

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 : BENNABTI Mohammed et TALBI Abdelmoudjib

Sujet

Influence de la variation de la masse molaire sur le fonctionnement d'un compresseur centrifuge de marque ELLIOTT type BCL. (Hassi Messaoud)

Soutenu publiquement, le 04 / 06 / 2023 , devant le jury composé de :

M. SAIM Rachid	Pr	Université de Tlemcen	Président
M. ALIANE Abdenour	MCB	Université de Tlemcen	Examineur
M. BENRAMDANE Mohammed	MCA	Université de Tlemcen	Encadreur
M. FOUNDOU Salah	Ingénieur	SONATRACH	Co-Encadreur

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A mes parents, aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me combler, avec toute ma reconnaissance et ma gratitude pour leurs sacrifices. Pour leur patience illimitée, leurs encouragements continus, leurs aides énormes et leurs grands sacrifices.

*Que **Dieu** leur procure bonne santé et longue vie. A mes frères et mes sœurs pour leurs grands amours et soutiens qu'ils trouvent ici l'expression de ma haute gratitude.*

A toute ma famille, et mes amis, à qui je souhaite le succès.

*A mon binôme Abdelmoudjib et toute la famille **TALBI**.*

Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce projet soit possible, je vous dis merci.

*Mohammed **BENNABTI***

Dédicaces

C'est avec un grand honneur et Une immense joie que je dédie ce Modest travail À toutes personnes qui sont venues à mon aide particulièrement ; À mes parents à qui je n'arriverai jamais à exprimer ma gratitude et ma reconnaissance, pour leur amour et leur soutien tout au long de mes études.

Mes frères et ma sœur.

A toute ma famille, et mes amis, à qui je souhaite le succès.

A mon binôme Mohammed et toute la famille BENNABTI.

Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce projet soit possible, je vous dis merci.

Abdelmoudjib TALBI

Remerciements

Nous remercions tout d'abord Allah qui nous a donné la force Pour terminer ce modeste travail.

*Nous remercions vivement Monsieur **BENRAMDANE MOHAMMED** pour son encadrement et **FOUNDOU SALAH** pour ses aides précieuses.*

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

*Nos sincères et vifs remerciement s'adressent également à toutes les personnes qui nous ont aidé aux seins de la **SONATRACH** (Région de **RHOURDE EL BAGUEL**).*

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, et qu'ils trouvent ici l'expression de nos profondes gratitudes et respects.

ملخص

ضاغط الطرد المركزي هو تجهيز أساسي لضغط الغاز في صناعات النفط. يعتمد كفاءة هذا النوع من الضواغط على عدة عوامل، بما في ذلك الكتلة المولية للغاز

فعندما تزداد كتلة المولية للغاز، ينخفض كفاءة الضاغط يعود هذا إلى زيادة كثافة الغاز، مما يؤدي إلى زيادة قوة السحب على الشفرات الدوارة للضاغط. تسبب هذه القوة الإضافية للسحب في خفض كفاءة الضاغط، مما يؤدي إلى انخفاض الأداء

بالمقابل، عندما تنخفض كتلة المولية للغاز، يزداد كفاءة الضاغط. يعود هذا إلى انخفاض كثافة الغاز، مما يؤدي إلى تقليل قوة السحب على الشفرات الدوارة للضاغط. تسمح هذه القوة الإضافية للسحب المنخفضة باستخدام الطاقة التي تم توفيرها وبالتالي، فإن تغيير كتلة المولية له تأثير كبير على كفاءة. للضاغط بشكل أفضل، مما يؤدي إلى زيادة الكفاءة وبالتالي الأداء الضاغط الطرد المركزي. لذلك من المهم أخذ هذا العامل في الاعتبار أثناء التصميم والتشغيل لهذه المعدات في صناعات النفط.

الكلمات المفتاحية:

ضاغط الطرد المركزي, الكتلة المولية , ضاغط عمل , كثافة الغاز, الكفاءة.

Abstract

A BCL centrifugal compressor is an essential piece of equipment for gas compression in the oil industry. The performance of this type of compressor depends on several factors, including the molar mass of the gas. Indeed, the variation of the molar mass can affect the operation of the compressor significantly.

As the molar mass of the gas increases, the efficiency of the compressor decreases. This is because the density of the gas increases, resulting in an increase in the drag force on the compressor blades. This additional drag force leads to a decrease in compressor efficiency, resulting in a decrease in efficiency.

On the other hand, as the molar mass of the gas decreases, the compressor efficiency increases. This is because the density of the gas decreases, resulting in a reduction in the drag force on the compressor blades. This reduced drag force allows for better utilization of the energy supplied to the compressor, resulting in increased efficiency and thus performance.

In conclusion, the variation of the molar mass has a significant impact on the efficiency of the BCL centrifugal compressor. It is therefore important to take this factor into account when designing and operating this equipment in the oil industry.

Keywords: BCL centrifugal compressor, Performance, Molar mass, Density.

Résumé

Un compresseur centrifuge type BCL est un équipement essentiel pour la compression de gaz dans les industries pétrolières. Le rendement de ce type de compresseur dépend de plusieurs facteurs, notamment la masse molaire du gaz. En effet, la variation de la masse molaire peut affecter le fonctionnement du compresseur de manière significative.

Lorsque la masse molaire du gaz augmente, le rendement du compresseur diminue. Cela est dû au fait que la densité du gaz augmente, ce qui entraîne une augmentation de la force de traînée sur les aubes du compresseur. Cette force de traînée supplémentaire entraîne une diminution de l'efficacité du compresseur, ce qui se traduit par une baisse du rendement.

En revanche, lorsque la masse molaire du gaz diminue, le rendement du compresseur augmente. Cela est dû au fait que la densité du gaz diminue, ce qui entraîne une réduction de la force de traînée sur les aubes du compresseur. Cette force de traînée réduite permet une meilleure utilisation de l'énergie fournie au compresseur, ce qui se traduit par une augmentation de l'efficacité et donc du rendement.

En conclusion, la variation de la masse molaire a un impact significatif sur le rendement du compresseur centrifuge type BCL. Il est donc important de prendre en compte ce facteur lors de la conception et de l'exploitation de ces équipements dans les industries pétrolières.

Mots clés : Compresseur centrifuge type BCL, Rendement, Masse molaire, Densité.

