

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد – تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Par : KOUAR Youcef & ABDELMOUMENE Abdellatif

Sujet

**Dimensionnement d'un aéroréfrigérant en vue
d'augmenter la performance du compresseur K-201 en
période d'été**

Soutenu publiquement, le 25/09/2023, devant le jury composé de :

Mme. SARI HASSOUNE HIND	MAA	Université de Tlemcen	Président
Mme. KHALLDI SOUHILA	MCB	Université de Tlemcen	Examineur
M. ALIANE ABDENOUR	MCB	Université de Tlemcen	Encadreur
M. MERGHADI HOCINE	Cadre	Sonatrach HBK	Co-Encadreur

Année universitaire : 2022/2023

Remerciements

*C'est avec une grande joie et une certaine émotion que je rédige ces lignes de remerciements. Je tiens en premier lieu à exprimer ma profonde gratitude à **ALLAH**, **mes parents** et mon encadrant, **Mr ALIANE ABDENOUR** Professeur à la faculté de technologie - Université de Tlemcen, pour La confiance qu'il m'a témoignée, la liberté qu'il m'a accordée et les conseils qu'il m'a prodigués sont des éléments qui ont fortement contribué à la réalisation de ce travail.*

Je souhaiterais remercier les membres du jury de mon mémoire qui ont accepté de juger ce travail et pour le temps qu'ils ont accordé à la lecture de ce mémoire et à l'élaboration de leurs critiques.

***Mme SARI HASSOUNE HIND** d'avoir accepté de présider le jury de mon travail*

***Mme KHALLDI SOUHILA** d'avoir accepté d'examiner mon travail.*

Mes remerciements vont aussi à :

- ***Mr MERGHADI HOCINE** cadre supérieur à **HAOUD BERKAOUI SONATRACH**
pour m'avoir soutenu pour la réalisation de ce travail*

Enfin tous ceux qui m'ont soutenu durant ce travail directement ou indirectement, par leur amitié et leur sympathie, trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

Dédicace

*Dédicace Je dédie ce travail Tout d'abord, **ALLAH** merci qui m'a aidée à réaliser ce modeste travail.*

*Ceux qui m'ont appris les belles choses De la vie : la confiance, l'amour, la vérité, la patience, et le courage "**vous ma lumière de ma vie maman, et vous mon très Chère père**"*

Je dédie une pensée toute particulière à mon cher frère , À mes merveilleuses sœurs Sans oublier mes neveux

A MA FUTUR FEMME MERCI POUR LEUR AMOURES ET LEUR ENCOURAGEMENT

A tous mes amis

*Ma gratitude profonde envers mon binôme **KOUAR YOUSSEF** qui a été un partenaire exceptionnel, apportant compétence, inspiration et motivation tout au long de notre parcours.*

*A toute la famille **ABDELMOUMENE. MEZOVARI** A tous ceux qui tiennent une place dans mon cœur, avec lesquels je partage les mots tendresse, amour et amitié.*

.

.

Dédicace

Je dédie ce travail à Dieu Tout Puissant, en espérant que ce travail sera issu de la connaissance qui en bénéficie. A mes chers parents Aucun mot ne saurait exprimer mon amour, mon respect et ma reconnaissance pour tout ce que vous avez fait pour ma formation et ma réussite. Dieu merci de m'avoir donné des parents aussi magnifiques

Ma gratitude profonde envers mon binôme **ABDELMOUMENE Abdellatif**

qui a été un partenaire exceptionnel, apportant compétence, inspiration et motivation tout au long de notre parcours.

Je le dédie aussi à mes frères, pour leurs encouragements, à ma famille la plus proche et à mes fidèles amis, tout en leurs souhaitant de la santé et de prospérité dans leur vie.

KOUAR YUCEF

ملخص

نظرا للفوائد الاقتصادية للغازات المرتبطة بها وأثرها على البيئة، يتزايد باستمرار انتعاش هذه الطاقة واستغلالها للوصول إلى لوحدة تعزيز الغاز في مركز معالجة BKH K-201 مهمتنا هي تصميم مبرد هوائي لتبريد الغاز عند شفت ضاغط وتحققنا من نتائجنا بواسطة ΔTML هذه الدراسة، استخدمنا طريقة اختلاف متوسط درجة الحرارة اللوغاريتمي. أجرينا أيضًا حسابًا ديناميكيًا حراريًا للتحقق من التحسن في أداء الضاغط بعد تركيب المبادل .

في نهاية عملنا، استوفت النتائج التي تم الحصول عليها بشأن أبعاد المبردات الهوائية توقعاتنا لأن جميع معايير الأداء تم استيفاؤها وبالتالي زيادة الإنتاج وتجنب الحرق. بالإضافة إلى ($\Delta P = 0.034\text{bar}$ و $U_s = 235 \text{ kcal/hm}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ ، $Sech = 175\text{m}^2$) ذلك، بعد الدراسة المقارنة، وجدنا زيادة بنسبة 2٪ في الكفاءة، وانخفاض بنسبة 7٪ في العمل الذي يوفره الضاغط وانخفاض بنسبة 10٪ في الطاقة التي يستهلكها المحرك

الكلمات المفتاحية: تحجيم مبرد الهواء ، أداء الضاغط ، الغاز ، الديناميك الحرارية

Abstract

Due to the economic benefits of associated gases and their impact on the environment, the recovery and exploitation of this energy is continuously growing.

Our job is to design an aero-refrigerant to cool the gas at the suction of the K-201 compressor of the gas boosting unit at the BKH processing center. To arrive at this study, we used the method of the logarithmic mean temperature difference ΔT_{ML} .

We also performed a thermodynamic calculation to verify the improvement in compressor performance after the installation of an exchanger.

At the end of our work, the results obtained on the dimensioning of the aero-refrigerant met our expectations because all the performance criteria are met ($Sech=175m^2$, $Us= 235 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$ and $\Delta P=0.034\text{bars}$) thus increasing production and avoiding flaring. In addition, following the comparative study, we found a 2% gain in efficiency, a 7% decrease in the work provided by the compressor and a 10% reduction in the power consumed by the engine.

Keywords: Air cooler sizing, Compressor performance, Gas , Thermodynamics

Résumé

En raison des avantages économiques que représentent les gaz associés et leur impact sur l'environnement, la récupération et l'exploitation de cette énergie est en croissance continue.

Notre travail consiste à dimensionner un aéro-réfrigérant afin de refroidir le gaz à l'aspiration du compresseur K-201 de l'unité de boosting gaz au niveau du centre de traitement de BKH. Pour aboutir à cette étude, nous avons utilisé la méthode de la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{ML} .

Nous avons également procédé à un calcul thermodynamique pour vérifier l'amélioration de la performance du compresseur après l'installation d'un échangeur.

A l'issue de notre travail, les résultats obtenus sur le dimensionnement de l'aéro-réfrigérant ont répondu à nos attentes car tous les critères de performance sont réunis ($S_{ech}=175m^2$, $U_s= 230$ kcal/hm²°C et $\Delta P=0,034$ bars) permettant ainsi d'augmenter la production et d'éviter le torchage. De plus, suite à l'étude comparative, nous avons constaté, un gain de 2% de rendement, une diminution de 7% du travail fourni par le compresseur et une réduction de 10% de la puissance consommée par le moteur.

Mots Clés : Dimensionnement aéroréfrigérant, Performance compresseur, Gaz, thermodynamique

Table des matières

ملخص;	5
Résumé	7
Liste des symboles et abréviations.....	10
Liste des tableaux	13
Liste des figures.....	14
Liste des annexes	15
Chapitre I : Généralités sur l'unité BENKAHLA.....	2
Introduction	3
I.1.Historique de la Direction Régionale HBK (1)	3
I.2 Situation géographique.....	3
I.3. Présentation de la Direction Haoud Berkaoui	4
I.4. Production de La Direction Régionale HBK (1).....	4
I.5. Principaux Champs	5
I.5.1. Champ de HBK.....	5
I.5.2. Champ de GLA	5
I.5.3. Champ de BKH.....	5
I.6 Organigramme de la Direction Régionale HBK (1)	6
I.7 Description du Centre de Production BENKAHLA	7
I.7.1. Unité de séparation (2)	7
I.7.2 Unité de boosting gaz	8
I.7.3 Unité de déshuilage	9
I.7.4 Unité d'injection d'eau.....	10
I.7.5 Unité d'expédition (2)	12
I.7.6 Unité air Instrument/Service	13
Chapitre II : Généralités sur les compresseurs et les aéroréfrigérants	16
Introduction	17
II.1 Généralités sur les Compresseurs.....	17
II.1.1 Différents types des Compresseurs.....	17
II.1.2. Domaines d'application et critères de choix des compresseurs	19
II.1.3 Compresseurs Centrifuges	20
II.1.4 Thermodynamique de la compression des gaz	24
II.2 Les aéroréfrigérants	27
II.2.1 Généralités.....	27
II.2.2 Construction	28
II.2.3 Types d'aéroréfrigérants	28
II.2.4 Principaux éléments d'un aéro-réfrigérant.....	30
II.2.5 Avantages et inconvénients des aéroréfrigérants.....	33

II.2.6 Champ d'application des aéroréfrigérants	34
Conclusion.....	34
Chapitre III : Dimensionnement de l'aéroréfrigérant	35
Introduction	36
III.1. Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant	36
III.1.1 Choix de la méthode de dimensionnement.....	36
III.1.2. Configuration d'écoulement étudiée.....	37
III.1.3. Hypothèses de calcul	37
III.1.4. Calcul de l'aéro-réfrigérant.....	38
III.2 Étude Comparative sur la performance du compresseur centrifuge K-201.....	45
III.2.1. Calcul thermodynamique du compresseur K-201	45
III.3 Résultats et interprétations de l'étude de performance.....	52
Conclusion générale.....	54
Bibliographie	55

Liste des symboles et abréviations

A_0	Surface du tube de base	(m^2)
A_t	Surface ailetée	(m^2)
C_p	Chaleur massique	(J/Kg. °C)
D_i	Diamètre interne du tube	(m)
D_e	Diamètre externe du tube	(m)
E	Épaisseur de l'ailette	(m)
FA	Surface faciale	(m^2)
f_t	Coefficient de friction	
f_a	Facteur de friction.	
G_t	Vitesse massique	(Kg/s.m ²)
H	Coefficient d'échange de chaleur par convection	(Kcal/h.m ² . °C)
I	Hauteur de la batterie à ailettes	(m)
J_h	Coefficient de transfert	
K	Coefficient adiabatique	
L	Largeur d'une section	(m)
L_t	Longueur du tube	(m)
MC_p	Chaleur spécifique molaire	(Kcal/mole. °C)
M_w	Poids moléculaire	(Kg/kmole)
$\dot{m}$	Débit massique	(Kg/h)
$\dot{m}_{gaz}$	Débit massique du gaz	(Kg/h)
$\dot{m}_{air}$	Débit massique de l'air	(Kg/h)
N	Nombre des rangées	
Nu	Nombre de Nusselt	
N_{ail-m}	Nombre d'ailettes par mètre de longueur	
N_{t-r}	Nombre des tubes par rangée	
n_p	Nombre de passe	

N	Coefficient polytropique	
P	Pression	(Bar)
Pr	Nombre de Prandtl	
Pt	Pas transversal des tubes	(m)
Pl	Pas longitudinal des tubes	(m)
ΔP_i	Pertes de charge à l'intérieur du tube	(Pa)
ΔP_e	Pertes de charge à l'extérieur du tube	(Pa)
P	Puissance	(KW)
Q_m	Débit massique	(Kg/h)
Q_v	Débit volumique	(m ³ /h)
R	Constante des gaz parfaits	(KJ/K.mole)
Re	Nombre de Reynolds	
R_i	La résistance d'encrassement intérieur	(Kcal/h. °C)
R	Constante spécifique du gaz	
Sech	Surface d'échange	(m ²)
Sp	Section de passage du fluide	(m ²)
Sa	Écartement entre les ailettes	(m)
T	Température	°C
U_s	Coefficient d'échange de chaleur global	(Kcal/h.m ² . °C)
U_{gaz}	Vitesse de circulation du gaz	(m/s)
VF	Vitesse faciale	(m/s)
W	Travail	(KJ/kg)
Yi	Fraction molaire	
Z	Facteur de compressibilité	

Symboles grecques

Φ	Flux de chaleur	(Kcal/h)
λ	Conductivité thermique	(Kcal/h.m.°C)
μ	Viscosité dynamique	(Pa. s)
ρ	Masse volumique	(Kg/m ³)
η	Rendement	
τ	Taux de compression	
z	Écart	
Δ	Différence	

Indices-Abréviations

a	Aspiration
ad	Adiabatique
ail	Ailette
ae	Entrée de l'air
as	Sortie de l'air
c	Critique
e	Extérieur
est	Estimé
ge	Entrée du gaz
gs	Sortie du gaz
i	Intérieur
m	Moyenne
ml	Moyenne logarithmique
pc	Pseudo-critique
poly	Polytropique
r	Refoulement
re	Réduite
t	Tube
BKH	BenKaHla
EDR	Exchanger Design Rating
GLA	GLAlala
HBK	Haoud BerKaoui
NUT	Nombre d'Unité de Transfert
PFD	Process Flow Diagram

Liste des tableaux

Tableau III 1 Les différentes étapes de la méthode ΔT_{ML}	37
Tableau III 2 Conditions de fonctionnement du compresseur K-201 dans le cas été	45
Tableau III 3 Caractéristiques du gaz (voir annexe F).....	46
Tableau III 4 Températures et pressions pseudo-critiques des constituants du mélange.....	Erreur ! Signet non défini.
Tableau III 5 Températures et pressions réduites dans les deux cas.....	48
Tableau III 6 Valeurs de la chaleur spécifique molaire MC_p du mélange dans les deux cas	49
Tableau III 7 Travaux et rendements du compresseur et : Débits et puissances transmises au compresseur pour les deux cas	52

Liste des figures.

Figure I.1 Situation géographique de la Direction Régionale HAOUD BERKAOUI	4
Figure I.2 L'organigramme de la région HAOUD BERKAOUI.....	6
Figure I.3 Unité de séparation.....	8
Figure I.4 Unité de boosting gaz.....	9
Figure I.5 Unité de déshuilage.....	10
Figure I.6 Unité d'injection d'eau.....	12
Figure I.7 Unité d'expédition.....	13
Figure I.8 Unité d'air Instrument.....	14
Figure II 1 Compresseurs Volumétriques	18
Figure II 2 Compresseurs Dynamiques	18
Figure II 3 Construction du compresseur centrifuge	21
Figure II 4 Compresseur avec corps ouvert horizontalement	22
Figure II 5 Compresseur avec corps ouvert verticalement	23
Figure II 6 Évolution de la pression et de la vitesse dans une cellule de compresseur	24
Figure II 7 Aéro-réfrigérant à tirage induit (11)	29
Figure II 8 Aéro-réfrigérant à tirage forcé (11)	29
Figure II 9 Aéro-réfrigérant humidifiés	30
Figure II 10 Aéroréfrigérants à air recyclé	30
Figure II 11 Image d'un faisceau tubulaire	31
Figure II 12 Tube aileté	31

Liste des annexes

Annexe A : Propriétés thermo-physiques de l'air	53
Annexe B : Estimation du coefficient de transfert d'échange global	54
Annexe C : Estimation de la température de sortie de l'air	55
Annexe D : Normalisation des faisceaux du constructeur	56
Annexe E : Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre REYNOLDS à l'intérieur des tubes	57
Annexe F : Caractéristiques physiques des corps purs	58
Annexe G : Facteur de compressibilité des gaz naturels.....	59
Annexe H : Chaleurs spécifiques molaires	60
Annexe I : Plan de conception de l'aéro-réfrigérant.....	61
Annexe J : schéma de PFD du train de compression existant	62
Annexe K : Schéma de PFD du train de compression existant avec un aéro-réfrigérant à l'aspiration du compresseur	63

Introduction générale

Quelques années auparavant, les gaz associés sortant des gisements de pétrole étaient soit brûlés (torchés) ou non brûlés (gaz rejetés), mais en raison des avantages économiques qu'ils représentent et leurs impacts sur l'environnement, de nouveaux procédés ont été élaborés pour permettre l'utilisation de cette énergie fossile qui représente la deuxième source d'énergie la plus utilisée.

A cet effet, de nouvelles techniques permettent désormais d'éviter le torchage continu sur les nouveaux sites, et de l'éliminer ou de le réduire sur les anciennes installations. Des améliorations peuvent être obtenues par simple optimisation des paramètres opératoires, ou par l'ajout de petits équipements, d'autres nécessitent des études et des investissements plus conséquents.

Lors de la récupération des gaz associés, une énergie est utilisée pour permettre la circulation du fluide, cette énergie est la pression qui est assurée par des compresseurs. Ces derniers sont généralement des machines de forte puissance dont le fonctionnement est absolument vital pour l'unité dans laquelle ils sont installés. Ceux-ci sont largement utilisés dans les procédés industriels ainsi que sur les sites d'exploitation de gaz et de pétrole et comme tous les équipements industriels, ils doivent être utilisés de manière optimale.

Durant notre stage de mise en situation professionnelle au niveau du centre de production de BKH, nous avons constaté l'influence de la température ambiante en période d'été sur la performance du compresseur, la production et l'environnement.

En effet, l'augmentation de la température du gaz issue de la séparation entraîne une augmentation de la température d'aspiration du compresseur, qui va influencer sur la température de refoulement du compresseur. Pour des raisons de construction, de fiabilité et de sécurité, la température de refoulement est limitée. Afin d'éviter le déclenchement du compresseur, nous nous trouvons dans l'obligation de recycler une quantité de gaz pour refroidir le gaz aspiré.

Notre approche pour la résolution du problème était donc basée sur la diminution de la température d'aspiration du compresseur en tenant compte des coûts d'investissement et d'exploitation. Pour cela, nous avons proposé une solution qui consiste à refroidir le gaz à l'aspiration du compresseur par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur type aéro-réfrigérant.

La réalisation de cette étude nous permettra d'augmenter la production du gaz, d'éviter le torchage et d'améliorer la performance du compresseur.

Le développement du projet sera procédé par une première partie technologique, traité dans le premier chapitre, où nous présentons la région HBK avec la description du centre de traitement de BKH.

Le deuxième chapitre sera consacré à l'étude bibliographique traitant des généralités sur les équipements qui font l'objet de notre étude avec une brève description du simulateur AspenThech.

Enfin le dernier chapitre, comporte les résultats obtenus avec leurs interprétations.

Pour finir, le manuscrit se termine par une conclusion générale ainsi que les perspectives.

Chapitre I : GÉNÉRALITÉS SUR L'UNITÉ BENKAHLA

Introduction

Pour des raisons de sécurité et d'économie, le pétrole sortant du puits ne peut être stocké directement dans les bacs, l'huile doit être débarrassée du gaz, de l'eau, des sels et d'autres impuretés. Pour l'expédition, cette condition est primordiale, il faut absolument que l'huile ait perdu (en respectant certaines limites et proportions) tous ces éléments pour éviter tout risque d'accidents pendant le transport et pour répondre aux normes contractuelles de vente. De ce fait, le brut doit subir plusieurs opérations pour assurer ces conditions. C'est ce qu'on appelle le traitement du brut.

Il existe des unités destinées à produire et à traiter le pétrole, la région de Haoud Berkaoui est l'une des régions productrices de pétrole en Algérie. Nous allons, dans ce qui suit, présenter cette région avec la description de l'un de ces centres de production (centre de traitement de BKH).

I.1. Historique de la Direction Régionale HBK (1)

Les changements importants du développement de la région

1965 : Découverte du champ HBK par le sondage OK101, situé au sommet de la structure

1966 : Découverte du champ BKH par le sondage OKP24 ;

1967 : Mise en production d'un centre de traitement d'huile à HBK ;

1969 : Découverte du champ de GLA par le sondage GLA 01 ;

1971 : Mise en service du centre de BKH ;

1976 : Création de la Région de Haoud – Berkaoui ;

1976 : Mise en service du centre de production de GLA ;

2007 : Extension de projet de récupération du gaz associé, installation DCS des centres de production de HBK, BKH et GLA ;

2008 : Démarrage du projet de récupération des gaz associés (RGA)

I.2 Situation géographique

Sur la route RN49, reliant Ghardaïa à Hassi Messaoud, à 35 km d'Ouargla, un carrefour indique la présence d'un champ pétrolier : Il s'agit de la Direction Régionale Haoud Berkaoui, située à 770 km au sud d'Alger, à 35 km au nord-ouest d'Ouargla et à 100 km à l'ouest de Hassi Messaoud. (1)

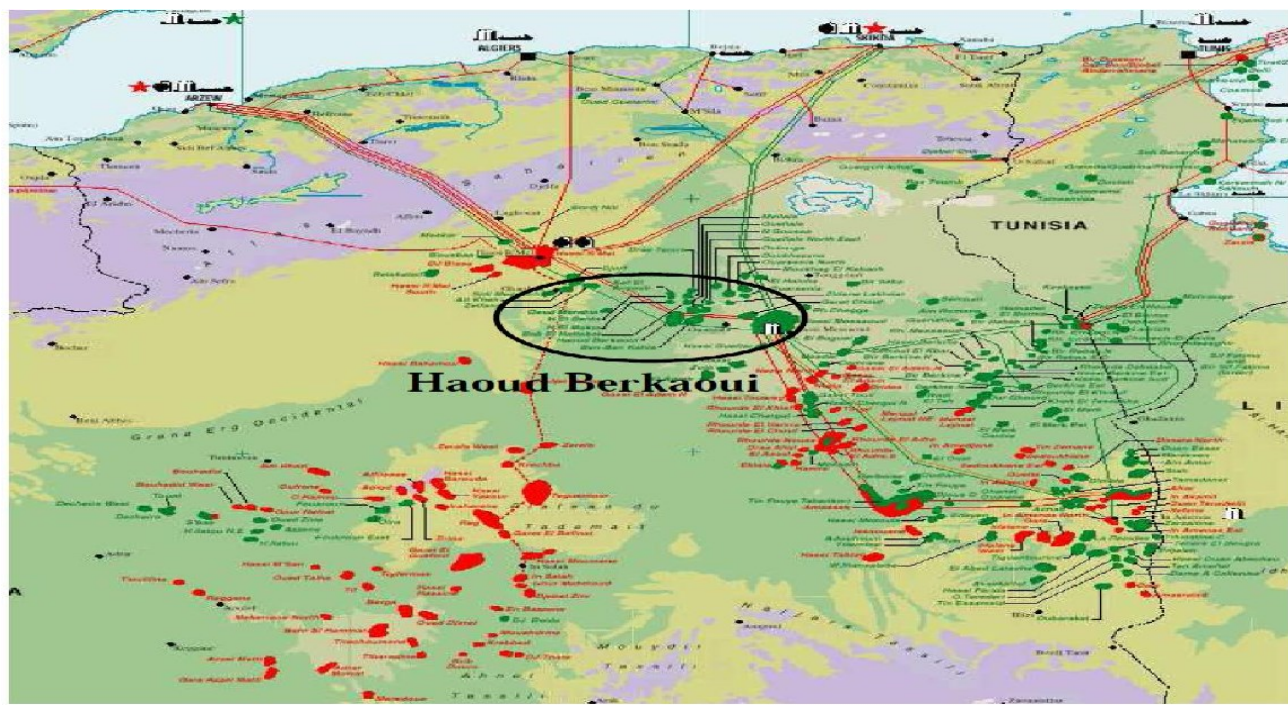


Figure I.1 Situation géographique de la Direction Régionale HAOUD BERKAOUI

I.3. Présentation de la Direction Haoud Berkaoui

La Direction Régionale Haoud Berkaoui fait partie de la Division Production de l'activité Amont de Sonatrach et représente l'une des dix zones principales productrices des hydrocarbures du Sahara Algérien. Elle occupe une superficie de 6 300 km².

