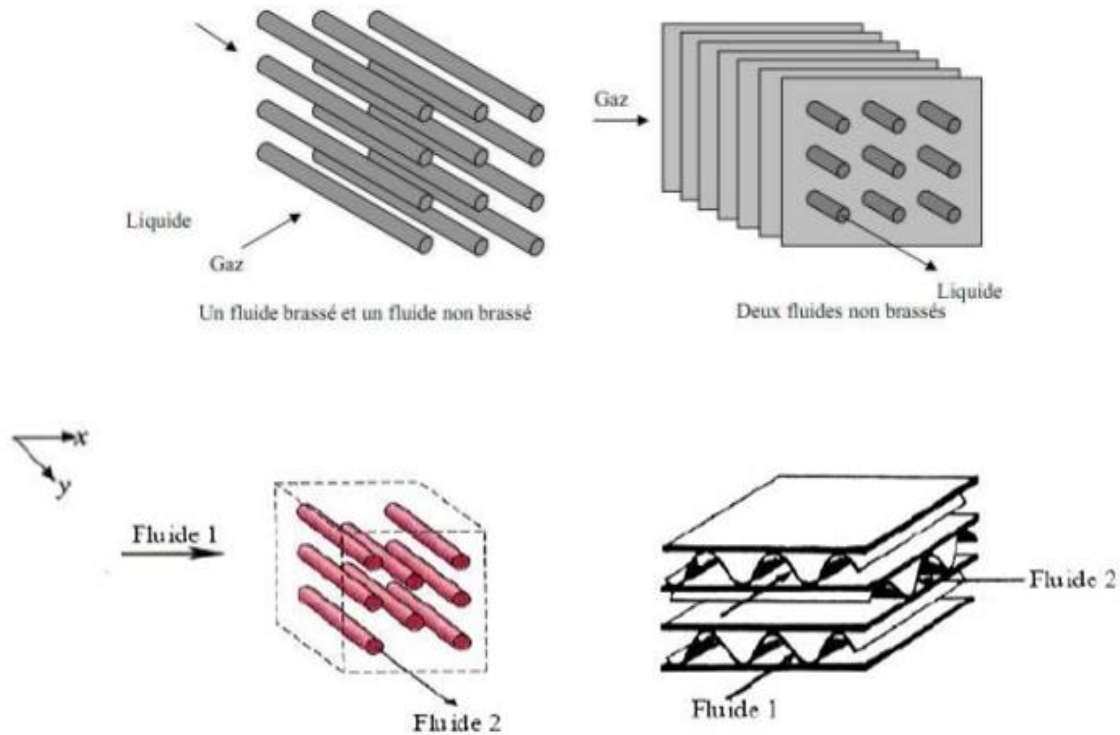


Figure I.10 : Exemple d'échangeurs à courant croisés

I.8. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères pour classer les différents types d'échangeurs de chaleur, les principaux sont :

I.8.1. Classement technique

Les principaux types de commutateurs sont :

- Avec tube : Monotube, coaxial ou multitube.
- Plaque : Surface primaire ou secondaire.

- Autres types : contact direct ou lit fluidisé.

I.8.2 Classification par type de transfert de chaleur

La plupart des applications (combusteur, récupération des fumées, etc.) combinent trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement), souvent avec un mode de transfert de chaleur majeur. La conduction se produit dans les échangeurs de chaleur qui pénètrent dans le mur.

I.8.3 Classification par méthode de transfert de chaleur

Le fonctionnement en tant que réchauffeur ou dispositif de récupération de chaleur est défini comme suit :

- Sans stockage, c'est-à-dire dans un récupérateur, il y a deux ou n passages, se déplaçant généralement en flux continu.
- Transfert en utilisant le stockage. C'est-à-dire un transfert sur un régénérateur utilisant une voie unique et un flux discontinu, où la matrice de stockage est statique ou dynamique.

I.8.4 Classification fonctionnelle

Le passage du fluide à travers l'échangeur peut se faire avec ou sans changement de phase, selon les cas, on dit qu'on a un écoulement monophasique ou un écoulement diphasique.

On a alors les différentes situations suivantes :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide à écoulement à changement de phase, tel qu'un évaporateur ou un condenseur.
- Deux fluides à écoulement à changement de phase, boîtier condenseur évaporatif.

I.8.5 Classification par compacité de l'échangeur de chaleur

La densité est définie par le rapport de l'air de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

I.8.6 Classification par propriétés matérielles des parois d'échange

Il existe deux types de murs :

- Echangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Échangeurs de chaleur non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc...

Conclusion

Nous nous sommes limités dans ce chapitre à quelques notions de base sur les échangeurs, car ce sont des systèmes très complexes et leurs études se relèvent des plus compliquées.

Chapitre II :

Les

Aéroréfrigérants

Introduction

Les aéroréfrigérants constituent la troisième grande famille des échangeurs, ils sont constitués de tubes et d'ailettes. On utilise les ailettes pour augmenter la surface d'échange. Les aéroréfrigérants utilisent l'air ambiant comme fluide de refroidissement. Cet air après aspiration par des ventilateurs axiaux traverse des faisceaux de tubes comportant des ailettes extérieures. A l'intérieure de ces tubes circule le fluide à refroidir.

II.1 Définition d'un aéroréfrigérant

Un aéroréfrigérant est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique du fluide interne vers l'air extérieur. A l'intérieur de ces tubes circule le fluide à refroidir ou à condenser. Les faisceaux de tubes sont la plupart du temps disposés horizontalement, la circulation de l'air et du fluide coté tubes s'effectuant à courant croisés. Les aéroréfrigérants utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui après aspiration par des ventilateurs traverse des faisceaux de tubes généralement ailett s à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser. Pour la plupart des aéroréfrigérants les faisceaux sont horizontaux.

II.2. Description de l'aéroréfrigérant

Dans l'échangeur (figure II.1), le fluide à refroidir est mis en circulation par une pompe et traverse un ensemble de tubes dont la paroi extérieure est soumise à une circulation d'air naturelle ou forcée. Le fluide à refroidir peut être une huile, un gaz, un liquide organique, eau, vapeur, etc.

Un aéroréfrigérant est composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation. Le fluide à refroidir passant dans des tubes et l'air extérieur passant autour des tubes munis d'ailettes pour augmenter le coefficient d'échange thermique. Cette surface peut être composée de tubes en cuivre et d'ailettes en aluminium, avec des groupes moteurs-ventilateurs pour assurer r la circulation de l'air et l'évacuation de la chaleur. A l'intérieur des tubes ailett s circule le produit à condenser ou à réfrigérer. Le faisceau aboutit à des boîtes de distribution ou collecteurs, qui répartissent le débit en une ou plusieurs passes. Ces boîtes de distribution peuvent être à couvercle démontable ou soudé [8].

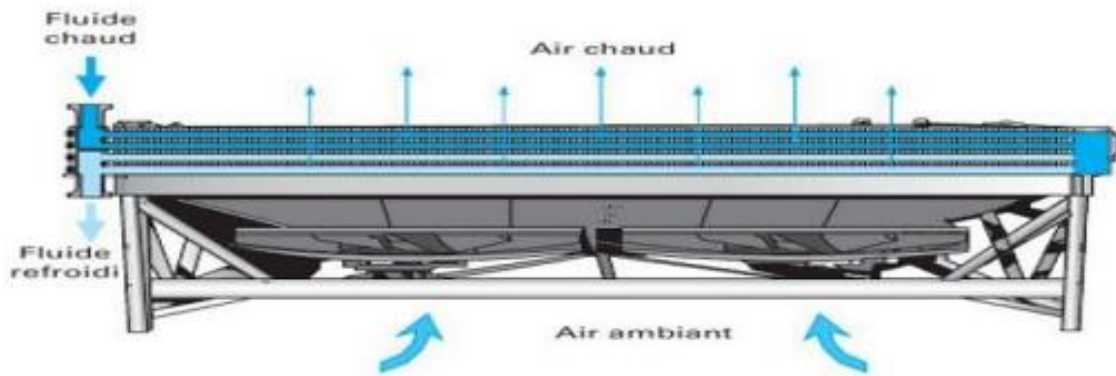


Figure II.1 : Vue générale d'un aéroréfrigérant [9].

Dans ce dernier cas, un bouchon fileté se trouve dans l'axe de chaque tube pour permettre le nettoyage. Des ventilateurs produisent la circulation de l'air à travers le faisceau. Dans tous les cas, l'air circule de bas en haut et selon la disposition du ventilateur par rapport au faisceau de tubes, on distingue :

Les appareils à tirage induit (Induced draft) (Figure II.2) où le ventilateur est au-dessus du faisceau.

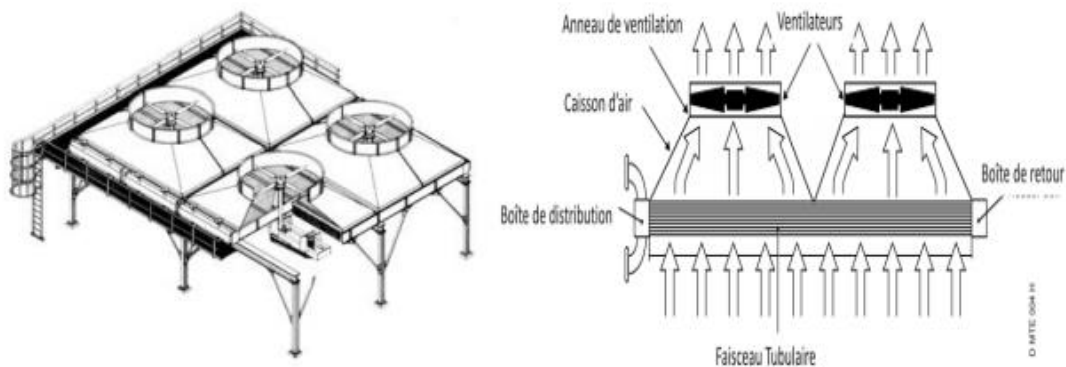


Figure II.2 : Les aérofrégérants à tirage induit

Les appareils à tirage forcé (Forced draft) (Figure II.3) où le ventilateur est sous le faisceau.

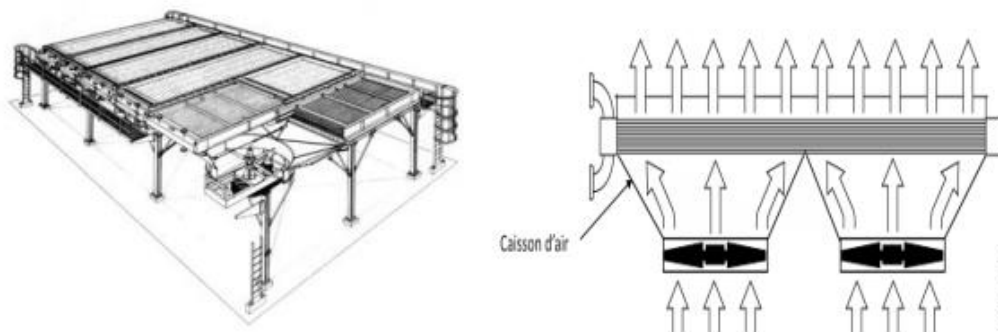


Figure II.3 : Les aérofrégérants à tirage forcé

II.3. Avantages et Inconvénients de chaque type

II.3.1. Les avantages du tirage induit

- Une distribution de l'air mieux répartie.
- Le niveau de bruit au sol est plus faible qu'en configuration forcée.
- La position de la hotte et du ventilateur assure une bonne protection du faisceau contre les conditions climatiques (Pluies, rayonnement).
- L'Effet cheminée est favorable à l'air induit.
- La vitesse de sortie de l'air chaud est 2 à 2.5 fois plus grande qu'en air forcé, ce qui réduit les risques de recirculation de l'air, notamment en cas de vents latéraux.
- Une protection de la surface d'échange thermique contre certains dommages climatiques extrêmes tels que : Verglas, grêle, grosses précipitations, neige et rayonnement solaire.

La ventilation en tirage induit présente aussi des inconvénients par rapport au tirage forcé :

- Pour un même débit massique d'air en circulation, la puissance du ventilateur en tirage induit est plus grande.
- Les ventilateurs et même les moto-ventilateurs reçoivent l'air chaud tiré dont la température ne doit pas être excessive, 70 C pour des pôles en plastique, et 100 C pour de pôles en aluminium.

II.3.2. Les inconvénients du tirage induit

• Les ventilateurs et même les moto-ventilateurs reçoivent de l'air chaud tiré dont la Température ne dépasse pas 70  C pour des pôles en plastique, et 100 C pour des pôles en aluminium ;

- Les composants d'entraînement de ventilateur sont moins accessibles à l'entretien ;
- Pour un même débit massique d'air en circulation, la puissance du ventilateur en tirage induit est plus grande.

En conclusion, 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.

II.3.3. Les avantages du tirage forcé

Bonne disposition de l'ensemble moto-ventilateur qui fonctionne à l'air froid ;

- Puissance consommée plus faible ;
- Une meilleure accessibilité des éléments mécaniques pour l'entretien.

II.3.4. Les inconvénients du tirage for c 

Exposition totale des tubes au soleil et à la pluie ;

- Plus de risques de circulation d'air chaud refoulé par les ventilateurs ;
- Niveau de bruit au sol plus grand.

II.4. Champ d'application des aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants trouvent leurs utilisations dans plusieurs domaines notamment dans :

- L'industrie pétrochimique ;
- Les stations de compression de gaz ;
- Le stockage du gaz ;
- Les unités de production de PVC, polyéthylène, fibre de verre ;
- Les unités de soude caustique ;
- Les unités de coke ;
- Les unités de transport et manipulation de l'ammoniaque ;
- Les unités de caoutchouc ;
- L'industrie du froid et conditionnement de l'air ;

II.5. Constitution des aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants sont des appareils de construction simple qui peuvent fonctionner pendant de longues périodes sans incidents. La source principale des pannes est le moto ventilateur, ce dernier constitue un système en mouvement. Ce sont les paliers, les courroies, les roulements et les boîtes à vitesses qui représentent les pannes les plus fréquentes.

Ils sont constitués des éléments principaux suivants :

- Des faisceaux tubulaires ;
- Un collecteur ou système de distribution du fluide chaud ;
- Des ventilateurs ;
- Une boîte de distribution de l'air ;
- Un système de régulation ;
- Une structure métallique de soutien [10].

II.5.1. Faisceaux tubulaires

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont généralement fabriqués en utilisant à l'extérieur des tubes ailettes placés en hauteur (voir figure II.4). Les ailettes sont enroulées en hélice sur le tube de base. La qualité de la liaison mécanique est primordiale et fonction de la

température de service. Différents modes de construction sont utilisés pour réaliser des types d'ailettes adaptées aux conditions de mise en œuvre. Les ailettes sont généralement en aluminium, matière intéressante par sa ductilité pour le façonnage et sa conductivité thermique élevée [11].



Figure II.4 : Faisceaux d'aéroréfrigérant en construction [12]

II.5.1.1 Nombre de tubes d'un faisceau

Les faisceaux sont obtenus par assemblage de tubes à ailettes, de collecteurs, de supports de tubes pour éviter leur fléchissement et de longerons constituant le châssis et contribuant à la rigidité de l'ensemble. (Voir figure II.5).

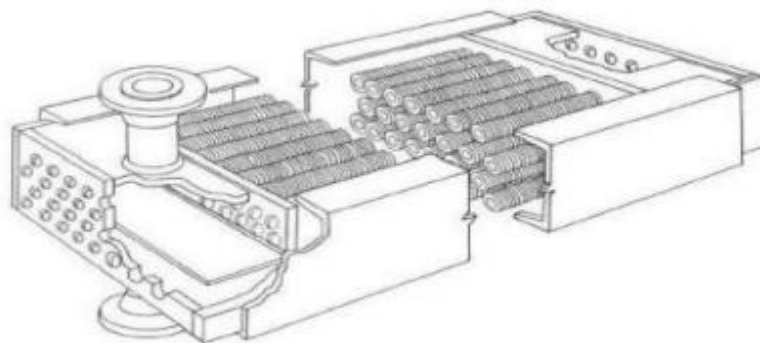


Figure II.5 : Vue générale d'un faisceau tubulaire

II.5.1.2. Répartition des passes et des tubes par passe

Le nombre de passe 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.

II.5.1.3. 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). Voir figure II.6.

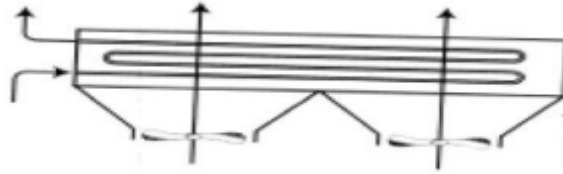


Figure II.6 : L'organisation à contre -courant

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. Voir figure II.7.

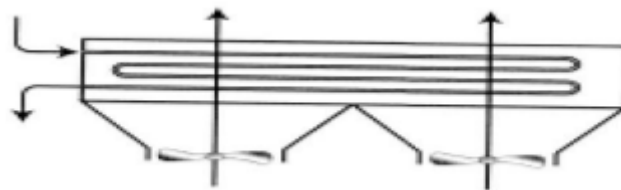


Figure II.7 : L'organisation à co-courant

II.5.1.4. Tubes ailett s

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont généralement constitués de tubes ailett s. Les tubes de base sont choisis parmi les tubes d'échangeurs. Les ailettes sont généralement en aluminium. Elles sont circulaires et sont enroulées en hélice sur le tube de base. 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. Différents modes de fabrication sont utilisés pour réaliser des ailettes adaptées 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.

Ce type plus onéreux est assez peu utilisé. Voir figure II.8.