Sommaire

Dédicaces	
Remerciements	
Résumés	
Sommaire	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale.....	1
 Chapitre I : Présentation de la région de RHOURE EL BAGUEL	
1.1. Introduction	2
1.2. Situation du champ de REB	2
1.2.1. Géographiquement	2
1.2.2. Géologiquement	3
1.3. Historique du champ	4
1.3.1. Description du champ	4
1.3.2. Structure générale du champ	5
1.3.3. Description du procès	6
1.3.3.1. Centre de traitement d'huile CPF	6
1.3.3.2. Unité séparation	7
1.3.3.3. Unité d'optimisation	8
1.3.3.4. Unité de déshydratation au tri éthylène glycol (TEG)	9
1.3.3.5. Stockage et Expédition	9
1.3.3.6. Utilités	10
1.3.3.7. Unité compression de gaz TCF	10
1.3.3.8. Produits traités	11
1.4. Organisation du champ de REB	11
1.4.1. Division maintenance	11
1.4.2. Service mécanique	11
1.5. Conclusion	11

Chapitre II : Généralité sur les compresseurs

2.1. Introduction	12
2.2. Définition	14
2.3. But de la compression	14
2.4. Principe de fonctionnement	14
2.5. Type des compresseurs et classification	15
2.5.1. Compresseurs volumétriques	16
2.5.1.1. Compresseurs alternatives	16
2.5.1.2. Compresseurs rotatifs	17
2.5.2. Compresseurs dynamiques	21
2.5.2.1. Compresseurs axiaux	21
2.5.2.2. Compresseurs centrifuges	22
2.6. Phénomène de pompage	31
2.7. Conclusion	33

Chapitre III : Description d'un compresseur centrifuge BCL

3.1. Introduction	35
3.2. Généralités	35
3.3. Classification des compresseurs centrifuges	36
3.3.1. Compresseurs avec corps ouverts horizontalement type Split	36
3.3.2. Compresseur avec corps ouverts verticalement type Barrel	38
3.3.3. Compresseurs avec corps en forme de cloche	39
3.4. Utilisation des compresseurs centrifuges dans les domaines industriels	41
3.5. Constitution des compresseurs centrifuges BCL	42
3.6. Etude d'un compresseur centrifuge (BCL)	42
3.6.1. Identification	42
3.6.2. Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuge (BCL)	43
3.7. Avantages et inconvénients de l'utilisation d'un compresseur centrifuge	53
3.8. Système de graissage ou lubrification	54
3.9. Conclusion	55

Chapitre IV : Problématique et calculs du compresseur GBT 4502

4.1. Introduction	57
4.2. Calcul Thermodynamique	58
4.2.1. Evaluation de la performance du compresseur	58
4.3. Rendement thermodynamique d'un compresseur	60

4.3.1. Procédure pour l'actualisation des courbes de performance du GBT4502	60
4.4. Paramètres de fonctionnement	62
4.4.1. Données de départ	62
4.4.2. Caractéristique du gaz	63
4.4.2.1. Chaleur spécifique à pression constant du mélange	63
4.4.2.2. Masse moléculaire du mélange	63
4.4.2.3. Détermination de facteur de compressibilité(Z)	64
4.4.2.4. Détermination de la constante spécifique du gaz	65
4.4.2.5. Masse volumique du mélange aux conditions normales	65
4.4.2.6. Coefficient adiabatique	66
4.4.2.7. Chaleur spécifique de mélange	67
4.4.2.8. Coefficient poly-tropique de compresseur	67
4.4.2.9. Calcul du travail adiabatique	67
4.4.2.10. Calcul du travail poly-tropique	67
4.4.2.11. Calcul du Travail réel	67
4.4.2.12. Calcul du rendement adiabatique	68
4.4.2.13. Rendement poly-tropique	68
4.4.2.14. Calcul la puissance réelle du compresseur	68
4.4.2.14.1. Détermination de la masse volumique du gaz aux conditions d'aspiration	68
4.4.2.15. Calcul de la puissance absorbée	69
4.5. Graphes et interprétations	73
4.6. Conclusion	81
Conclusion générale.....	82
Bibliographie	
Annexe	

Listes des figures

Figure 1.1	Situation géographique de REB [1]	3
Figure 1.2	Plan de masse de CPF	7
Figure 2.1	Classification des compresseurs	16
Figure 2.2	Compresseurs alternatifs	17
Figure 2.3	Compresseur rotatif	17
Figure 2.4	Compresseur à palettes	19
Figure 2.5	Compresseur a vis	20
Figure 2.6	Compresseur à lobes	21
Figure 2.7	Compresseur axial	22
Figure 2.8	Compresseur centrifuge avec plan de joint vertical (Barrel)	23
Figure 2.9	Compresseur centrifuge	25
Figure 2.10	Courbes caractéristiques	31
Figure 2.11	Limite de pompage	32
Figure 2.12	Régulation anti-pompage	33
Figure 3.1	Compresseurs MCL	37
Figure 3.2	Compresseurs 2MCL	37
Figure 3.3	Compresseurs 3MCL	38
Figure 3.4	Compresseur BCL	38
Figure 3.5	Compresseurs 2BCL	39
Figure 3.6	Compresseurs BCL VHP	39
Figure 3.7	Compresseurs type PCL	40
Figure 3.8	Compresseurs type "SR"	40
Figure 3.9	Diaphragme d'entrée, la roue mobile, le diffuseur	42
Figure 3.10	Corps ouverts verticalement BCL	43
Figure 3.11	Diaphragme BCL	45
Figure 3.12	Rotor	46
Figure 3.13	Roues	47
Figure 3.14	Accouplement d'entraînement.	48
Figure 3.15	Palier a butée	50
Figure 3.16	Paliers porteurs	50
Figure 3.17	Secteur de diaphragme avec ses Etanchéités	51

Figure 3.18	Garnitures à labyrinthe	51
Figure 3.19	Garnitures d'étanchéités d'huile	52
Figure 3.20	Garnitures mécaniques	53
Figure 3.21	Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge	55
Figure 4.1	Evolution de la température critique en fonction de la masse moléculaire	73
Figure 4.2	Evolution de la constante spécifique du gaz en fonction de la masse moléculaire	74
Figure 4.3	Evolution de la densité du gaz en fonction de la masse moléculaire	75
Figure 4.4	Evolution de la masse volumique en fonction de la masse moléculaire	76
Figure 4.5	Evolution du coefficient de compressibilité en fonction de la masse moléculaire	77
Figure 4.6	Evolution du débit massique en fonction de la masse moléculaire	78
Figure 4.7	Evolution des travaux en fonction de la masse moléculaire	79
Figure 4.8	Evolution des rendements en fonction de la masse moléculaire	80