Le premier centre de traitement d'huile a été mis en service en 1967 ; aujourd'hui il existe cinq (05) centres de traitement d'huile et une unité de traitement de gaz.

Chaque centre de production reçoit du brut, provenant de divers puits, le stabilise, le stocke dans des bacs pour l'expédier.

Le gaz récupéré est comprimé et acheminé vers l'usine de traitement de gaz de Guellala (UTG/GLA) qui en soutire du GPL, du gaz de vente et du gaz-lift. (1)

I.4. Production de La Direction Régionale HBK (1)

La région HAOUD BERKAOUI produit du pétrole par déplétion naturelle (l'énergie interne du gisement qui pousse le brut vers la surface sous l'effet de pression). Pour le maintien de pression on a une injection d'eau dans les trois secteurs HBK, BKH et GLA. Pour les puits faibles, la production est assurée par gaz-lift. A ce jour elle exploite **120 puits** répartis sur l'ensemble des champs dont :

23 puits Producteurs sans gaz-lift (éruptifs).

61 puits Producteurs avec gaz-lift.

15 puits Producteurs d'eau.

21 puits Injecteurs d'eau.

Elle est constituée essentiellement de trois champs principaux : Haoud Berkaoui Guellala, Benkahla et de plusieurs champs périphériques : Benkahla Est, Guellala Nord Est, Draa Etamra, Haniet El Mokta, Bab El Hattabat, Sahane, N'goussa et Mokh El Kebch. (1)

I.5. Principaux Champs

I.5.1. Champ de HBK

Sur une superficie de 303 Km², le centre de production HBK se compose d'une unité de séparation d'huile avec une capacité de traitement 7 500 m³/j, d'une autonomie de stockage de 18 000 m³, d'une pomperie d'expédition qui se compose de deux électropompes et de deux turbopompes d'une capacité d'expédition 7 700 m³/j, d'une unité de boosting gaz de capacité nominale de 1 042 000 Sm³/j, d'une unité de station d'injection d'eau de capacité nominale de 250 m³/h et d'une unité de déshuilage d'une capacité de 100 m³/h.

I.5.2. Champ de GLA

Sur une superficie de 99 Km², le centre de production se compose d'une unité de séparation d'huiles d'une capacité de 7 500 m³/J, d'une unité de stockage de 15 000 m³/j, d'une pomperie d'expédition d'une capacité d'expédition 7 200 m³/j, d'une unité d'injection d'eau d'une capacité de 250 m³/h, d'une unité de boosting gaz de 765 000 Sm³/j et d'une unité de déshuilage d'une capacité de 60 m³/h. (1)

Cette station est également dotée d'une unité de traitement de gaz d'une capacité environ de 2 369 000 Sm³/j, sa capacité de récupération est estimée à 500 T/j de GPL, de 90 T/j pour les condensats, de gaz de vente de 1 236 000 Sm³/j et de 424 000 Sm³/j de gaz lift. (1)

I.5.3. Champ de BKH

Sur une superficie de 286 Km², le centre de production de Benkahla, est composé d'une unité de séparation d'huile avec une capacité de traitement 7 000 m³/j, d'une pomperie d'expédition se compose de deux électropompes et de motopompe (Secours) d'une capacité d'expédition 3 600 m³/j, d'une unité de déshuilage d'une capacité de 40 m³/h, d'une unité de boosting gaz de capacité nominale 562 000 Sm³/j et d'une unité d'injection d'eau de 250 m³/h. (1)

I.6 Organigramme de la Direction Régionale HBK (1)

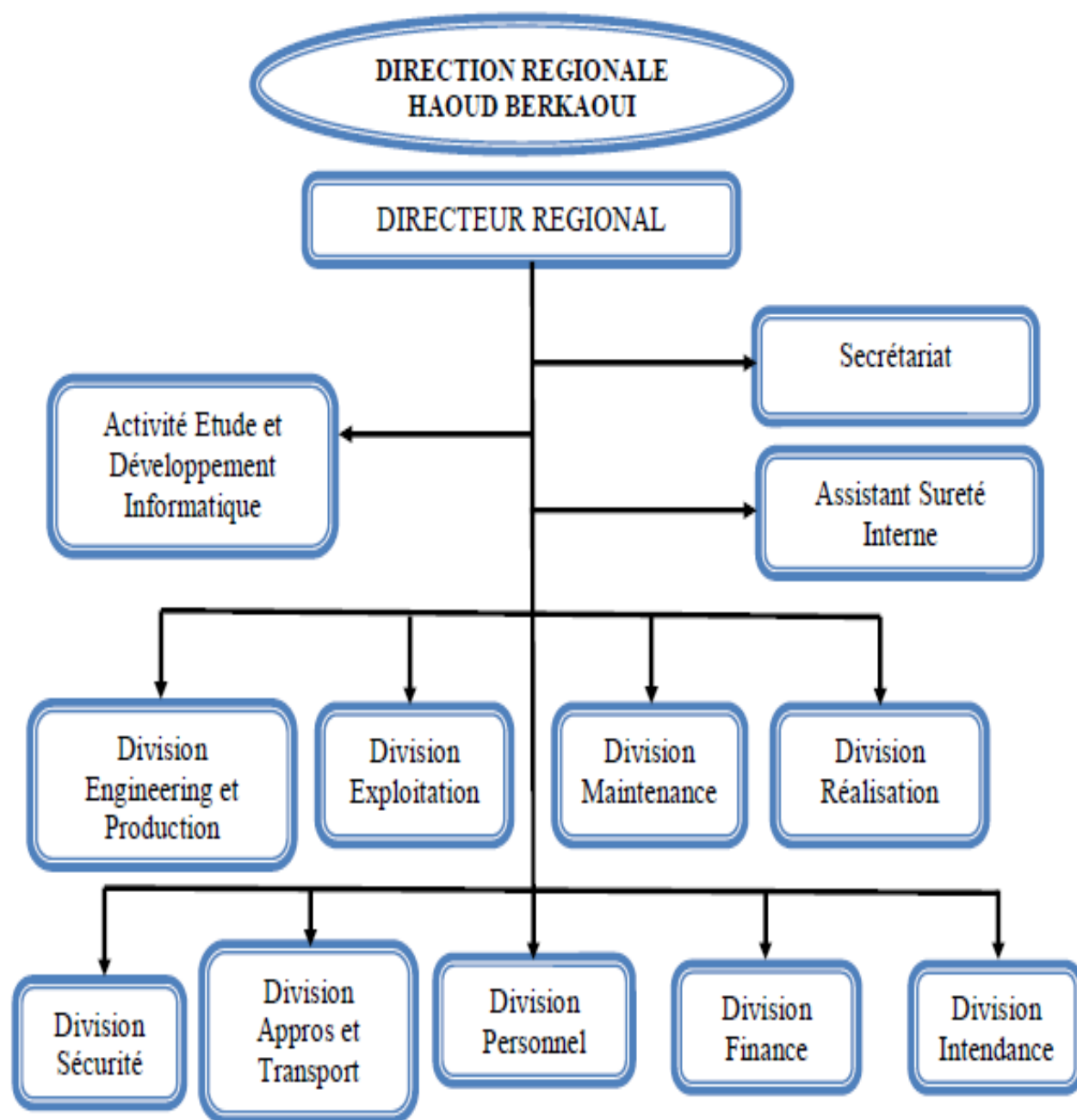


Figure I.2 L'organigramme de la région HAUD BERKAOUI

Avant le traitement final de l'huile, il peut exister ce qu'on appelle un prétraitement ou traitement primaire où on trouve un seul séparateur triphasique avec une récupération du gaz associé, c'est le cas pour le centre de traitement de BKH.

I.7 Description du Centre de Production BENKAHLA

Le centre de production **BENKAHLA** se compose principalement des unités suivantes :

- Unité de Séparation ;
- Unité de boosting gaz ;
- Unité d'expédition ;
- Unité d'injection d'eau ;
- Unité de déshuilage ;
- Unité d'air instrument.

À l'entrée du centre de traitement, le pétrole brut provenant du gisement BENKAHLA subit un traitement chimique en utilisant un produit qui est :

Le désémulsifiant : Ce produit permet de séparer l'eau se trouvant en suspension (en homogénéité) avec le brut.

I.7.1. Unité de séparation (2)

Ce centre traite les effluents des puits producteurs d'huile de la zone de BENKAHLA. Un manifold reçoit les puits d'huile et permet l'alimentation de **02** séparateurs HP (**A/B**), un en service et l'autre en stand-by, opérant à **08 barg** avec une capacité de traitement de **150m³/h**.

Le gaz est envoyé par contrôle de pression vers l'unité de compression et l'excès de ce gaz étant envoyé vers la torche haute pression de l'unité.

L'eau, grâce à un contrôleur de niveau prend la destination de l'unité de déshuilage et l'huile via à contrôleur de niveau est expédiée vers le centre de production de HBK par l'intermédiaire d'une électropompe. (Voir figure I.3) (2)

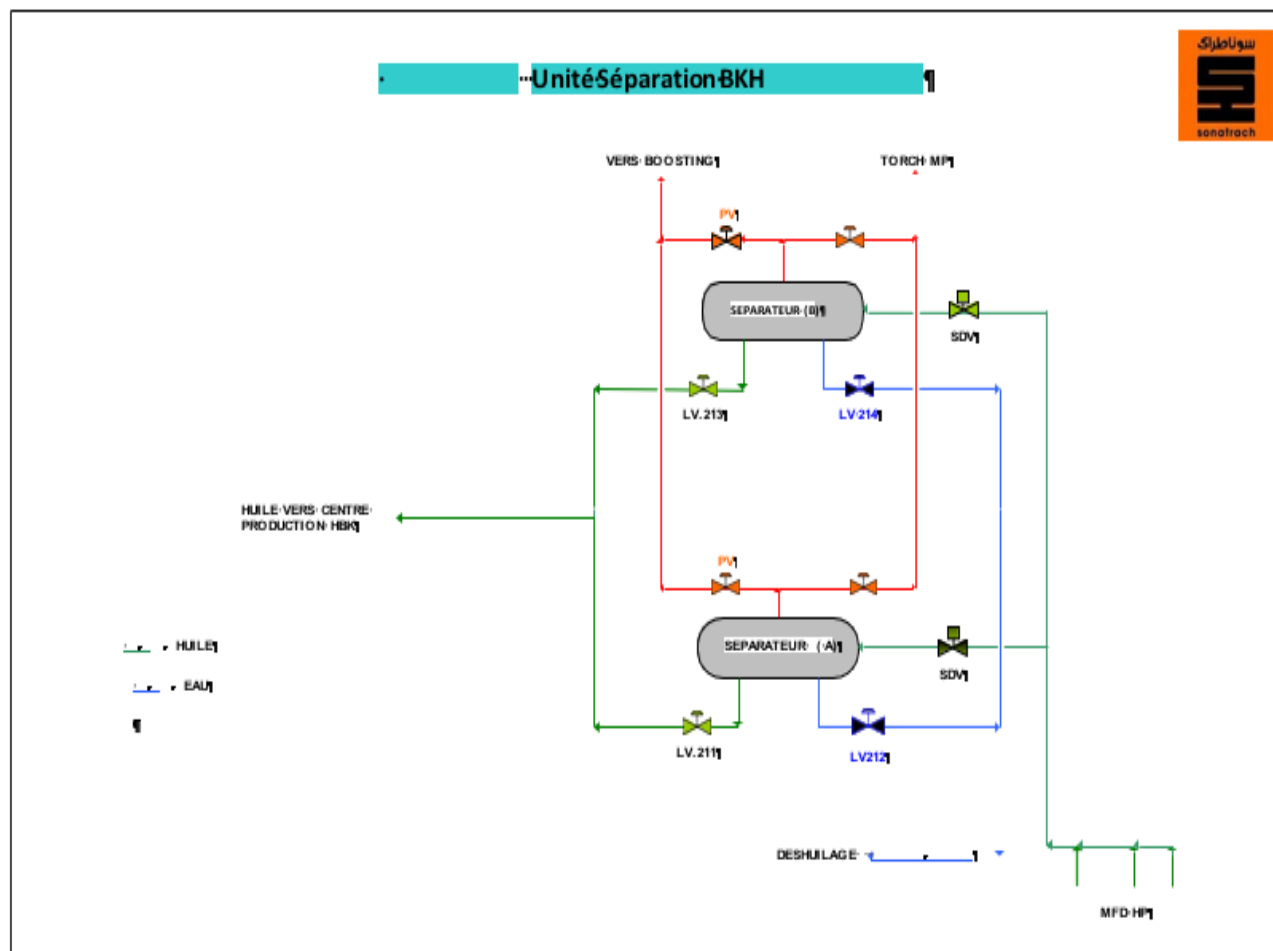


Figure I.3 Unité de séparation

I.7.2 Unité de boosting gaz

La station a pour but de compresser le gaz HP, issu des séparateurs primaires du site, en vue de l'expédier vers l'usine de traitement de gaz de GUELLALA.

Elle se compose d'une section de compression à un seul étage. Le gaz HP provenant de la séparation alimente le compresseur centrifuge (K-201) à une pression de 9 bars abs et un débit d'aspiration de **21 000 Nm³/h**. Avant que le gaz n'entre dans le compresseur, il passe d'abord par le ballon d'aspiration **V-201**, en vue d'éliminer certaines fractions liquides éventuelles, il est ensuite introduit dans le compresseur pour être comprimé à une pression de 29,3bars.

Le gaz comprimé est ensuite refroidi à l'aide d'un aéroréfrigérant **E-201** à une température de 60 °C puis passe dans un ballon **V-202** pour éliminer les hydrocarbures liquides avant son expédition vers l'usine de Guellala. La canalisation qui expédie le gaz à Guellala (longueur 30 km, diamètre 12'') est enterrée et protégée cathodiquement.

La station de compression est reliée à l'usine de traitement de gaz de Guellala, permettant à Guellala de connaître les paramètres de fonctionnement en continu et de pouvoir réaliser un arrêt d'urgence en cas extrême. (Voir figure I.4) (2)

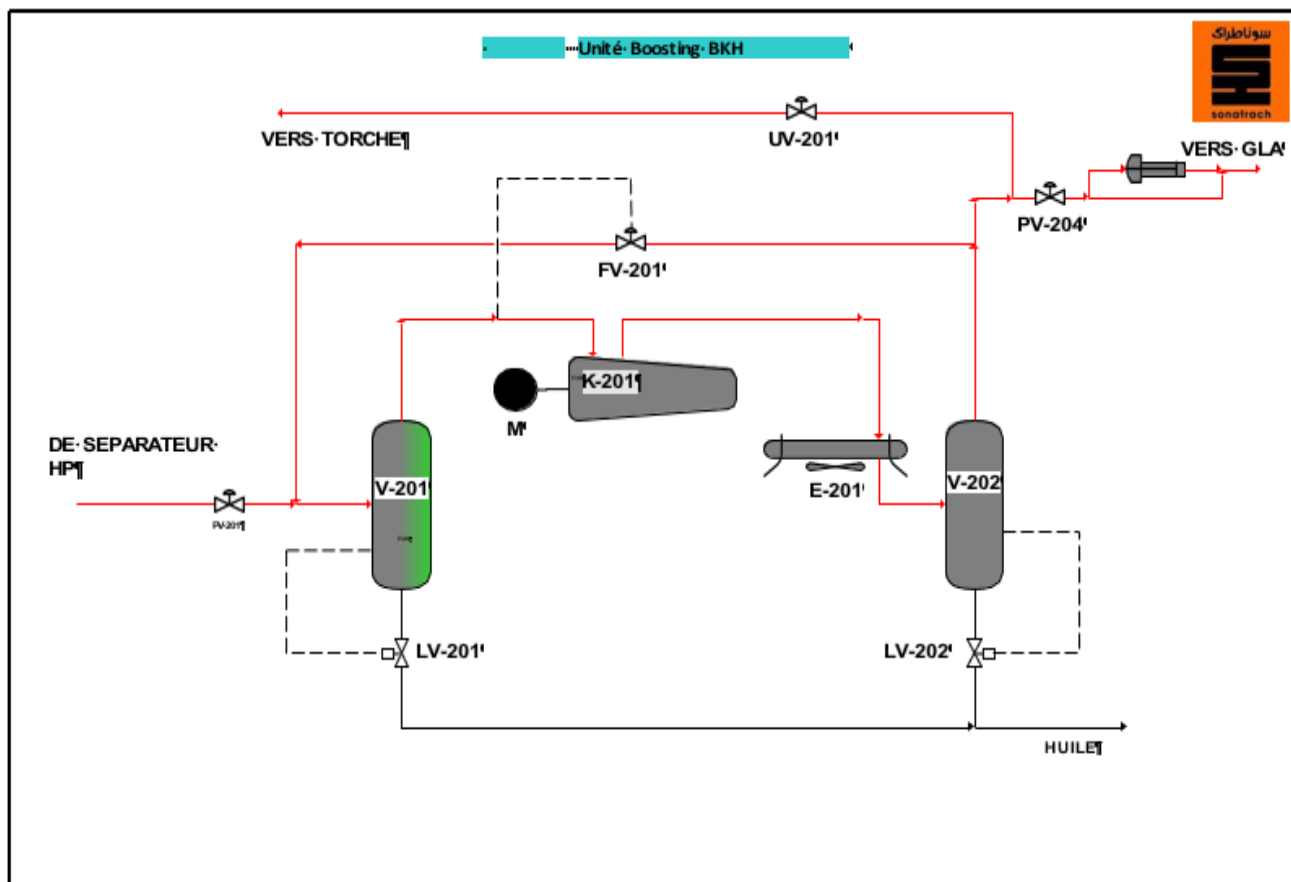


Figure I.4 Unité de boosting gaz

I.7.3 Unité de déshuilage

L'eau provenant des différents séparateurs de la station de BKH arrive au BAC tampon où elle sera stockée temporairement pour l'opération de déshuilage. L'eau du bac tampon s'écoule vers le **CP1 (MS-302)** et le remplit à un débit de **30m3 /h**, Les Discoils **MS-306** et **MS-307** font la première récupération d'huile qui sera acheminée vers le bac de stockage d'huile.

L'eau sortant de MS 302 arrive dans la cuve S-303 de floculation où deux produits de dosage seront injectés : le produit coagulant (poly électrolyte) et le produit floculant (silice active). L'eau floculée, entre dans le flotteur MS -304.

La récupération d'huile se fait à l'aide d'un pont racleur MS-304. L'eau recueillie s'écoule vers la cuve d'eau traitée S-307 et prend la destination vers bourbier. (Voir figure I.5) (2)

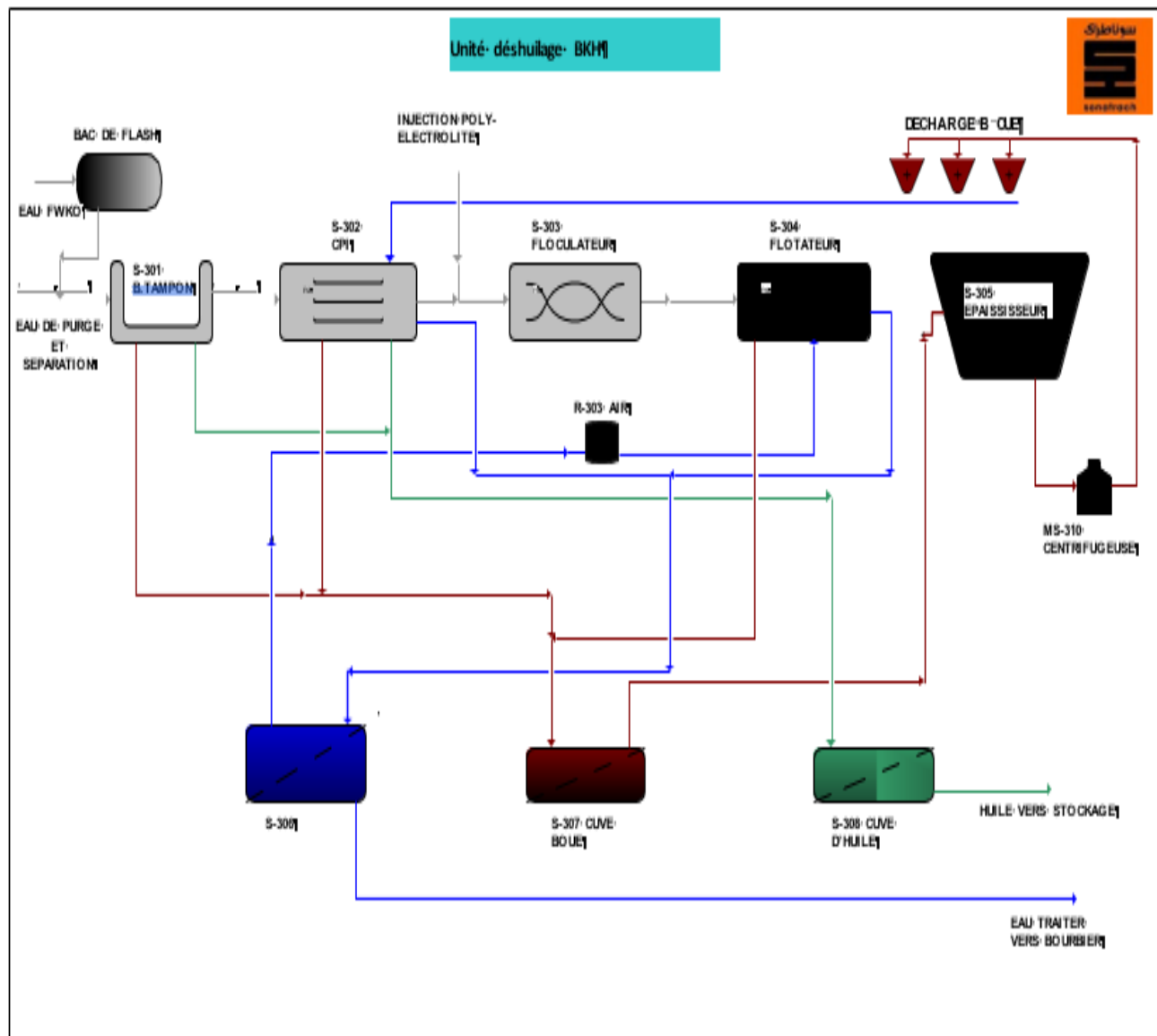


Figure I.5 Unité de déshuilage

I.7.4 Unité d'injection d'eau

Ce centre comprend également une station pour le maintien de pression du gisement de BENKHLA. À l'entrée de la station deux pompes de gavage moyenne pression (**P02 A et B**)(une en service et l'autre en stand-by), elles servent à disposer une pression suffisante à l'aspiration des pompes d'injection haute pression après filtration de cette eau.