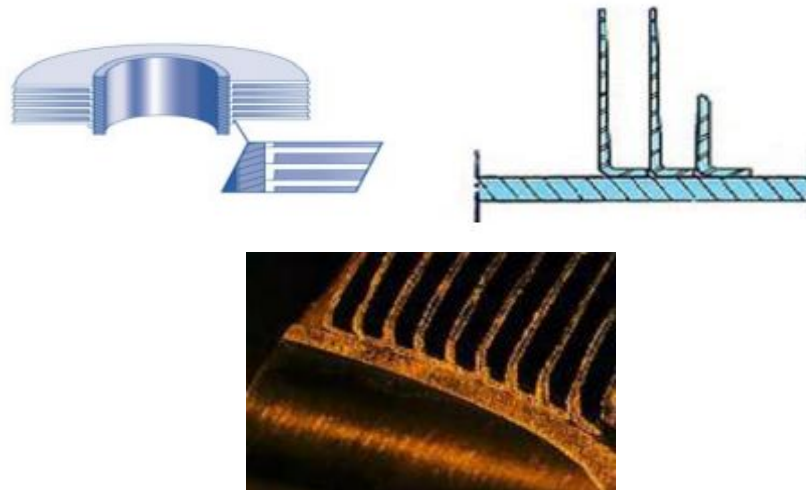


Figure II.8 : Ailette type L

- **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 maximale d'utilisation est dans la fourchette de 175-250 C. Voir figure II.9

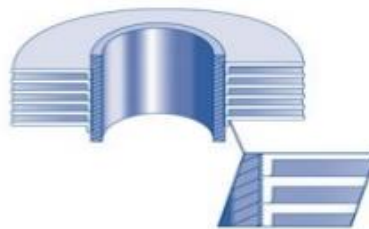


Figure II.9 : Ailette type L avec moletage

- **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. Quelquefois les ailettes sont encastrées par ailettings spéciaux et formage dans la paroi du tube. La température maximum d'utilisation est de 400 C. Voir figure II.10.

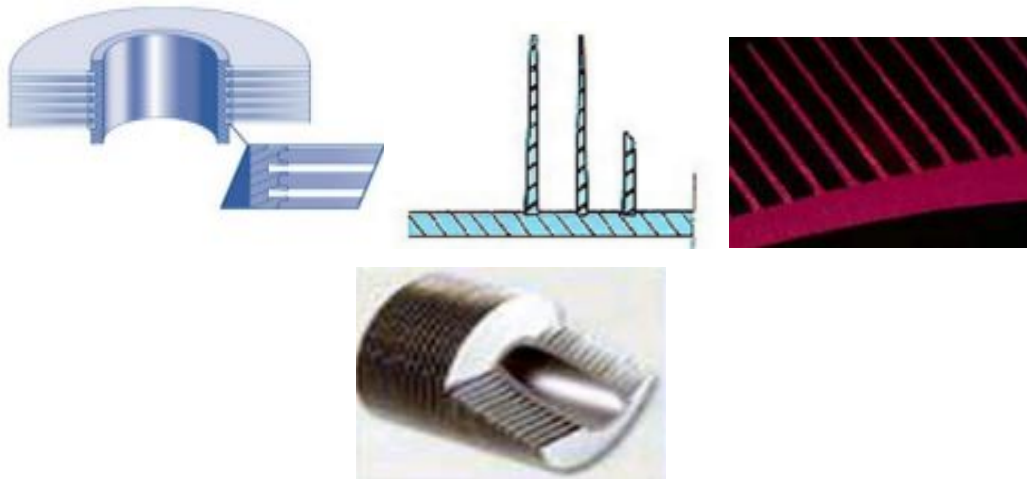


Figure II.10 : Ailette encastrée type G

- **Ailette extrudée sur tube bimétallique**

Les ailettes sont obtenues par extrusion d'un tube en aluminium sur le tube de base. La température maximale d'utilisation se situe vers 250 à 300°C. Quelquefois, les ailettes sont dentelées de façon à augmenter la turbulence et par conséquent le coefficient de transfert côté air. Voir figure II.11.

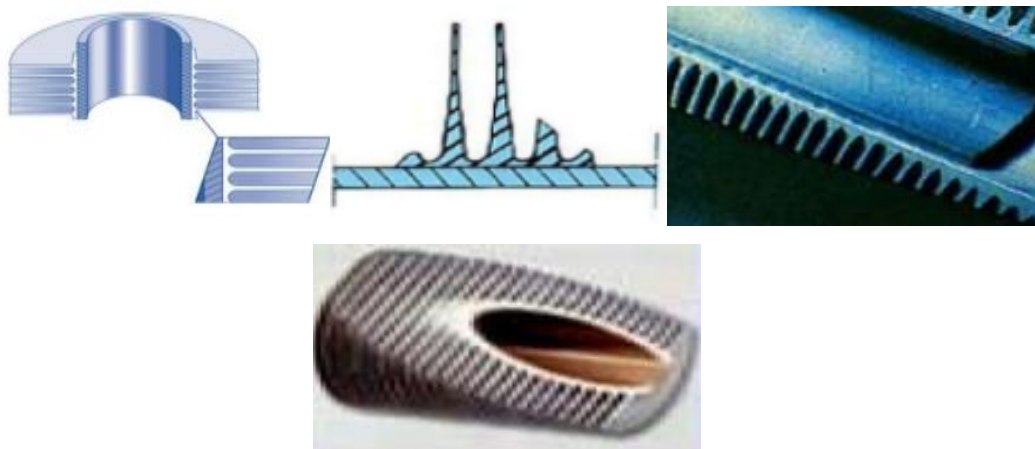


Figure II.11 : Ailette extrudée sur tube bimétallique

II.5.1.5. Dispositions et dimensions des tubes ailetés

La disposition des tubes est à pas triangulaire équilatéral droit. Le pas entre axes des tubes est choisi parmi les valeurs suivantes : 55,5 mm à 66,7 mm pour un diamètre du tube extérieur 1in, 2 3/16 in, 2 5/8 in. Le diamètre extérieur du tube est souvent de 24,4 mm nominal (1 in.) avec un diamètre externe d'ailette variant de 50,8 mm à 63,5 mm (diamètre d'ailette très utilisé 57 mm (2.25 in.)). Quelquefois on utilise de plus grand diamètre de tubes (1.25 in. – 1.50 in.).

- Longueur de tubes : 30 à 40 feet

- Epaisseur d'ailette : 0,4 mm environ
 - Pas d'ailette selon le nombre d'ailettes par inch allant de 7 à 11.
 - Nombre d'ailettes par inch 7 8 9 10 11
 - Nombre d'ailettes par mètre 275 315 354 394 433
- Rapport $\frac{\text{Surface ailette}}{\text{Surface tube nu}}$ 17.1 19.2 21.2 23.2

AT/Ao = 20

(Pour un diamètre extérieur de tube 1 in. - un diamètre ailette 2.25'' - Δ 63,5 mm 2.5'')

II.5.2. Les boîtes de distributions ou collecteurs

Les boîtes de distribution 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.

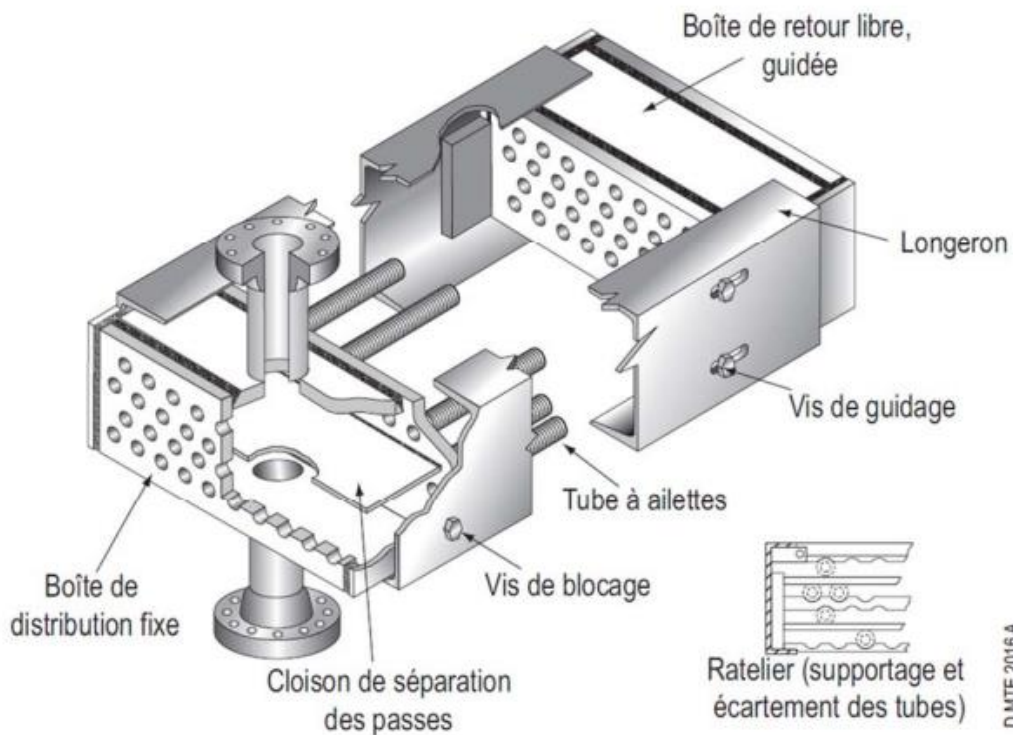


Figure II.12 : Vue générale pour boîtes de distribution et collecteur

Ces collecteurs relient les tubes entre eux et sont soit :

II.5.2.1. Les types de boîtes de distributions

- **A bouchons dévissables**

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. Le distributeur type bouchon est utilisé pour des pressions jusqu'à 350 bars. Ce système permet pour chaque tube sa dilatation, le nettoyage

mécanique, et le branchement en cas de fuite [13]. (Voir figure II.13)

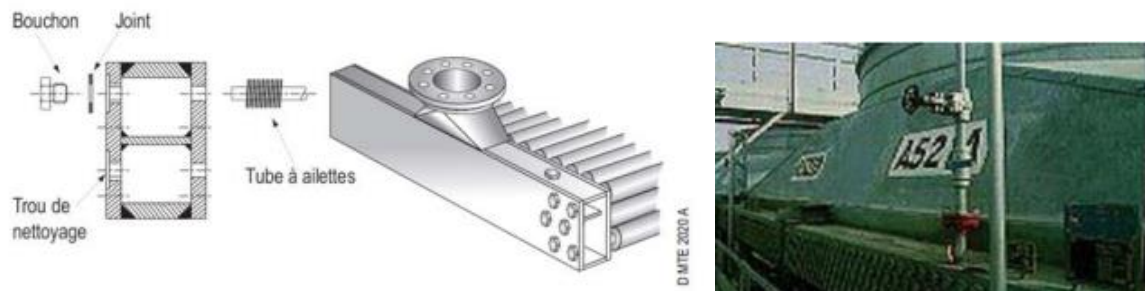


Figure II.13 : Boîte de distribution à bouchons dévissables.

- **Avec couvercle démontable**

Ce distributeur possède un couvercle démontable pour assurer des nettoyages mécaniques fréquents. Il est utilisé pour des fluides très encrassant et des pressions allant jusqu'à un maximum de 40 bars. Il est également utilisé pour des fluides très corrosifs afin de vérifier périodiquement l'avancement de la corrosion. Des bouchons spéciaux sont employés dans des unités d'hydrogène et dans les usines d'hydrocracking (Voir figure II.14).

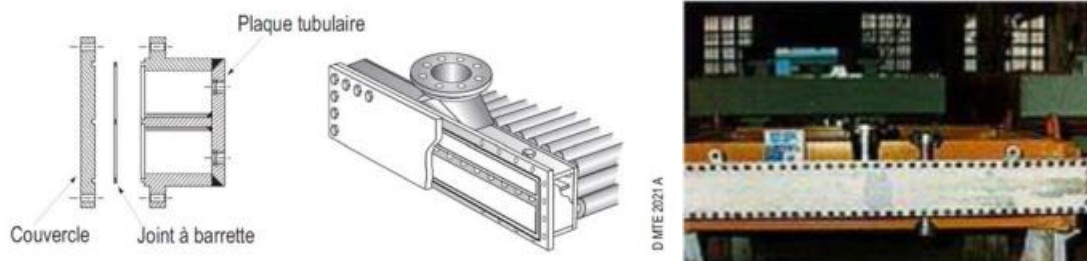


Figure II.14 : Boîte de distribution à couvercle démontable.

- **Collecteurs cylindriques**

Les manifolds type cylindriques sont utilisés pour les pressions de plus de 200 bars. Les tubes en U qui sont utilisés dans ces circonstances, sont soudés sur le collecteur. Les soudures sont soumises à un traitement thermique et examinées aux rayons X. 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. (Voir figure II.15)

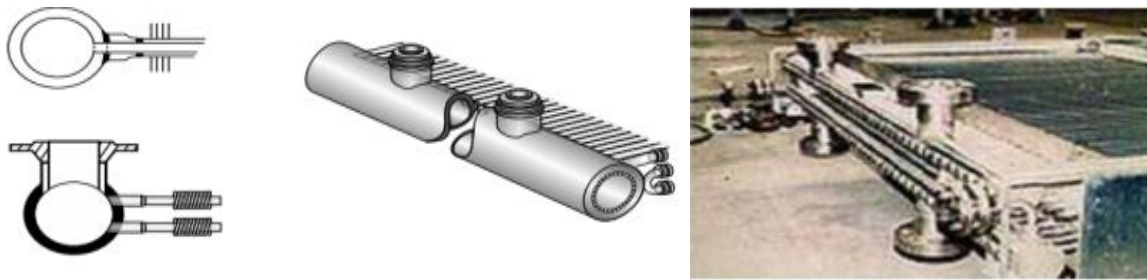


Figure II.15 : Collecteur cylindrique

- **Collecteurs à couvercle soudé**

Ce type de collecteur soudé est employé dans certains cas spéciaux comme : les condenseurs d'ammoniaque, les condenseurs de fréon et les condensateurs de vapeur sous vide. L'avantage principal du soudage est la garantie de l'étanchéité.

Voir figure II.16.

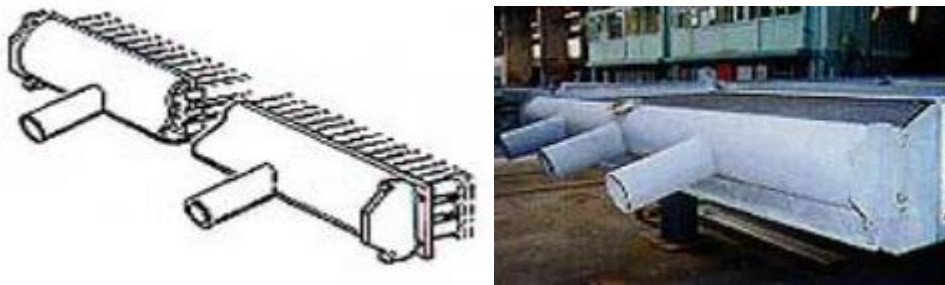


Figure II.16 : Vue d'un manifold à couvercle soudé

II.5.2.2 Système de ventilation

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. Voir figure II.17.

Afin d'obtenir une distribution d'air correcte sur toute l'aire faciale (aire qui fait face aux ventilateurs) des faisceaux, la surface occupée par les ventilateurs doit être au minimum égale à 40% de cette aire. Pour les très grandes longueurs de tubes, de l'ordre de 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.

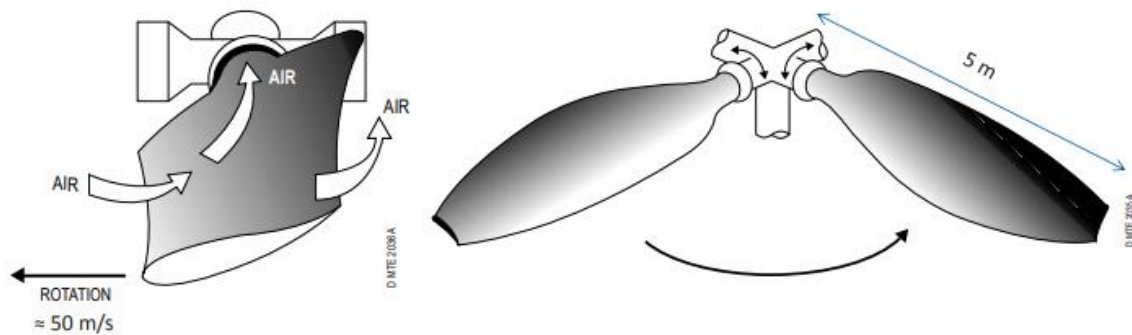


Figure II.17 : Les pales du ventilateur

II.5.2.3. Réglage de l'inclinaison des pales

L'inclinaison peut être chang e 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. Voir figure II.18.

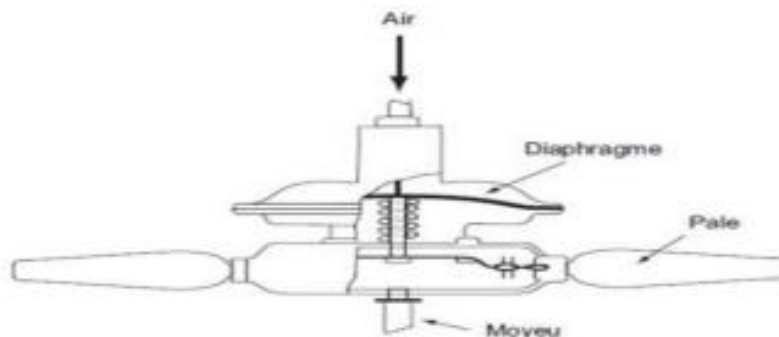


Figure II.18 : Réglage d'inclinaison des pales

II.5.2.4. 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 (Voir figure II.19) 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.

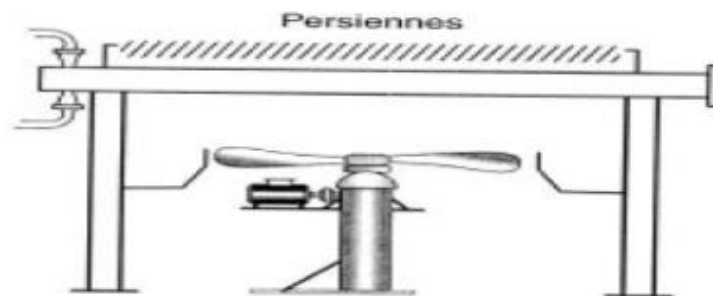


Figure II.19 : Réglages par persiennes

II.5.2.5. Montage moteurs ventilateurs

Les ventilateurs utilisés sont le plus souvent du type axial, mais on rencontre dans l'industrie du conditionnement de l'air des ventilateurs à cage d'écureuil brassant eux aussi de forts débits d'air. Le ventilateur et son système d'entraînement doivent avoir des coûts faibles, ils doivent être résistants et fiables.