Liste des tableaux

Tableau 1.1	Répartition des puits du champ de REB [2]	5
Tableau 2.1	Avantages et inconvénients des compresseurs	28
Tableau 3.1	Représente les types d'installation et les gaz traité	41
Tableau 4.1	Composition des gaz étudiés	62
Tableau 4.2	Propriétés physico-chimiques du mélange gazeux	63
Tableau 4.3	Variation de la densité en fonction de la masse molaire	66
Tableau 4.4	Propriétés du chaque mélange gazeux	69
Tableau 4.5	Paramètres de performance d'échant 1	70
Tableau 4.6	Paramètres de performance d'échant 2	71
Tableau 4.7	Paramètres de performance d'échant 3	71
Tableau 4.8	Paramètres de performance d'échant 4	72
Tableau 4.9	Paramètres de performance d'échant 5	72

Nomenclatures

Symboles	Significations	Unités
C	Couple moteur sur l'arbre.	N.m
C_i	Concentration massique de chaque composant.	/
C_p	Coefficient de chaleur spécifique.	kJ / kg.K
D	Densité réelle du gaz.	/
H_{act}	Travail poly-tropique actuel.	lb.ft/lb
H_{corr}	Travail poly-tropique corrigé.	lb.ft/lb
HP_{act}	Puissance actuel.	HP
HP_{corr}	Puissance corrigé.	HP
h	Enthalpie spécifique du gaz.	kJ / kg
M_i	Masse molaire de chaque composant.	Kg/Kmol
M_{Wact}	Masse moléculaire actuel.	Kg/kmol
M_{Wref}	Masse moléculaire de design.	Kg/kmol
m.corr	Débit massique corrigé.	CFM
m.act	Débit massique actuel.	CFM
N_{act}	Vitesse actuel.	rpm
N_{corr}	Vitesse corrigé.	rpm
n	Coefficient poly-tropique du gaz.	/
Pa	Puissance absorbée.	KW
Pa, P1, Pasp	Pression d'aspiration.	bar
PR	Pression réduite.	/
PRa	Pression réduite d'aspiration.	/
PRr	Pression réduite de refoulement.	
P_{cr}	Pression critique du mélange.	bar
Pr	Puissance réelle.	KW
P_{ref}	Pression d'aspiration design.	psi
Pr, P2,	Pression de refoulement.	bar
Q	Chaleur spécifique échangée avec le milieu extérieur.	kJ / kg
Q_m	Débit massique.	kg /s
Q_v	Débit volumique d'aspiration.	m ³ /s
R	Constante de gaz parfaits.	J / kg.K

Abréviations

r	Constante relative de gaz brut.	kJ/kg.K
TR	Température réduite.	/
TRa	Température réduite d'aspiration.	/
TRr	Température réduite de refoulement.	/
Tasp, T1	Température d'aspiration.	K
Tcr	Température critique du mélange.	K
Tref	Température d'aspiration design.	$^{\circ}\text{F}$
Tref, T2	Température de refoulement.	K
W	Travail spécifique échangé avec l'extérieur et le fluide.	kJ / kg
Wad	Travail adiabatique.	kJ / kg
Wp	Travail poly-tropique.	kJ / kg
Wr	Travail réel du compresseur.	J / kg
X%	Concentration molaire.	%
Z	Coefficient de compressibilité.	/
ω	Vitesse angulaire de rotation.	rd/s
γ	Coefficient isentropique du gaz.	/
τ	Taux de compression.	/
ρ_{air}	Masse volumique de l'air.	Kg/m^3
μ	Masse molaire.	Kg/Kmol
η_p	Rendement poly-tropique.	/
ρ	Masse volumique.	Kg/m^3
η_{ad}	Rendement adiabatique.	/

Abréviation

API	"American Petroleum Institute"(Institut Américain du pétrole).
ASME PTC	"American Society of Mechanical Engineers" (Société Américaine des Ingénieurs en Mécanique) Performance Test Code.
ASTM	"American Society for Testing and Materials"(Société américaine pour les essais des matériaux).
ARCO	"Atlantic Richfield Company", une ancienne société pétrolière américaine qui a été rachetée par BP en 2000.
BCL	"Boosting Compression Low-pressure"(Compression à basse pression à suralimentation).
BCL VHP	"Boosting Compression Low-pressure Very High Pressure" (très haute pression).
BHP	"Brake Horse Power" (puissance au frein).
BP	Basse pression.
CPF	Installation de traitement centralisée.
GBT	« Gaz boosting turbine »; turbine de suralimentation de gaz.
GNL	"Gaz naturel liquéfié".
HMD	Hassi Messaoud.
HP	Haut pression.
MCL	"Main Compression Line"(Ligne principale de compression).
MP	Moyenne pression.
NICRMO7UNI	Nickel (Ni), du chrome (Cr) et du molybdène (Mo), "UNI" fait référence à la norme italienne UNI EN, qui établit les spécifications techniques pour les produits en acier.
OEM Data	"Original Equipment Manufacturer" (Fabricant d'équipement d'origine).
PCL	"Pipeline Compression Loop"(Boucle de compression de pipeline).
REB	RHOURDE EL BAGUEL.
Sinclair Oil	Est une société pétrolière américaine.
SR	"Single Rotor" (Rotor Unique).
TCF	Installation de turbocompresseurs.
TEG	Tri éthylène glycol.
TVR	"Taux de Vacance de la Réserve".



Introduction générale

Introduction générale

La production industrielle a connu un développement considérable grâce à l'amélioration de la technologie, de la maintenance et de la sécurité de fonctionnement des machines et équipements industriels, ce progrès a pour but essentiellement :

- ❖ L'augmentation de productivité
- ❖ L'utilisation de la machine et de l'équipement de manière optimale en réduisant les durées de la maintenance.

Parmi ces machines les compresseurs centrifuges qui sont les plus utilisés dans le domaine de la compression des gaz.