Les deux pompes moyenne pression sont protégées par une vanne de régulation (FV01) qui, sous

l'action d'un système de contrôle et de régulation permet d'assurer un débit minimum au refoulement des pompes.

Par ailleurs, une vanne de régulation (PV 06) située au refoulement de ces mêmes pompes protège les installations vers la filtration en limitant la pression du réseau.

L'eau traverse ensuite un poste de filtration, constitué de deux filtres bicouches (S01A/B) installés en parallèle qui permettent d'éliminer les particules entraînées supérieures à 01 micron. En amont de ce poste de filtration une injection de poly-électrolyte facilite la floculation des matières en suspension dans l'eau avant filtration de celle-ci. En aval de ce même poste, l'eau filtrée reçoit les différents produits additifs anti dépôts, bactéricide, inhibiteur de corrosion par les analyses.

La mise en pression de l'eau filtrée est assurée par trois pompes d'injection haute pression (P 01 A/B et C) fonctionnant en parallèle.

Une vanne de régulation (PV 20A/B et C) située au refoulement de chacune de ces pompes haute pression permet de limiter et de réguler les débits et la pression d'eau en sortie de la station. L'eau haute pression est ensuite dirigée vers un manifold situé à la station pour distribution sur les têtes de puits d'injection d'eau.

Le poste de filtration est constitué de deux filtres S01 A/ B qui fonctionnent en marche normale en parallèle et traitent la totalité du débit maximum de la station fixée à 250m³/h. L'action d'une horloge permet de déclencher périodiquement la séquence de lavage des filtres. Ce lavage s'effectue alternativement pour ne pas arrêter l'exploitation. Au démarrage de la séquence, le débit d'injection en sortie de station réduit à 125m³/h par action sur les vannes de régulation PV20 A/B et C situées au refoulement des pompes haute pression P01A/B et C. (Voir figure I.6)

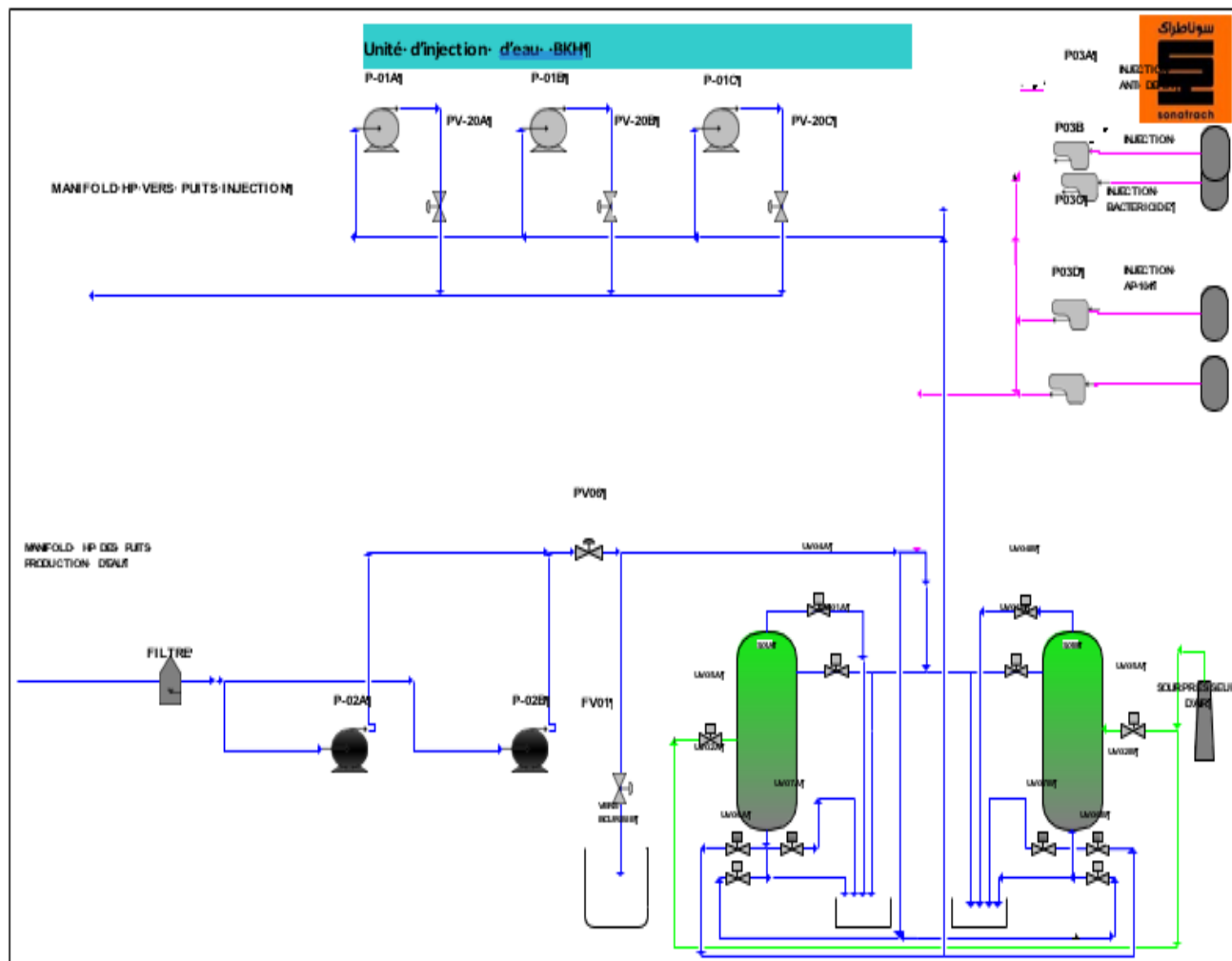


Figure I.6 Unité d'injection d'eau

I.7.5 Unité d'expédition (2)

L'huile est expédiée dans un collecteur 8" vers le centre de production de HBK. La pomperie se compose de :

- Deux groupes électropompes (EP-1/2)
- Un groupe motopompe GMP (Secours). (Voir figure I.7) (2)

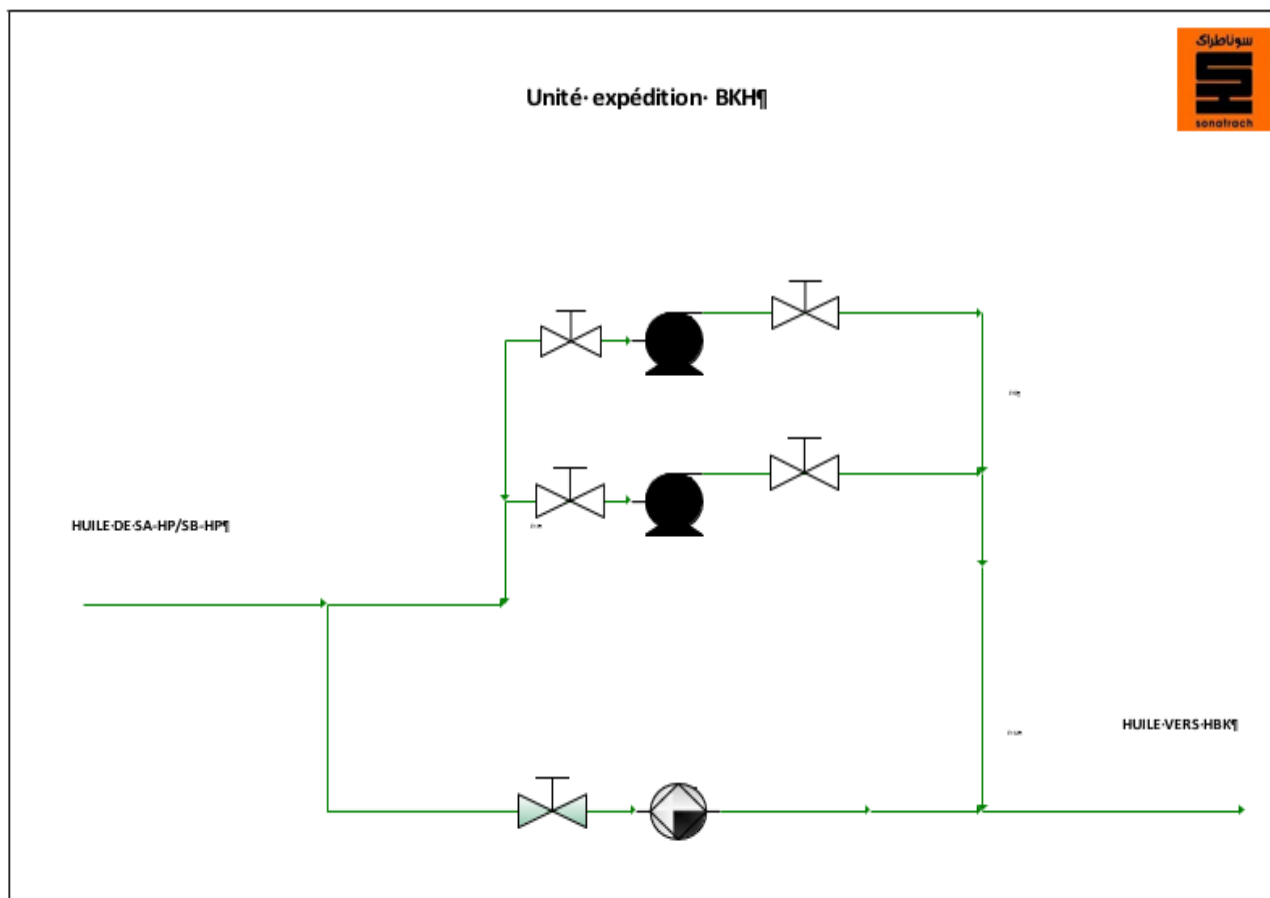


Figure I.7 Unité d'expédition

I.7.6 Unité air Instrument/Service

L'air est fourni par deux compresseurs alternatifs de **8.5 bars** (un en service et l'autre en stand-by). Il passe par le ballon séparateur d'air service, puis par le ballon séparateur d'humidité (sécheur d'air) et ensuite envoyé vers le ballon d'air instrument.

L'air instrument sert à faire fonctionner les vannes pneumatiques.

L'air de service sert pour le nettoyage et le soufflage des appareils, des ballons et les bacs. (Voir figure I.8)

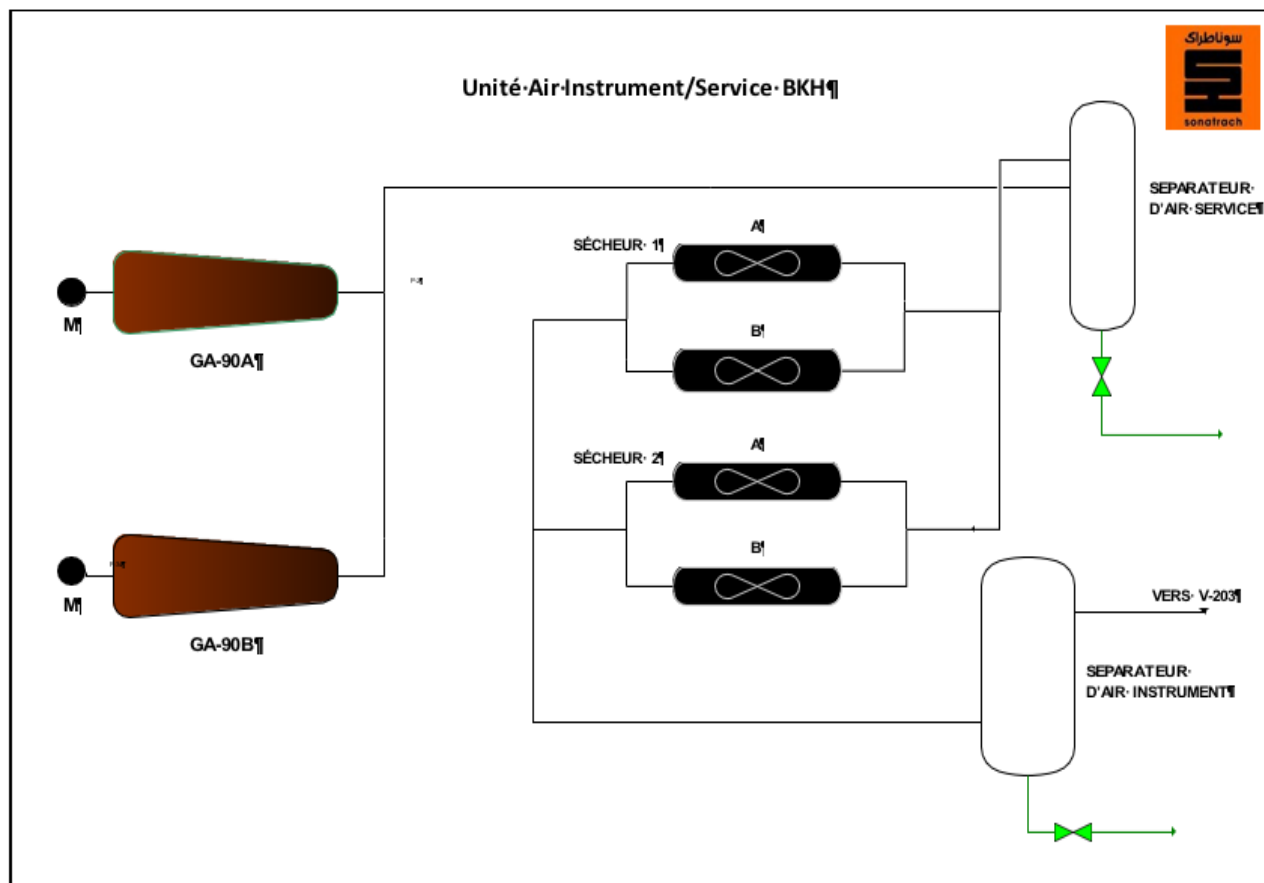


Figure I.8 Unité d'air Instrument

Conclusion

Après avoir décrit brièvement le centre de production de BKH incluant l'unité de compression de gaz, nous allons exposer dans le chapitre suivant un aperçu sur les principaux équipements trouvés dans un train de compression.

Problématique

Le centre de traitement de BKH est constitué d'une unité de boosting gaz, destinée à récupérer le gaz associé (HP), le comprimé et l'expédier vers GLA pour traitement, elle est caractérisée par une production de gaz d'environ $330\,00\text{ Nm}^3/\text{j}$.

Cette unité rencontre des problèmes en période d'été car avec l'augmentation de la température ambiante, le compresseur K-201 subit des arrêts fréquents provoqués par l'augmentation de la température du gaz à la sortie de l'aéroréfrigérant existant E-201.

La cause principale de ces déclenchements est l'augmentation de la température du gaz à l'aspiration du compresseur K-201, qui peut atteindre 62°C contre une température de 29°C dans le cas design.

Il existe plusieurs raisons pour lesquelles cette augmentation n'est pas souhaitable, l'une des raisons principales est qu'elle réduit l'efficacité du compresseur puisqu'elle fait faire plus de travail au compresseur pour le même résultat.

Afin d'y remédier, la problématique suivante est soulevée : « Quelles sont les propositions recommandées permettant d'éviter le déclenchement du compresseur et d'améliorer sa performance ? »

Pour répondre à cette problématique, nous avons émis des hypothèses ci-dessous :

- Humidification de l'aéroréfrigérant existant E-201 ;
- Redimensionnement de l'aéroréfrigérant existant E-201 ;
- Installation d'un aéroréfrigérant en amont du ballon d'aspiration du compresseur K-201.

Dans le cadre de notre étude, nous sommes concentrés sur la troisième hypothèse, susceptible d'améliorer la performance du compresseur, autrement dit, cette installation pourra permettre au compresseur de fonctionner dans les conditions optimales de température en se rapprochant du cas design.

Puisque, les deux premières permettent juste d'éviter le déclenchement du compresseur.

Chapitre II : Généralités sur les compresseurs et les aéroréfrigérants

Introduction

Dans notre projet, nous allons faire une étude comparative sur la performance du compresseur centrifuge K-201 qui varie selon les conditions d'aspiration.

Pour bien comprendre son principe de fonctionnement et le comportement du gaz à la compression, nous allons au début de ce chapitre voire la théorie générale de cette machine.

II.1 Généralités sur les Compresseurs

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression, en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux. Ils sont utilisés surtout lorsqu'on veut véhiculer un gaz de point à un autre plus loin à l'aide de l'énergie de pression. (3)

II.1.1 Différents types des Compresseurs

Les types de compresseurs les plus couramment rencontrés dans l'industrie pétrolière sont groupés sur deux grandes sortes : Volumétriques et dynamique. (4)

II.1.1.1. Compresseurs Volumétriques

Ce sont des machines auxquelles une augmentation de la pression statique est obtenue en admettant des volumes successifs de gaz dans une chambre fermée et en refoulant au moyen d'un élément mobile. Dans cette famille de machines on distingue :

- Les compresseurs volumétriques alternatifs à piston, à membrane ;
- Les compresseurs volumétriques rotatifs à palettes, à lobes, à vis, à anneau liquide.