Les ventilateurs montés sur les aéroréfrigérants de l'industrie chimique et pétrolière sont du type axial et possèdent de quatre à 8 p les Selon le type de tirage et la puissance des ventilateurs, plusieurs montages sont réalisés :

- Montage sur piédestal avec moteur électrique et réducteur
- Montage sur trépied avec entraînement grâce à une turbine à vapeur ou moteur thermique et réduction
- Montage direct sur moteur hydraulique ou électrique (ventilateurs jusqu'à 1,5 m de diamètre)
- Montage suspendu avec moteur électrique et réducteur
- Montage suspendu avec entraînement électrique et réduction par courroies et poulies (La solution la moins coûteuse pour réduire la vitesse est d'utiliser un montage avec des courroies pour des puissances allant jusqu'à 30 ou 40 kW).

Les poulies sont dynamiquement équilibrées. Les différents types de courroies utilisées sont :

- Courroies en V

- Groupes de courroies en V
- Courroies dentelées
- Montage avec courroies illustré dans la figure II.20.



Figure II.20 : Montage d'une courroie.

- **Entraînement des ventilateurs**

Des moteurs électriques sont généralement utilisés pour l'entraînement des ventilateurs, cependant des turbines hydrauliques ou à vapeur peuvent également être utilisées ainsi que des moteurs directs d'entraînement électriques à vitesse réduite. Voir figure II.21.

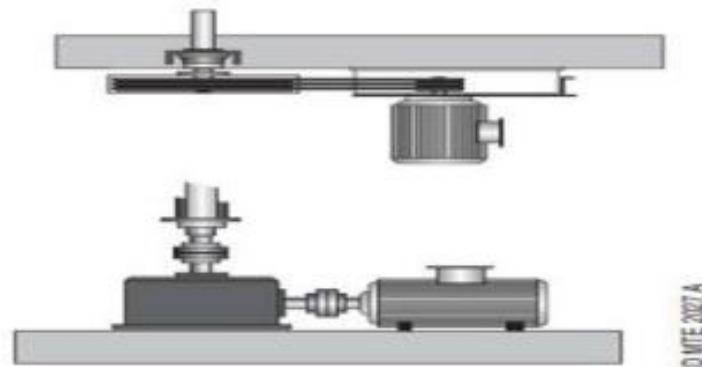


Figure II.21 : Les moteurs et systèmes de transmission

II.5.2.6. Régulation du débit d'air

La régulation des ventilateurs peut s'avérer nécessaire, elle peut être du type « tout rien » ou du type « tout ou peu » ou de façon continue.

La régulation du débit d'air peut être réalisé soit :

- Par arrêt et marche (type tout ou rien)
- Par auvents manuels ou automatiques (marche continue du ventilateur)
- Par moteurs électriques   deux vitesses (Moteurs à plusieurs p les magnétiques)
- Par ventilateur à pas variables automatiquement.

II.5.2.7. La fonction ventilation

On définit la vitesse faciale comme étant la vitesse normale d'entrée à travers la surface faciale du faisceau ailet .

Pour assurer une bonne distribution de l'air à travers le faisceau, le ventilateur doit être situé à une distance égale à la moitié de son diamètre.

La surface ventilée par les pôles ne doit pas être inférieure à $\approx 40\%$ de la surface faciale du faisceau, ce qui nous permet de donner des limites du rapport de la surface faciale sur la surface du ventilateur recommandées pour une bonne distribution de l'air comme suit :

$$1.8 < \frac{S_f}{S_v} < 2.6$$

Les ventilateurs peuvent être de grand diamètres (Jusqu'à 5m) et vitesse de rotation faible ($\approx 50\text{m/s}$ en bout de pôles pour 5m de diamètre).

Les pôles sont en alliage léger ou en résines de polyester armées de fibres de verre. Le coût et le débit volume d'air augmentent lorsque le nombre de pôles augmente. Si le débit reste inchangé, il est intéressant de réduire la vitesse de rotation en augmentant le nombre de pôle, ce qui a pour effet de réduire le bruit du ventilateur et d'augmenter le rendement.

II.5.2.8. Puissance du ventilateur

La consommation d'énergie pour les ventilateurs axiaux installés sur des aéroréfrigérants est le plus souvent de l'ordre de 1% à 3% de la puissance thermique dégagée.

Une puissance plus grande deviendrait économiquement mauvaise.

Il est possible d'estimer grossièrement cette puissance de la manière suivante :

$$P_v = \frac{Q_v \Delta P_{stat} + \Delta P_{dyna}}{\eta_v} \quad \text{Eq II.1}$$

Avec :

Q_v : Débit volume d'air

ΔP_{stat} : Différence de pression statique entre l'entrée et la sortie du ventilateur

η_v : Rendement global du ventilateur qui est de l'ordre de 0.6   0.7.

ΔP_{dyna} : Différence de pression dynamique entre l'entrée et la sortie du ventilateur qui est de l'ordre de 40 à 60 Pa pour ce type de ventilateur et est calculable par :

$$\Delta P_{dyna} = \rho \frac{1}{2} \frac{Q_v}{S_v} \quad \text{Eq II.2}$$

II.5.2.9. Systèmes de distribution de l'air

On utilise le plus souvent des ventilateurs du type axiaux, c'est à dire manipulant de gros débits d'air. Pour les petites puissances, les pôles du ventilateur sont fixes, lorsque les puissances sont importantes, les pôles peuvent être variables et régulées pour contrôler le débit d'air. L'air est guidé vers le faisceau à travers un caisson de forme pyramide tronquée.

II.5.2.10. 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. Voir figure II.22.

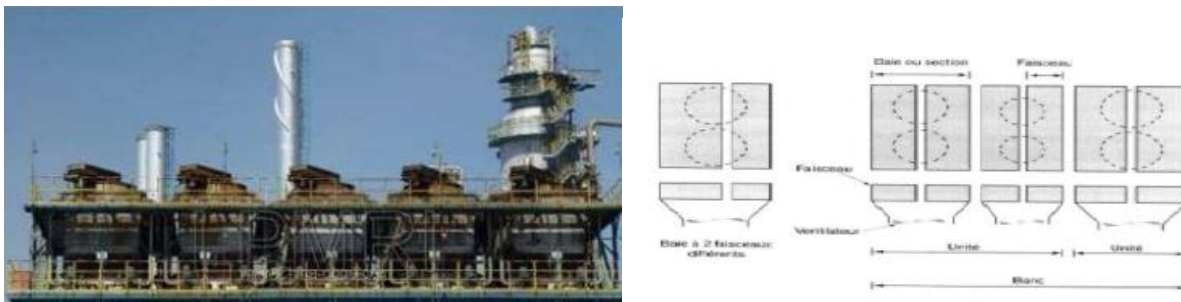


Figure II.22 : L'ensemble d'aéroréfrigérants

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.

II.5.3. 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 en 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 (Voir figure II.23).

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

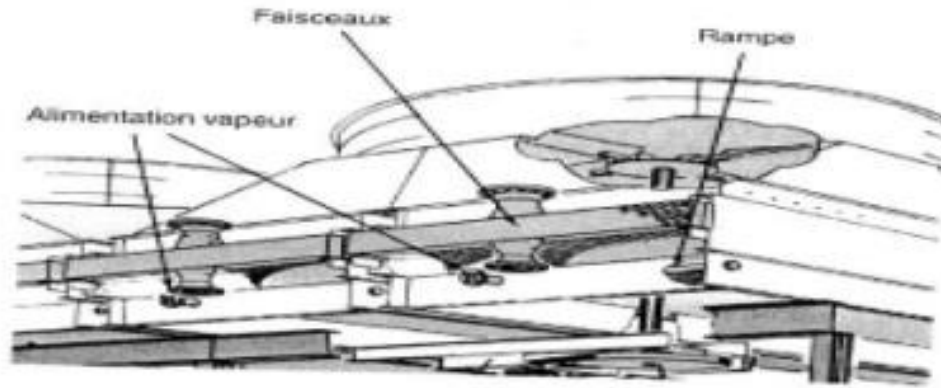


Figure II.23 : Préchauffe de l'air

- **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 command e 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 (Voir la figure II.24).

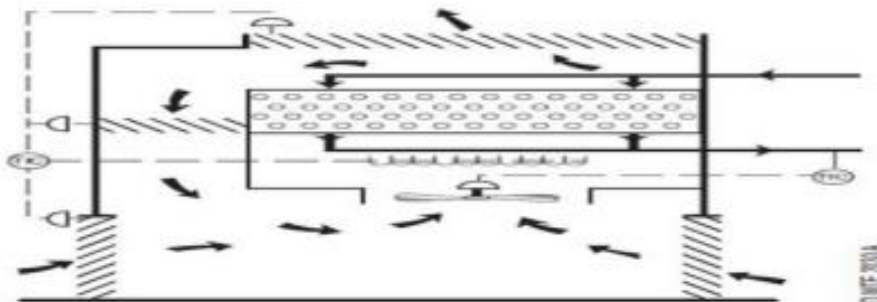


Figure II.24 : Recirculation d'air

- **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 (voir figure II.25).

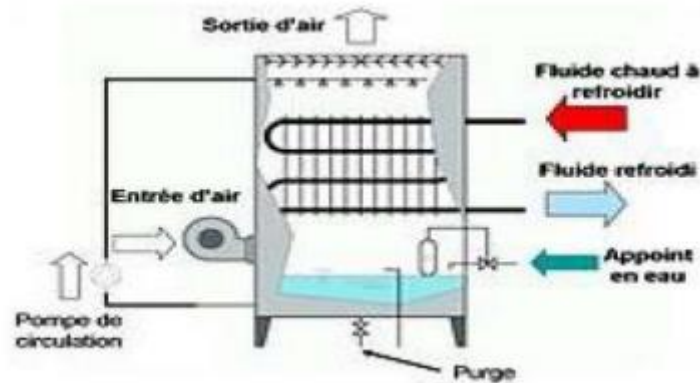


Figure II.25 : Humidification d'air

II.6. Choix entre aéroréfrigérants / réfrigérants à eau

Les aéroréfrigérants peuvent être utilisés chaque fois que l'on doit dissiper des calories qui ne peuvent être récupérables économiquement, en particulier parce qu'elles ne sont pas à niveau de température suffisant. Le niveau de température ne doit toutefois pas être trop bas. Une approche de 6 C entre la température de l'air ambiant et la température de sortie du fluide est un minimum économiquement admissible. On peut toutefois descendre en-dessous de cette approche dans les pays très chauds et très secs par humidification préalable de l'air réfrigérant dans une tour humide accolée à l'aéroréfrigérant. Ces appareils sont 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 ; ils sont par ailleurs compétitifs en raison de leur faible coût d'entretien. Les principaux avantages et inconvénients d'un aéroréfrigérant, comparé à ceux d'un réfrigérant à eau sont résumés dans le tableau II.1 ci-dessous.

Tableau II.1. Comparaison entre les aéroréfrigérants et réfrigérants à eau en faveur des réfrigérants à eau

| Aéroréfrigérants | Réfrigérants à eau |
|---|--|
| <p>En raison de la chaleur spécifique faible de l'air et de sa dépendance sur la température sèche, l'air ne peut refroidir un fluide « process » à des températures basses.</p> <p>Les aéroréfrigérants nécessitent de grandes surfaces à cause de leurs coefficients de transfert air-film faibles et de la chaleur spécifique faible de l'air.</p> <p>Les variations saisonnières dans la température de l'air peuvent modifier les performances, l'eau et soleil apportant des variations de température non négligeables dans une journée. En hiver, de très basses températures peuvent provoquer le gel.</p> <p>Les aéroréfrigérants ne doivent pas être installés près de gros obstacles tels que bâtiments, arbres, etc., puisque la recirculation de l'air pourrait être bloquée.</p> | <p>L'eau peut normalement refroidir un fluide « process » à des températures de 10  F   5 F plus basses que l'air et l'eau recyclée peut être refroidie à une température proche du « wet bulb température » dans une tour de refroidissement.</p> <p>Les réfrigérants à eau nécessitent une surface de transfert compacte moindre, un dimensionnement de l'échangeur bien défini.</p> <p>L'eau est moins affectée par les variations de température.</p> <p>Les réfrigérants à eau peuvent être installés parmi d'autres équipements.</p> |

| | |
|---|---|
| <p>Les aéroréfrigérants nécessitent des tubes à ailettes, une technologie spéciale.</p> | <p>Une conception bien établie pour un échangeur à calandre multitubulaire est satisfaisante.</p> |
|---|---|

Tableau II.2. Comparaison entre les aérofrégérants et réfrigérants à eau en faveur des aéroréfrigérants

| <p>Aéroréfrigérants</p> | <p>Réfrigérants à eau</p> |
|--|---|
| <p>L'air est disponible et ne coûte rien.</p> <p>La situation d'une usine n'est pas conditionnée par l'installation d'aéroréfrigérants.</p> <p>L'air est rarement corrosif et il n'est donc pas nécessaire de prévoir le nettoyage ou l'encrassement.</p> <p>Les coûts d'entretien représentent généralement 20 à 30 % de ceux de réfrigération à eau.</p> | <p>L'eau de réfrigération est généralement rare et lorsqu'elle est disponible il faut l'amener au site au moyen de pompe, de tuyaux ou de puits, etc.   un coût approprié.</p> <p>Pour les grands complexes en particulier, les implantations sont fonction de l'approvisionnement en eau de réfrigération.</p> <p>Dans certains procédés où un fluide toxique doit être refroidi, il y a un danger de contamination de l'eau de réfrigération.</p> <p>L'entretien des réfrigérants à eau est coûteux du fait d'un équipement plus complexe. L'eau contient des corps vivants qui grossissent en milieu de chaleur et de ce fait encrassent les échangeurs ; les minéraux tels que le fer déposent des oxydes où nécessite un arrêt pour le démontage et nettoyage.</p> |

II.7. Description générale de la charge condensat

II.7.1. Définition de condensat

Les condensats représentent les coupes légères (essences) plus importantes par rapport à celle du brut en général, tout mélange d'hydrocarbures composé de $C_5 +$ et peut être considéré comme produit liquide obtenu par condensation à partir du gaz naturel. C'est un produit volatil, léger, sa densité API est proche de 80 et il est instable. Il peut être assimilé à un pétrole brut léger, et peut être utilisé comme charge en raffinage pour l'obtention de coupes pétrolières désirées.

II.7.2. Composition chimique du condensat

Le condensat est essentiellement composé de molécules résultant de la combinaison d'atomes de carbone et d'hydrogène appelées hydrocarbures. Il contient également du soufre, du chlore (Cl_2) et de l'azote (N_2), on retrouve aussi les métaux, Hg, Ni, V, As, Pb...etc.

II.7.3. Familles chimiques d'hydrocarbures

Le condensat peut être divisé en trois familles d'hydrocarbures.

II.7.3.1. Hydrocarbures paraffiniques

Ce sont des hydrocarbures saturés ; la formule générale est C_nH_{2n+2} . Ils peuvent être structurés en chaine droite et ce sont les paraffines normales et les iso paraffinés. Leurs points d'ébullition, leurs masses volumiques et leurs poids moléculaires s'élèvent avec le nombre d'atomes de carbone.

II.7.3.2 Hydrocarbures cycliques saturés ou naphthènes

Ce sont des hydrocarbures saturés ; la formule générale est C_nH_{2n+2} Dans le pétrole et dans le condensat, les plus fréquemment rencontrés sont ceux à cinq ou six atomes de carbone. Dans ces cycles, chaque atome d'hydrogène peut être substitué par une chaine paraffine.

Les formules générales des cyclanes sont constituées de 2, 3,4, cycles accolés.

II.7.3.3. Hydrocarbures aromatiques

Ce sont des hydrocarbures insaturés ; la formule générale est C_nH_{2n} . Les hydrocarbures aromatiques sont caractérisés par le rapport C/H plus élevés que celui que l'on observe dans les autres hydrocarbures.

II.7.3.4. Hydrocarbures mixtes

Ce sont des hydrocarbures insaturés ; la formule générale est C_nH_{2n-2} . Les familles précédentes peuvent être qualifiées de la famille primaire, les réactions de substitution

permettent leur union pour donner naissance à une molécule présentant l'hérédité des caractères communs à ces dernières.

II.7.4. Origine de condensat

Les produits pétroliers et gazeux sortent souvent des gisements sous forme de mélange liquide. Ces hydrocarbures sont collectés par des conduites et évacués vers un centre de traitement. La séparation du gaz est obtenue essentiellement par détente. Après le traitement, on distingue deux types de gaz qui impliquent deux traitements différents.

II.7.4.1 Gaz humide

Il est riche en fractions condensables. Dans ce cas, le traitement va combiner les techniques de séparation par détente et le fractionnement par distillation. Gr ce à une série de détentes, on obtient un refroidissement du gaz jusqu'à moins de 60  C, ce qui va permettre une récupération maximale d'hydrocarbures liquides tels que : les GPL et les condensats.

Ces derniers ensuite sont séparés par fractionnement dans une raffinerie puis expédiés par canalisation.

Les liquides de gaz naturel, quant à eux peuvent être considérés comme une sorte de pétrole léger très recherché par les raffineurs, et souvent utilisé, comme matière première pour la pétrochimie.

Le gaz de Hassi-Rmel avec une teneur en hydrocarbures liquides d'environ 220g/m³ permet annuellement l'extraction de près de 15 .106 tonnes de GPL.

II.7.4.2 Gaz sec

Celui-ci est pauvre en fractions condensables. Il est essentiellement constitué de méthane. Le traitement va donc consister à éliminer les éventuelles impuretés.

II.7.5. Production du condensat

Les principaux champs de production qui alimentent la raffinerie de Condensat de Skikda sont :

- Alrar (795667 TM) ;
- Stockage intermédiaire Ohanet TRC
- Ohanet BHP (762838 TM) 17
- Tiguentourine (972317 TM)
- TFTgroupement (762881 TM)
- Rhourd Ennous (999353 TM)
- Hamra (636406 TM)

Leurs productions convergent vers la station de pompage de HEH (Haoud El Hamra) qui alimente les terminaux de Bejaia et de Skikda.