Ces compresseurs représentent un investissement considérable pour les stations de compressions et les modules de traitement, de plus les défaillances, d'arrêts de ces équipements entraînent la plupart de temps, des perturbations ou même l'arrêt de production.

Il est donc essentiel d'empêcher la défaillance des compresseurs, en assurant leur suivie continue d'où la nécessité d'un programme de maintenance adéquat, et un entretien rigoureux.

Notre étude consiste description de compresseur et de faire le calcul thermodynamique de compresseur centrifuge de marque ELLIOTT type BCL utilisés à la station de compression de REB, ce dernier a pour rôle d'exécuter l'injection du gaz dans le réservoir à travers les puits injecteur, pour maintenir la pression dans le réservoir.

Le travail apporté dans ce mémoire est structuré en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré sur la présentation de la région de RHOURE EL BAGUEL.

Le deuxième chapitre est consacré aux généralités sur les compresseurs.

Le troisième chapitre est consacré à description du compresseur centrifuge de marque ELLIOTT type BCL.

Le quatrième chapitre consacré aux problématique et calculs du compresseur GBT 4502 ; avec des interprétations et des résultats obtenus.

En outre, le mémoire comporte aussi une introduction, conclusion générale et références bibliographiques.



Chapitre I

Présentation de la région de RHOURDE EL BAGUEL

Chapitre I

Présentation de la région de RHOURE EL BAGUEL

1.1 Introduction

Le visiteur qui franchit pour la première fois l'enceinte d'une unité de stabilisation du pétrole brut est tout d'abord frappé par l'importance et la complexité des unités de même que le caractère statique et l'absence apparente de personnel qui laisse naître dans son esprit, une impression de mystère.

1.2 Situation du champ de REB

1.2.1. Géographiquement

Le champ de RHOURE EL BAGUEL est situé dans la partie Nord-est du Sahara algérien à environ 90 Km au Sud-est de HASSI MESSAOUD, sur la route d'EL BOURMA.

Il s'étend du Sud-ouest au Nord-est sur une longueur de 11.2 Km et une largeur de 7 Km.

Pour certains, RHOURE EL BAGUEL signifie < grande dune > et sert à repérer l'entrée du champ, elle est présentée sous une forme d'un anticlinal asymétrique orientée du Nord-est et Sud-ouest, limité par deux failles majeures, la formation productrice est constituée des grés du cambrien, de porosité moyenne et faible perméabilité dont l'épaisseur est de 750m en moyenne.

Ce gisement de pétrole est situé de 2400 à 3200 mètres au-dessous de la surface, les réserves estimées à 461 millions de mètres cubent.

Coordonnées géographiques

X = 6° 54' 00" à 7° 01' 00" (longitude Est)

Y = 31° 20' 00" à 31° 28' 00" (latitude Nord)

Altitude moyenne : 150 m.

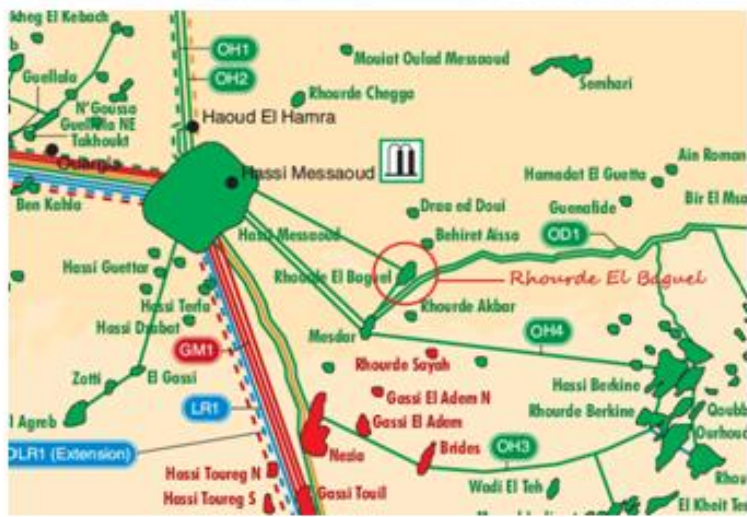


Figure 1.1 : Situation géographique de REB [1]

1.2.2 Géologiquement

Le Sahara algérien a été divisée en trois provinces pétrolières différentes :

- Province occidentale ;
- Province d’Illizi et Berkine ;
- Province triasique ;

Chaque province est composée de plusieurs bassins séparés par des séries d’axes majeurs, horst anticlinaux, môles structuraux et ensellements.

Le champ de RHOURE-EL-BAGUEL se trouve sur le système de structures qui Borde à l’ouest la province d’Illizi et de Berkine.

1.3 Historique du champ [2]

Le gisement de RHOURE EL BAGUEL a été découvert et mis en production en 1962 par la compagnie SINCLAIR-OIL.

Depuis cette date, le niveau de production atteint plus de 480 millions barils de pétrole, il fut un temps où ce gisement était le deuxième plus grand gisement pétrolier après HMD.

Le taux de production initial en 1968 avait atteint les 94000 barils/jour puis retombé à 25000 barils/jour en 1990 suites à la baisse de pression naturelle du réservoir qui avait chuté de 5000 psi à 1700 psi.

En 1991, SONATRACH lance un appel d'offres auprès des compagnies pétrolières internationales, ciblant l'apport d'une technologie de pointe dans les techniques de récupération assistée pour 11 gisements de pétrole producteurs. Les propositions soumises par ARCO, en 1996, seront retenues. C'est en février 1996 qu'ARCO signe le contrat de partage de production avec SONATRACH pour le projet de récupération assistée des réserves de pétrole brut de REB. Une société d'opération (SONARCO) conjointe formée d'un personnel mixte de SONATRACH et ARCO est constituée pour gérer ce projet.

L'engagement d'ARCO consiste en un investissement de l'ordre de 1.3 milliards de dollars sur les dix premières années. Le projet d'exploitation par les techniques de récupération assistée sera financé à 100 % par ARCO, et lorsque l'acquisition d'ARCO par BP a été finalisée en début d'année 2000, le projet est passé sous la responsabilité de BP; qui est devenu désormais le partenaire de SONATRACH dans ce projet.

En 2005, le champ produit approximativement 24000 barils par jour, d'une densité de 51°API à partir d'une moyenne de 43 puits par réinjections approximatives de 700 millions pieds cube standards de gaz par jour dans une moyenne de neuf puits.