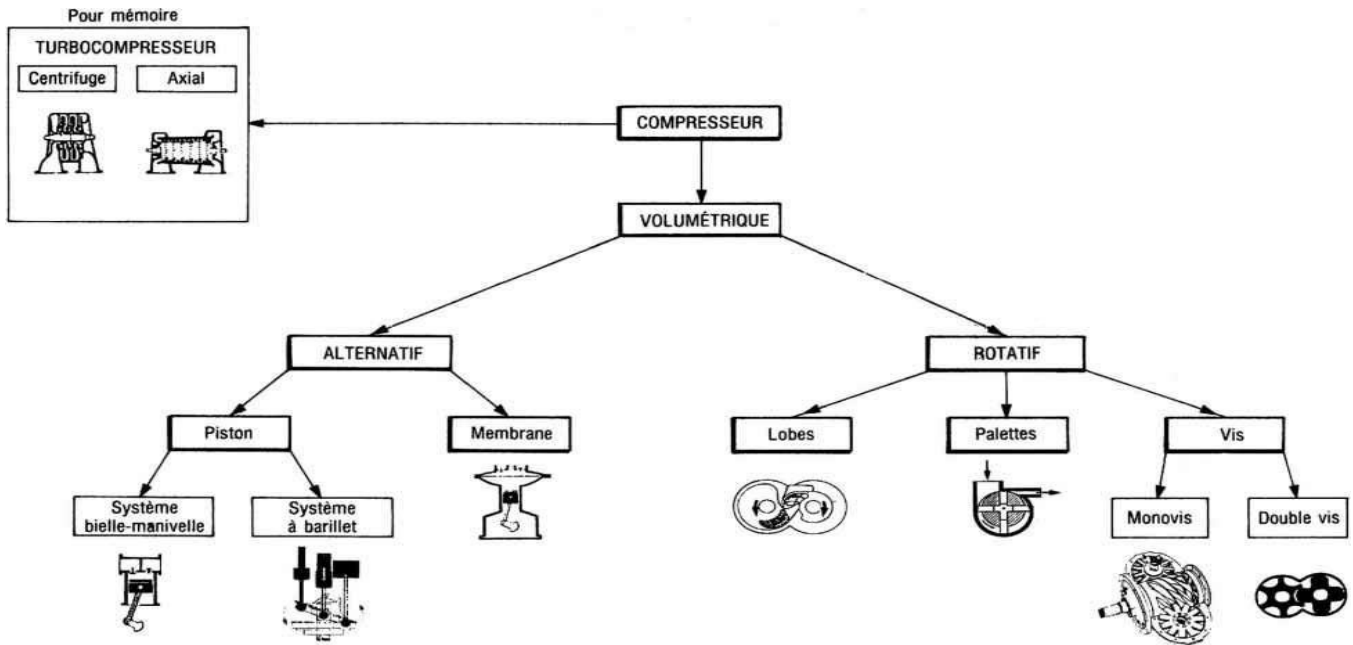


Figure II 1 Compresseurs Volumétriques

II.1.1.2 Compresseurs Dynamiques

Ces machines assurent la compression des gaz grâce à une force centrifuge due au mouvement de rotation des roues munies d'aubes. Le gaz est entraîné dans la roue où il reçoit une grande vitesse qui sera transformée en pression à travers la roue et le diffuseur. (Voir figure II.2) (3)

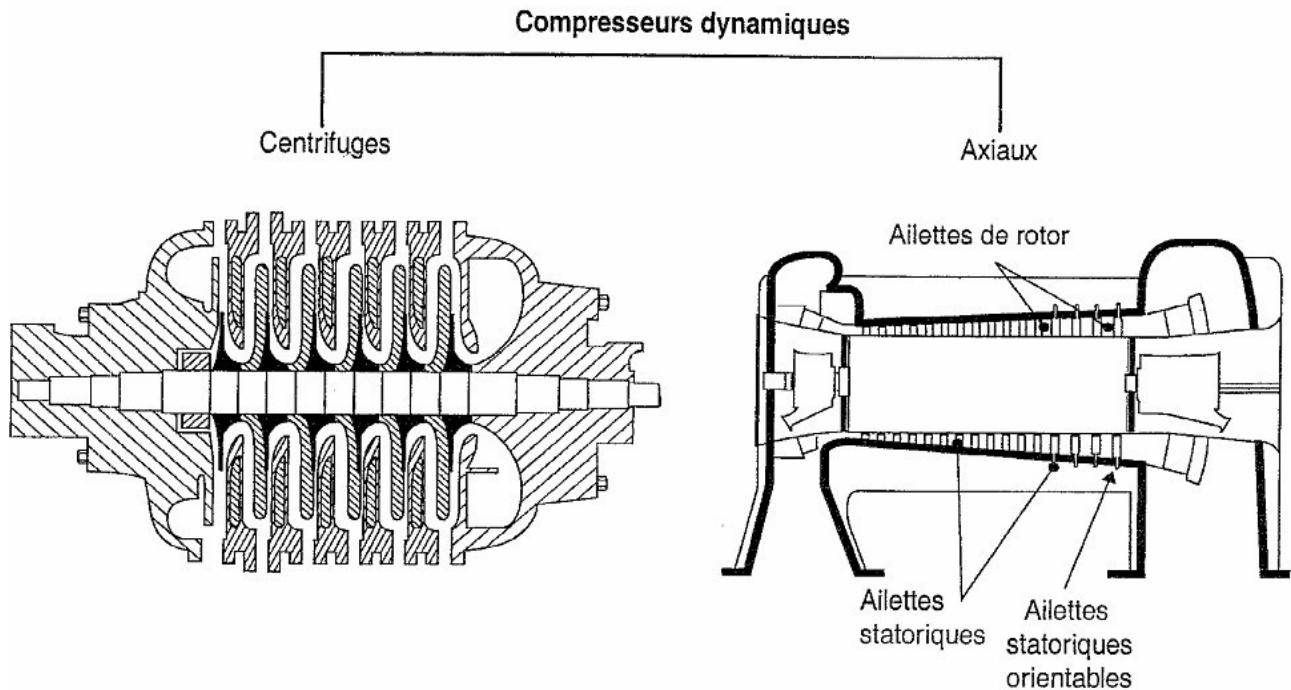


Figure II 2 Compresseurs Dynamiques

Certains compresseurs ont des appellations particulières : pompes à vide, suppresseurs, soufflantes, ventilateurs, en fonction de l'usage et du type de machine. (4)

- Pompe à vide : machine qui refoule un gaz de la zone à très basse pression à la zone de pression atmosphérique ou de la pression inférieure à la pression atmosphérique ;
- Soufflante : machine dont le gain de pression est compris entre 0.1 et 2bars ;
- Ventilateur : le gain de pression ne dépasse pas 0.1bar

II.1.2. Domaines d'application et critères de choix des compresseurs

Les applications des compresseurs sont très diversifiées. Les limites qui sont indiquées sont d'abord d'origine économique avant d'être technique. La pression est la pression de refoulement maximale, le débit correspond au débit volume aspiré. La liste ci-après donne des exemples d'utilisation de ces machines : (4)

- Les unités de raffinage (reformage catalytique) pour le recyclage des gaz riche en hydrogène sous haute pression ;
- Les unités de fractionnement des gaz pour amener ces derniers à la pression de travail ;

Pour liquéfier un gaz (GPL) ;

- Les centrales frigorifiques, telles que, celles utilisées pour le déparaffinage des huiles et le désalphaltage au propane ;
- Le transport du gaz naturel par pipe-line ;
- La réinjection du gaz dans les puits.

Et le critère de choix des compresseurs dépend des paramètres suivants :

- Qualité du gaz ;
- Propreté du gaz ;
- Nocivité du gaz ;
- Débit, pression (taux de compression).

Nous allons maintenant nous intéresser de plus près au type d'équipement qui fera l'objet de notre étude, il s'agit du compresseur centrifuge.

II.1.3 Compresseurs Centrifuges

II.1.3.1 Présentation générale d'un compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge est une machine rotative tournant à vitesse élevée (de 6.10^3 à 3.10^4 t/min) dans laquelle une ou plusieurs roues fournissent l'énergie nécessaire au transfert du gaz. Lorsque cette énergie (de pression) doit être importante, il est nécessaire de prévoir plusieurs roues (multicellulaire) conduisant parfois à des solutions de machines à plusieurs étages, pour des problèmes de température de refoulement et de rendement, ou même à plusieurs corps pour résoudre des problèmes de stabilité mécaniques que créeraient des rotors de trop grande longueur.

La puissance mise en œuvre dans ces machines (entre 2 et 30 MW) en fait de gros consommateurs d'énergie. La recherche du rendement optimum fait que la vitesse variable est très souvent utilisée pour adapter le débit de la machine au procédé. La machine d'entraînement est alors, soit un moteur électrique à vitesse variable, soit une turbine à vapeur ou à gaz, selon la vitesse de ces machines d'entraînement, il est possible qu'il y ait un multiplicateur de vitesse. (5)

II.1.3.2 Conception d'un Compresseur Centrifuge

Extérieurement, cet appareil se présente comme une grosse capacité fermée avec deux brides extérieures : l'une reliée à la tuyauterie d'aspiration, l'autre à la tuyauterie de refoulement.

À l'intérieur de l'appareil se trouve un organe actif mobile qui assure la compression du gaz de la pression d'aspiration à la pression de refoulement, et que nous allons présenter ci-après.

Un compresseur centrifuge comprend essentiellement :

- Un conduit d'admission, en liaison avec la bride d'aspiration du compresseur ;
- Des aubes directrices d'entrée ;
- Un rotor avec une ou plusieurs roues, ses paliers, ses garnitures d'étanchéité ;
- Un diffuseur ;
- Une volute de sortie ;
- Des canaux de retour dans le cas des compresseurs à plusieurs roues assurant l'écoulement du gaz de la sortie du diffuseur de l'étage précédent à l'entrée du distributeur de la roue suivante.

L'ensemble des aubes directrices d'entrée, de la roue et du diffuseur, constitue un étage de compression. Chaque cellule possède une roue dans laquelle le gaz reçoit de l'énergie cinétique qui se transforme en pression dans le diffuseur à la sortie de celui-ci, le gaz collecté sous pression est dirigé vers l'aspiration

de la seconde roue par un canal profilé comportant quelque fois des ailettes fixes pour éviter les tourbillons et réduire la perte de charge entre étages. (Voir figure II.3) (4)

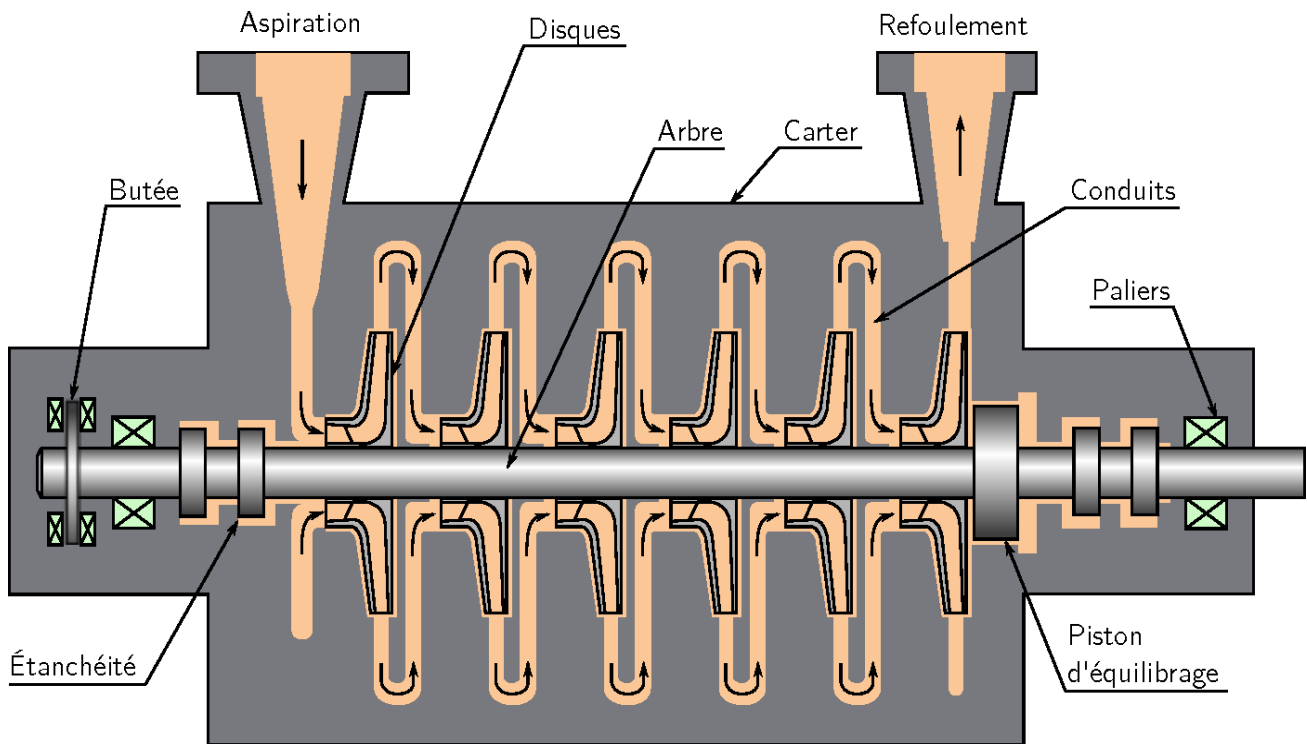


Figure II 3 Construction du compresseur centrifuge

II.1.3.3 Types de compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction du service pour lequel ils doivent être utilisés et de la pression nominale, selon les classifications, on peut adopter les subdivisions suivantes : (6).

Compresseurs avec corps ouvert horizontalement Ces compresseurs fonctionnent généralement à des basses pressions et débit important. Le corps ouvert horizontalement est constitué évidemment de demi corps unis sur le joint horizontal ; les tubulures d'aspiration et de refoulement ainsi celle intermédiaires, les tuyauteries normalement moyennant le demi corps inférieur, ce qui permettent une maintenance aisée. L'enveloppe est moulée et généralement avec une surépaisseur de corrosion de 3 mm (Voir figure II.4) (6).

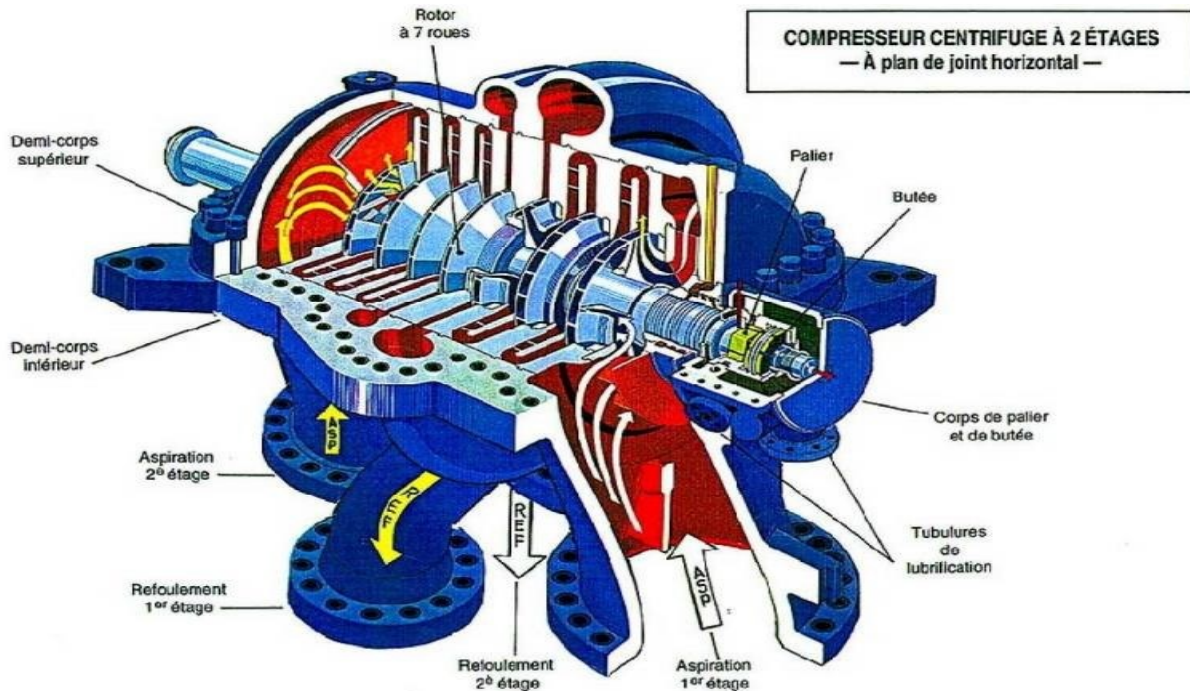


Figure II 4 Compresseur avec corps ouvert horizontalement

Compresseurs avec corps ouvert verticalement

Ces compresseurs sont généralement multi étages, et peuvent fonctionner à haute pression. Le rotor et les diaphragmes situés à l'intérieur du corps. L'étanchéité est assurée par un joint torique monté entre les corps et le couvercle. (Voir figure II.5). (6)

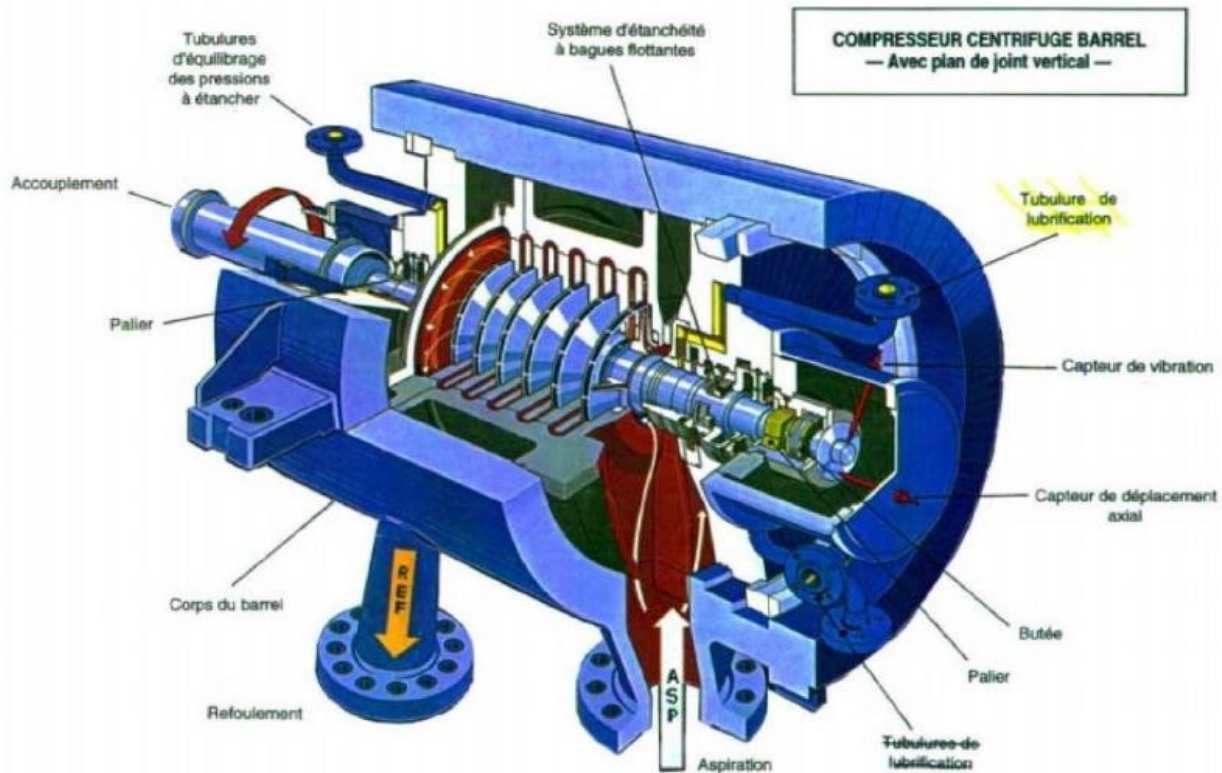


Figure II 5 Compresseur avec corps ouvert verticalement

II.1.3.4 Principe de Fonctionnement

Le gaz est aspiré par le compresseur, entre dans une chambre annulaire (volute d'aspiration), l'apport d'énergie fournie au gaz sous forme de vitesse et de pression s'effectue dans les roues.

Sous l'effet de la force centrifuge, le gaz est mis à la fois en vitesse et en pression dans les canaux de la roue. La vitesse élevée atteinte par le gaz à la sortie de la roue est transformée en pression par un ralentissement (**réduit la vitesse**) dans le diffuseur. Cette transformation peut représenter entre 20 et 25 % de l'augmentation totale de pression dans la cellule.

Les canaux de retour ramènent le gaz à l'entrée de la roue suivante, de telle façon qu'il y pénètre avec le minimum de chocs et turbulences et sans changement brusque de direction. À la sortie de la dernière roue, le gaz est refoulé à travers une chambre annulaire (volute de refoulement) qui l'envoie à la bride de refoulement. (4)

Le schéma ci-dessous représente l'évolution de la pression et de la vitesse dans une cellule de compresseur :

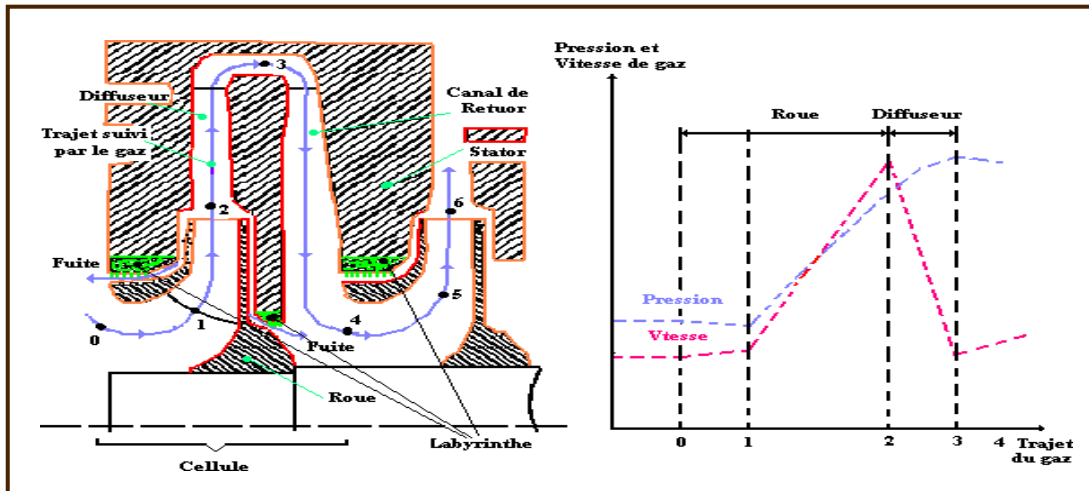


Figure II 6 Évolution de la pression et de la vitesse dans une cellule de compresseur

II.1.4 Thermodynamique de la compression des gaz (7)

Le bilan d'énergie met en jeu :

La variation d'enthalpie ΔH du gaz

$$\Delta H = H_2 - H_1 \quad (\text{II.1})$$

L'énergie mécanique W_i fournie au gaz par la machine. Cette énergie, dans le cas général, est répartie entre le travail de compression W_{comp} et la chaleur engendrée par les frottements Q_f

$$W_i = W_{comp} + Q_f \quad (\text{II.2})$$

L'énergie thermique échangée dans le cas où il existe un échange de chaleur entre la machine et l'extérieur par exemple refroidissement des cylindres d'un compresseur alternatif, etc.

$$\Delta H = W_i + Q_E \quad (\text{II.3})$$

L'évolution du gaz dans une machine adiabatique parfaite répond aux caractéristiques suivantes :

$Q_f = 0$ pas de dégradation d'énergie par les frottements (réversibilité transformations d'énergie) ;

$Q_E = 0$: machine adiabatique, pas d'échanges de chaleur avec l'extérieur

L'évolution du gaz dans une telle machine est appelée **évolution isentropique**.

Évolution isentropique

L'évolution d'un gaz parfait dans une machine parfaite est donnée par la loi :

$$PV^k = \text{cste} \quad (\text{II.4})$$

P : est la pression.

V : est le volume du gaz

k : est l'exposant ou coefficient isentropique caractéristique du gaz.

Où

k : est défini comme le rapport des chaleurs massiques à pression constante C_p et à volume constant C_v du gaz.

La température absolue en fin d'évolution isentropique dépend :

Du rapport $P_2/P_1 = \tau$ appelé taux de compression.

De la température absolue initiale T_1 .

De la nature du gaz caractérisé par son coefficient isentropique k .

Elle s'exprime :

$$T_2^{\text{isen}} = T_1 * \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \quad (\text{II.5})$$

Le bilan d'énergie appliqué à une machine parfaite qui s'écrit dans le cas général

$$\Delta H^{\text{isen}} = W_i^{\text{isen}} + Q_E^{\text{isen}} + W_{\text{comp}}^{\text{isen}} + Q_E^{\text{isen}} + Q_f^{\text{isen}} \quad (\text{II.6})$$

Se réduit à :

$$\Delta H^{\text{isen}} = W_i^{\text{isen}} = W_{\text{comp}}^{\text{isen}} \quad (\text{II.7})$$

$$W_i^{\text{isen}} = \frac{k}{k-1} * \frac{R * T_1}{M} * \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right] \quad (\text{II.8})$$

Évolution polytropique

Dans le cas de la compression centrifuge ou axiale, l'évolution réelle d'un gaz parfait est caractérisée par rapport à une évolution polytropique définie comme réversible non adiabatique.