L'évolution des exportations algériennes de condensat est comme suit :

- 1970 le condensat était injecté dans le brut
- 1971 la première l'exportation était de l'ordre de 17.1 millions de tonnes par an.
- 1999, la production de condensat atteint 17.3 millions de tonnes.
- 2000, la production de condensat atteint 17.7 millions de tonnes.

II.7.5. Usages du condensat

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

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

II.7.5.1. Utilisation en raffinage

Dans le raffinage, le condensât peut suivre une des deux alternatives suivantes :

- **La distillation**

Elle permet d'obtenir une gamme de produits légers, moyens et lourds.

Les plus légers montent vers le haut de la colonne de distillation, tandis que les plus lourds se déposent en bas de la colonne.

On obtient ainsi dans la colonne du haut en bas : GPL, naphta, gasoil, fuel. Le condensât est utilisé comme charge d'alimentation dans un topping.

D'après les récentes études effectuées, il ressort que le condensât ne peut pas être pris comme charge d'alimentation à 100% dans des unités de distillation, en raison des contraintes observées en tête de colonne.

Le condensât étant très léger, prend plus de place qu'un pétrole brut en tête de colonne, ce qui induit une perte de charge dans des échangeurs thermiques dans la colonne, mais l'apparition des toppings spéciaux pour le condensât montre que l'affirmation précédente est sans fondement.

Néanmoins, une proportion substantielle de condensât peut-être ajoutée au brut d'alimentation et distillée sans aucune difficulté. La proportion possible varie énormément selon les différentes raffineries et le brut disponible. Cependant, au moins 20% de l'alimentation totale seulement, peut être possible avec n'importe quel brut.

Comme charge d'alimentation on peut utiliser :

100% condensât, mélange : condensât + pétrole léger, mélange : condensât + pétrole lourd.

- **Le blending**

C'est un cas qui s'est présenté durant la guerre des prix de 1986, lorsque le fuel soviétique

« E4 » avait des prix très faibles.

Dans le blending : le condensât à deux utilisations : soit alléger un pétrole brut lourd, soit reconstitué un pétrole brut.

Dans le 1^{er} cas : le mélange de condensât avec un brut lourd entraînera la formulation d'un brut léger.

Dans le 2^{eme} cas : le condensât mélanger avec résidu lourd tel le fuel permet l'obtention d'un brut reconstitué, autrement dit : brut synthétique.

Enfin, le condensât peut-être utiliser pour la production des solvants, c'est-à-dire : des essences spéciales.

II.7.5.2. Utilisation en pétrochimie

La pétrochimie est une industrie lourde qui utilise comme matière première certaines coupes pétrolières exemple : le naphta sortant du raffinage du condensât ou le pétrole brut, à partir d'un procède « vapocracking ».

Dans la 1^{ere} étape de cette industrie on obtient les produits de base suivants :

- L' thyl ne.
- Le propylène.
- Le Butadiène.
- Les aromatiques ...etc.

A partir de chacun de ces produits de base, on fabrique selon des procédés très complexes, un nombre infini de dérivés qui servent à la production des matières plastiques, caoutchoucs synthétiques, résines, solvants, détergents, engrais, colorants, encres, peintures, fibres, textiles synthétiques, revêtements divers, produits pharmaceutiques...etc.

II.7.5.3. Utilisation comme fuel

Le condensat, par sa nature peu sulfureuse, pourra aussi être utilisé comme fuel dans le cas où son prix serait très faible. La législation interdit l'usage d'un fuel de haute teneur en soufre.

Conclusion

L'aéroréfrigérant joue le rôle principal dans le déplacement de la chaleur perdue produite par le chauffage commercial, l'aération, les systèmes de la climatisation et les processus industriels, et devrait être donnée une inspection et une évaluation complète d'ingénierie. Ceci peut être exécuté au coût nominal et à un état formel soumis avec des recommandations, des coûts estimatifs de budget, et l'évaluation de l'état thermique, structural, et mécanique du matériel.

Chapitre III :
Phénomène
d'encrassement et
dégradation des tubes
de
l'aéroréfrigérant 100-
AM-101

Introduction

La batterie de Aéroréfrigérants 100-AM-101 A/H est considérée comme l'un des équipements stratégiques dans l'unité de production de distillation atmosphérique (U100), en raison de son importance dans le refroidissement de la coupe de tête Naphta et GPL avant la séparation et l'envoi vers stockage.

Depuis le démarrage de la raffinerie jusqu'à aujourd'hui, l'équipement a subi des opérations de maintenance telles que le nettoyage périodique ou accidentel et l'obturation des tubes qui fuient (fuyards), afin d'assurer une bonne efficacité de fonctionnement et de maintenir la production au niveau maximum.

Le problème qui se pose au niveau de cet équipement est l'encrassement continu pouvant aller jusqu'à l'obstruction totale des tubes suivi d'une dégradation du matériau de ces derniers, suite à la mauvaise qualité de l'eau de lavage utilisée.

Ce problème entraîne un mauvais transfert de chaleur et réduit l'efficacité de l'instrument et augmente la température et la pression en haut de la colonne 100T101 ainsi la température du naphta vers le stockage, en réduisant la vitesse de fonctionnement de l'appareil, donc le manque de production.

III.1. Implantation et rôle de l'équipement

L'aéroréfrigérant 100-AM-101 est un condenseur qui utilise l'air ambiant comme fluide réfrigérant. L'air est aspiré par un ventilateur à tirage forcé et guidé à travers un ensemble de tubes à ailettes.

L'équipement est installé au niveau de la section de préfractionnement, dont la mission est de condenser les produits de tête de la colonne de préfractionnement 100-T-101 qui circulent à l'intérieur des tubes provenant des échangeurs de chaleur 100-E-101 A/B/C/D.

Le débit est divisé en deux passes grâce à des boîtes de distribution, la puissance thermique d'échange de chaleur globale de la batterie des Aéroréfrigérants 100-AM-101 A-H est d'environ 30,62 MW (Voir figure III.1).

Structurellement, le mode d'assemblage choisi pour relier le tube à la plaque tubulaire est garanti par le dépliage du tube avec deux plaques tubulaires.

- Mauvaise qualité de l'eau de lavage (teneur en chlorures très élevée), plusieurs interruptions dans le débit d'eau de lavage vers le collecteur en amont des aéroréfrigérants 100-AM-101 A/H suite aux analyses des refoulements d'eau du ballon de reflux et dysfonctionnement de la lecture du débitmètre FRC 1902.
- Légère modification de la qualité de la charge (Densité et TVR), avec la production de butane et de naphta qui a augmenté tout en gardant la qualité des stocks de produits finis.
- L'équipe exploitation a pris plusieurs actions correctives et ajusté certains paramètres pour réduire la pression de tête, mais le problème persiste encore. Grâce à la recherche et à l'analyse du phénomène de dysfonctionnement de la section transversale, les conclusions suivantes sont tirées :
 - ❖ Il y a de fortes possibilités que les aéroréfrigérants soient bouchés (réduction de la section de passage des tubes), en particulier les deux aéroréfrigérants 100-AM-101 E-H avec des températures de sortie très élevées.
 - ❖ En plus des solides en suspension, la qualité de l'eau de lavage provoque également la précipitation des sels et la formation d'encrassement, réduisant la section transversale du tube traversant au niveau des aéroréfrigérants.
 - ❖ Densité de charge réduite par rapport au design (une charge légère cause moins probable dans notre cas).

Après avoir ouvert les aéroréfrigérants 100-AM-101 E-H et inspecté et vérifié l'état interne des faisceaux tubulaires, on a confirmé que la première passe de ces derniers était complètement obstruée et bouchée suite à l'accumulation de débris solides à l'extrémité du tube [14].

Le tableau 4 présente les travaux d'entretien et de maintenance de tous les aéroréfrigérants 100-AM-101 A-H après la déclaration d'encrassement et de fuites en cours de fonctionnement.

Tableau III.1 : Les travaux de l'entretien de maintenance de l'ensemble des aéroréfrigérants 100-AM-101 A-H [14].

| Repère équipement | Date d'intervention | Nombre d'intervention |
|-------------------|---------------------|-----------------------|
| 100-AM-101A | 13 octobre 2013 | 05 |
| | 16 avril 2015 | |
| | 10 octobre 2016 | |
| | 04 décembre 2019 | |
| | 20 décembre 2020 | |
| 100-AM-101B | 13 octobre 2013 | 06 |
| | 06 avril 2015 | |
| | 10 octobre 2016 | |
| | 08 mai 2016 | |
| | 30 octobre 2017 | |
| | 21 janvier 2021 | |
| 100-AM-101C | 13 octobre 2013 | 06 |
| | 12 avril 2015 | |
| | 10 octobre 2016 | |
| | 09 novembre 2017 | |
| | 28 janvier 2018 | |
| | 09 juillet 2020 | |
| 100-AM-101D | 26 septembre 2013 | |
| | 04 septembre 2014 | |

| | | |
|-----------------|-------------------|----|
| | 10 octobre 2016 | 06 |
| | 07 mars 2016 | |
| | 20 juin 2019 | |
| | 09 juin 2020 | |
| 100-AM-101E | 26 septembre 2013 | 09 |
| | 28 septembre 2014 | |
| | 16 octobre 2016 | |
| | 24 avril 2016 | |
| | 20 mars 2017 | |
| | 07 février 2019 | |
| | 04 mars 2019 | |
| | 20 novembre 2020 | |
| 04 février 2021 | | |
| 100-AM-101F | 27 septembre 2013 | 06 |
| | 18 septembre 2014 | |
| | 10 octobre 2016 | |
| | 22 mars 2016 | |
| | 30 juillet 2020 | |
| | 3 mars 2020 | |
| 100-AM-101G | 24 mars 2015 | 04 |
| | 10 octobre 2016 | |
| | 27 juin 2018 | |
| | 16 décembre 2019 | |

| | | |
|-------------|------------------|----|
| 100-AM-101H | 27 juin 2018 | 04 |
| | 16 décembre 2019 | |
| | 31 décembre 2019 | |
| | 03 janvier 2021 | |

III.3. Description de l'équipement

III.3.1. Normes et standards de construction

Les aéroréfrigérants 100-AM-101 sont classés comme appareils sous pression, leur conception et leur fabrication sont soumises aux normes et réglementations de conception et de fabrication en vigueur dans chaque pays.

- API Standard 661 (air-cooled heat exchanger for general refinery service 2006);
- American Society Mechanical Engineers (ASME) Sect. VIII, Div.1- "Pressure Vessels" dernière édition;
- ASME Sect. IX "Welding Qualifications" dernière édition ;
- ASME Sect. II "Material Spécifications" dernière édition ;
- ASME B16.5, Pipe Flange and Fittings NPS1/2 Through NPS 24;
- ASME B16.47, Large Diameter Steel Flanges, NPS 26 through 60;
- ASME B16.20, Metallic Gaskets for Pipe Flanges Ring-Joint, Spiral Wound, and Jacketed;
- ASME B46.1, Surface Texture (Surface Roughness, Waviness, and Lay).
- Décret exécutif N°90-245 de 18/08/1990 portant réglementation des appareils à pression à gaz.

III.3.2. Paramètres de fonctionnement

Les paramètres de fonctionnement de l'ensemble de la batterie des Aéroréfrigérants 100- AM-101A-H sont conçus pour assurer un service de l'unité 100 à un taux de marche maximal de 120%, soit un débit total de condensation et refroidissement de la coupe de la tête de colonne de préfractionnement 100-T-101 de l'ordre de 503 657Kg/h avec les conditions suivantes.

Température d'entrée côté tubes : 73,3 °C ;

- Température de sortie coté tubes : 62 °C ;
- Pression du fluide à l'entrée des tubes : 3,01 Bars.

III.3.3. Paramètres de design

L'aéroréfrigérant 100-AM-101 est dimensionné conformément aux conditions de calcul de la réglementation et des normes, principalement basées sur les conditions suivantes :

- Pression du design : 6,35 Bars.
- Température de design : 92°C.
- Pression d'essai : 9,6 Bars.

III.4 Définition de l'encrassement

C'est l'accumulation d'éléments solides indésirables par dépôt sur les surfaces d'échange qui va augmenter la résistance thermique et donc rendre plus difficiles le passage de la chaleur.

Ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments, de résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore être la combinaison de plusieurs de ces éléments.

L'encrassement joue un rôle primordial dans la performance des échangeurs de chaleur, il se produit avec ou sans gradient de température dans un grand nombre de processus naturels, il est extrêmement important de choisir le type d'échangeur adéquat aux applications particulières et adopter des valeurs réalistes de la résistance d'encrassement.

III.5. Classification des différents types d'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisations de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt : pour cela on distingue selon [15 ,16,17] :

- Encrassement particulaire,
- Encrassement par entartrage,

- Encrassement par corrosion,
- Encrassement biologique,
- Encrassement par réaction chimique,
- Encrassement par solidification,

Mais la plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins deux types cités, un type peut prédominer et accélérer à la contribution des autres.

En considérant qu'une seule catégorie de ce phénomène plusieurs recherches ont été faites pour prévoir des méthodes performantes qui mettent en évidence des différents moyens

pour minimiser l'encrassement ; la plupart des travaux se sont basé seulement sur le type d'encrassement particulaire (phénomène de déposition et de réentraînement).

III.5.1 Encrassement particulaire

La plupart des écoulements, de fluides industriels (liquides ou gazeux) transportent des particules en suspension dont la taille varie d'une fraction de μm à quelques dizaines de μm ; le dépôt est inévitable d'une partie de ces particules sur la surface d'échange [18].

III.5.2 Encrassement par entartrage

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

- La limite de solubilité doit être dépassée, c'est-à-dire qu'il y ait saturation : c'est l'aspect thermodynamique.
- La vitesse de déposition doit être suffisamment rapide : c'est l'aspect cinétique.

III.5.3 Encrassement par corrosion

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

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



Figure III.2 : Importante corrosion sur les tubes des aéroréfrigérants [19].

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

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

III.5.4 Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange, il peut être causé par trois grands types de micro-organismes : les bactéries, les algues et les champignons.

III.3.5 Encrassement par réaction chimique

Il est dû à une réaction chimique qui se produit près d'une surface d'échange de chaleur et que les produits solides de la réaction s'y déposent, cette réaction est souvent une polymérisation et il en résulte la formation d'un dépôt de substance de hauts poids moléculaires [20,21].

III.5.6 Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffiniques) [22].

III.6 Apparition et développement de l'encrassement

Phénoménologiquement, l'encrassement est un problème transitoire de chaleur et de masse qui nécessite l'action simultanée de plusieurs processus complexes [2 3]. Le mécanisme d'encrassement est décomposé en cinq évènements séquentiels :

III.6.1 Initiation

Cette phase est associée au temps nécessaire avant le pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.

III.6.2 Transport des particules dans le fluide jusqu'au voisinage de la paroi

Ce transport peut être mécanique par impaction sur un obstacle, diffusif, par mouvement turbulent ou bien généré par un champ de force extérieur thermique ou électrique. Dans de nombreux cas, ces différents mécanismes peuvent coexister.

III.6.3 Adhésion des particules

Toutes les particules amenées au voisinage de la paroi n'adhèrent pas obligatoirement sur celle-ci, ces phénomènes sont essentiellement contrôlés par les forces d'adhésion et de cohésion du dépôt.

III.6.4 Réentraînement de particules déposées

Certaines des particules déposées peuvent être réentraînées sous forme d'agglomérats arrachés à la couche de dépôt sous l'action des forces aérodynamiques.

III.6.5 Vieillessement du dépôt

Il s'agit d'un changement de structure chimique ou cristalline du dépôt dû à des phénomènes tels que la déshydratation ou la polymérisation, il y'a alors diminution des forces d'adhésion du dépôt qui peut être arraché sous l'action des forces aérodynamiques.

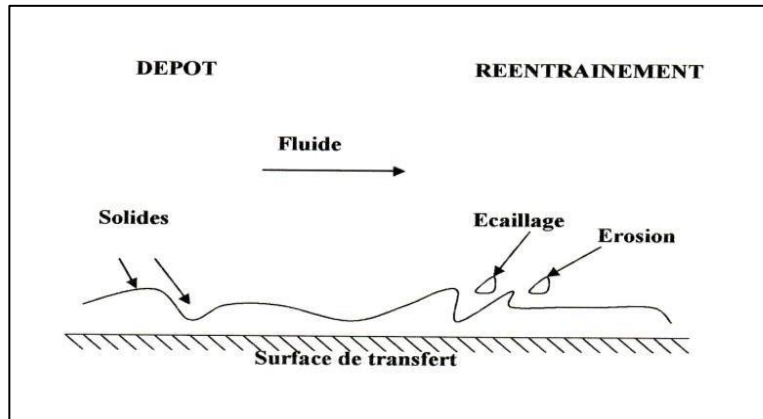


Figure III.3 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide

III.7 Cinétique d'encrassement

Dans la littérature, il est classique de rencontrer quatre grandes catégories d'évolution de la cinétique d'encrassement. Chacune d'entre elle représente un mode d'encrassement bien précis, fait intervenir des paramètres particuliers tels que la taille des particules encrassantes, la vitesse d'écoulement, ou encore la géométrie de la surface d'échange.

III.7.1 Cinétique asymptotique

Ce modèle d'évolution par Kern et Seaton est le plus rencontré dans la littérature. Il est plus particulièrement représentatif de l'encrassement particulaire. La résistance de l'encrassement évolue jusqu'à une valeur limite asymptotique R_s . L'expression de cette cinétique est la suivante :

$$R_s = R_\infty [1 - \exp[-(t/\tau)]] \quad \text{Eq III.1}$$

III.7.2 Cinétique affine

La croissance affine du dépôt serait représentative de la formation de givre, notamment les surfaces des évaporateurs. Ceci peut permettre d'écrire la résistance d'encrassement sous la forme :

$$R_s = k \cdot t \quad \text{Eq III.2}$$

III.7.3 Cinétique en racine carrée

Ce troisième type d'évolution, caractéristique de l'encrassement par cristallisation, peut être aussi représenté par exemple par la formation de givre.