En 31/12/2011, BP a annulé son contrat, le champ actuellement sous la direction de SONATRACH à 100%.

1.3.1 Description du champ [2]

Le champ comporte au total 99 puits répartis comme suit :

Tableau 1.1 : Répartition des puits du champ de REB [2]

< 65 > Puits producteurs d'huile		
Nombre		Etat
40		Puits ouverts
08		Puits fermés
02		Puits injecteurs du gaz lift
11		Puits temporairement abandonnés
04		Puits définitivement abandonnés
< 17 > Puits injecteurs		
Nombre		Etat
GAZ	09	Puits ouverts
	04	Puits fermés
	01	Puits temporairement abandonnés
EAU	02	Puits fermés
	01	Puits temporairement abandonnés
< 17 > Puits producteurs d'eau		
Nombre		Etat
08		Puits miopliocène ouverts
01		Puits Albien ouvert
01		Puits Albien fermé
07		Puits temporairement abandonnés

1.3.2 Structure générale du champ [2]

Il est principalement composé de :

✓ **CPF (Central Processing Facility)**

Le brut venant des trois manifolds de Rhourde El Baguel sera acheminé vers les installations centrales de production, ou il subira des traitements et plusieurs séparations suivant sa pression pour séparer les trois phases fluides et expédie le gaz vers le TCF.

✓ **TCF (Turbo Compressor Facility)**

Est un centre de compression du gaz récupéré du gisement lors de la production vers les puits injecteurs. Il contient quatre (04) trains.

1.3.3 Description du procès [2]

1.3.3.1 Centre de traitement d'huile CPF

La zone Traitement est composée de :

➤ **Unité de Séparation.**

- 03 Séparateurs HP.
- 03 Séparateurs MP1.
- 03 Séparateurs MP2.
- 01 Séparateur BP.
- 01 Séparateur surélevé.

➤ **Unité optimisation.**

- Section stabilisation basse pression.
- Section stabilisation haute pression.
- Unité déshydratation au TEG.

➤ **Bacs de stockage.**

- 03 Bacs de Stockage d'une capacité de 20.000 m³chacun.

➤ **Pompes d'expédition.**

- 02 Pompes Booster (Nourricière, les P1508A/B).
- 02 Pompes Principale (P1503A/B).

➤ **Utilités.**

- Unité EDR

(Traitement de l'eau par Electrodialyse reverse)

- Air Instrument.

03 Compresseurs Air dyne.

02 Atlas Copco (Compresseurs, entraînés par Groupe Diesel).

- Unité d'Azote.

Production de Gaz Inerte à partir de l'air instrument.

- Génération d'énergie.

03 turbines à gaz PGT10 à 10MW

Plusieurs Groupe Diesel de Secours.

- API-CPI.

Système de récupération des huiles et drainage de l'eau.

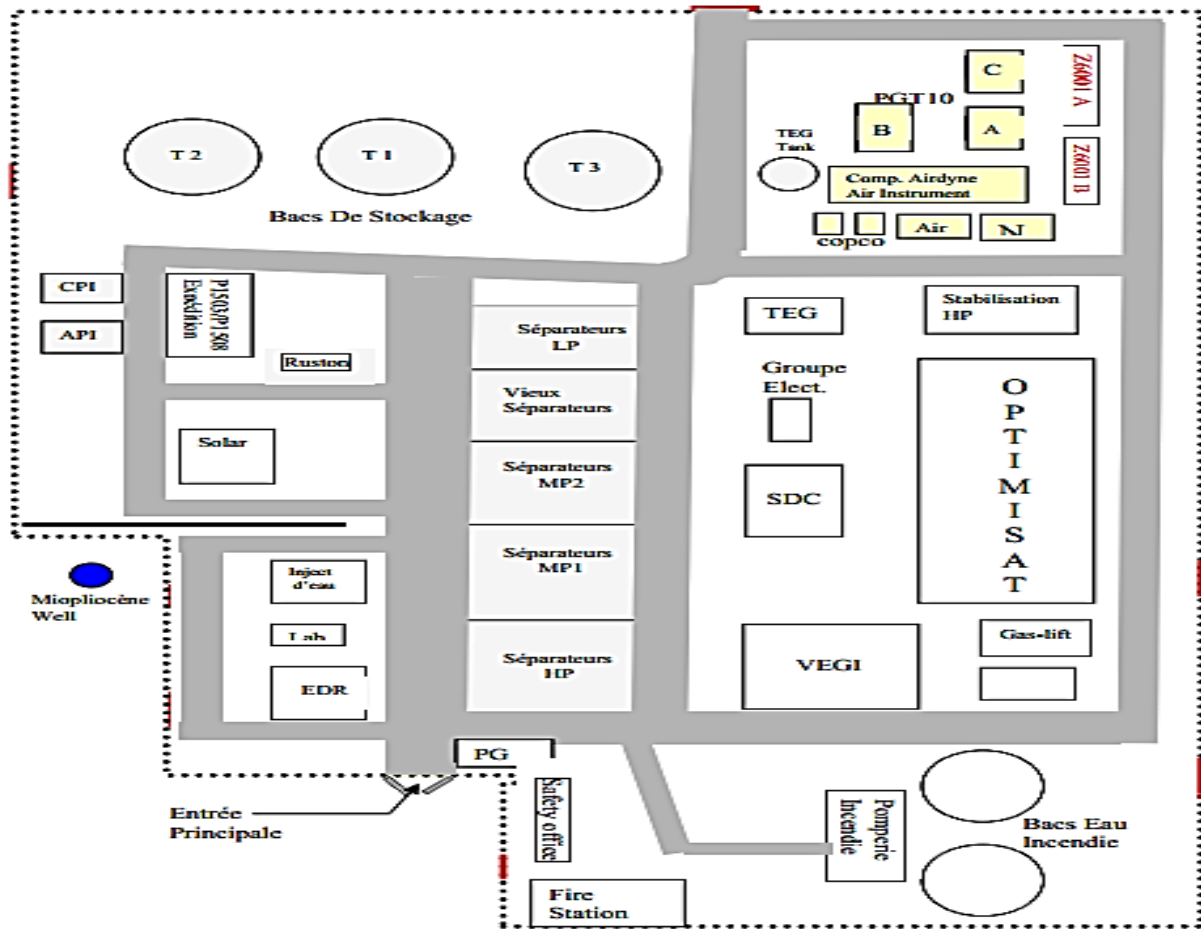


Figure 1.2 : Plan de masse de CPF

1.3.3.2. Unité séparation

Les séparateurs HP, V1509 et V1523 reçoivent la charge des manifolds HP à une pression de 30-35 bars et à une température de 46°C et assurent la séparation de brut et gaz.