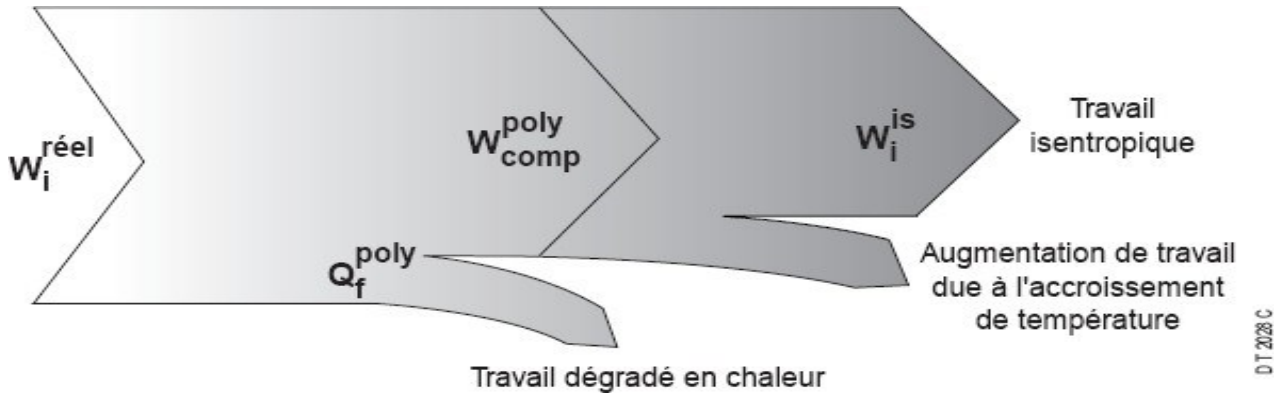
L'évolution réelle est décomposée en deux processus simultanés :

- Dégradation d'une partie de l'énergie mécanique fournie au gaz en chaleur Qf^{poly} Transmise au gaz en cours de compression.
- Compression polytropique du gaz nécessitant un travail de compression $W_{\text{comp}}^{\text{poly}}$ supérieur à $W_{\text{comp}}^{\text{isen}}$ puisque la température en cours de compression polytropique est toujours supérieure à celle d'une compression isentropique.

Le travail indiqué $W_i^{\text{réel}}$ est la somme de Qf^{poly} et $W_{\text{comp}}^{\text{poly}}$

$$W_i^{\text{réel}} = Q_f^{\text{poly}} + Q_{\text{comp}}^{\text{poly}} \quad (\text{II.9})$$

Le diagramme suivant permet de visualiser les relations entre $W_i^{\text{réel}}$, $W_{\text{comp}}^{\text{poly}}$, Q_f^{poly} , W_i^{isen}



L'évolution polytropique d'un gaz parfait est caractérisée par la loi :

$$PV^n = \text{cste} \quad (\text{II.10})$$

Température finale

$$T_{2\text{réelle}} = T_1 * \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (\text{II.11})$$

Travail de compression polytropique :

$$W_{\text{comp}}^{\text{poly}} = \frac{n}{n-1} * \frac{R.T_1}{M} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} - 1 \right] \quad (\text{II.12})$$

Où n : est l'exposant ou coefficient polytropique.

Pour un compresseur, le rendement isentropique est donné comme étant le rapport entre le travail isentropique (idéal) et le travail actuel :

$$\eta_{\text{isen}} = \frac{W_{\text{isen}}}{W_{\text{réel}}} \quad (\text{II.13})$$

Le rendement dit polytropique est défini comme étant le rapport entre le travail polytropique et le travail actuel :

$$\eta_{\text{poly}} = \frac{W_{\text{poly}}}{W_{\text{réel}}} \quad (\text{II.14})$$

Comme nous l'avons vu précédemment, il existe une relation entre la pression, le volume et la température d'un gaz, si l'un change, l'un des deux doit changer.

Lors de la compression d'un gaz, sa température aura tendance à augmenter, celle-ci peut être importante. Cette augmentation n'étant pas favorable au process, des refroidisseurs (échangeurs) sont utilisés pour l'abaisser.

Il existe de nombreuses technologies d'échangeurs de chaleur, choisies selon leur domaine d'utilisation. Leur principale fonction est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts, ils fonctionnent tous suivant les mêmes processus physiques d'échanges :

La conduction : qui représente les échanges à travers les parois (le plus souvent métalliques) ;

La convection : qui représente les échanges entre les fluides et les parois ;

Le rayonnement qui représente les échanges radiatifs entre les fluides et les parois (principalement infra rouge) bien que ce dernier soit souvent négligeable (car pris en compte uniquement pour un fonctionnement à haute température).

On distingue également trois modes d'écoulement différents :

Co-courants : écoulements parallèles des fluides et dans la même direction ;

Contre-courants : écoulements parallèles des fluides mais dans des directions inverses ;

Courants croisés : écoulements perpendiculaires entre les deux fluides. (8)

Dans notre étude, nous allons dimensionner un aéro-réfrigérant, et pour bien le comprendre, nous allons voir dans ce qui suit des généralités sur cet équipement.

II.2 Les aéroréfrigérants

II.2.1 Généralités

Les premiers aéroréfrigérants sont apparus durant les années 40, mais c'est seulement vers les années 60 que la maîtrise technologique a vraiment commencé. Ils peuvent fonctionner pendant de longues périodes sans incidents. La source principale de pannes est le moto-ventilateur parce qu'il constitue un système en mouvement. Ce sont les paliers, les courroies, les enroulements et boîtes à vitesses qui représentent les pannes les plus fréquentes (9).

Ils utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui, après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tubes généralement ailetés à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou

à condenser. Les circulations de l'air et du fluide côté tubes s'effectuant à courants croisés.

Ils sont constitués des éléments suivants :

- Faisceaux tubulaires ;
- Manifold ou système de distribution du fluide chaud ;
- Des ventilateurs ;
- Boîte de distribution de l'air ;
- Système de régulation ;
- Structure métallique de soutien.

II.2.2 Construction

Les refroidisseurs à air sont constitués de faisceaux de tubes à ailettes en aluminium extrudé disposés parallèlement et montés horizontalement sur deux plaques tubulaires, qui se trouvent dans deux boîtes de distribution d'air sur lesquelles sont fixées les tubes à ailettes, le système de fixation est généralement par mandrinage.

Chaque faisceau de tubes est monté de telle façon à permettre l'expansion thermique des tubes, notons qu'une seule tête est fixe, tandis que l'autre est flottante. (9)

II.2.3 Types d'aéroréfrigérants

II.2.3.1 Aéro-réfrigérants à tirage induit

L'unité de tirage induite donne un refroidissement régulier et durable et un tirage naturel quand les ventilateurs sont arrêtés (conserve 30 à 40 % de son efficacité), on a une bonne protection de la surface des ailettes contre le vent, la pluie et la neige par le caisson de distribution. Le tirage induit assure également une meilleure distribution d'air, moins de recyclage d'air chaud, moins d'encrassement et abaisse les niveaux sonores. (10)

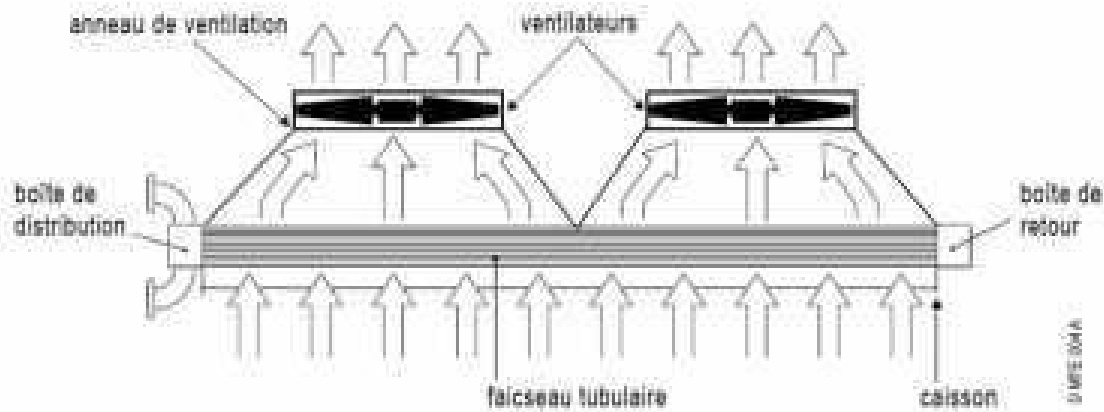


Figure II 7 Aéro-réfrigérant à tirage induit (11)

II.2.3.2 Aéro-réfrigérants à tirage forcé

L'aéro-réfrigérant à tirage forcé assure une bonne accessibilité du faisceau, une bonne disposition de l'ensemble moto-ventilateur qui travaille dans l'air froid, ainsi les ventilateurs restent dans le milieu ambiant plus frais que dans le tirage induit et on a une puissance consommée qui est plus faible. (10)

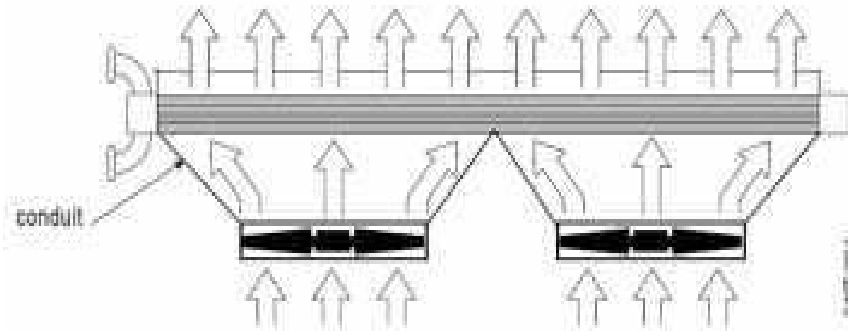


Figure II 8 Aéro-réfrigérant à tirage forcé (11)

II.2.3.3 Aéro-réfrigérants humidifiés

La combinaison des sections des aéroréfrigérants et de l'humidification est une bonne solution dans les régions chaudes et sèches (Comme par exemple au Sahara) (figure III.8). L'air ambiant est refroidi par l'humidification avant admission dans les faisceaux de tubes ailettes (12).

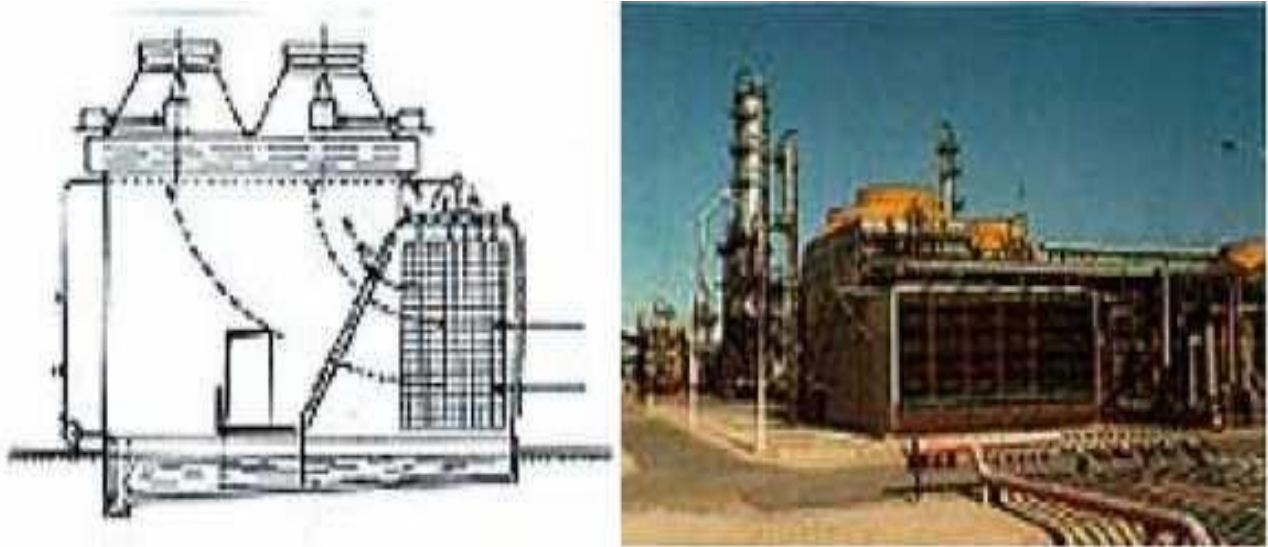


Figure II 9 Aéro-réfrigérant humidifiés

II.2. 3.4 Aéro-réfrigérants à air recyclé

Dans des climats très froids (la RUSSIE, le CANADA, l'ALASKA) et également lors de processus spéciaux, il est important de recycler l'air chaud pour empêcher le gel du fluide qu'on est censé refroidir (figure III.8).

Les différents recyclages d'air chaud sont possibles grâce à de diverses combinaisons des auvents, des Steam coils, des ventilateurs à pas auto variables et/ou à vitesses variables (12)

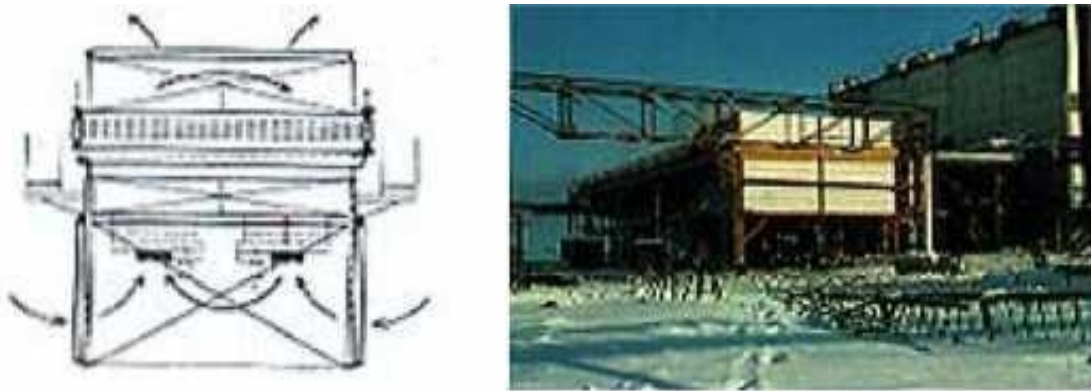


Figure II 10 Aéroréfrigérants à air recyclé

II.2.4 Principaux éléments d'un aéro-réfrigérant

II.2.4.1 Faisceau tubulaire

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont constitués de tubes généralement ailetés, de boîtes de distribution et de châssis assurant la rigidité de l'ensemble. (9)



Figure II 11 Image d'un faisceau tubulaire

II.2.4.2 Tubes à ailettes

Les tubes peuvent être en acier au carbone, en acier inoxydable, en laiton, ou autres alliages, les ailettes sont enroulées en hélice sur le tube de base le nombre d'ailettes/pouce peut varier de 7 à 11, les valeurs les plus courantes sont de 10 et 11 ailettes/pouce. En moyenne, le rapport Surface ailetée/Surface de base est de 20. La qualité de la liaison mécanique entre l'ailette et le tube est primordiale et fonction de la température d'opération ; sous l'effet de dilatation différentielle inhérente aux différences de température et de coefficients de dilatation des matériaux. Le diamètre extérieur souvent utilisé est d'un pouce. Certains fabricants utilisent parfois des tubes de faible diamètre, mais la plupart des aéro-réfrigérants ont des tubes qui ont des diamètres extérieurs (OD) de 1,0 ", 1,25 ", ou 1,5 ".

Les épaisseurs de paroi de tubes de faible diamètre changent avec le matériau, dans certains cas avec la pression de service et la température de fonctionnement. (9)



Figure II 12 Tube aileté

II.2.4.3 Distributeurs ou collecteurs

Les boîtes ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigéré ou condensé à la sortie. Ils relient les tubes entre eux comme ils répartissent le débit en une ou plusieurs passes sauf pour les collecteurs cylindriques, les boîtes comprennent chacune une plaque tubulaire dans laquelle sont fixées les extrémités des tubes par

dudgeon nage ou par soudage. La répartition du fluide en une ou plusieurs passes est assurée par des plaques de séparation soudées. Les tubulures d'entrée et de sortie du fluide sont soudées sur les boîtes ou les collecteurs.

Différents types de boîtes ou collecteurs peuvent être adaptés aux conditions de service et impératifs de maintenance. (9)

À bouchons dévissables (boîte moulée ou mécano-soudé) ;

Couvercle démontable permettant l'accès aux tubes pour des fluides encrassant ;

Collecteurs spéciaux pour haute pression (manifold).

✓ **Assemblage et arrangements des faisceaux tubulaires**

✓ **Nombre de tubes d'un faisceau**

Pour une largeur de faisceau donnée, l'augmentation du nombre de rangées permet d'installer une surface d'échange plus grande par faisceau ceci peut être intéressant pour l'encombrement. La contrepartie est de réduire la vitesse de l'air sous peine d'installer des puissances de ventilation prohibitives

La largeur maximale d'un faisceau est limitée à 3,2 ou 3,5 m, selon les constructeurs. Pour la solution classique de tubes ailetés 1 inch – 2 inch 1/4 in avec un pas de 2 1/2 in, une largeur de 3,5 m permet de loger 54 tubes constituant une rangée (une nappe).

Par ailleurs, le nombre minimum recommandé de nappes ou rangées est égal à 4 pour obtenir une circulation à courants croisés bien établie, l'écoulement n'étant pas vraiment transversal pour un nombre de rangées moindre. (9)

✓ **Répartition des passes et des tubes par passe**

Le nombre de passes côté tubes et la répartition des tubes sur chacune des passes permettent d'ajuster les vitesses d'écoulement du fluide à refroidir ou à condenser. La répartition des passes et des tubes par passe est réalisée par des cloisons de séparation dans les boîtes ou collecteurs. On peut soit prévoir un nombre de rangées égal ou différent sur chacune des passes. (9)

✓ **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).

II.2.4.4 Ventilateurs

Les ventilateurs utilisés sont le plus souvent de type axial, mais on rencontre dans l'industrie du conditionnement de l'air des ventilateurs à cage d'écureuil, qui permettent de balayer de forts débits d'air. Le ventilateur et son système d'entraînement doivent avoir des coûts faibles, ils doivent être résistants et fiables. (9)

Les ventilateurs montés sur les aéroréfrigérants de l'industrie chimique et pétrolière sont des ventilateurs axiaux à huit pales. 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. (9)

II.2.5 Avantages et inconvénients des aéroréfrigérants

II.2.5.1 Avantages du refroidissement à air

- Disponibilité en quantités illimitées de l'air ;
- L'emplacement des aéroréfrigérants n'est pas conditionné ;
- Les frais d'entretiens sont faibles (20 à 30%) par rapport au refroidissement à l'eau ;
- Grande pureté de l'air tout le long de l'année ;
- Pas de dépôts de sels, pas de formation de substances organiques ;
- Peu corrosif et ne pose pas de problèmes de nettoyage ;
- Il est facile de localiser d'éventuelles fuites ;
- Pas de problèmes de pollution. (13)

II.2.5.2 Inconvénients du refroidissement à air

- L'air ne peut pas refroidir à des températures basses en raison de sa faible capacité calorifique ;
- Les variations saisonnières et journalières de la température de l'air changent les performances des aéroréfrigérants ;

- Les aéroréfrigérants ne doivent pas être placés à proximité de gros obstacles, tels que les bâtiments, les arbres, ...etc. ;
- Les ventilateurs génèrent des bruits qui peuvent être gênants. (13)

II.2.6 Champ d'application des aéroréfrigérants

- Industries pétrochimiques ;
- Stations de compression de gaz ;
- Stockage de gaz ;
- Unité de production de PVC, de polyéthylène, de fibres de verre ;
- Usines de soude caustique ;
- Usines de coke ;
- Usines de transport et de manipulation d'ammoniaque ;
- Usines de caoutchouc ;
- Industrie du froid et du conditionnement de l'air. (14)

Conclusion

Ce chapitre présente un aperçu sur les principes de fonctionnement des équipements qui font l'objet de notre étude ainsi quelques notions vont nous aider pour le dimensionnement de l'aéro-réfrigérant, le calcul thermodynamique du compresseur et la simulation

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéroréfrigérant

Introduction

Dans la station de compression de BKH, la température du gaz à la sortie l'aéro- réfrigérant E-201 augmente en période d'été, ce qui entraîne son arrêt ainsi qu'une baisse de la performance du compresseur (diminution du rendement, augmentation de sa puissance. etc.).

Pour permettre au compresseur de fonctionner dans les conditions optimales, nous allons, dans ce chapitre, dimensionner l'aéro-réfrigérant que nous avons proposé d'installer en amont du compresseur et étudier la performance du compresseur pour les deux conditions à l'aspiration (les conditions actuelles et les conditions avec un aéro-réfrigérant en amont du compresseur).

III.1. Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

Le dimensionnement des échangeurs de chaleur est un problème très complexe. Sa complexité vient de plusieurs facteurs qui sont :

- La grande diversité des appareils (échangeurs tabulaires, à plaques, etc.) ;
- La variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluides, etc. ;
- Le nombre important des configurations d'écoulement, pouvant aller bien au-delà là de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

La conception d'un échangeur de chaleur peut être divisée essentiellement en trois parties :

- L'analyse ou calcul thermique et géométrique ;
- La conception préliminaire mécanique ;
- La conception finale aux fins de fabrication.

La première partie est celle qui nous concernera. Son but est de calculer la surface d'échange requise afin qu'une quantité de chaleur déterminée soit échangée.

III.1.1 Choix de la méthode de dimensionnement

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

- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité ;
- Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{ML} .

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

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

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

La démarche de calcul de la méthode est donnée dans le tableau (IV.1) :

Tableau III 1 Les différentes étapes de la méthode ΔT_{ML}

Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{ML}	
1	Evaluer le coefficient d'échange global U_s pour une géométrie fictive
2	Calcul de la différence de température moyenne logarithmique
3	Calcul de la surface d'échange
4	Calcul du nouveau coefficient d'échange global réaliste, en tenant compte de l'encrassement de part et d'autre des tubes
5	Ce nouveau coefficient est comparé avec l'ancien (précédent). Si l'écart est énorme (exemple 1 %), on doit refaire les calculs avec le nouveau coefficient d'échange global. Il peut y avoir trois itérations successives, cela dépend de la précision des calculs souhaités.