III.7.4 Cinétique quadratique

Ce type de cinétique quadratique est représentatif de l'évolution de la résistance d'encrassement d'un pasteurisateur ou d'un stérilisateur de produit laitiers, divers auteurs s'accordent généralement pour considérer plusieurs phases dans l'apparition et le développement de l'encrassement à savoir, l'initiation, le transfert des particules à la paroi, le réentraînement et le vieillissement du dépôt.

Dans les quatre modèles de cinétique proposés précédemment, on ne prend pas en compte la période d'initiation : durée associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre. Par conséquent, selon le type d'opérations industrielles traitées, ainsi que le type d'encrassement observé, il sera nécessaire de majorer le temps optimum de fonctionnement de quelques heures voir de quelques jours pour rendre compte de juste possible, des réalités industrielles.

III.8. Analyse du phénomène d'encrassement des tubes

III.8.1. Description des circuits de process des Aéroréfrigérants 100-AM-101

Le circuit de tête de la colonne préfractionnement possède 3 systèmes d'injection pour lutter contre la corrosion :

- Section d'injection d'amine neutralisante.
- Section d'injection d'inhibiteur de corrosion.
- Section d'injection de l'eau de lavage.

Les produits chimiques (amine neutralisant et inhibiteur de corrosion) seront reçus, préparés et injectés à l'aide des deux packagent 100-PKG-101 et 100-PKG-102, dans la conduite des vapeurs de tête avant les échangeurs 100-E-101A/B/C/D via un raccord T-tube.

L'eau de lavage est injectée à partir du ballon 100-V-104 dans la ligne de tête de colonne entre les échangeurs 100-E-101A/B/C/D et les Aéroréfrigérants 100-A-101A/B/C/D/E/F/G/H, et collectée dans le mamelon du ballon de reflux 100-V-101, puis drainé.

III.8.2 Types de corrosion

Dans les circuits de process des Aéroréfrigérants 100-AM-101 :

Les problèmes de corrosion les plus sévères dans l'unité de fabrication, ont lieu dans la zone de tête de la colonne de préfractionnement (lignes, Aéroréfrigérants, ballon de reflux).

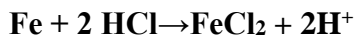
En fonction des conditions des opérations de distillation, la corrosion peut même avoir lieu dans les plateaux supérieurs de la colonne de préfractionnement où le reflux froid entre.

La corrosion dans la tête est le résultat de la libération de l'HCl produit lors de l'hydrolyse des sels du condensat (il s'agit du MgCl₂ et de CaCl₂), de l'H₂S présent dans le condensat, de l'eau, de la formation des sels sous dépôt, et des acides organiques présents dans le condensat.

- **Hydrolyse des sels du condensat**

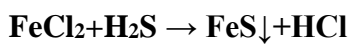


L'HCl produit ne cause pas de corrosion dans le système tant que l'eau n'est pas présente sous phase liquide, une fois l'eau atteint son point de rosé, l'HCl, qui est très soluble à l'eau, donne à l'eau un pH très acide et provoque une corrosion très sévère.



- **Libération de l'H₂S**

La présence d'H₂S dans la vapeur de tête peut aggraver le circuit lorsqu'il se dissout dans l'eau condensée et lorsqu'on passe d'un pH de 5,5 à 9. L'H₂S peut aussi réagir avec le Fer soluble pour former FeS (sulfure de fer), lequel augmente l'encrassement sur les surfaces des équipements et les problèmes de corrosion sous dépôt (eaux noires) [24].



Sommairement, les variables qui affectent la corrosion, sont :

- ❖ Qualité des condensats.
- ❖ Conditions de procédé.
- ❖ Métallurgie.

La figure III.4 Traduits l'évolution de la corrosivité due aux sulfures et due aux chlorures en fonction du pH. En pratique, on adopte un compromis qui se situe le plus souvent entre 5,5 – 6,5.

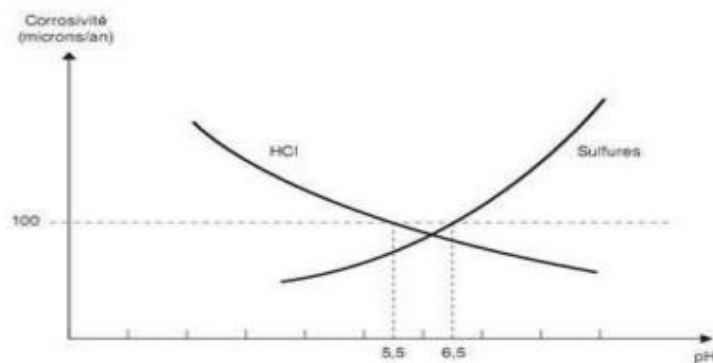


Figure III.4 : L'évolution de la corrosivité due aux sulfures et due aux chlorures en fonction du PH [6]

III.8.3 Système adapter pour la protection contre la corrosion

Comme nous l'avons déjà cité, il s'avère nécessaire de protéger le circuit de tête de colonne de préfractionnement contre la corrosion.

Cependant, d'autres moyens de contrôle sont aussi nécessaires :

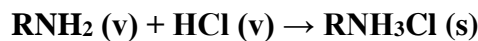
- L'addition d'amines Neutralisant pour neutraliser l'HCL.
- L'injection d'un filmant (inhibiteur de corrosion).

III.8.3.1 Amines neutralisantes

Les amines neutralisantes sont injectées dans la phase gazeuse pour élever le pH de la solution aqueuse en neutralisant l'acide jusqu'à un objectif optimal de 5,5 à 6,5. Cet intervalle de pH a été fixé par deux facteurs :

- Au-dessous de 5.5, la corrosion acide s'accélère très rapidement ;
- Au-dessus du 6.5 (utilisation en excès de neutralisant, par exemple), cette teneur
- Augmente la probabilité de déposition des sels avec précipitation de FeS, ce qui fait accélérer la corrosion sous dépôt.

Cependant, l'utilisation d'amines de neutralisation peut entraîner des problèmes de corrosion lors du dépôt, qui doit se faire en injectant de l'eau de lavage en raison du dépôt du produit de la réaction acide-amine (sels d'amine chlorhydrate) celui-ci devra être enlevé de la tête par l'injection de l'eau de lavage.



III.8.3.2 Inhibiteur de corrosion

La corrosion peut se produire même à des valeurs de pH comprises entre 5,5 et 6,5, soit en raison d'une mauvaise répartition du neutralisant, soit en raison de la présence d'autres acides. Par conséquent, pour protéger le circuit de tête, nous utilisons une amine filmante, un inhibiteur de corrosion.

Les molécules de ce produit chimique s'adsorbent sur les surfaces métalliques des tuyaux et des condenseurs, formant un film protecteur qui empêche les agents corrosifs d'entrer en contact avec le métal.

L'amine filmante est injectée de manière à pouvoir agir avant que l'eau n'atteigne son point de rosée.

III.8.3.3 Eau de lavage

L'eau de lavage est injectée dans les canalisations de vapeur de tête pour enlever les dépôts des sels.

III.8.4. Contrôle de la corrosion

III.8.4.1. Mesure des chlorures dans les eaux de ballon de tête

Les chlorures présents dans l'eau de tête peuvent avoir trois origines :

- Chlorures d'amine résultant de neutralisation d'HCl
- Chlorures de fer résultant de la corrosion
- Présence d'HCl dans l'eau
- On admit des teneurs inférieures à 10 ppm.

III.8.4.2. Contrôle de la teneur en fer dans les eaux de ballon de tête

La teneur en fer de l'eau du ballon reflète l'importance du phénomène de corrosion.

Un traitement efficace peut aider à maintenir les niveaux (les teneurs) en dessous de 2 ppm.

III.8.4.3. Suivi de témoins de corrosion

Il s'agit de contrôler la vitesse de corrosion en mesurant la perte de poids de la sonde de corrosion, et des vitesses inférieures à 100 microns par an sont acceptables.

En revanche, ils ne mettent pas en évidence la corrosion sous dépôt.

III.8.5. Causes principales de l'encrassement des tubes des aéroréfrigérants

Vue que l'injection de l'amine neutralisante et l'inhibiteur de corrosion est une action primordiale dans le circuit de procédé, l'injection de l'eau de lavage disponible au niveau de la raffinerie RA2K qui sert comme une eau industrielle gérée par la section 502 a engendré un effet secondaire néfaste traduit par des dépôts solides généralisés sur les surfaces internes des tubes des Aéroréfrigérants 100-AM-101.

La figure III.5 montre l'ampleur de la présence des dépôts solides au niveau de quelques tubes jusqu'à obturation, soit un taux maximal de l'ordre de 70% d'obstruction des tubes a été enregistré durant les interventions de nettoyage.



Figure III.5 : La présence de dépôt solide au niveau de quelques tubes

La nature du dépôt dépend principalement du comportement de la phase (liquide/vapeur) d'hydrocarbure contenant des proportions massiques d'inhibiteurs de corrosion et d'amines neutralisantes avec l'eau de lavage passant à travers les tubes de l'aéroréfrigérant. La qualité d'eau de lavage injectée est considérée comme le seul facteur indésirable qui provoque le phénomène d'encrassement, par la décomposition de matière organique dans des conditions de

service favorables à la formation des dépôts solides qui se répercutent particulièrement en désavantage au niveau de la section étroite des tubes.

L'expérience a montré suite à la mise en place d'un système d'injection d'une eau déminéralisée transportée par des camions citernes un résultat satisfaisant de la performance thermique des Aéroréfrigérants, et vue que la demande en eau de lavage dans le fonctionnement normal de l'unité et très importante, la mise à disposition de cette eau en permanence est quasiment impossible.

III.9. Conséquences de l'encrassement sur les Aéroréfrigérants

III.9.1. Impact sur les l'aéroréfrigérants

L'accumulation des dépôts indésirables sur les surfaces des tubes des aéroréfrigérants engendre une résistance au transfert de chaleur et réduit considérablement l'efficacité thermique de l'aéroréfrigérant (voir la figure III.6).

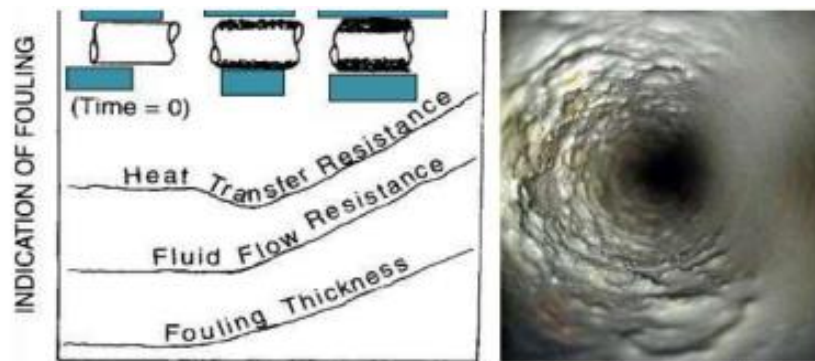


Figure III.6 : Effets de l'encrassement sur l'échange de chaleur [6]

Les effets directs liés à l'encrassement des tubes des Aéroréfrigérants sont principalement :

- Diminution des performances thermiques : les dépôts localisés sur la surface d'échange génèrent une résistance thermique supplémentaire ;
- Augmentation des pertes de charge : augmentation de la résistance à l'écoulement suite à l'augmentation de la rugosité de la surface ;
- Environnement local favorable à la corrosion : dégradation des tubes jusqu'à perforation.

La dégradation des tubes est due à la corrosion du matériau suite à une réaction chimique ou électrochimique avec l'environnement. Il subit en effet une perte de matière progressive aux points de contact avec le milieu environnant. Cette définition admet que la corrosion est un phénomène nuisible : elle détruit le matériau et réduit ses propriétés, ce qui le rend inutilisable pour une application prévue.

Tableau III.2 : L'état actuel des tubes fonctionnels

| Aéroréfrigérants | Nombre de tube éliminés | Taux d'élimination des tubes |
|------------------|-------------------------|------------------------------|
| 100-AM-101A | 20 | 6% |
| 100-AM-101B | 10 | 3% |
| 100-AM-101C | 07 | 2,1% |
| 100-AM-101D | 06 | 1,8% |
| 100-AM-101E | 86 | 25.82% |
| 100-AM-101F | 08 | 2,4% |
| 100-AM-101G | 13 | 3.9% |
| 100-AM-101H | 21 | 6,3% |

Nous remarquons que l'état de l'élimination des tubes fuyards atteint un taux de 25,82% au niveau de l'Aéroréfrigérant 100-AM-101E, l'avantage du fonctionnement en parallèle de l'ensemble des Aéroréfrigérants, nous permettra de déduire un taux d'élimination des tubes sur les huit équipements d'un ordre d'environ 6,41%.

III.9.2 Impact sur la chaîne de production

Pour satisfaire les besoins des clients en termes de quantité et avec une qualité qui répond aux exigences internationales des produits finis fournis par une unité opérationnelle, l'exploitation doit assurer une bonne maîtrise des installations de production pour la réalisation de prévisions demandées, toutes perturbations ou problèmes techniques internes affectant la chaîne de production vont se répercuter sur le manque à produire (MAP), donc objectif non réalisé.

Vu que les Aéroréfrigérants 100-AM-101 sont classés comme un ensemble névralgique dans la chaîne de production, le phénomène d'encrassement affecte principalement :

- Le risque de contamination du fluide de procédé.
- La perte d'énergie suite à la chute de performances des Aéroréfrigérants ;
- Le manque à produire (MAP) ;

Sachant que le fonctionnement des Aéroréfrigérants dépend relativement aux conditions climatiques (Période hivernale ou estivale) d'une part, et de l'augmentation du coefficient de

Chapitre III *Phénomène d'encrassement et dégradation des tubes de l'aéroréfrigérant 100-AM-101*

conductivité thermique (résistance thermique) suite au dépôt d'encrassement et au bouchage des tube, d'autre part, une baisse de production peut avoir lieu particulièrement dans la période estivale afin de remédier aux opérations de nettoyage et l'ajustement des paramètres de marche normale de l'unité.

Le tableau ci-dessous montre la variation du MAP de 100% à 80% dans le cas de bouchage des Aéroréfrigérants :

Tableau III.3: La variation du MAP de 100% à 80% dans le cas de bouchage des Aéroréfrigérants

| Unité: Tonnes métrique (TM) par jour | | | |
|--------------------------------------|------------------------|----------------------|----------------------|
| | Fonctionnement à 100 % | Fonctionnement à 90% | Fonctionnement à 80% |
| Charge (condensat) | 15 151 | 13635 | 12120 |
| Produits finis | | | |
| Naphta | 12 540 | 11 280 | 10 050 |
| Kérosène | 1 600 | 1 490 | 1 330 |
| LGO | 410 | 365 | 320 |
| HGO | 330 | 300 | 265 |
| Butane | 145 | 130 | 110 |

L'estimation du coût du MAP en DA à 90% et 80% suite à la réduction du Taux de marche est représentée dans le tableau III.4

Tableau III.4 : Le coût du MAP durant une journée

| Produits Finis | Ecart à 90 % | Coût en DA | Ecart à 80 % | Coût en DA |
|-----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|
| Naphta | 1260 | 15 386 148.63 | 2 500 | 30 528 072.68 |
| Kérosène | 120 | 1521 877.27 | 300 | 3 804 693,18 |
| LGO + HIGO | 75 | 968 730.75 | 140 | 1 808 297.40 |
| Butane | 15 | 227 024,72 | 20 | 302 699.63 |
| | Total | 18 103 781.37 | Total | 36 443 762,88 |

Le suivi et le contrôle de la gestion et de l'exploitation de l'unité a pour objectifs le maintien de la production à la capacité optimale. L'optimisation des coûts de production et le respect des normes et règles en vigueur sont impératif, d'où le suivi de l'évolution de la dégradation des tubes au niveau de chaque équipement restera une action indispensable pour visualiser la variation de l'efficacité thermique et de prévoir les recommandations primordiales afin de maintenir la production.

Conclusion

Le problème d'encrassement est le problème le plus rencontrés dans la raffinerie, plus son intensité augmente, plus son impact sur le dysfonctionnement de l'unité augmente.

Donc la résolution de ce problème est une action primordiale pour ne pas arriver à un niveau incontrôlable.

Chapitre IV :
Etude thermique de
l'influence
De l'encrassement et
l'obturation des tubes
de
l'aéroréfrigérant 100-
AM-101

Introduction

L'encrassement reste l'un des phénomènes les moins compris de l'industrie. La hausse importante du coût de l'énergie et des matières premières durant ces dernières années et le besoin pour les industries de devenir plus compétitives, ont rendu nécessaire une approche plus approfondie de ces mécanismes.

L'encrassement des équipements de transfert de chaleur est un phénomène prépondérant dans la réduction des performances : telles que la diminution des coefficients de transfert de chaleur, l'augmentation de la température de fluide chaud et donc des consommations énergétiques.

IV.1. Présentation du problème

Comme toutes les autres raffineries, la raffinerie de Skikda (RA2K) est exposée aux problèmes d'encrassement, de corrosion et de dégradation des tubes des caissons de l'aéroréfrigérant 100-AM-101. L'intensité de ces problèmes apparaît dans les énormes dépenses qu'engendre cet encrassement (les dépenses dues aux pertes de production et des coûts de maintenance).

Le aéroréfrigérant 100-AM-101 est un condenseur utilise l'air ambiant comme fluide réfrigérant ; l'air est aspiré par des ventilateurs à tirage forcé et traverse un faisceau des tubes à ailettes. L'équipement est installé au niveau de la section du préfractionnement dont le rôle est de condensé et refroidir les produits de tête de la Colonne de préfractionnement qui circulent à l'intérieur des tubes provenant des échangeurs de chaleur 100-E-101 A/B/C/D, le débit du fluide est réparti en deux passes grâce à des boites de distribution, la puissance thermique d'échange de chaleur globale est d'environ 30,62 MW.

La circulation du fluide à l'intérieur des tubes des caissons de l'aéroréfrigérants 100-AM-101, a pour but de libérer l'énergie potentielle emmagasinée dans le fluide et de la transmettre à l'air ambiant comme fluide réfrigérant, par des ventilateurs à tirage forcé à travers des faisceaux des tubes à ailettes.