Le débit gazeux se dirige vers TCF (unité TEG) pour être déshydraté, comprimé à une pression de 350 bars et par la suite injectée dans les puits, tandis que, le brut s'écoule vers les séparateurs MP1, V1521 et V1522 pour être séparé, de nouveau du gaz ; d'autres part, les séparateurs V1521, V1522 et V1511 reçoivent également une charge des manifolds MP.

Ces séparateurs fonctionnent actuellement à une pression de 14-17 bars et une température de 42°C, une partie du gaz séparé se dirige vers TCF (compresseur MP) et l'autre partie s'achemine vers le ballon aspiration du compresseur GBT4502.

Ensuite, Le brut traverse les séparateurs MP2, V1529, v1530 et V1531, qui fonctionnent actuellement à 10-12 bars et une T° de 32°C, par la suite, il rejoint les séparateurs basse

pression BP1532 et FA4504 fonctionnant sous une pression moyenne de 3-4bars. Le gaz des séparateurs MP2, BP et FA4504 est dirigé vers le ballon FA4507.

La capacité totale de traitement est 120 000 bbl/d (19000 m3/j).

1.3.3.3. Unité d'optimisation

L'unité optimisation est constituée de trois sections principales :

- La section stabilisation basse pression.
- La section stabilisation haute pression.
- Unité déshydratation au TEG.

a. Section stabilisation basse pression [3]

Le brut sortant du ballon FA4504 est refoulé par la pompe GA4504 à 7 bars vers la colonne stabilisation BP, DA4501, celle-ci est composée de 18 plateaux, fonctionne sous 2 bars et assure la séparation des gaz légers du brut afin d'améliorer la tension de vapeur du brut (TVR), le rebouillage de la charge à une température de 132°C est assuré par deux rebouilleurs EA4501 S 1/2 fonctionnant en standby, le brut circule côté calandre et l'huile chaude côté tube. Le brut ainsi stabilisé, après avoir été refroidi dans les aéro- réfrigérants EC4511 à une T° de 40°C, sera envoyé vers les séparateurs 3ème étage A3, B3, dans C3 pour être débarrassé des légers puis envoyé vers les bacs de stockage.

Le débit gazeux sortant de la tête de colonne DA4501 et le gaz provenant des séparateurs MP2 et V1532 alimentent le ballon FA4507. La partie gazeuse est envoyée vers le ballon d'aspiration 1er étage FA4501, tandis que les condensats seront recyclés vers FA4504. Le gaz du ballon FA4501 est aspiré à une pression 1.6 bars et comprimé par l'intermédiaire d'un compresseur GBT4501 à une pression de 14 bars. Après avoir été refroidi l'aéro EC4512 à une T° de 33°C, l'effluent est recueilli dans le ballon FF4501 puis envoyé vers le ballon aspiration 2ème étage FA4510. La partie gazeuse, portée à la pression de 14 bars, est comprimée, par le compresseur GBT4502 à 44bars, refroidie puis recueillie dans le ballon FA4503, le gaz sortant, après avoir été déshydraté dans l'unité déshydratation au TEG, alimente les compresseurs de réinjection site au TCF.

Les condensats de FA4503 s'acheminent vers la colonne DA4502, qui comprend 36 plateaux, fonctionne sous 14 bars et assure la séparation des légers C1 et C2 en tête qui entrent le ballon FA4510, les condensats du fond sont envoyés vers la colonne DA4501.

NB : les deux turbocompresseurs 1^{er} et 2^{eme} étage de capacités respectives de 2 000 000 et 2 900 000 Sm³/j.

b. Section stabilisation haute pression

- Cette unité d'une capacité de 70 000 bbl/j (11 146 Sm³/j)
- Vue la faible production d'huile cette unité est actuellement hors service

1.3.3.4 Unité de déshydratation au tri éthylène glycol (TEG)

Le gaz provenant du ballon FA4503 est dirigé vers le séparateur MV-1401-I pour éliminer les condensats puis alimente le contacteur MV-1401-A où se fait l'absorption à contre-courant, l'effluent ascendant et le TEG descendant. L'absorption se fait à une température avoisinante de 40°C, le TEG humide Sortant du fond du contacteur est dirigé vers la section régénération, tandis que le gaz de tête du contacteur alimente le ballon séparateur à cyclone V-1404 où S'effectue la récupération des traces du TEG entraînés dans le gaz La section régénération TEG est constituée d'un rebouilleur MH-1401, ballon tampon Mv-1401F et une colonne de distillation MV-1401B où se fait le stripping du TEG pour éliminer les traces d'humidité par du fuel gaz chaud, la température de rebouillage est maintenue à 196 °C et les vapeurs d'eau de tête de colonne sont condensées dans l'aéro E2509 à une T° 39°C puis recueillies dans le ballon V2509 pour être pompé vers API/CPI.

Le TEG récupéré au fond du ballon tampon Mv-1401F est refroidi dans les échangeurs MX1401-A2 et Mx1401-A1, ensuite récupéré dans le ballon MV-1401C pour être pompé au moyen des pompes MP-1401A/B vers le contacteur TEG.

1.3.3.5. Stockage et Expédition

Le stockage comprend 03 bacs à toit flottant d'une capacité de 20 000 m³. L'expédition comprend les équipements suivants :

- Deux pompes Booster: P1508 A & B.
- Deux pompes Principales : P1503 A & B, débit moyen 800-950 m³/h pression 12 bars.

Ces pompes permettent d'expédier le brut vers la station de MESDAR.