III.1.2. Configuration d'écoulement étudiée

La configuration de l'écoulement étudié est à courant croisé où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse V_{air} sur la paroi des tubes par tirage forcé, les tubes sont arrangés en quiconque ou aligné et à l'intérieur des tubes, le gaz s'écoule avec une vitesse U_{gaz} .

III.1.3. Hypothèses de calcul

Pour le calcul des échangeurs à air, on a considéré les hypothèses suivantes :

- Régime de fonctionnement stationnaire ;
- Le coefficient global d'échange de chaleur est constant ;
- Les débits massiques des deux fluides sont constants ;
- Les chaleurs spécifiques des deux fluides sont constantes ;
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur ;
- Section de passage est constante ;
- Le transfert de chaleur entre les deux fluides se fait par :
 - ✓ Convection forcé fluide-paroi (externe) : Coefficient de convection externe h_e [$W/m^2 \cdot K$]
 - ✓ Conduction à travers la paroi : Conductivité thermique λ [$W/m \cdot K$]
 - ✓ Convection forcé fluide-paroi (interne) : Coefficient de convection interne h_i [$W/m^2 \cdot K$].

III.1.4. Calcul de l'aéro-réfrigérant

✓ **Données**

✓ **Données géométriques**

Désignation	Symbole	Valeur	Unité
Diamètre intérieur des tubes	di	0.0021	[m]
Diamètre extérieur des tubes	de	0.0254	[m]
Pas transversal des tubes	Pt	0.06	[m]
Pas longitudinal des tubes	Pl	0.052	[m]
Ecartement des ailettes	Sa	0.001955	[m]
Epaisseur de l'ailette	e	0.000355	[m]
Hauteur de l'ailette	I	0.0159	[m]
Longueur des tubes	Lt	6	[m]
Nombre de rangée	N	5	/
Nombre de passes	np	1	/
Rapport entre surface ailetée et surface du tube de base	At / A0	23.5	/
Nombre d'ailettes par mètre	Nail-m	433	/

✓ **Données thermo physiques**

Désignation	Symbole	Valeur	Unité
Débit massique du gaz	m _{gaz}	2,27.10 ⁴	[Kg/h]
Température d'entrée de l'air	Tae	32	[°C]
Température d'entrée du gaz	Tge	62	[°C]
Température de sortie du gaz	Tgs	33	[°C]
Conductivité thermique des tubes	λ _t	51,245	[Kcal/h.m.°C]
Conductivité thermique des ailettes	λ _{ail}	197,687	[kcal/h.m.°C]
La résistance d'encrassement intérieur	Ri	0,000181	[Kcal/h. °C]
Nature du matériau des tubes			Acier au carbone
Nature du matériau des ailettes			Aluminium

➤ **Les propriétés physiques de l'air**

Elles sont évaluées à la température moyenne de l'air T_{m-air} : (Voir l'annexe A)

Désignation	Symbole	Valeur	Unité
Chaleur spécifique de l'air	$C_{p_{air}}$	0,24	[kcal/h.kg. °C]
Viscosité dynamique de l'air	μ_{air}	$1,88.10^{-5}$	[Pa. s]
Conductivité thermique de l'air	λ_{air}	0,023	[kcal/h.m.°C]
Masse volumique de l'air	ρ_{air}	1,16	[Kg/m3]
Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air	P_{rair}	0,71	/

➤ Les propriétés physiques du gaz

Elles sont évaluées à la température moyenne de T_m -gaz :

Désignation	Symbole	Valeur	Unité
Chaleur spécifique du gaz	$C_{p_{gaz}}$	0,496	[kcal/.kg. °C]
Viscosité dynamique du gaz	μ_{gaz}	$1,23.10^{-5}$	[Pa. s]
Conductivité thermique du gaz	λ_{gaz}	0,028	[kcal/h.m. °C]
Masse volumique du gaz	ρ_{gaz}	7,8	[Kg/m3]
Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air	Pr_{gaz}	0,77	/

✓ Résultats à rechercher

- Puissance thermique échangée : Φ [kcal/h]
- Température de sortie de l'air : T_{as} [°C]
- Différence de température moyenne logarithmique : ΔTLM [°C]
- Coefficient d'échange par convection extérieur : h_e [kcal/h.m². K]
- Coefficient d'échange par convection intérieur : h_i [kcal/h.m². °C]
- Coefficient global de transfert de chaleur : U_s [kcal/h.m². °C]
- Surface d'échange : S_{ech} [m²]
- Nombre total des tubes : N_t
- Nombre des tubes par rangée : N_{t-r}
- Pertes de charge à l'intérieur des tubes : ΔP_i [Pa]
- Pertes de charge à l'extérieur des tubes : ΔP_e [Pa]

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

A partir des données citées ci-dessus, nous pouvons faire la conception de l'aéro-réfrigérant

- **Bilan thermique**
- Puissance thermique échangée Φ [kcal/h] :

$$\phi = \dot{m}_{\text{gaz}} * C_{p_{\text{gaz}}} * (T_{\text{ge}} - T_{\text{gs}}) \quad (\text{III.1})$$

$\dot{m}_{\text{gaz}} * C_{p_{\text{gaz}}}$: Débit calorifique du fluide chaud.

$$\phi = 3.26 \cdot 10^5 \text{ kcal / h}$$

Après plusieurs itérations, on a pu estimer le coefficient global $U_s = 212 [\text{kcal/ h.m}^2. ^\circ\text{C}]$

- **Estimation de la différence de température moyenne $\Delta T_{\text{moyest}} [^\circ\text{C}]$**

En s'aidant de l'abaque de l'annexe B avec (N=5) on obtient :

$$\frac{\Delta T_{\text{air}}}{\Delta T_{\text{m}_{\text{est}}}} = 0.5$$

Et à partir de l'abaque de l'annexe C

$$\frac{T_{\text{ge}} - T_{\text{gs}}}{T_{\text{ge}} - T_{\text{ae}}} = 0.96 \quad \text{donc} \quad \frac{\Delta T_{\text{air}}}{T_{\text{ge}} - T_{\text{ae}}} = 0.15$$

$$\Delta T_{\text{mest}} = 8.2^\circ\text{C}$$

- **Calcul de la surface d'échange estimée $S_{\text{echest}} [\text{m}^2]$**

$$S_{\text{ech}_{\text{est}}} = \frac{\phi}{U_s * \Delta T_{\text{moyest}}} \quad (\text{III.2})$$

$$S_{\text{ech}_{\text{est}}} = 184 \text{ m}^2$$

- **Estimer la surface faciale FA $[\text{m}^2]$**

$$FA = 0.9 * \frac{S_{\text{ech}_{\text{est}}}}{N} \quad (\text{III.3})$$

$$FA = 33 \text{ m}^2$$

- **Calcul du nombre de tubes N_t :**

$$FA = L_t * l \quad (\text{III.4})$$

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

L_t : Longueur des tubes [m] ;

l : Largeur d'une section [m].

À partir de l'annexe D on peut obtenir une (01) cellule de 5,5m et un faisceau d'une largeur de 2,75m.

- **Sur chaque nappe on a n_{tubes} :**

$$(n_{\text{tubes}} + 0.5) * P_t = \text{Largeur faisceau} \quad (\text{III.5})$$

$$\underline{n_{\text{tubes}} = 45 \text{ tubes}}$$

- **Nombre de tubes par rangée :**

$$N_{t-r} = n * N \quad (\text{III.6})$$

$$\underline{N_{t-r} = 225 \text{ tubes}}$$

- **Nombre total des tubes :**

$$N_t = N_{t-r} * n_{\text{Cellules}} \quad (\text{III.7})$$

$$\underline{N_t = 225 \text{ tubes}}$$

- **Température de sortie de l'air T_{as} [°C]**

La température sortie de l'air est calculée à partir le bilan d'énergie :

$$\dot{\phi} = \dot{m}_{\text{air}} * C_{p_{\text{air}}} (T_{as} - T_{ae}) = V_F * 1038 * FA * (T_{as} - T_{ae}) \quad (\text{III.8})$$

$$T_{as} - T_{ae} = \frac{\dot{\phi}}{V_F * 1038 * FA}$$

$\dot{m}_{\text{air}} * C_{p_{\text{air}}}$: Débit calorifique du fluide froid ;

V_F : Vitesse faciale [m^2/s] (déterminée à partir de l'annexe B)

FA : Surface faciale [m^2]

$$\underline{T_{as} = 35.3^\circ\text{C}}$$

- **Débit massique de l'air $\dot{m}_{\text{air}}$ [kg/h]**

$$\dot{m}_{air} = \frac{\phi}{C_{p_{air}} * (T_{as} - T_{ae})} \quad (III.9)$$

$$\dot{m}_{air} = 4.11 * 10^5 \text{ Kg / h}$$

- **Différence moyenne de température logarithmique DTLM [°C]**

$$DTLM = \frac{(T_{ge} - T_{as}) - (T_{gs} - T_{ae})}{\ln\left(\frac{T_{ge} - T_{as}}{T_{gs} - T_{ae}}\right)} \quad (III.10)$$

$$DTLM = 8.3^\circ\text{C}$$

- **Surface d'échange Sech [m²]**

$$S_{ech} = \frac{\phi}{U_s * DTLM} \quad (III.11)$$

U_s : Coefficient global de transfert de chaleur [kcal/h.m² °C].

$$S_{ech} = 185\text{m}^2$$

- **Calcul du coefficient d'air h_e [kcal/h.m² °C]**

$$h_e = 0.134 * \left[\frac{de * G_{max}}{\mu_{air}} \right]^{0.681} * \left[\frac{C_{p_{air}} * \mu_{air}}{\lambda_{air}} \right]^{\frac{1}{3}} * \left[\frac{Sa}{I} \right]^{0.2} * \left[\frac{Sa}{e} \right]^{0.1134} * \left[\frac{At}{A_0} \right] * \left[\frac{\lambda_{air}}{de} \right] \quad (III.12)$$

Avec $G_{max} = \frac{\dot{m}_{air} * V_m}{FA * V_f}$ (III.13)

$$h_e = 67 \text{ Kcal / h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Calcul du coefficient interne du gaz h_i [kcal/h.m² °C]**

$$h_i = J_h * \left(\frac{\lambda_{gaz}}{di} \right) * \left(\frac{C_{p_{gaz}} * \mu_{gaz}}{\lambda_{gaz}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (III.14)$$

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

J_h : Coefficient de transfert déterminé à partir de l'abaque de l'annexe E en fonction du nombre de Reynolds. $J_h=250$

- **Section de passage par passe Sp [m²]**

$$Sp = \frac{N_t * \pi * di^2}{n_p * 4} \quad (III.15)$$

n_p : Nombre de passes.

$$\underline{Sp = 0.086m^2}$$

- **Vitesse massique G_t [kg/sm²]**

$$G_t = \frac{\dot{m}_{gaz}}{Sp * 3600} \quad (III.16)$$

$$\underline{G_t = 67kg / sm^2}$$

- **Vitesse de circulation du gaz U_{gaz} [m/s]**

$$U_{gaz} = \frac{G_t}{\rho_{gaz}} \quad (III.17)$$

$$\underline{U_{gaz} = 9.35m / s}$$

- **Nombre de Reynolds Re**

$$Re = \frac{di * G_t}{\mu_{gaz}} \quad (III.18)$$

$$\underline{Re = 131162}$$

À partir de l'équation (III.14) on détermine h_i

$$\underline{h_i = 290Kcal / h.m^2.^\circ C}$$

- **Calcul du coefficient de transfert global U_s [kcal/h m²°C]**

$$U_s = \left[\frac{1}{h_a} * \frac{A_0}{A_t} + \frac{de - di}{\lambda_t} * \frac{de}{di} + \frac{1}{h_i} * \frac{de}{di} + Ri \right]^{-1} \quad (III.19)$$

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

Comparons le nouveau coefficient U_s avec celui qu'on a estimé.

$$\varepsilon = \frac{U_{s_{cal}} - U_{s_{est}}}{U_{s_{cal}}} = 0.00934 = 0.9\%$$

ε : Écart entre U_s calculé et U_s estimé.

$$U_s = 214 \text{ Kcal / h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- **Calcul des pertes de charge ΔP [Pa]**
- **Calcul de la perte de charge à l'intérieur des tubes ΔP_t [Pa]**

$$\Delta P_t = n_p * \rho_{gaz} * U_{gaz}^2 \left[f_t * \frac{L_t}{d_i} + 2 \right] \quad (\text{III.20})$$

f_t : Coefficient de friction déterminé à partir de l'abaque de l'annexe E en fonction de Reynolds ($f_t = 0,013$).

$$\Delta P_t = 3770 \text{ Pa}$$

- **Calcul de la perte de charge de l'air à travers le faisceau ΔP_a [Pa]**

$$\Delta P_a = \frac{f_a * G_{max}^2 * N}{\rho_{air}} \quad (\text{III.21})$$

f_a : Facteur de friction.

$$f_a = 18.93 * \left(\frac{de * G_{max}}{\mu_{air}} \right)^{-0.316} * \left(\frac{S_a}{de} \right)^{-0.927} \quad (\text{III.22})$$

$$\Delta P_a = 9985 \text{ Pa}$$

En dimensionnant l'aéro-réfrigérant, nous avons obtenus de nouvelles conditions à l'aspiration du compresseur, nous allons donc faire un calcul thermodynamique pour le cas actuel et le cas avec un aéro-réfrigérant.

III.2 Étude Comparative sur la performance du compresseur centrifuge K-201

Selon les conditions d'aspiration et de refoulement, selon la nature du gaz et le type de machine, l'évolution de la loi de compression peut être très différente. On peut distinguer les cas où les conditions d'aspiration sont éloignées de la tension de vapeur et ceux où les conditions d'aspiration sont proches ou celles de la tension de vapeur du produit comprimé.

L'objectif de ces calculs est de faire une étude comparative sur le comportement et la performance du compresseur dans le cas actuel où la température d'aspiration est très éloignée de la tension de vapeur en période d'été et après l'installation de l'aéro-réfrigérant où la température d'aspiration sera plus proche de la tension de vapeur.

Pour cela, on procédera par un calcul thermodynamique, qui se fera selon la procédure suivante en déterminant :

- Les propriétés du mélange de gaz Z, et C_p ;
- Le coefficient adiabatique (k) et le coefficient polytropique (n) ;
- Les différents travaux de compression ;
- Les différents rendements ;
- Le débit massique d'aspiration du gaz dans les conditions actuelles ;
- La puissance transmise au gaz.

III.2.1. Calcul thermodynamique du compresseur K-201

- **Conditions de fonctionnement**

Tableau III 2 Conditions de fonctionnement du compresseur K-201 dans le cas été

Conditions	Cas actuel	Cas avec aéro-réfrigérant à l'aspiration
Pression d'aspiration P_a [bar]	8,8	8,7
Température d'aspiration T_a [K]	335	306
Débit volumique Q_v [Nm ³ /h]	21 000	21 000
Pression de refoulement P_r [bar]	28,5	28,5
Température de refoulement T_r [K]	424	411

- **Caractéristiques du gaz**

Tableau III 3 Caractéristiques du gaz (voir annexe F)

Constituents	%Molaire	Y_i	Masse molaire kg/kmol	Température critique T_c (K)	Pression critique P_c (bar)
N ₂	3,683	0,03683	28,016	126,3	33,92
CO ₂	0,356	0,00356	44,010	304,3	73,84
CH ₄	62,836	0,62836	16,042	191,2	46,41
C ₂ H ₆	19,013	0,19013	30,068	305,7	48,94
C ₃ H ₈	9,121	0,09121	44,094	310,1	42,57
iC ₄ H ₁₀	0,886	0,00886	58,120	408,3	36,48
nC ₄ H ₁₀	2,559	0,02559	58,120	425,3	37,97
iC ₅ H ₁₂	0,381	0,00381	72,148	460,7	33,3
nC ₅ H ₁₂	0,617	0,00617	72,148	469,7	33,75
C ₆ H ₁₄	0,333	0,00333	86,177	407,8	30,34
C ₇ H ₁₆	0,136	0,00136	100,204	540,3	27,36

- **Détermination du Facteur de Compressibilité Z**

Le calcul du facteur de compressibilité Z s'effectue en fonction des paramètres suivants :

Y_i , T_{ci} , T_{pci} , P_{ci} et P_{pci} .

La température pseudo critique de notre mélange est donnée par :

$$T_{pc} = \sum y_i * T_{ci} = \sum T_{pci} \quad (III.23)$$

De la même façon ; la pression pseudo critique de notre mélange est donnée par :

$$P_{pc} = \sum y_i * P_{ci} = \sum P_{pci} \quad (III.24)$$

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

Puis on définit la température réduite et la pression réduite par :

$$T_{re} = \frac{T}{T_{pc}} \quad (III.25)$$

$$P_{re} = \frac{P}{P_{pc}} \quad (III.26)$$

D'après le tableau (III.3) donnant les caractéristiques du gaz et à partir des équations (III.23) et (III.24) on obtient les résultats représentés dans le tableau suivant :

Tableau III 4 Températures et pressions pseudo-critiques des constituants du mélange

Constituants	Fraction Molaire y_i	Paramètres critiques		Paramètres pseudo-critiques	
		P_c (Bar)	T_c (K)	P_{pc} (Bar)	T_{pc} (K)
N₂	0,03683	33,92	126,3	1,249	4,651
CO₂	0,00356	73,84	304,3	0,262	1,083
CH₄	0,62836	46,41	191,2	29,162	120,142
C₂H₆	0,19013	48,94	305,7	9,304	58,122
C₃H₈	0,09121	42,57	310,1	3,882	28,284
iC₄H₁₀	0,00886	36,48	408,3	0,323	3,617
nC₄H₁₀	0,02559	37,97	425,3	0,971	10,883
iC₅H₁₂	0,00381	33,3	460,7	0,126	1,755
nC₅H₁₂	0,00617	33,75	469,7	0,208	2,898
C₆H₁₄	0,00333	30,34	407,8	0,101	1,357
C₇H₁₆	0,00136	27,36	540,3	0,037	0,734
				4,148	233,53

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

À partir des équations (III.25) et (III.26), on obtient les résultats du tableau suivant

Tableau III 5 Températures et pressions réduites dans les deux cas

		Conditions Opératoires		Conditions Réduites	
		T (K)	P (Bar)	T _{re} (K)	P _{re} (Bar)
Cas actuel	Aspiration	335	8,8	1,43	2,12
	Refoulement	424	28,5	1,81	6,87
Avec aérorefrigerant	Aspiration	306	8,7	1,31	2,09
	Refoulement	411	28,5	1,76	6,87

À l'aide de l'abaque Annexe G, On tire les valeurs de Z₁ et Z₁'.

- Détermination de l'exposant adiabatique k**

On peut calculer le coefficient adiabatique k par la relation suivante :

$$k = \frac{Mc_p}{Mc_v} \quad (III.27)$$

Avec :

$$Mc_v = \frac{Mc_p - 1545}{778} = Mc_p - 1.98$$

$$k = \frac{Mc_p}{Mc_p - 1.98}$$

MC_p : Chaleur spécifique molaire kcal/mole k

k : Exposant adiabatique.

- Calcul de la constante spécifique du gaz r**

$$r = \frac{R}{M_w} \quad (III.28)$$

r : Constante des gaz réels

R : constante des gaz parfaits. R=8.314Kj/K.mol

Mw : Poids moléculaire du gaz kg/k.mole.

- **Calcul de la chaleur spécifique molaire du mélange MCp**

À partir de l'annexe H on détermine le MCp de chaque constituant, les résultats obtenus sont représentés dans le tableau ci-dessous :

Tableau III 6 Valeurs de la chaleur spécifique molaire MCp du mélange dans les deux cas

		Cas actuel		Cas avec aéro-réfrigérant	
Composants	Fraction molaire	MCp	Y*MCp	MCp	Y*MCp
N ₂	0,03683	6,96	0,26	6,98	0,26
CO ₂	0,00356	9,29	0,03	9,70	0,03
CH ₄	0,62836	8,95	5,62	9,48	5,96
C ₂ H ₆	0,19013	13,78	2,62	15,11	2,87
C ₃ H ₈	0,09121	19,52	1,78	21,65	1,97
iC ₄ H ₁₀	0,00886	25,77	0,23	28,59	0,25
nC ₄ H ₁₀	0,02559	25,81	0,66	28,48	0,73
iC ₅ H ₁₂	0,00381	31,66	0,12	35,07	0,13
nC ₅ H ₁₂	0,00617	31,86	0,20	35,15	0,22
C ₆ H ₁₄	0,00333	37,93	0,13	41,83	0,14
C ₇ H ₁₆	0,00136	44	0,06	48,54	0,07
MCp = Σ (Y. MCp)/100		MCp1	11,71	MCp2	12,63
k = Mcp / (Mcp – 1.986)		k 1	1,2	k 1	1,18

- **Détermination du coefficient Polytropique n :**

$$\frac{Pr}{Pa} = \left[\frac{Tr}{Ta} \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (III.29)$$

À partir de cette équation on a :

$$n = \log \tau / \left[\log \tau - \log \left(\frac{Tr}{Ta} \right) \right] \quad (III.30)$$

T_r : Température de refoulement (K) ;

T_a : Température d'aspiration (K) ;

τ : Taux de compression.

- **Le Taux de Compression τ**

$$\tau = \frac{P_r}{P_a} \quad (\text{III.31})$$

P_r : Pression.de.refoulement(bar.abs).

P_a : Pression d'aspiration (bar abs).

- **Détermination des différents travaux**

- **Travail Adiabatique**

$$W_{ad} = \frac{k-1}{k} * Z * r * T_a \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{III.32})$$

W_{ad} : Travail adiabatique (kJ/kg).

- **Travail Polytrorique**

$$W_{poly} = \frac{n}{n-1} * Z * r * T_a \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III.33})$$

W_{poly} : Travail polytrorique (kJ/kg).

- **Travail Réel**

$$W_{réel} = \frac{\gamma}{\gamma-1} * Z * r * T_a \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (\text{III.34})$$

$W_{réel}$: Travail réel (kJ/kg).