Pour que la chaleur libérée par le fluide (naphta + GPL) au niveau de l'aéroréfrigérant 100-AM-101 soit transmise à l'air de la meilleure façon, il est nécessaire de réunir plusieurs conditions :

- Il faut assurer principalement, un débit d'air optimal traversant les tubes à ailettes de l'extérieur ;
- Un débit de fluide (naphta + GPL) optimum selon le taux de marche de la production ;
- Il faut également s'assurer que l'énergie libérée doit être transmise sous la forme la plus

des tubes des Aéroréfrigérants.

favorable aux échanges entre les deux fluides (absence d'encrassement, circulation homogène des produits, conditions climatiques adéquates, une surface d'échange maximale) ;

Selon l'état actuelle de dégradation total des caissons de l'aéroréfrigérant 100-AM-101 (Encrassement, corrosion et bouchage), notre étude a pour but la vérification de son efficacité à travers le calcul du coefficient d'échange global ainsi que la surface d'échange de l'aéroréfrigérant 100-AM-101 correspondante aux conditions de service actuelles, afin de voir l'influence de la résistance thermique due à l'encrassement sur le coefficient d'échange global d'une part, ainsi l'élimination des tubes d'autre part.

IV.2. Le calcul thermique de la batterie d'aéroréfrigérant

Calculer thermiquement un aéroréfrigérant, c'est connaissant le service thermique c'est-à-dire le débit du fluide chaud, sa nature, sa température et son lieu d'implantation, déterminer sa surface, sa géométrie et la ou les dimensions des ventilateurs qui refroidissent le faisceau tubulaire.

Le présent travail a été réalisé au niveau du circuit de naphta non stabilisée comme le montre le schéma (III.1):

Les étapes de calcul à suivre :

- Vérification du design pour l'aéroréfrigérant AM-101-A/H.
- Calcul du cas actuel de l'aéroréfrigérant AM-101-A/H.
- Discussion et résultat.
- Proposition de la solution et recommandation.

IV.2.1. Vérification du design

Pour la vérification des performances de l'aéroréfrigérant AM-101 (A-H) dans le cas de design, il y a lieu d'évaluer : (connaissant les dimensions de l'échangeur)

- La puissance calorifique échangée.
- Les débits massiques des deux fluides.
- La différence de température logarithmique moyenne.
- La surface d'échange
- Le coefficient global de transfert de chaleur.

Les valeurs et les données de départ (vapeur de tête de l'Aéroréfrigérants, l'air dans l'aéroréfrigérant, construction de l'aéroréfrigérant et les données des enthalpies) sont résumées et illustrées dans des tableaux (voire annexe 1) ;

des tubes des Aéroréfrigérants.

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

- **Surface d'échange total exprimé par rapport au diamètre extérieur (A₀)**

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

$$A_0 = 3,14 \cdot 0,0254 \cdot 12,5 \cdot 3552$$

Donc : **A₀ = 3541.16 m²**

- **Surface d'échange installée actuellement (A₀₁)**

Il y a 381 tubes pinochés alors :

$$A_{01} = \pi \cdot d_0 \cdot L \cdot N_T$$

$$A_{01} = 3,14 \cdot 0,0254 \cdot 12,5 \cdot (3552 - 381)$$

Donc : **A₀₁ = 3161.32 m²**

- **Surface faciale installée (F_A)**

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

$$F_A = 7,42 \cdot 12,5 \cdot 4$$

Donc : **F_A = 371 m².**

IV.2.3. Calcul du coefficient de transfert coté 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 IV.5 suivant

Tableau IV.1 : la vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée

| | | | | | | | | | |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Nombre de Ranges <i>N_R</i> | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Vitesse faciale <i>V_f</i> (m/s) | 3,20 | 3,02 | 2,87 | 2,75 | 2,58 | 2,48 | 2,36 | 2,26 | 2,16 |

La batterie d'aéroréfrigérants (AM-101 A/H) comporte 8 rangées de tubes (*N_R* = 8), donc la vitesse faciale recommandée :

$$V_f = 2,48 \text{ m/s}$$

- **Calcul de la quantité de chaleur (Q)**

A partir de bilan thermique :

$$Q = M \cdot (H_{Tef} - H_{Tsf}) \text{ (Coté vapeur de tête)}$$

$$Q_a = m_a \cdot C_a \cdot (T_{s,a} - T_{e,a}) \text{ (Coté air)}$$

Avec :

des tubes des Aéroréfrigérants.

$$Q_{\text{ (vapeur de tête)}} = Q_a$$

Q : Quantité de chaleur échangée, kcal/h

M : Débit massique du Naphta, kg/h

m_a : Débit massique d'air, kg/h

H_{Tef} et H_{Tsf} : Enthalpies des vapeurs de tête de la colonne (entrée et sortie) à $T_{e,f}$ et $T_{s,f}$, Kcal/Kg

$T_{e,a}$, $T_{s,a}$: Températures d'entrée et de sortie de l'air °C

$T_{e,f}$, $T_{s,f}$: Température d'entrée et de sortie du vapeur de tête de la colonne, °C

C_a : Chaleur spécifique de l'air Kcal/Kg. °C,

M : débit massique kg/h

Application numérique

$$Q = M * (H_{Tef} - H_{Tsf})$$

$$Q = 419710 * (85.325048 - 32.982792)$$

Donc : **Q = 21968568.27 kcal/h**

- **Température de l'air à la sortie ($T_{s,a}$)**

$$Q = V_f * C_a * \rho_a^{37} * F_A * (T_{s,a} - T_{e,a})$$

D'où

$$T_{s,a} = \frac{Q}{V_f \times C_a \times \rho_a^{37} \times F_A \times 3600} + T_{e,a}$$

F_A : Surface faciale, m²

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

ρ_a^{37} : La masse volumique de l'air à T= 37 °C, kg/m³

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

AN :

$$T_{s,a} = \frac{21968568.27}{2.48 * 0.2406 \times 1.104 \times 371 \times 3600} + 37$$

Donc : **$T_{s,a} = 62$ °C**

- **Calcul le débit massique d'air réfrigérant (m_a)**

$$m_a = \frac{Q}{(T_{s,a} - T_{e,a}) \times C_a} = \frac{21968568.27}{(62 - 37) \times 0.2406}$$

des tubes des Aéroréfrigérants.

Donc : $m_a = 3652297.302 \text{ kg/h}$

- Coefficient de transfert de chaleur coté air (H_{air})

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

Il est important de calculer le mieux possible le coefficient de convection côté air étant donné que c'est l'air qui contrôle le transfert thermique. La formule de Briggs Et Young est l'une des plus utilisées dans le calcul des thermiques des aéroréfrigérants.

$$Nu = 0,134 \times Re^{0.1} \times Pr^{1/3} \times (e/l)^{0.2} \times (e/t)^{0.1134} \times A_t/A_0$$

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

H_{air} : Coefficient de convection côté air, ici rapporté à la surface totale externe.

Il existe d'autres corrélations graphiques et numériques concernant le calcul du coefficient côté air que l'on peut exploiter utilement.

- ❖ Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{d_r \times G_{max}}{\mu_a}$$

On calcule d'abord la vitesse massique :

$$G_{max} = \frac{m_a \times V_m}{F_A \times V_f}$$

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

$$G_{max} = \frac{3652297.30}{371 \times 3600} \times 2$$

Donc : $G_{max} = 5.46 \text{ kg/s.m}$

$$AN: \quad Re = \frac{0.0258 \times 5.46}{1.89 \times 10^{-5}}$$

Donc : $Re = 7465.821$

- ❖ Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_a \times \mu_a}{\lambda_a}$$

des tubes des Aéroréfrigérants.

Avec :

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

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

AN:

$$Pr = \frac{0.2406 \times 1.89 \times 10^{-5} \times 3600}{0.0231}$$

Donc : **Pr=0.7**

Donc en remplace dans la relation de Nu :

On trouve :

$$Nu = 0.134 * 7465.82^{0.681} * 0.7^{1/3} * \left(\frac{0.0019}{0.01578}\right)^{0.2} * \left(\frac{0.0019}{0.0004}\right)^{0.1134} * 22.81$$

Donc : **Nu=925.3**

On remplace donc dans la relation de H_{air}

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

$$H_{air} = \frac{923.37 \times 0.0231}{0.0258}$$

Donc : **H_{air}= 828.46 kcal/h. m² .c**

IV.2.4 Calcul le coefficient de transfert de chaleur coté tube (H_i)

La condensation des vapeurs de tête de colonne dans la batterie d'aéroréfrigérant se déroule en deux étapes (condensation et sous-refroidissement) comme le montre la **figure IV.1** ci-dessous ;

des tubes des Aéroréfrigérants.

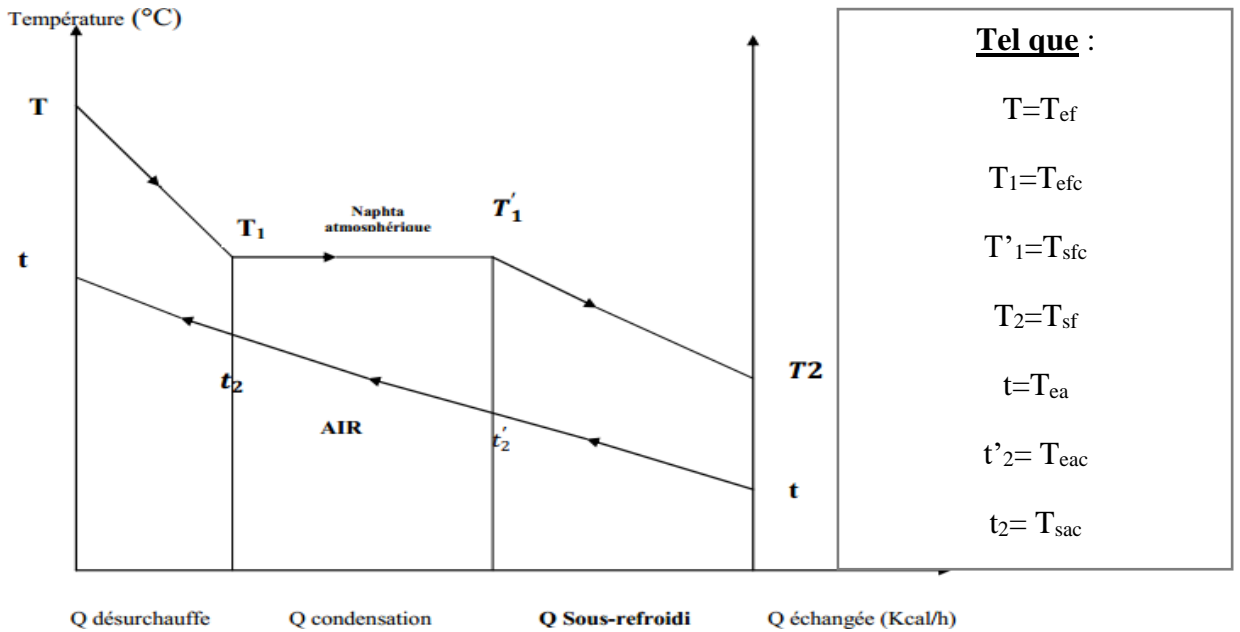


Figure IV.1 : étapes de condensation de vapeur de tête dans l'aéroréfrigérant

Pour les zones de condensation et sous refroidissement indiquée dans la figure IV.1. On va calculer les paramètres suivants :

- La chaleur échangée **Q**
- La température de l'air **T_{air}**
- Coefficient de transfert de vapeur de tête de colonne **H_i**
- La différence de température logarithmique moyenne **DTLM**
- La surface d'échange **A₁**
- La somme des deux surfaces d'échange des deux zones nous donne la surface d'échange total **A_{tot}**

✚ Zone de désurchauffe

Cette étape est se fait au niveau de l'échangeur 100 E 101 A/D. Refroidissement des vapeurs de vapeur de tête de la température $T_{e.f}$ à $T_{e.f.c}$.

✚ Zone de condensation

Condensation des vapeurs de vapeur de tête à température constante.

❖ Calcule la quantité de la chaleur échangée (Q₁)

$$Q_1 = M * (H_{T_{ef}} - H_{T_{efc}})$$

$$Q_1 = 419710 * (85.325048 - 34.416826)$$

Donc : **Q₁ = 21366689.86 kcal / h**

des tubes des Aéroréfrigérants.

❖ **Calcul de la température de l'air (T_{e.a.c})**

$$Q_1 = m_a * C_a * (T_{s.a.c} - T_{e.a.c})$$

$$T_{e.a.c} = T_{s.a.c} - \frac{Q_1}{m_a * C_a}$$

$$T_{e.a.c} = 62 - \frac{21366689.86}{3657622.42 * 0.2406}$$

Donc : T_{e.a.c} = **37.7 °C**

❖ **Différence de la température logarithmique (DTLM₁)**

$$DTLM_1 = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

DTLM₁ = **18 °C**

Avec :

ΔT₁ = T_{e.f.c} - T_{s.a.c} = 73.34 - 62 : Différence de température à l'entrée, C°.

ΔT₂ = T_{s.f.c} - T_{e.a.c} = 64.45 - 37.72 : Différence de température à la sortie, C°.

Puisque la batterie d'Aéroréfrigérants A-101 A/H contient un nombre de passages de tube de deux (2) 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 des tubes avec :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{T_{e.f} - T_{s.f}}{T_{s.a} - T_{e.a}} = \frac{73.34 - 62}{62 - 37} = 0.4$$

$$r = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1} = \frac{T_{s.a} - T_{e.a}}{T_{e.f} - T_{e.a}} = \frac{62 - 37}{73.34 - 37} = 0.7$$

Avec : T₁ , T₂ Température entrée, sortie fluide ;

t₁ , t₂ Température entrée, sortie de l'air ;

F est trouvé graphiquement d'après l'abaque (annexe 1) le facteur de correction **F=0.965**

Alors : DTLM₁ = 18 * 0.965

Donc : **DTLM₁ = 17.4 °C**

❖ **Coefficient de transfert de chaleur de vapeur de tête (H_{i1})**

On a : $H_i = \frac{Nu * \lambda_v}{d_i}$

Le nombre de Nusselt permettra de tirer le coefficient de convection.

Régime turbulent : dans le domaine de Nombres de Reynolds défini par :

$$10^4 < Re < 1,2.10^5$$

On applique la formule de Colburn :

des tubes des Aéroréfrigérants.

$$Nu=0.023*(Re)^{0.8}*(Pr)^n$$

Avec

- n = 0.4 lorsqu'on refroidit le tube.
- n=0.3 lorsqu'on réchauffe le tube.

Dans notre cas on prend **n=0.4**

• **Nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{G_t * d_i}{\mu_v}$$

D'abord :

$$G_t = \frac{M}{a_t} \text{ Avec :}$$

$$a_t = \frac{N_t \times \pi \times d_i^2}{4 \times N_p} = \frac{3552 \times 3.14 \times 0.01986^2}{4 \times 2}$$

Avec N_t : nombre des tubes

N_p : nombre de passe

$$a_t=0.55 \text{ m}^2$$

Et :

$$G_t = \frac{419710}{3600 \times 0.55}$$

$$G_t=211.97 \text{ kg/s.m}^2$$

$$\text{Alors : } Re = \frac{211.97 \times 0.01986}{9 \times 10^{-6}}$$

Donc : **Re= 467747.13** > 4000 c'est un régime turbulent

• **Nombre de Prandtl**

$$Pr = \frac{C_v \times \mu_v}{\lambda_v}$$

$$Pr = \frac{0.477 * 3600 * 9 * 10^{-6}}{0.01685297}$$

Donc : **Pr=0.91**

Avec : $\lambda_{v(\text{condensation})}=0.01685297 \text{ kcal/h.m.C}^\circ$

C_v : chaleur spécifique de vapeur de tête (condensation-phase vapeur-) =0.477 kcal/Kg.°C

Donc :

$$Nu=0.023*(467747.13)^{0.8}*(0.91)^{0.4}$$

des tubes des Aéroréfrigérants.

Nu=760.94

$$H_{i1} = \frac{Nu \times \lambda_v}{d_i}$$

$$H_{i1} = \frac{760.94 \times 0.01685297}{0.01986}$$

Donc : **H_{i1}=645.72 kcal/hm²°c**

❖ **Le coefficient de transfert de chaleur rapporté à la surface extérieur du tube (H_{i01})**

$$H_{i01} = H_{i1} \times \frac{d_i}{d_0}$$

$$H_{i01} = 645.72 \times \frac{0.01986}{0.0254}$$

Donc : **H_{i01}=504.88 kcal/hm²°C**

❖ **Coefficient global de transfert de chaleur (U₁)**

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{H_{air}} + \frac{1}{H_{i01}} + \left(\frac{e}{\lambda}\right)_t + R_{si0} + r_m$$

Avec :

1/H_{air} : résistance dans le fluide à l'extérieur du tube

1/H_{i01} : résistance dans le fluide à l'intérieur du tube

(e/λ)_t : résistance due à la paroi métallique du tube(Résistance tube)

r_m : résistance ailette tenant compte de l'efficacité de l'ailette et de la résistance du métal de l'ailette(Résistance d'encrassement coté air- R_{air}-)

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

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

Avec : R_{si} : Résistance d'encrassement coté vapeur de tête- R_m-

$$R_{si0} = 0.0001 \times \frac{0.0254}{0.01986}$$

$$R_{si0} = 1.278 * 10^{-4} h. m^2. °C / Kcal$$

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{828.46} + \frac{1}{504.88} + 0.00017 + 1.278 * 10^{-4} + 0.0002$$

des tubes des Aéroréfrigérants.

Donc : $U_1=271.37 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$

❖ **Surface d'échange calculée (A_1)**

$$Q_1=U_1 \cdot A_1 \cdot \Delta TLM_1$$

Donc :

$$A_1 = \frac{Q_1}{U_1 \times \Delta TLM_1} = \frac{21366689.13}{271.37 \times 17.4}$$

Donc : $A_1=4525.07 \text{ m}^2$

🚦 **Zone de sous - refroidissement**

Refroidissement de vapeur de tête de la température $T_{s.f.c}$ à $T_{f.s}$.