1.3.3.6. Utilités

Comprend les unités suivantes :

a. Unité de traitement d'eau

Cette unité appelée EDR Electro dialyse reverse basée sur le principe d'électrolyse à membranes cationique et anionique avec inversion de polarité abaissant la salinité de l'eau de 3500 mg/l à 518 mg/l, avec une capacité de production de 60 m³/h.

b. Unité d'air et azote

Cette section produit de l'air service et de l'air instrument, elle est composée de :

- Trois moto compresseurs d'air délivrant un débit de 3 755 m³/h chacun à une pression de 7 bars, deux en service et le troisième en standby.
- Deux compresseurs d'air diesel Atlas Copco pour usage d'urgence.
- Une unité de production d'azote.

c. Centrale Electrique

Elle est composée de trois (03) Turbogénérateurs PGT 10 A/B/C de puissance 10 MW.iso. Elle alimente toutes les installations en énergie électrique y compris les bases de vie et industrielle. Et Plusieurs Groupe Diesel de Secours.

d. Unité de récupération des huiles et drainage de l'eau

Cette unité appelé API/CPI est constituée de deux systèmes identiques pour retirer l'huile de l'eau produite par les puits albien et cambrien avant d'être envoyée vers le bourbier.

Elle renferme les éléments suivants :

1.3.3.7. Unité compression de gaz TCF

Le but des compresseurs d'injection est d'augmenter la pression du gaz du collecteur de gaz d'injection déshydraté de 30 bars à 220 bars dans le collecteur d'expédition de gaz afin qu'il puisse être injecté dans les puits de production pour développer la pression nécessaire à faire remonter le brut du fond des puits à la surface.

Le système de compression d'injection de gaz comprend 4 trains et un MP booster augmentant la pression des bruts venant des séparateurs MP de 12 à 15 bars jusqu'à 30 bars afin de l'ajouter à l'HP. Chacun des quatre trains de compression d'injection fonctionne avec des compresseurs centrifuges trois étages HP, entraînés par la même turbine à gaz par l'intermédiaire du même arbre, accouplé à un multiplicateur de vitesse, qui sont de type à étanchéité sèche, en série, avec refroidissement de gaz.

1.3.3.8. Produits traités

- La production journalière du champ varie de 18 000 à 20 000 bbl/j.
- Total gaz traité : 17 000 000 Sm³/j.
- Total gaz injecté : 17 600 000 Sm³/j.
- Fuel Gaz : 700 000 Sm³/j.
- Total gaz importé de Zina : 1 300 000 Sm³/j.

1.4 Organisation du champ de REB [2]

1.4.1. Division maintenance

La division Maintenance est organisée comme suit :

- Un service Méthodes
- Un service Mécanique
- Un service Instrumentation
- Un service Electricité

1.4.2. Service mécanique

Ce service s'occupe de la maintenance et de la réparation de tous les équipements et les machines statiques et tournantes qui retrouvant au centre de production à savoir : Echangeurs de chaleur, Colonnes, Fours capacités (ballons), turbines à gaz, pompes, Compresseurs et moteurs.....etc. Ce service travaille en collaboration avec le service méthodes et planification pour assurer sa tâche qui consiste à maintenir le plus longtemps possible le bon fonctionnement des équipements mécaniques.

1.5 Conclusion

Ce chapitre illustre le lieu de stage dont on a traité notre thème, présentation géographique et l'ensemble des unités qui le constituent passant par l'ensemble des divisions qui le composent. Détaillons la division maintenance et son rôle sur le bon fonctionnement du site et les équipements.



Chapitre II
Généralité sur les compresseurs

Chapitre II

Généralité sur les compresseurs

2.1 Introduction

Les compresseurs sont des machines qui grâce à des pales convertissent l'énergie cinétique du gaz en énergie de pression à une valeur souhaitée pour une utilisation ultérieure. Dans l'industrie pétrolière et gazière, les compresseurs jouent un rôle crucial et nécessitent des dépenses considérables en termes d'achats, de recherche et de développement, et ces investissements se poursuivront à l'avenir. L'étude et le diagnostic de la performance des compresseurs font partie de ces recherches et développements. La bonne performance des compresseurs est essentielle pour maintenir les revenus des entreprises. Dans le cas des turbocompresseurs, la dégradation des performances des compresseurs centrifuges entraîne une augmentation de la puissance requise pour maintenir le régime maximal des turbines à gaz à haute température, surtout en été, ce qui diminue la durée de vie de l'équipement et augmente les coûts opérationnels tels que les pièces de rechange, la main-d'œuvre et la perte de production. [4]

Pour prévenir les dommages coûteux, les pertes de production et réduire les coûts de maintenance, il est crucial de mettre en place un programme de suivi et de surveillance régulier efficace. Bien que des systèmes de diagnostic de performance existent, leur efficacité est incertaine. Pour être efficace, un diagnostic approprié doit pouvoir identifier à la fois une diminution de performance et les composants défectueux.

Les données de performance fournies par le constructeur (appelées OEM Data) sont basées sur des propriétés de gaz et des données environnementales spécifiques, ce qui signifie que le comportement du compresseur sur site peut rarement correspondre aux attentes du design. Pour surmonter ce problème, il est nécessaire de mettre à jour les courbes de performance des compresseurs en fonction des conditions réelles, notamment les conditions d'aspiration telles que la pression, la température et les propriétés physicochimiques du gaz. Cela a été le cas pour notre étude sur le compresseur GBT4502.

Les gaz étant des fluides compressibles, leur compression nécessite l'utilisation de compresseurs. Cependant, pour des taux de compression très faibles, les liquides incompressibles peuvent être pompés. Il convient de noter que, dans certains cas, les gaz peuvent être considérés comme incompressibles, auquel cas on utilise des soufflantes ou des ventilateurs plutôt que des compresseurs [4].

L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur est utilisée pour :

- Atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tel que :

- Les réactions chimiques nécessitant pression, la température du catalyseur (fonction appoint) :
 - Le stockage dans des cavités.
 - La liquéfaction ou la séparation.
 - Les cycles de réfrigération.
 - L'alimentation d'un réseau d'air comprimé (transmission d'énergie).

- Compenser les pertes de charges liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau comme par exemple pour

- Des réactions chimiques incomplètes nécessitant le recyclage des gaz non transformés (fonction recycle) ;
- Le transport de gaz dans une canalisation.

L'équation fondamentale

$$PV = nRT \quad (2.1)$$

R : la grandeur qui conserve une valeur fixe pour un gaz parfait donné (constante spécifique du gaz) tandis que pour un fluide gazeux non assimilable à un gaz parfait elle varie avec les grandeurs P et T.

P : la pression absolue [N/m²].

V : le volume spécifique [m³/Kg].

T : la température absolue [K].