- **Détermination des Rendements**

- **Rendement Adiabatique**

$$\eta_{isen} = \frac{W_{isen}}{W_{réel}} \quad (III.35)$$

- **Rendement Polytropique**

$$\eta_{poly} = \frac{W_{poly}}{W_{réel}} \quad (III.36)$$

- **Détermination du débit massique d'aspiration du gaz dans les conditions actuelles [kg/h]**

- **Débit volumique d'aspiration dans les conditions actuelles**

$P_0, V_0 = Z_0, R, T_0$ Conditions Normales : $P_0 = 1 \text{ atm}, T_0 = 273 \text{ K}$ et $Z_0 = 1$

$P_1, V_1 = Z_1, R, T_1$ Conditions Actuelles : P_1, T_1 et Z_1

$$Q_{v1} = Q_{v0} * \frac{P_0}{P_1} * \frac{T_1}{T_0} * \frac{Z_1}{Z_0} \quad (III.37)$$

- **Débit massique d'aspiration dans les conditions actuelles**

$$Q_m = Q_v * \rho \quad (III.38)$$

Où ρ : Masse volumique du gaz (kg/m^3).

- **Calcul de la Puissance Transmise au Gaz $\mathcal{P}$ [kW]**

- **Compression adiabatique**

$$\mathcal{P} = 2.31 * \frac{k}{k-1} * \frac{T_r - T_a}{M_w} * Q_m \quad (III.39)$$

- **Compression polytropique**

$$\mathcal{P} = 2.31 * \frac{n * Z}{n-1} * \frac{T_r - T_a}{M_w} * Q_m \quad (III.40)$$

Avec :

$\mathcal{P}$: Puissance transmise au gaz [kW] ;

Q_m : Débit massique [kg/h].

III.3 Résultats et interprétations de l'étude de performance du compresseur

Pour l'étude comparative de la performance du compresseur K-201, nous avons fait un calcul thermodynamique pour les deux cas (cas actuel et cas avec un aéro-réfrigérant à l'aspiration).

Les résultats obtenus lors du calcul seront représentés dans les tableaux suivants :

Tableau III 7 Travaux et rendements du compresseur et : Débits et puissances transmises au compresseur pour les deux cas

	Cas actuel	Cas avec un aéroréfrigérant
<i>Travail isentropique</i> $W_{isen} [kJ/kg]$	154	127
<i>Travail polytropique</i> $W_{poly} [kJ/kg]$	162	133
<i>Travail réel $W_{réel} [kJ/kg]$</i>	246	198
<i>Rendement isentropique</i> $\eta_{isen} [\%]$	57	62
<i>Rendement polytropique</i> $\eta_{poly} [\%]$	61	66
<i>Débit volumique d'aspiration du gaz dans les conditions actuelles $Q_v [m^3/h]$</i>	2811	2570
<i>Débit massique d'aspiration du gaz dans les conditions actuelles $Q_m [kg/h]$</i>	$2,12 \cdot 10^4$	$2,12 \cdot 10^4$
<i>Puissance transmise $\dot{A} [kW]$</i>	1645	1381

Chapitre III : Dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

- Le travail réel fourni au gaz est nettement supérieur dans le cas actuel. Ceci est dû principalement à l'augmentation du travail résultant de l'accroissement de température.

Nous constatons ainsi qu'en diminuant la température d'aspiration par refroidissement du gaz, on peut gagner de 1 à 2% sur le rendement

- Les débits massiques de gaz sont les mêmes, dans la mesure où il n'y a pas d'apparition de condensats lors du refroidissement. Par contre, les débits volumiques diffèrent selon les conditions de pression et températures auxquelles est soumis le gaz.

D'après les résultats obtenus, la puissance transmise au compresseur dans le cas actuel est supérieure de pratiquement 7% à celle dans le cas avec un aéro-réfrigérant à l'aspiration

Conclusion

On peut en conclure qu'avec l'installation d'un aéro-réfrigérant en amont du ballon d'aspiration du compresseur, on gagnera en performance du compresseur.

Conclusion générale

Pendant la période d'été, l'unité de boosting gaz de BKH rencontre un problème lié à l'augmentation de la température du gaz à la sortie de l'aéro-réfrigérant de départ vers GLA.

Cette augmentation est due principalement à l'élévation de la température du gaz à l'aspiration du compresseur, qui atteint les 62°C contre une température de 29°C dans le cas design.

Ce projet met en exergue le dimensionnement d'un aéro-réfrigérant qui a pour but de refroidir le gaz à l'aspiration du compresseur K-201 en période d'été, en utilisant la méthode de ΔTML .

Les résultats obtenus suite à l'optimisation sont satisfaisants et encourageants puisque tous les critères de performance sont réunis, une faible surface d'échange (185 m²), un important coefficient de transfert global (214 kcal/hm²°C) une faible perte de charges (0,0377 bars) et une bonne compacité.

De plus, nous avons fait une étude comparative entre les conditions actuelles et les nouvelles conditions à l'aspiration ($T_{\text{aspiration}}=33^{\circ}\text{C}$ et $P_{\text{aspiration}}=8,7\text{bar}$) afin de mettre en évidence l'influence de la température d'aspiration sur la performance du compresseur.

Les résultats de cette étude ont montré :

- Un gain non négligeable de 2% de rendement ;
- Une diminution de 7% du travail fourni par le compresseur ;
- Une réduction de 10% de la puissance consommée par le moteur.

En somme, ce travail nous a permis de montrer que, le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné et bien réalisé permet une amélioration de la performance du compresseur mais surtout un accroissement de la production et une diminution du torchage par la réduction de l'ouverture de la vanne de recyclage de 30% à 10%.

L'investissement sur le projet apparaît rentable, puisqu'en comparaison avec le manque à gagner, le coût global estimé de l'aéro-réfrigérant (50 818 dollars US) peut être amorti en un temps très court.

En perspective de cette étude, nous proposons de faire une étude technico-économique approfondie afin de prouver la rentabilité du projet.

Bibliographie

1. DET NORSKE VERITAS. 2010. Études Risk Assessment des unités industrielles de la Division Production SONATRACH DP HAOUD BERKAOUI.
2. DOCUMENT INTERNE SONATRACH, "Manuel opératoire d'exploitation du centre HBK", Alger. Alger : s.n.
3. TOTAL. 2007. "Exploration et production : les Équipements, les Compresseurs". Paris : s.n.,
4. PÉTROLE, INSTITUT FRANÇAIS DU. "Technologie et fonctionnement des compresseurs", ENSPM.
5. TOTAL. 2007. "Exploration et production : le Process, la Compression". Paris : s.n.,
6. STEIBLE.P. 2015. "Compresseurs", IFP Training,. Hassi Messaoud : s.n.,
7. PÉTROLE, INSTITUT FRANÇAIS DU. 2005. "Comportement des gaz parfaits et des gaz réels ", ENSPM, Formation industrie. Paris : s.n.,
8. Y, JANNOT. 2012. " Transfert thermiques", cours de transfert thermique, École des Mines Nancy, pp 161.
9. TRAMBOUZE.P. 1999. "Matériel et équipement", Edition Technip. Paris : s.n.,
10. BONTEMPS. A, GUARRIGUE.A, GOUBIER.C, HUETZ.J, MARVILLET.C, MERCIER.P,VIDIL.R. Échangeurs de chaleur", Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique, . Références B2340, B2341, B2342, B2343, B2344.
11. MARVILLET.C, MANIFICAT.A, BERRADA.N et WEBER.C. "Échangeurs Thermiques " Technologies, Conception et dimensionnement, GRETh. Vol. E.Book TOME 1.
12. "*Heat Pipes – Theory, design and Applications*", 6th edition,. 2014.REAY.D.A, KEW. P.A, MCGLEN.R.J. s.l. : Elsevier, ISBN: 978-0-08-098266-3.,
13. WUITHIER.P. 1965. "le pétrole Raffinage et génie chimique", éditions Technip .
14. TOTAL. 2007. "Exploration et production : les Équipements, les Échangeurs". Paris : s.n.,

Annexe A : Propriétés thermo-physiques de l'air

θ	ρ	c_p	λ	$10^5 \cdot \mu$	$10^5 \cdot a$	Pr
$^{\circ}\text{C}$	kg.m^{-3}	$\text{J.kg}^{-1}.\text{^{\circ}C}^{-1}$	$\text{W.m}^{-1}.\text{^{\circ}C}^{-1}$	Pa.s^{-1}	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	
0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

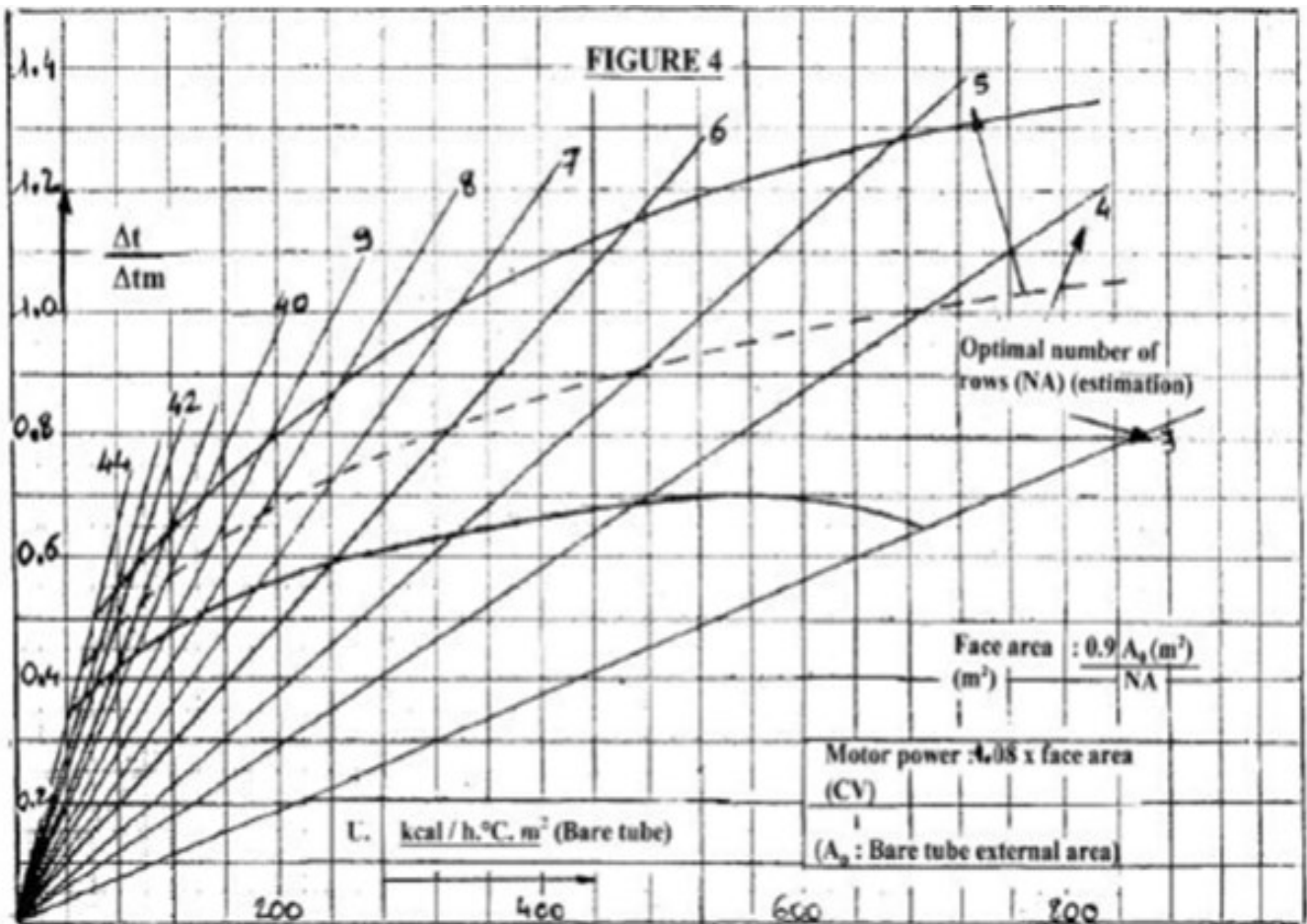
$$\rho = \frac{273}{T + 273} \quad \text{Kg.m}^{-3}$$

$$\lambda = 7,57 \cdot 10^{-5} T + 0,0242 \quad \text{W.m}^{-1}\text{^{\circ}C}$$

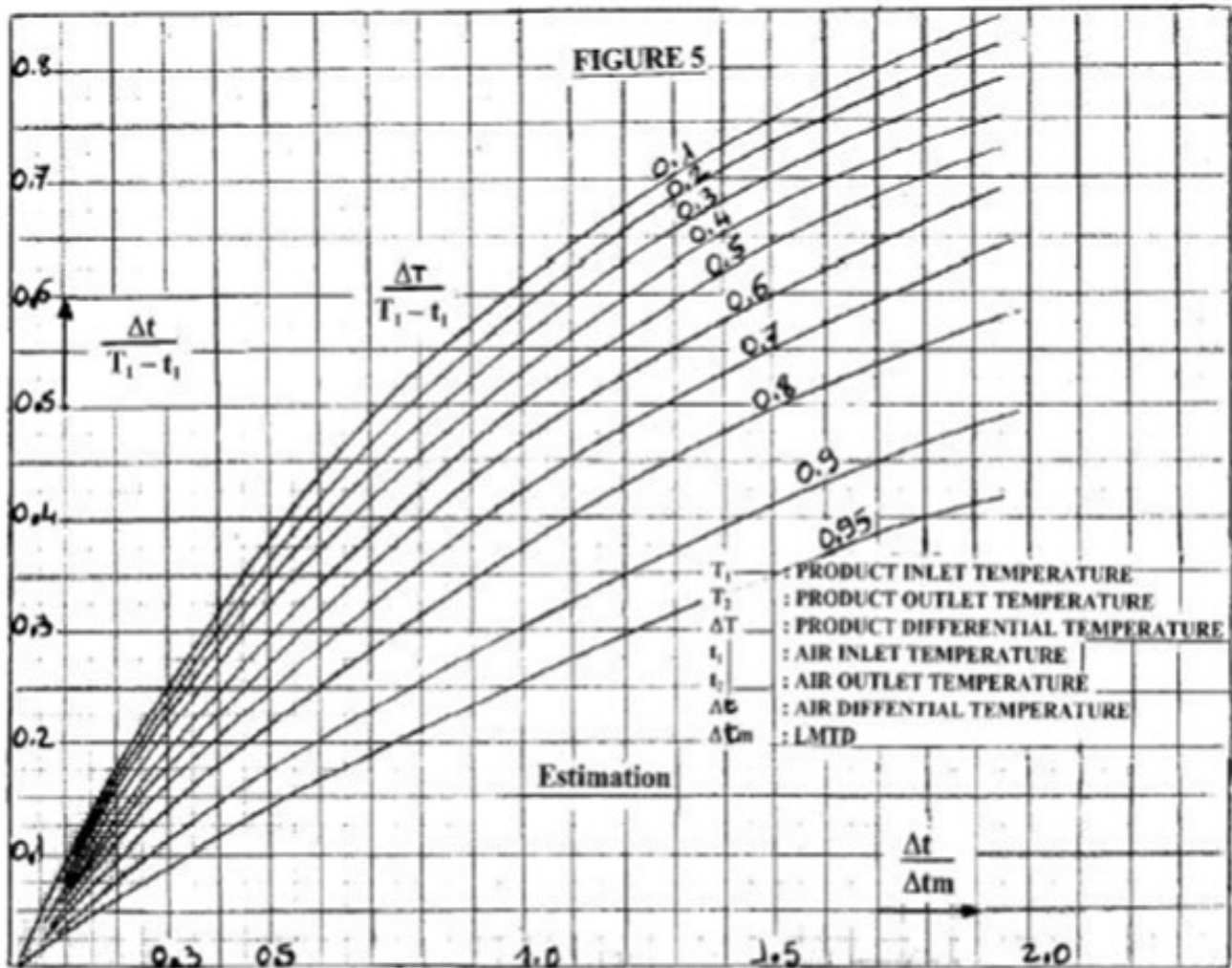
$$\mu = 10^{-5} (0,0046 T + 1,7176) \quad \text{Pa. s}$$

$$\text{Pr} = 2,54 \cdot 10^{-4} T + 0,7147$$

Annexe B : Estimation du coefficient de transfert d'échange global



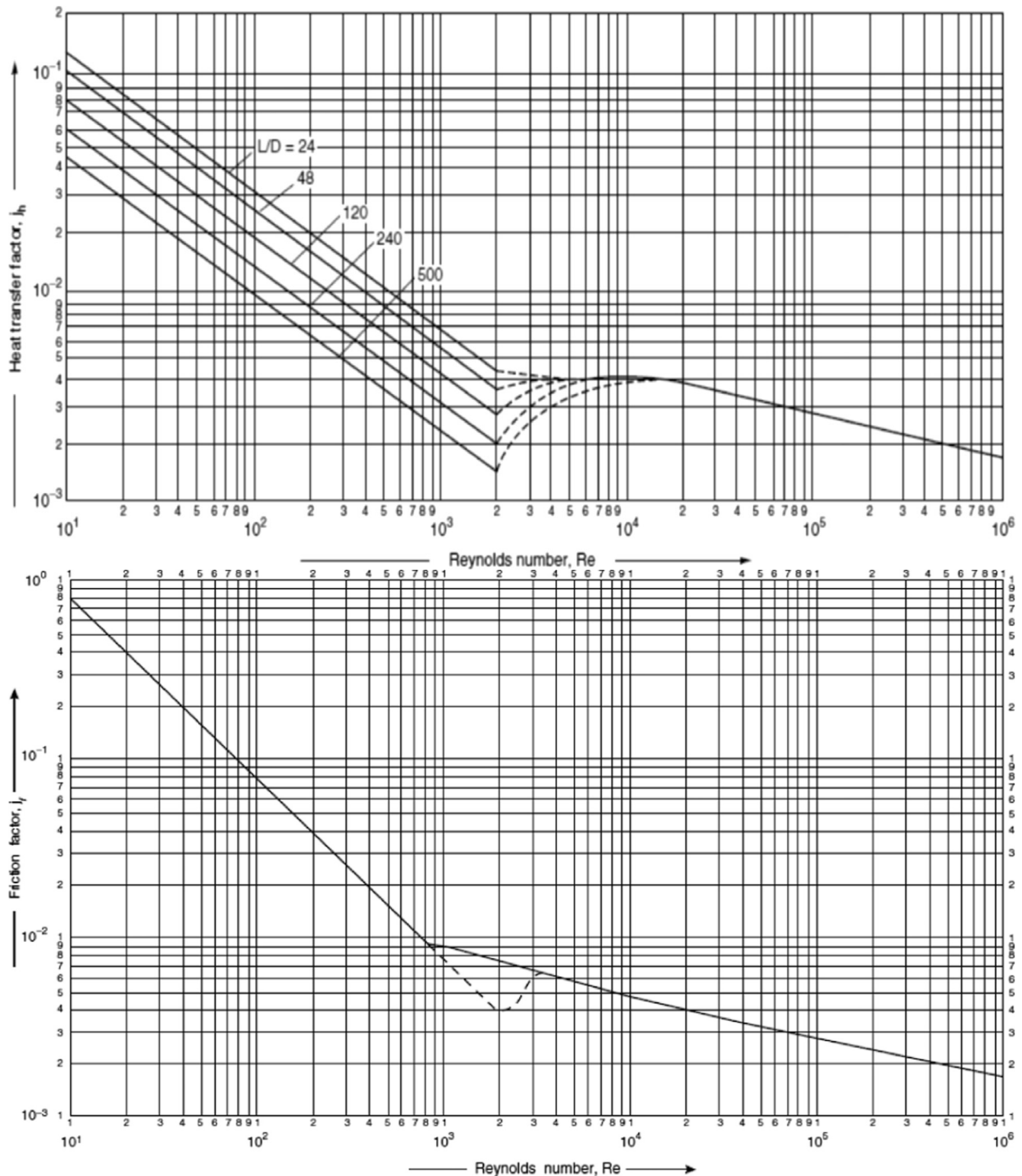
Annexe C : Estimation température de sortie de l'air



Annexe D : Normalisation des faisceaux du constructeur

Cellule norme 22 pieds de largeur	Cellule norme 6,7m de largeur	Faisceau norme 3,35m
Cellule norme 21 pieds de largeur	Cellule norme 6,4m de largeur	Faisceau norme 3,2m
Cellule norme 20 pieds de largeur	Cellule norme 6,1m de largeur	Faisceau norme 3,05m
Cellule norme 19 pieds de largeur	Cellule norme 5,8m de largeur	Faisceau norme 2,9 m
Cellule norme 18 pieds de largeur	Cellule norme 5,5 m de largeur	Faisceau norme 2,75m

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



Annexe F : Caractéristiques physiques des corps purs

NOTE: Numbers in this table do not have accuracies greater than 1 part in 1000; in some cases extra digits have been added to calculated values to achieve internal consistency or to permit recalculation of experimental values.