❖ **Calcule la quantité de la chaleur échangée (Q_2)**

$$Q_2=M \cdot (H_{T_{efc}}-H_{T_{sf}})$$

$$Q_2=419710 \cdot (34.416826-32.982792)$$

Donc : $Q_2=601878.41 \text{ kcal/h}$

❖ **Calcul de ($T_{e.a}$)**

$$Q_2=m_a \cdot C_a \cdot (T_{e.a.c}-T_{e.a})$$

$$T_{e.a}=T_{e.a.c} - \frac{Q_2}{m_a \cdot C_a}$$

$$T_{e.a}=37.7 - \frac{601878.41}{3652297.302 \cdot 0.2406}$$

Donc : $T_{e.a}=37 \text{ °C}$

❖ **Différence de température logarithmique ($DTLM_2$)**

$$DTLM_2 = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = 25.85 \text{ °C}$$

$\Delta T_1=T_{s.f.c}-T_{e.a.c}=64.45-37.72=26.73$: Différence de température à l'entrée °C

$\Delta T_2=T_{s.f}-T_{e.a}=62-37=25$: Différence de température à la sortie °C

Facteur de correction=1

❖ Coefficient de transfert de chaleur liquide (H_{i2})

On a :

$$H_{i2} = \frac{Nu \times \lambda_l}{d_i}$$

$$Nu = 0.027 * (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_l}\right)^{0.14}$$

On considérant : $\frac{\mu}{\mu_l} = 1$

Donc :

$$Nu = 0.027 * (Re)^{0.8} * (Pr)^{1/3}$$

• Nombre de REYNOLDS

$$Re = \frac{Gt * d_i}{\mu_l}$$

$$Re = \frac{211.97 * 0.01986}{0.0001895}$$

Donc : **Re = 22214.9**

• Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p * \mu_l}{\lambda_l} = \frac{0.5886 * 0.0001895 * 3600}{0.09522}$$

Donc : **Pr = 4.21**

Alors :

$$Nu = 0.027 * (22214.9)^{0.8} * (4.21)^{1/3}$$

Nu = 130.22

AN :

$$H_{i2} = \frac{130.22 \times 0.09522}{0.01986}$$

Donc : **$H_{i2} = 624.34 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$**

❖ Le coefficient de transfert de chaleur coté tube H_{i02}

$$H_{i02} = H_{i2} \times \frac{d_i}{d_0}$$

AN :

$$H_{i02} = 624.34 * \left(\frac{0.01986}{0.0254}\right)$$

$H_{i02} = 488.18 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

❖ Coefficient global de transfert de chaleur U_2

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{H_{air}} + \frac{1}{H_{i02}} + \left(\frac{e}{\lambda}\right)_t + R_{si0} + r_m$$

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{828.46} + \frac{1}{488.18} + 0.00017 + 1.278 * 10^{-4} + 0.0002$$

$$U_2=266.66 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

❖ La surface d'échange calculée A₂

Alors on calcule la surface d'échange avec cette relation :

$$Q_2=F*U_2*A_2*DTLM_2$$

$$A_2=\frac{601878.41}{25.85*266.66}$$

$$A_2=87.31 \text{ m}^2$$

❖ La surface d'échange totale calculé (A_{tot})

$$A_{tot}=A_1+A_2$$

$$A_{tot}=4525.07 +87.31$$

$$A_{tot}=4612.38 \text{ m}^2$$

IV.3. Calcul du cas actuel de l'aéroréfrigérant AM 101 A/H

Après le démarrage de la Raffinerie RA2K en 2009, la charge condensat à subit un changement complet en termes de qualité par rapport à la charge contractuelle, ce qui a ramené plusieurs déviations des paramètres de marche et du mode opératoire des unité de production. Parmi ces déviations, on observe le changement du nature des vapeurs de tête sujet de notre étude. Le fluide cependant est condensé complètement dans les échangeurs E-101 A/B/C/D à la température de 82°C avant qu'il entre dans l'aéroréfrigérant AM 101.

De ce fait, on se limite que par les calculs de sous refroidissement. (Sans l'étape de condensation)

Les principaux paramètres de marche dans le cas actuel sont illustrés dans le tableau (IV.5).

Tableau IV.2 : Les principales caractéristiques dans le cas actuel (04/05/2023)

| Caractéristique | Fluide | Air |
|---------------------------|--------|---------------|
| Débit (kg/h) | 293770 | 3 647 787.602 |
| Température d'entrée(°C) | 80.7 | 18.2 |
| Température de sortie(°C) | 53.5 | 24 |

IV.3.1. Calcul le coefficient de transfert de chaleur coté air (H_{air})

❖ Quantité de chaleur échangée(Q)

A partir du bilan thermique

$$Q=M*(H_{Tsf}-H_{Tef}) \text{ (coté vapeur de tête)}$$

$$Q=293770*(515.2964-498.088)$$

$$Q=5055311.668 \text{ Kcal/h}$$

❖ Température de l'air à la sortie ($T_{s,a}$)

$$Q=V_f*C_a*\rho_a^{37}*F_A*(T_{s,a}-T_{e,a})$$

$$T_{s,a}=\frac{Q}{V_f*C_a*\rho_a^{37}*F_A*3600} + T_{e,a}$$

$$T_{s,a}=\frac{5055311.668}{2.48*0.2406*1.104*371*3600} + 18.2$$

$$T_{s,a} = 24^\circ C$$

❖ Calcul du débit massique de l'air (m_a)

$$m_a=\frac{Q}{(T_{s,a}-T_{e,a})*C_a}$$

$$m_a=\frac{5055311.668}{(24-18.2)*0.2406}$$

$$m_a= 3622632.835 \text{ kg/h}$$

❖ Calcul de coefficient thermique coté air (H_{air})

$$H_{air} = \frac{Nu*\lambda_a}{d_r}$$

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

des tubes des Aéroréfrigérants.

- Nombre de REYNOLDS

$$Re = \frac{d_0 \times G_{max}}{\mu_a}$$

$$G_{max} = \frac{m_a \times V_m}{F_A \times V_f}$$

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

On a : $G_{max} = \frac{3622632.835}{371 \times 3600} * 2 = 5.42 \frac{kg}{m^2} * s$

Donc : $Re = \frac{0.0254 * 5.42}{1.89 * 10^{-5}} = 7290.37 > 4000$ donc le régime est turbulent

- Nombre de PRANDTL

$$Pr = \frac{C_a \times \mu_a}{\lambda_a}$$

$$Pr = \frac{0.2406 \times 1.89 \times 10^{-5} \times 3600}{0.0231}$$

Donc : $Pr = 0.71$

Alors on remplace dans la relation du **Nu**

$$Nu = 0,134 \times (7290.37)^{0,681} \times (0.71)^{1/3} \times (0.0019/0.01578)^{0,2} \times (0.0019/0.0004)^{0,1134} \times 22.81$$

Donc : $Nu = 906.79$

AN : $H_{air} = \frac{906.79 * 0.0231}{0.0258}$

Donc : $H_{air} = 841.28 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}$

IV.3.2. Calcul du coefficient de transfert de chaleur coté tubes (Hi)

Zone de sous-refroidissement

- ❖ La quantité de la chaleur échangée (Q)

$$Q = M * (H_{Tsf} - H_{Tef})$$

On a précédemment :

Donc : $Q = 5055311.668 \text{ kcal/h}$

des tubes des Aéroréfrigérants.

❖ La différence de température logarithmique (DTLM)

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{56.7 - 35.3}{\ln \frac{56.7}{35.3}} = 19.84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = T_{ef} - T_{sa} = 80.7 - 24 = 56.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{sf} - T_{ea} = 53.5 - 18.2 = 35.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Facteur de correction = 1

❖ Le coefficient de transfert de chaleur liquide (H_i)

$$\text{On a : } H_i = \frac{Nu \times \lambda_l}{d_i}$$

$$Nu = 0.027 * (Re)^{0.8} * (Pr)^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_l}\right)^{0.14}$$

$$\text{En considérant : } \frac{\mu}{\mu_l} = 1$$

• Le nombre de REYNOLDS

$$Re = \frac{G_t * d_i}{\mu_l}$$

On a :

$$G_t = \frac{M}{a_t * 3600} = \frac{293770}{0.55 * 3600} = 148.36$$

$$\text{Donc : } Re = \frac{G_t * d_i}{\mu_l} = \frac{148.36 * 0.01986}{0.0001895} = 19174.75$$

• Le nombre de PRANDTL

$$Pr = \frac{C_L * \mu_l}{\lambda_l} = \frac{0.5886 * 0.0001895}{0.09522} = 4.21$$

Alors :

$$Nu = 0.027 * (19174.75)^{0.8} * (4.21)^{1/3}$$

Donc : **Nu = 97.89**

On remplace dans la relation de H_i

$$H_i = \frac{Nu \times \lambda_l}{d_i}$$

$$H_i = \frac{97.86 * 0.09522}{0.01986}$$

Donc : $H_i = 469.34 \text{ kcal/h.m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$

des tubes des Aéroréfrigérants.

❖ Le coefficient de transfert de chaleur coté tube (H_{i0})

$$H_{i0} = H_i \times \frac{d_i}{d_0}$$

$$H_{i0} = 469.34 \times \frac{0.01986}{0.0254}$$

Donc : $H_{i0} = 366.97 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$

❖ Le coefficient global de transfert de chaleur (U)

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

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{811.90} + \frac{1}{366.97} + 0.00017 + 1.278 \times 10^{-4} + 0.0002 = 4.45 \times 10^{-3}$$

Donc : $U=224.719 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$

❖ La surface d'échange calculée (A)

Alors on calcule la surface d'échange avec cette relation

$$Q = F \cdot U \cdot A \cdot \Delta TLM$$

$$A = \frac{Q}{\Delta TLM \cdot U} = \frac{5055311.668}{19.84 \cdot 224.719}$$

Donc : $A=1133.92 \text{ m}^2$

On représente les principaux résultats calculés dans les tableaux IV.3.et IV.4 ci-dessous.

Tableau IV.3 : Les principaux résultats de calcul dans le cas design (température ambiante 37°C) à 100% du taux de marche

| Caractéristique | Fluide | Air |
|-------------------------------------|-------------|------------|
| Débit Kg/h | 419710 | 3657622.42 |
| Température d'entrée, °C | 73.34 | 37 |
| Température de sortie, °C | 62 | 62 |
| Quantité de chaleur échangée kcal/h | 21968568.27 | |
| Surface d'échange, m ² | 4612.38 | |

Tableau IV.4 : Les principaux résultats de calcul dans le cas actuel (température ambiante 18.2°C) à 90 % du taux de marche

| Caractéristique | Fluide | Air |
|---------------------------------------|-------------|-------------|
| Débit kcal /h | 293770 | 3647787.602 |
| Température d'entrée | 80.7 | 18.2 |
| Température de sortie | 53.5 | 24 |
| Quantité de chaleur Échangé kcal/h | 5055311.668 | |
| Surface d'échange | 1133.92 | |

IV.4. Discussion et résultats

D'après la comparaison entre les résultats obtenus des calculs illustrés dans les tableaux au-dessus et les valeurs du design, on a confirmé que la surface d'échange de l'Aéroréfrigérant exigée par le design est pour un équipement non encrassé. Mais après un certain temps d'utilisation, il se produit des dépôts à l'intérieur et à l'extérieur des tubes qui constituent des résistances au transfert de chaleur de sorte que la surface d'échange diminue et devient insuffisante pour assurer l'échange thermique. La température de sortie du naphta non stabilisé devient inférieure à celle de l'équipement exigé c.-à-d. du design et les mauvais états du tubes influent sur le rendement du quelques Aéroréfrigérants, c.-à-d. les performances de cette batterie deviennent insuffisantes.

Dans le cas design à une température de 37°C, les résultats présentés dans le tableau IV.7 montrent que la surface d'échange globale requise pour un taux de marche de 100% est de 4612.38 m² avec une tolérance positive de 20 % par rapport à la surface d'échange installée initialement 5534.865 m² pour un taux de marche de 120%.

Actuellement les aéroréfrigérants 100-AM-101 sont encrassés et les résultats illustrés dans le tableau IV.8 indiquent que la surface d'échange actuelle à une température de 18°C pour un taux de marche 90 % est de 1133.92 m².

Pour une surface globale de 4612.38 m² l'unité va marcher avec un taux de marche de 100% jusqu'à 120% et dans le cas de bouchage le taux de marche diminue de 75% jusqu'à 80%.

L'encrassement provoque une diminution de rendement de la batterie des Aéroréfrigérants, un mauvais refroidissement, et la montée de la colonne 100.T.101 en pression et donc la réduction du taux de marche pour soulager la colonne.

Conclusion générale

Ce travail est réalisé en fonction de besoins précis dans un cadre industriel, d'où il contribue à résoudre des problèmes pratiques et pertinents dans l'industrie pétrolière, tels que la dégradation des tubes dans les équipements d'échange de chaleur, qui affectent directement dans la chaîne de production. Notre objectif tourne autour des Aéroréfrigérants 100-AM-101 de la raffinerie RA2K.

L'efficacité thermique d'un aéroréfrigérant dépend principalement de l'augmentation de la résistance thermique due à l'encrassement, l'entartrage et à l'élimination permanente des tubes. Combiner les connaissances théoriques et pratiques nous a permis d'évaluer les besoins théoriques de la surface d'échange totale avec un taux de production de 100 % pour l'ensemble des Aéroréfrigérants 100-AM-101 A/H au cours de notre période de stage avec les conditions de service réelles, et de mettre en évidence la différence entre la surface d'échange installée initialement et la surface d'échange actuelle après l'élimination permanente des tubes.

En se basant sur les calculs, on peut noter un manque d'environ 4 % de la surface d'échange pour assurer un taux de production de 100%.

Le problème de l'encrassement est l'un des problèmes les plus rencontrés dans l'exploitation des unités opérationnelles. Pour le moment, ils ont pu contrôler la situation mais de plus en plus ce manque de surface d'échange augmente, de plus en plus son influence augmente sur le bon fonctionnement de l'unité et de la raffinerie en général. La résolution de ce problème est une action primordiale pour ne pas arriver à un niveau de perturbations incontrôlables.

Enfin, les résultats des constatations sont recommandés, surtout compte tenu de l'augmentation du taux et de la vitesse de dégradation des tubes afin de prévoir des actions correctives le plus tôt possible. Ces actions sont :

- La remise en état neuf des faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants 100-AM-101 D/E qui présentent un nombre important de tubes obturés, aussi afin de donner une plus grande flexibilité aux variations du taux de production et assurer la satisfaction des clients en termes de quantités avec une qualité qui répond aux exigences internationales du produit fini.
- Lancement d'une opération de retubage des tubes en urgence au niveau du SOMIK des deux faisceaux extraits (D et E) durant la période d'arrêt pour les remonter dans un délai ne dépassant 15 jours.

- Procéder à un arrêt temporaire de l'injection de l'eau de lavage dans le procédé jusqu'à l'amélioration de la qualité de cette eau ou prévoir une injection d'eau déminéralisée ou potable selon disponibilité avec un suivi rigoureux de l'état des aéroréfrigérants pendant cet arrêt d'injection d'eau.
- Activer le lancement du projet pour la réalisation d'une section de traitement et purification de l'eau industrielle et eau des circuits (dossier technique et cahier de charge élaborés).

Recommandations

Une inspection et une maintenance régulières sont des opérations indispensables pour le bon fonctionnement des aéroréfrigérants puisque des composants internes endommagés, encrassés, usagés peuvent occasionner des nuisances qui dégradent le rendement et donc l'efficacité de notre installation.

Pour éviter le problème d'encrassement nous suggérons :

- Suivi rigoureux d'évolution des températures entrée/sortie des aéroréfrigérant 100 –AM- 101.
- Suivre des paramètres de la colonne 100-T-101 et notamment la pression et la température de tête de colonne.
- Faire fonctionner tout la batterie uniquement en cas de besoin selon les températures.
- Prévoir un nettoyage mécanique des faisceaux encrassés périodiquement selon programme d'inspection.
- Montage des nouveaux faisceaux A et B achetés et retubage des faisceaux D/E lors l'arrêt précédant en 15/5/2023.
- Faire un nettoyage général des ailettes, spécialement pour les ailettes situées en bas des faisceaux (on remarque à l'œil que les ailettes sont encrassés par les poussières).

Les solutions proposées

- ❖ Nettoyage périodique de la batterie d'aéroréfrigérant.
- ❖ Changement des deux faisceaux encrassés.
- ❖ Amélioration de la qualité d'eau de lavage et lancer un cahier de charge pour la réalisation de nouvelle unité d'épuration de l'eau industrielle RA2K.

Bibliographie

- [1] échangeur de chaleur (2023) Wikipédia. Available at :https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur_de_chaleur(Accessed :06 march 2023).
- [2] M, A. (2019) Échangeur thermique : Fonctionnement, types et efficacité, Total Energies. Available at : <https://www.totalenergies.fr/particuliers/parlons-energie/dossiers-energie/chauffage-et-climatisation/echangeur-thermique-fonctionnement-types-et-efficacite> (Accessed : 15 avril 2023).
- [3] HVAC cooling (no date) Alfa Laval. Available at : <http://www.hvac.alfalaval.com/> (Accessed : 26 avril 2023).
- [4] Pierre Wuithier, André Giraud, Raffinage et Génie chimique, (Tome II) (2^{ème} édition), Paris : Editions Technip, 1972
- [5] Mlle Zoubida Amirat, Bilan thermique du circuit de solvant lourd et étude de l'encrassement du réfrigérant E112 de la raffinerie d'Alger ; Mémoire de Master, Université de Blida 1 ; 2015.
- [6] Mlle Sanae BOUCIF & Mlle Fairouz KENTOUR ; Etude de l'impact du phénomène de l'encrassement et dégradation des tubes des aéroréfrigérants 100-AM-101 sur le taux de marche au niveau de l'unité de TOPPING condensat de la raffinerie de SKIKDA (RA2K) ; Mémoire de Master ; Université M'Hamed Bougara-Boumerdes ; 2021/2022.
- [7] Jouan, A. (2021) Transfert Thermique : Définition et fonctionnement, LE GARREC. Available at : <https://www.legarrec.com/entreprise/transfert-thermique-definition/#:~:text=Il%20existe%20trois%20modes%20de,la%20chaleur%20qu'il%20contient.> (Accessed : 26 April 2023).
- [8] Berkane Maria & Besseghir Ibrahim ; Etude de l'opportunité de remplacement d'un échangeur à eau de mer par un aéroréfrigérant ; Mémoire de fin d'étude Master académique ; Université Abdelhamid Ibn Badis Mostaganem ; 2019/2020
- [9] Mémoire sur étude et dimensionnement d'un aéroréfrigérant air/huile en remplacement de l'aéroréfrigérant air/eau pour la turbine MS 3002
- [10] Dr M. Masri ; équipements d'échange thermique ; IAP institut algérien du pétrole ;2013 équipements d'échange thermique M. Ghalem Ahmed Said.
- [11] Berkane Maria & Besseghir Ibrahim ; Etude de l'opportunité de remplacement d'un échangeur à eau de mer par un aéroréfrigérant ; Mémoire de fin d'étude Master académique ; Université Abdelhamid Ibn Badis Mostaganem ; 2019/2020
- [12] Cour sur les échangeurs de chaleur de M. Boussaid.
- [13] Cours du transfert thermique I et II de Mr. Mimoun université de Boumerdès

- [14] Rapport d'étude N°TE 10 :2019, étude de fonctionnement de l'aéroréfrigérant 100-AM-101-A/H
- [15] Epsteinn, N {Fouling In Heat Exchangers} Fouling of Heat Transfert, 1981.
- [16] Knudsen J. G, Somerscales E, F, C Equipement, Hemisphere, Wash, DC, 1975.
- [17] Bott, M, N, Process Engineering P76, 1975.
- [18] Nancollas, G. H. Reddy, M. M {The grystallization Of Calcium Carbonate : Part Ii-Calcite Growth Mechanisme}, J. Colloid Interface Sci 37, 824-830, 1971.
- [19] technique RA2K
- [20] Memento {Technique De L'eau De Degremont et Nalco} Water Hand Book-Mac Grawn Hill Book Company.
- [21] Froment, G, F. {Fouling Of Heat Transfer Surfaces by Coke Formation in Petrochemical Reactor} Idem P144,1991.
- [22] Lund, D. Sandhuc, N {Chemical reaction Fouling Due To Foods Staffs}. Idem P437, 1998.
- [23] Duffau, C, Grillot, J, Navorro, J, M, Vidlir, R. Echangeurs de chaleur, l'encrassement dans les échangeurs : description, prévention et remèdes- Paris Edition Tec et Doc, 1991.
- [24] Manuel opératoire unité 100/200/300/400/500, 2006 CNPC. Complexe RA2K, Sonatrach.

Annexe 1

Tableau 1 : Données de départ du vapeur de tête de l'aéroréfrigérant (AM-101A/H)

| Propriété | Valeur |
|--|-------------|
| Température entrée- $T_{e.f}$ -[°C] | 73.34 |
| Température sortie- $T_{s.f}$ -[°C] | 62 |
| Masse volumique liquide- ρ -[kg/m ³] | 657,81. |
| Viscosité dynamique de vapeur de tête phase liquide - μ_l -[kg/m.s] | 0,0001895 |
| Résistance d'encrassement- R_m - [h.m ² . °C/kcal] | 0,0001. |
| Débit massique - M -[kg/h] | 4197100 |
| La température de condensation $T_{e.f.c}$ [°C] | 64.45 |
| Conductibilité thermique [kcal/h.m ²] | 59.98 |
| Conductivité thermique de vapeur de tête phase liquide- λ_l - [kcal/h.m.°C] | 0.09522 |
| Viscosité dynamique de vapeur de tête phase vapeur - μ_v -[kg/m.s] | 9.10^{-6} |
| Conductivité thermique de vapeur de tête phase vapeur- λ_v - [kcal/h.m.°C] | 0.01685 |
| Chaleur spécifique de vapeur de tête phase liquide - C_l - [kcal/kg, °C] | 0.5886 |
| Chaleur spécifique de vapeur de tête phase vapeur- C_v -[kcal/kg, °C] | 0.477 |

Tableau 2 : Données de départ du l'air dans l'aéroréfrigérant

| Propriété | Valeur |
|---|----------------------|
| Température entrée- $T_{e,a}$ - [°C] | 37 |
| Chaleur spécifique- C_a -[kcal/kg, °C] | 0,2406 |
| La masse volumique de l'air ρ_a à $T=37^\circ\text{C}$ -[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] | $1,89 \cdot 10^{-5}$ |
| 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 3 : Données de construction de l'aéroréfrigérant (AM-101A/H)

| Propriété | Valeur |
|---|----------------------|
| Diamètre extérieur des tubes(d_0), [m] | 0,0254 |
| Diamètre intérieur des tubes(d_i), [m] | 0,01986 |
| Longueur des tubes(L), [m] | 12,5 |
| Largeur de la cellule(l_c), [m] | 7.42 |
| Pas des tubes (triangulaires), (S_t), [m] | 0,0635 |
| Nombre de rangées (N_R) | 8 |
| Nombre de tubes total(N_T) | 3552 |
| Epaisseur de tubes, [m] | $2,77 \cdot 10^{-3}$ |
| Nombre de passes(N_P) | 2 |
| Nombre de tubes par rangée ($N_{t/r}$) | 55/56 |
| Nombre de cellules | 4 |
| Nombre de faisceaux(N_f) | 8 |
| Nombre de ventilateurs (N_v) | 8 |
| Nombre de tubes par faisceaux | 444 |
| Résistance tube [h.m ² . °c/kcal] | 0.00017 |
| 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 |

Tableau 4 : Données des enthalpies

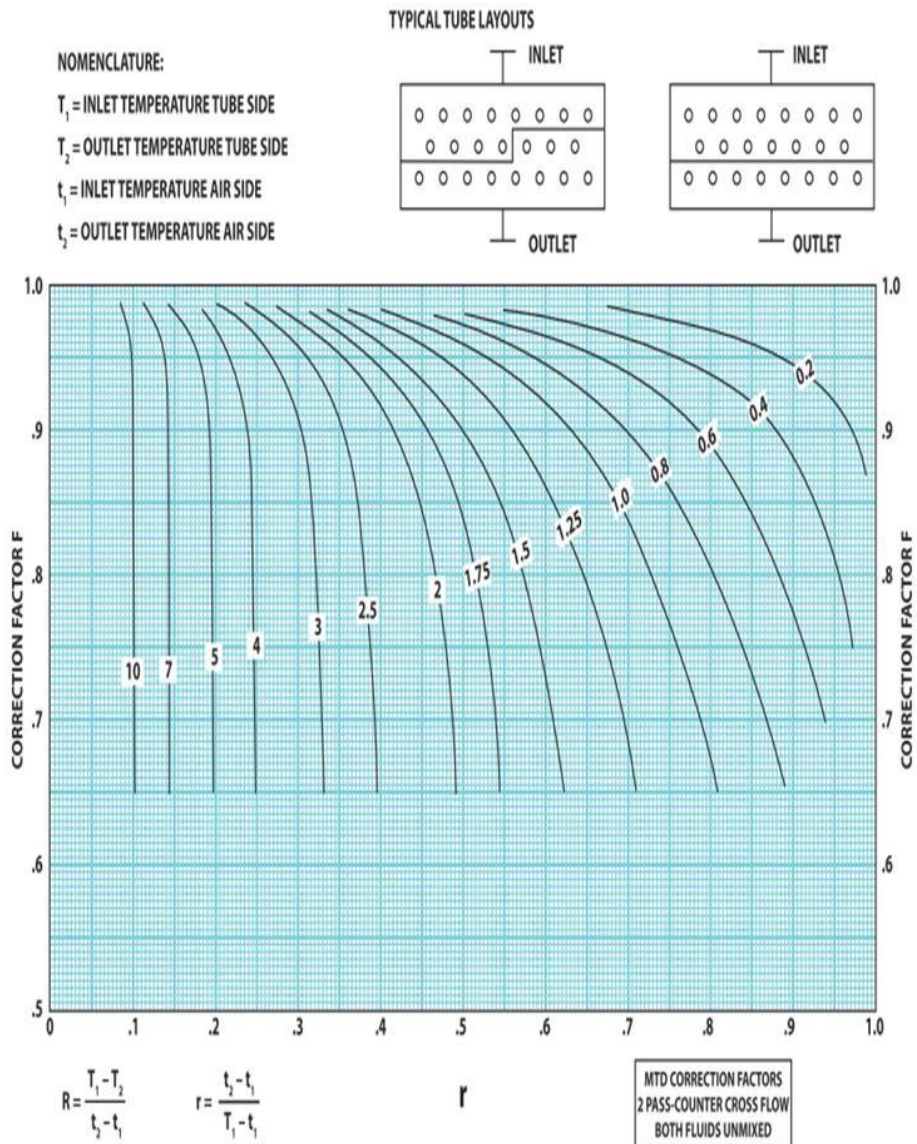
| Les températures[°C] | | Les enthalpies [Kcal/Kg] |
|----------------------|-----------------|--------------------------|
| Cas design | $T_{ef}=73.34$ | $H_{Tef}=85.325048$ |
| | $T_{sf}=62$ | $H_{Tsf}=32.982792$ |
| | $T_{efc}=64.45$ | $H_{Tefc}=34.416826$ |
| Cas actuel | $T_{ef}=80.7$ | $H_{Tef}=498.088$ |
| | $T_{sf}=53.5$ | $H_{Tsf}=515.2964$ |

Annexe 2 : Les données pour calculer 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

Annexe 3 : La fiche technique de l'aéroréfrigérant A-101 A/H

| | | | | | |
|---|---|--|----------------------|--|---|
|  HAMON D'HONDT s.a. | | 1524 rue de la Paix 59970 Fresnes/Escout FRANCE Phone : (33) 327-28-44-28 Fax : (33) 327-28-44-00 E-mail : mail.HDH@hamon.com | | | |
| DOCUMENT N°: 12815-46/1 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 PREFACTIONATOR OVHD VAPOUR AIR COOLER ASME VIII DIV 1 / DPP ALGERIENNE - ALGERIAN DPP CPECC / SONATRACH SC1 - TOPPING DE CONDENSATS SKIKDA 100-A-101 P35-EQ-0010 12815 | | | | |
| <table border="1"> <tr> <td> Bon pour exécution en VO au 28.11.05 Date: 28/11/05 Signature: <i>K. Ferret</i> </td> </tr> </table> | | | | | Bon pour exécution en VO au 28.11.05 Date: 28/11/05 Signature: <i>K. Ferret</i> |
| Bon pour exécution en VO au 28.11.05 Date: 28/11/05 Signature: <i>K. Ferret</i> | | | | | |

| DATE | | BY | | CHECKED | | DESIGNED | | DRAWN | |
|--|----------|-----------------------------------|--|---|-----------------------|---------------------|--|---------------------|--|
| 0 | 28/11/95 | JHM | | | | | | | |
| Data sheet | | | | | | | | Rev : 0 | |
| AIR COOLED HEAT EXCHANGER | | | | | | | | Doc. No: 12815-46/1 | |
| Hamon D'Hondt S.A. | | | | | | | | Item n°. 100-A-101 | |
| Customer/Purchaser CPECC / LPEC for SONATRACH | | | | | | | | page 2/2 | |
| Plant location SKIKDA (ALGERIA) | | | | | | | | | |
| Service Prefractionator OVHD Vapour Air Cooler | | | | | | | | N° of unit(s) 1 | |
| Plot size (W,L) [m] 29.68 12.75 | | | | FORCED | | N° of bay(s)/Unit 4 | | | |
| Surface/unit-Finned 80 785 [m²] | | | | Bare Tube | | 3485 [m²] | | | |
| Heat exchanged 30.62 [MW] | | | | MTD (eff.) | | 17.6 [°C] | | | |
| Transf. rate-Finned 23.7 [W/m².K] | | | | Bare Tube(C/D) | | 630 / 550 [W/m².K] | | | |
| PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE | | | | | | | | | |
| Fluid Name Prefractionator OVHD Vapor | | | | | | | | | |
| | | IN | | OUT | | Density (Liq) | | IN OUT | |
| Total Fluid [kg/h] | | 503 657 | | | | 561.31 | | 566.63 [kg/m³] | |
| Temperature [°C] | | 73.3 62.0 | | | | 10.41 | | 10.09 [kg/m³] | |
| Liquid [kg/h] | | 198 995 503 657 | | | | 2.4815 | | 2.4468 [kJ/kg.K] | |
| Vapor [kg/h] | | 304 662 0 | | | | 2.0079 | | 1.9860 [kJ/kg.K] | |
| Non condensed [kg/h] | | | | | | 0.1069 | | 0.1126 [W/m.K] | |
| Steam [kg/h] | | | | | | 0.0197 | | 0.0195 [W/m.K] | |
| Water [kg/h] | | | | | | | | 4.01 [bara] | |
| Viscosity (Liq) [cP] | | 0.179 0.200 | | | | 0.30 / 0.29 | | 10.55 0.95 [bar] | |
| Viscosity (Vap) [cP] | | 0.009 0.009 | | | | | | 0.00017 [m².K/W] | |
| PERFORMANCE DATA - AIR SIDE | | | | | | | | | |
| Air Quantity, Total 4 135 999 [kg/h] | | | | Face Velocity [m/s] 2.8 | | | | | |
| Air Quant./Fan (act) 126.4 [m³/s] | | | | Altit. [m] - Min. Des. Amb. [°C] 18 1.0 | | | | | |
| Static pressure 150.2 [Pa] | | | | Temp. in / Out 37.0 / 63.5 [°C] | | | | | |
| DESIGN - MATERIALS - CONSTRUCTION | | | | | | | | | |
| Design pressure 6.35 [barg] | | | | Code Requirements ASME VIII Div. 1 - ALGERIAN DPP (1) | | | | | |
| Design temperature 92.0 [°C] | | | | TUBE | | | | | |
| Test Pressure per code [barg] | | | | Material A 179 | | | | | |
| BAY width [m] 7.42 | | | | Outside Diameter 25.4 [mm] | | | | | |
| Bundle Size(W,L)[m] 3.60 12.75 | | | | Wall Thickness (MINI) 2.77 [mm] | | | | | |
| N°.Bundles/Unit 4 | | | | N°./Bundle 444 | | | | | |
| N°.Bundles/Bay 2 | | | | Length 12.500 [m] | | | | | |
| N°.Tube Rows 8 | | | | Pitch 63.500 [mm] | | | | | |
| N°.Passes 2 (6-2) | | | | FIN | | | | | |
| Tube slope 0 [mm/m] | | | | Type KLM | | | | | |
| HEADER | | | | | | | | | |
| Type PLUG | | | | Material ALUMINIUM | | | | | |
| Material A-516 GR 60-70 | | | | Outside Diameter 57.15 [mm] | | | | | |
| Plug Design SHOULDER | | | | Stock Thick STD [mm] | | | | | |
| Plug material A 105 | | | | FPI / N°.m 11 / 433 | | | | | |
| MISCELLANEOUS | | | | | | | | | |
| Gasket material SOFT IRON | | | | Structural Mounting RACK (2x 6M) | | | | | |
| Corrosion Allow. 3 [mm] | | | | Bundle Frame GALVANIZED | | | | | |
| Qty/Size nozzle IN 2 6" | | | | Louvers NO | | | | | |
| Qty/Size nozzle OUT 2 6" | | | | Vibration switches YES (1 per fan) | | | | | |
| Rating & Facing 150 # WN RF | | | | Steam Coil NO | | | | | |
| Velocity [m/s] 19.15 0.92 | | | | Recirculation System NO | | | | | |
| ρ·V³ (in/out)[kg/m.s³] 6 236 477 | | | | Tube / Tubesheet Welding NO | | | | | |
| MECHANICAL EQUIPMENT | | | | | | | | | |
| FAN | | | | | ELECTRIC MOTOR | | | | |
| N°/Bay 2 | | N°/Bay 2 | | N°/Bay 2 | | N°/Bay 2 | | | |
| N° autovariable/bay 0 | | kW/Driver 37 | | rev/min 970 | | | | | |
| rev/min later | | Enclosure Eex'd (Class 1, Div. 2) | | Volt, Phase,Cycle 380 / 3 / 50 | | | | | |
| Diameter 16 [ft] | | SPEED REDUCER | | Type T-BELTS | | | | | |
| N°. Blades 6 MINI | | N°/Bay 2 | | Service Factor | | | | | |
| Material, Blade ALUMINIUM | | Ratio | | later : 1 | | | | | |
| Material, Hub C.S. OR ALU | | | | | | | | | |
| kW/Fan,Des. 25.9 [kW] | | | | | | | | | |
| kW/Fan,Min. Amb. 29.0 [kW] | | | | | | | | | |
| SPL @ 1 m beside equip. 85±2 [dB(A)] | | | | | | | | | |
| Notes : (*) Dimensions given without walkways. | | | | | | | | | |

Annexe 4 : Tableau récapitulatif de la situation des Aero-réfrigérants 100-AM-101-AH
17/06/2023

| ITEM | Taux de la 1ere passe (entrée) 333 tubes à ailettes | Taux de la 1ere et la 2eme passe (entrée/sortie) 444 tubes à ailettes | Observation |
|---------------------|---|---|--|
| 100-AM 101 A | 71/333, soit un taux de 21.32 % | 74/444, soit un taux de 16.66% | Prévoir la mise en état neuf (retubage total) |
| 100-AM 101 B | 0/333, soit un taux de 0.00% | 0/444, soit un taux de 0.00 % | Caisson retubé |
| 100-AM 101 C | 54/333, soit un taux de 16.21% | 67/444, soit un taux de 15.09 % | Prévoir la mise en état neuf (retubage total) |
| 100-AM 101 D | 0/333, soit un taux de 0.00% | 0/444, soit un taux de 0.00 % | Nouveau caisson installé |
| 100-AM 101 E | 0/333, soit un taux de 0 % | 0/444, soit un taux de 0.00 % | Nouveau caisson installé |
| 100-AM 101 F | 55/333, soit un taux de 16.51 % | 59/444, soit un taux de 13.28 % | Prévoir la mise en état neuf (retubage total) |
| 100-AM 101 G | 50/333, soit un taux de 15.01 % | 50/444, soit un taux de 11.26 % | Prévoir la mise en état neuf (retubage total) |
| 100-AM 101 H | 0/333, soit un taux de 0.00 % | 0/444, soit un taux de 0.00 % | Caisson retubé |