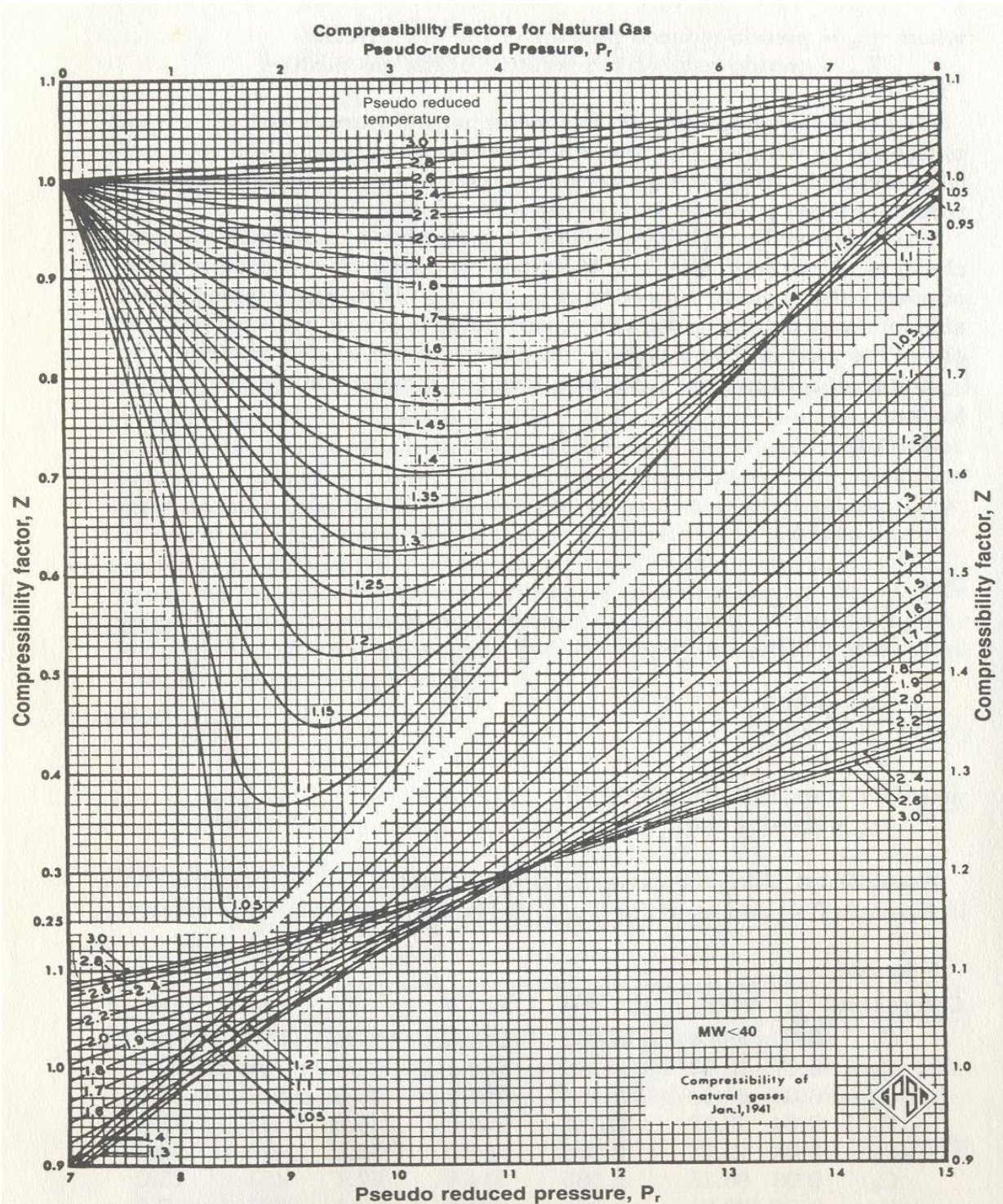
PHYSICAL CONSTANTS

*See the Table of Notes and References.

Number	Compound	Formula	A. Molar mass (molecular weight)	B. Boiling point, °F 14.696 psia	Vapor pressure, psia 100 °F	C. Freezing point, °F 14.696 psia	D. Refractive index, n_D 60 °F	Critical constants			Number
								Pressure, psia	Temperature, °F	Volume, ft ³ /lb	
1	Methane	CH ₄	16.043	-258.72	(5000)*	-296.41*	1.00041*	667.0	-116.66	0.0988	1
2	Ethane	C ₂ H ₆	30.070	-127.46	(800)*	-297.02*	1.20971*	707.8	90.07	0.0783	2
3	Propane	C ₃ H ₈	44.097	-43.73	188.68	-305.72*	1.29480*	615.0	205.92	0.0727	3
4	Isobutane	C ₄ H ₁₀	58.123	10.78	72.598	-255.26	1.3245*	527.9	274.41	0.0714	4
5	n-Butane	C ₄ H ₁₀	58.123	31.08	51.719	-217.03	1.33588*	548.8	305.51	0.0703	5
6	Isopentane	C ₅ H ₁₂	72.150	82.09	20.450	-255.80	1.34771	490.4	368.96	0.0684	6
7	n-Pentane	C ₅ H ₁₂	72.150	96.89	15.580	-201.48	1.35165	488.1	385.7	0.0695	7
8	Neopentane	C ₅ H ₁₂	72.150	49.10	36.72	2.16	1.342*	464.0	321.01	0.0673	8
9	n-Hexane	C ₆ H ₁₄	86.177	155.70	4.9614	-139.56	1.37708	439.5	451.8	0.0688	9
10	2-Methylpentane	C ₆ H ₁₄	86.177	140.44	6.769	-244.60	1.36571	436.6	435.76	0.0682	10
11	3-Methylpentane	C ₆ H ₁₄	86.177	145.86	6.103	-261.20	1.37090	452.5	448.2	0.0682	11
12	Neohexane	C ₆ H ₁₄	86.177	121.50	9.859	-147.68	1.36283	446.7	419.92	0.0667	12
13	2,3-Dimethylbutane	C ₆ H ₁₄	86.177	136.33	7.406	-199.35	1.36938	454.0	440.08	0.0665	13
14	n-Heptane	C ₇ H ₁₆	100.204	209.07	1.6211	-130.99	1.38234	397.4	510.9	0.0682	14
15	2-Methylhexane	C ₇ H ₁₆	100.204	194.05	2.273	-180.87	1.37940	396.0	494.44	0.0673	15
16	3-Methylhexane	C ₇ H ₁₆	100.204	197.33	2.130	—	1.38326	407.6	503.62	0.0646	16
17	3-Ethylpentane	C ₇ H ₁₆	100.204	200.26	2.012	-181.44	1.38800	419.2	513.16	0.0665	17
18	2,2-Dimethylpentane	C ₇ H ₁₆	100.204	174.50	3.494	-190.80	1.37667	401.8	476.98	0.0665	18
19	2,4-Dimethylpentane	C ₇ H ₁₆	100.204	176.85	3.294	-182.59	1.37591	397.4	475.72	0.0667	19
20	3,3-Dimethylpentane	C ₇ H ₁₆	100.204	186.87	2.775	-209.99	1.38564	427.9	505.60	0.0662	20
21	Triptane	C ₇ H ₁₆	100.204	177.54	3.376	-12.21	1.38411	427.9	496.24	0.0636	21
22	n-Octane	C ₈ H ₁₈	114.231	258.17	0.5374	-70.17	1.39248	361.1	563.5	0.0673	22
23	Diisobutyl	C ₈ H ₁₈	114.231	228.34	1.102	-132.09	1.38735	361.1	530.26	0.0676	23
24	Isooctane	C ₈ H ₁₈	114.231	210.58	1.709	-161.23	1.38624	372.7	519.28	0.0657	24
25	n-Nonane	C ₉ H ₂₀	128.258	303.40	0.1716	-64.26	1.40054	330.7	610.8	0.0693	25
26	n-Decane	C ₁₀ H ₂₂	142.285	345.40	0.06091	-21.33	1.40720	304.6	652.2	0.0702	26
27	Cyclopentane	C ₅ H ₁₀	70.134	120.60	9.917	-136.89	1.40050	653.8	461.1	0.0594	27
28	Methylcyclopentane	C ₆ H ₁₂	84.161	161.29	4.491	-224.38	1.40400	548.8	499.28	0.0607	28
29	Cyclohexane	C ₆ H ₁₂	84.161	177.40	3.267	43.79	1.42053	590.7	536.6	0.0586	29
30	Methylcyclohexane	C ₇ H ₁₄	98.188	213.69	1.609	-195.87	1.41778	503.4	570.20	0.0600	30
31	Ethene(Ethylene)	C ₂ H ₄	28.054	-154.71	(1400)*	-272.48*	(1.228)*	731.0	48.54	0.0746	31
32	Propene(Propylene)	C ₃ H ₆	42.081	-53.83	232.8	-301.45*	1.3006*	676.6	198.31	0.0717	32
33	1-Butene(Butylene)	C ₄ H ₈	56.108	20.79	62.55	-301.63*	1.3386*	586.4	296.18	0.0683	33
34	cis-2-Butene	C ₄ H ₈	56.108	38.69	45.97	-218.01	1.3556*	615.4	324.31	0.0667	34
35	trans-2-Butene	C ₄ H ₈	56.108	33.58	49.88	-157.97	1.3487*	574.9	311.80	0.0679	35
36	Isobutene	C ₄ H ₈	56.108	19.57	64.95	-220.60	1.3473*	580.2	292.49	0.0681	36
37	1-Pentene	C ₅ H ₁₀	70.134	85.92	19.12	-265.37	1.36487	509.5	376.86	0.0674	37
38	1,2-Butadiene	C ₄ H ₆	54.092	51.52	36.53	-213.14	—	(656.)*	(354.)*	(0.070)*	38
39	1,3-Butadiene	C ₄ H ₆	54.092	24.06	59.46	-164.00	1.3975*	620.3	306.	0.0653	39
40	Isoprene	C ₅ H ₈	68.119	93.29	16.68	-230.71	1.41472	(582.)*	(403.)*	(0.066)*	40
41	Acetylene	C ₂ H ₂	26.038	-119.21*	—	-113.4*	—	890.4	95.29	0.0693	41
42	Benzene	C ₆ H ₆	78.114	176.13	3.225	41.96	1.49436	710.4	552.15	0.0531	42
43	Toluene	C ₇ H ₈	92.141	231.08	1.033	-138.96	1.49102	595.5	605.50	0.0549	43
44	Ethylbenzene	C ₈ H ₁₀	106.167	277.10	0.3716	-138.933	1.49022	523.0	651.22	0.0564	44
45	o-Xylene	C ₈ H ₁₀	106.167	291.91	0.2643	-13.32	1.50017	541.6	674.85	0.0557	45
46	m-Xylene	C ₈ H ₁₀	106.167	282.35	0.3265	-54.16	1.49177	512.9	650.95	0.0567	46
47	p-Xylene	C ₈ H ₁₀	106.167	280.98	0.3424	55.87	1.49039	509.2	649.47	0.0572	47
48	Styrene	C ₈ H ₈	104.152	293.40	0.2582	-23.14	1.54937	587.8	(703.)*	0.0534	48
49	Isopropylbenzene	C ₉ H ₁₂	120.194	306.27	(0.188)	-140.838	1.48607	465.4	676.2	0.0569	49
50	Methyl alcohol	CH ₃ O	32.042	148.41	4.631	-143.77	1.32443	1174.	463.01	0.0590	50
51	Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ O	46.069	172.87	2.313	-173.4	1.35717	891.7	465.31	0.0581	51
52	Carbon monoxide	CO	28.010	-312.61	—	-336.99*	1.00028*	506.8	-220.51	0.0527	52
53	Carbon dioxide	CO ₂	44.010	-109.235*	—	-69.81*	1.00038*	1069.5	87.73	0.0342	53
54	Hydrogen sulfide	H ₂ S	34.082	-76.49	394.67	-121.86*	1.00057*	1300.	212.40	0.0461	54
55	Sulfur dioxide	SO ₂	64.065	14.11	85.46	-103.84*	1.00059*	1143.	315.7	0.0305	55
56	Ammonia	NH ₃	17.0305	-27.98	211.9	-107.85*	1.00033*	1647.	270.2	0.0681	56
57	Air	N ₂ +O ₂	28.9625	-317.81	—	—	1.00028*	546.9	-221.30	0.0517	57
58	Hydrogen	H ₂	2.0159	-423.130*	—	-434.824*	1.00013*	187.5*	-400.3*	0.5101*	58
59	Oxygen	O ₂	31.9988	-297.317*	—	-361.826*	1.00027*	731.4	-181.41	0.0367	59
60	Nitrogen	N ₂	28.0134	-320.436	—	-345.995*	1.00028*	492.8	-232.49	0.0510	60
61	Chlorine	Cl ₂	70.9054	-29.12	157.3	-149.70*	1.3735*	1157.	290.69	0.0280	61
62	Water	H ₂ O	18.0153	211.953*	0.95014	32.018	1.33335	3200.1	705.11	0.04975	62
63	Helium	He	4.0026	-452.110	—	—	1.00003*	32.99	-450.31	0.2300	63
64	Hydrogen chloride	HCl	36.4606	-121.25	906.71	-173.50*	1.00039*	1205.	124.75	0.0356	64

9/15/95

Annexe G : Facteur de compressibilité des gaz naturels



Annexe H : Chaleurs spécifiques molaires

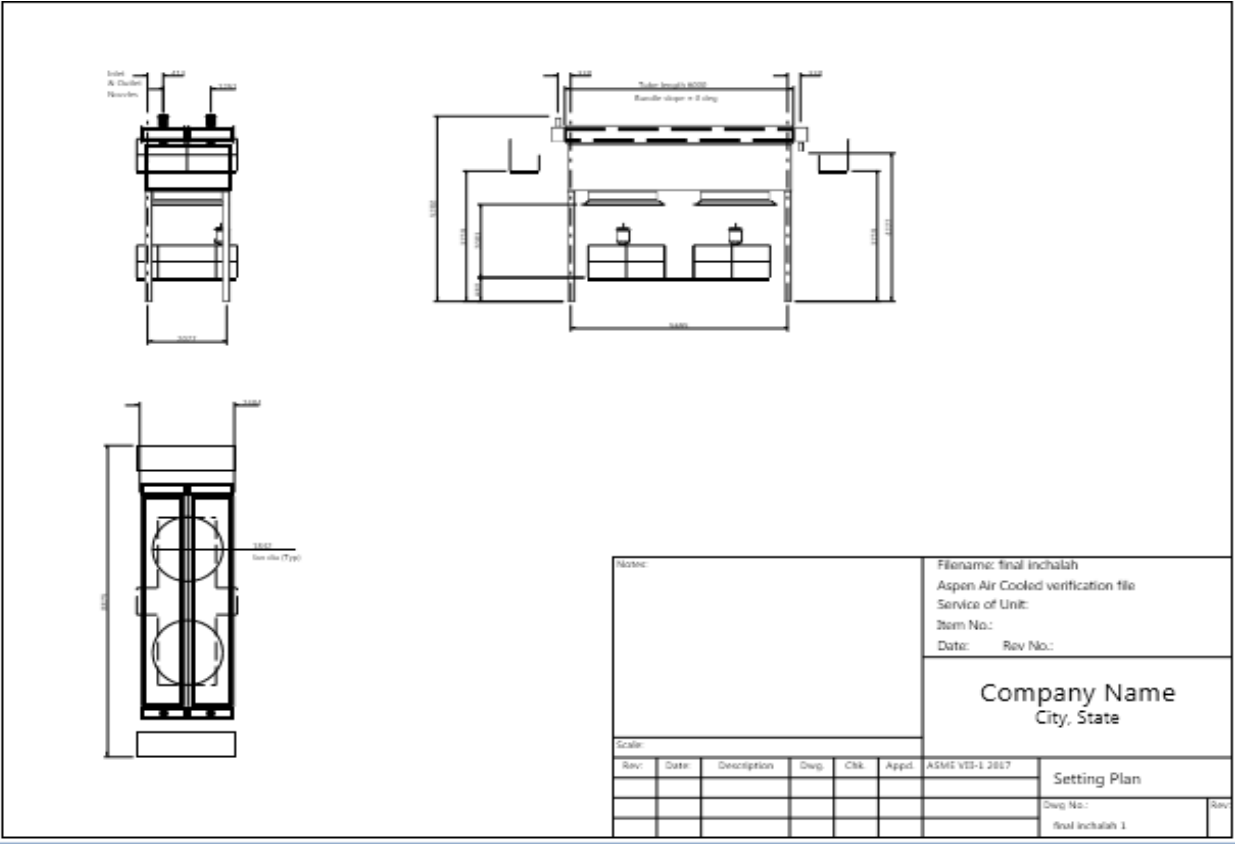
Molar Heat Capacity MC_p (Ideal-Gas State), Btu/(lb mol · °R)

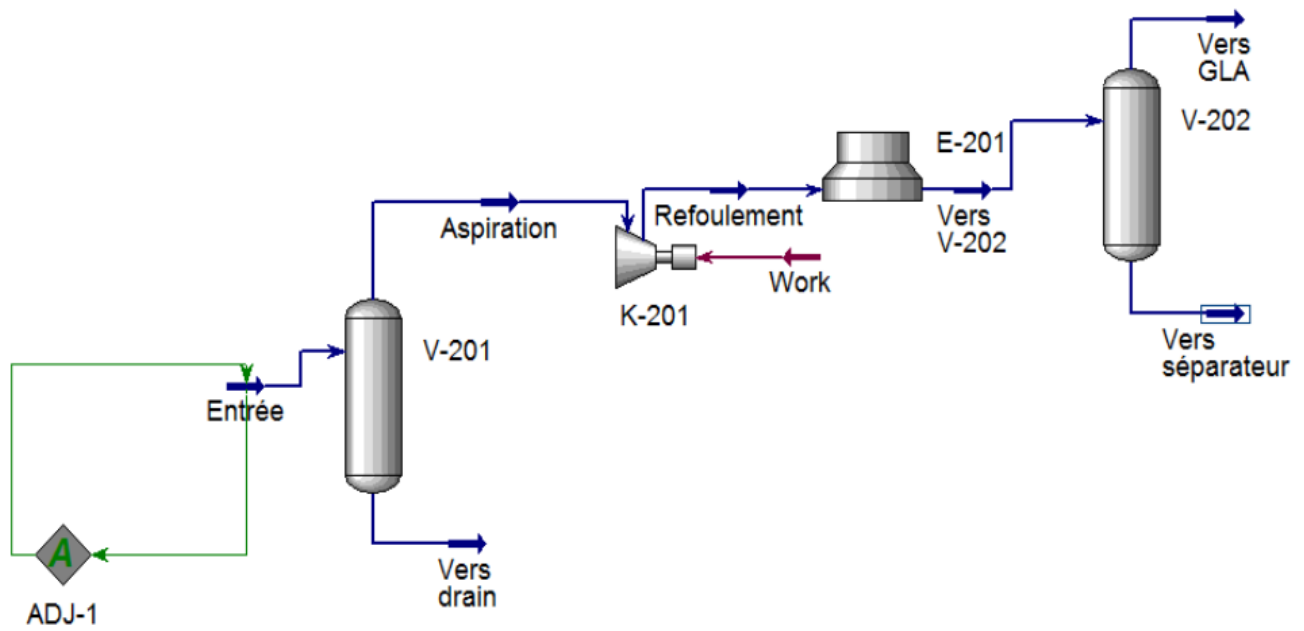
*Data source: Selected Values of Properties of Hydrocarbons, API Research Project 44; MW updated to agree with Fig. 23-2

Gas	Chemical formula	Mol wt	Temperature							
			0°F	50°F	60°F	100°F	150°F	200°F	250°F	300°F
Methane	CH ₄	16.043	8.23	8.42	8.46	8.65	8.95	9.28	9.64	10.01
Ethyne (Acetylene)	C ₂ H ₂	26.038	9.68	10.22	10.33	10.71	11.15	11.55	11.90	12.22
Ethene (Ethylene)	C ₂ H ₄	28.054	9.33	10.02	10.16	10.72	11.41	12.09	12.76	13.41
Ethane	C ₂ H ₆	30.070	11.44	12.17	12.32	12.95	13.78	14.63	15.49	16.34
Propene (Propylene)	C ₃ H ₆	42.081	13.63	14.69	14.90	15.75	16.80	17.85	18.88	19.89
Propane	C ₃ H ₈	44.097	15.65	16.88	17.13	18.17	19.52	20.89	22.25	23.56
1-Butene (Butylene)	C ₄ H ₈	56.108	17.96	19.59	19.91	21.18	22.74	24.26	25.73	27.16
cis-2-Butene	C ₄ H ₈	56.108	16.54	18.04	18.34	19.54	21.04	22.53	24.01	25.47
trans-2-Butene	C ₄ H ₈	56.108	18.84	20.23	20.50	21.61	23.00	24.37	25.73	27.07
iso-Butane	C ₄ H ₁₀	58.123	20.40	22.15	22.51	23.95	25.77	27.59	29.39	31.11
n-Butane	C ₄ H ₁₀	58.123	20.80	22.38	22.72	24.08	25.81	27.55	29.23	30.90
iso-Pentane	C ₅ H ₁₂	72.150	24.94	27.17	27.61	29.42	31.66	33.87	36.03	38.14
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	72.150	25.64	27.61	28.02	29.71	31.86	33.99	36.08	38.13
Benzene	C ₆ H ₆	78.114	16.41	18.41	18.78	20.46	22.45	24.46	26.34	28.15
n-Hexane	C ₆ H ₁₄	86.177	30.17	32.78	33.30	35.37	37.93	40.45	42.94	45.36
n-Heptane	C ₇ H ₁₆	100.204	34.96	38.00	38.61	41.01	44.00	46.94	49.81	52.61
Ammonia	NH ₃	17.0305	8.52	8.52	8.52	8.52	8.52	8.53	8.53	8.53
Air		28.9625	6.94	6.95	6.95	6.96	6.97	6.99	7.01	7.03
Water	H ₂ O	18.0153	7.98	8.00	8.01	8.03	8.07	8.12	8.17	8.23
Oxygen	O ₂	31.9988	6.97	6.99	7.00	7.03	7.07	7.12	7.17	7.23
Nitrogen	N ₂	28.0134	6.95	6.95	6.95	6.96	6.96	6.97	6.98	7.00
Hydrogen	H ₂	2.0159	6.78	6.86	6.87	6.91	6.94	6.95	6.97	6.98
Hydrogen sulfide	H ₂ S	34.08	8.00	8.09	8.11	8.18	8.27	8.36	8.46	8.55
Carbon monoxide	CO	28.010	6.95	6.96	6.96	6.96	6.97	6.99	7.01	7.03
Carbon dioxide	CO ₂	44.010	8.38	8.70	8.76	9.00	9.29	9.56	9.81	10.05

* Exceptions: Air - Keenan and Keyes, Thermodynamic Properties of Air, Wiley, 3rd Printing 1947. Ammonia - Edw. R. Grabl, Thermodynamic Properties of Ammonia at High Temperatures and Pressures, Petr. Processing, April 1953. Hydrogen Sulfide - J. R. West, Chem. Eng. Progress, 44, 287, 1948.

Annexe I : Plan de conception de l'aéro-réfrigérant



Annexe J : Schéma de PFD du train de compression existant

Annexe K : Schéma de PFD du train de compression existant avec un aéro-réfrigérant à l'aspiration du compresseur