La relation (1) montre immédiatement que pour augmenter la pression d'un gaz ; on peut agir soit sur sa température, soit sur son volume spécifique, soit encore sur les deux grandeurs à la fois [4].

2.2 Définition [4]

Un compresseur est une machine qui a pour rôle d'augmenter la pression du fluide compressible qui le traverse. Cette augmentation de pression est accompagnée d'une compression du fluide à mesure que la pression augmente. Les gaz sont des fluides compressibles qui nécessitent l'utilisation de compresseurs, tandis que les liquides sont pratiquement incompressibles et nécessitent des pompes pour leur circulation [4].

Effectivement, pour des taux de compression très faibles, les gaz peuvent être considérés comme étant quasiment incompressibles. Dans ces cas-là, les soufflantes ou les ventilateurs sont utilisés pour faire circuler les gaz plutôt que des compresseurs.

L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur, est utilisée pour :
Atteindre un niveau de pression déterminé par des procédés bien définis.
Compresseur les pertes de charges liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau.

2.3 But de la compression [4]

La compression de gaz peut souvent être nécessaire pour des raisons techniques, telles que le transfert d'une quantité spécifique de gaz d'un système fonctionnant à une certaine pression à un autre système fonctionnant à une pression plus élevée. Cette fonction peut avoir plusieurs objectifs, notamment :

- Permettre la circulation du gaz dans un circuit fermé.
- Créer des conditions favorables (stressantes) pour une réaction chimique donnée.
- Transporter le gaz d'une zone de production à un utilisateur via des pipelines.
- Fournir de l'air comprimé pour la combustion.
- Recycler les gaz (dans le cas du GNL ou d'autres installations similaires).

2.4 Principe de fonctionnement [5]

En effet, pour comprimer un gaz, une certaine quantité d'énergie doit être dépensée. Dans le cas d'un compresseur centrifuge, cette énergie est fournie par l'organe d'entraînement, qui peut être une turbine à gaz ou un moteur électrique. Cet organe entraîne le rotor du compresseur à une vitesse N (en tr/min) en appliquant un certain couple d'entraînement C .

- Rappelons que la puissance P délivrée par l'organe d'entraînement est :

$$P = C \omega \quad (2.2)$$

C : couple moteur sur l'arbre (N.m).

ω : vitesse angulaire de rotation (rd/s).

Effectivement, à la sortie de la roue du compresseur, le gaz peut avoir une vitesse élevée sous forme d'énergie cinétique, mais cette forme d'énergie n'est pas très utile. L'objectif recherché est de transformer cette énergie cinétique en énergie de pression.

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers une bride d'aspiration et entre dans une chambre annulaire appelée volute d'aspiration. Dans cette chambre annulaire, le gaz converge vers le centre depuis toutes les directions radiales. Du côté opposé par rapport à la bride d'aspiration, il y a une ailette conçue pour éviter la formation de tourbillons de gaz.

2.5 Type des compresseurs et classification

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques selon :

- ❖ Principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique) ;
- ❖ Mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif) ;
- ❖ Compresseurs d'air ;
- ❖ Compresseurs des gaz.

Il existe généralement deux grandes familles de compresseurs: les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques.

Dans les compresseurs volumétriques, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique. Les exemples courants de ce type de compresseurs sont les compresseurs à piston et les compresseurs à vis.

En revanche, dans les compresseurs dynamiques, l'augmentation de la pression est obtenue en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue. Les exemples courants de ce type de compresseurs sont les compresseurs centrifuges et les compresseurs axiaux.

D'après leurs principes de fonctionnement, on distingue les types suivants :

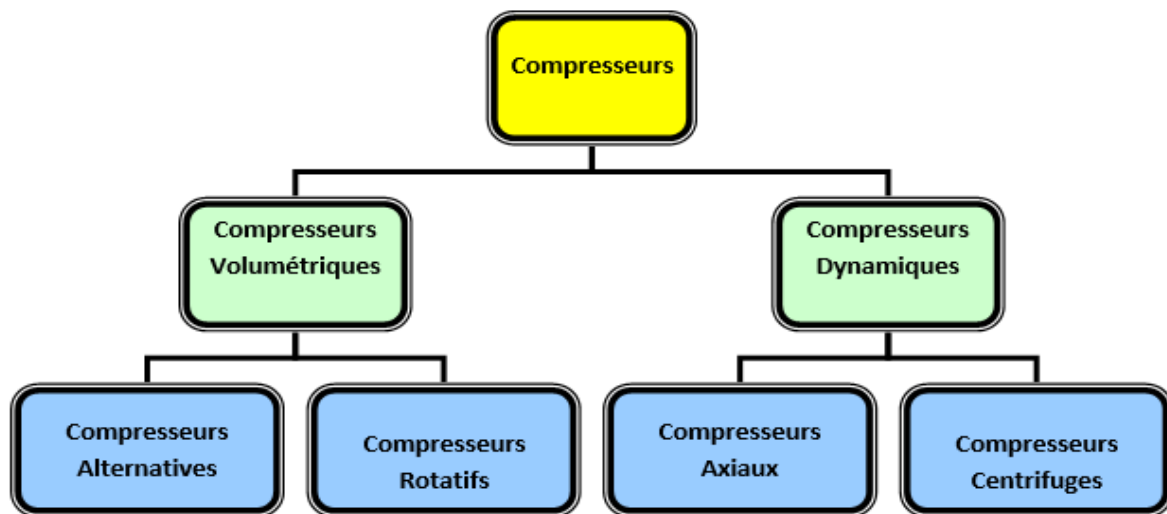


Figure 2.1 : Classification des compresseurs

2.5.1 Compresseurs volumétriques

On divise cette famille en deux catégories :

2.5.1.1 *Compresseurs alternatifs* [6]

Le gaz à comprimer est aspiré par une tubulure d'admission munie d'un clapet anti-retour, puis il pénètre dans le cylindre lorsque le piston descend. Lorsque le piston remonte, le clapet anti-retour d'admission se ferme et celui de la tubulure d'échappement vers le réservoir s'ouvre, permettant au gaz de se comprimer dans le volume cylindre-tubulure-réservoir.

Ce processus est répété pour forcer un grand volume de gaz dans le réservoir, augmentant ainsi la pression.



Figure 2.2 : Compresseurs alternatifs

2.5.1.2 Compresseurs rotatifs [7]

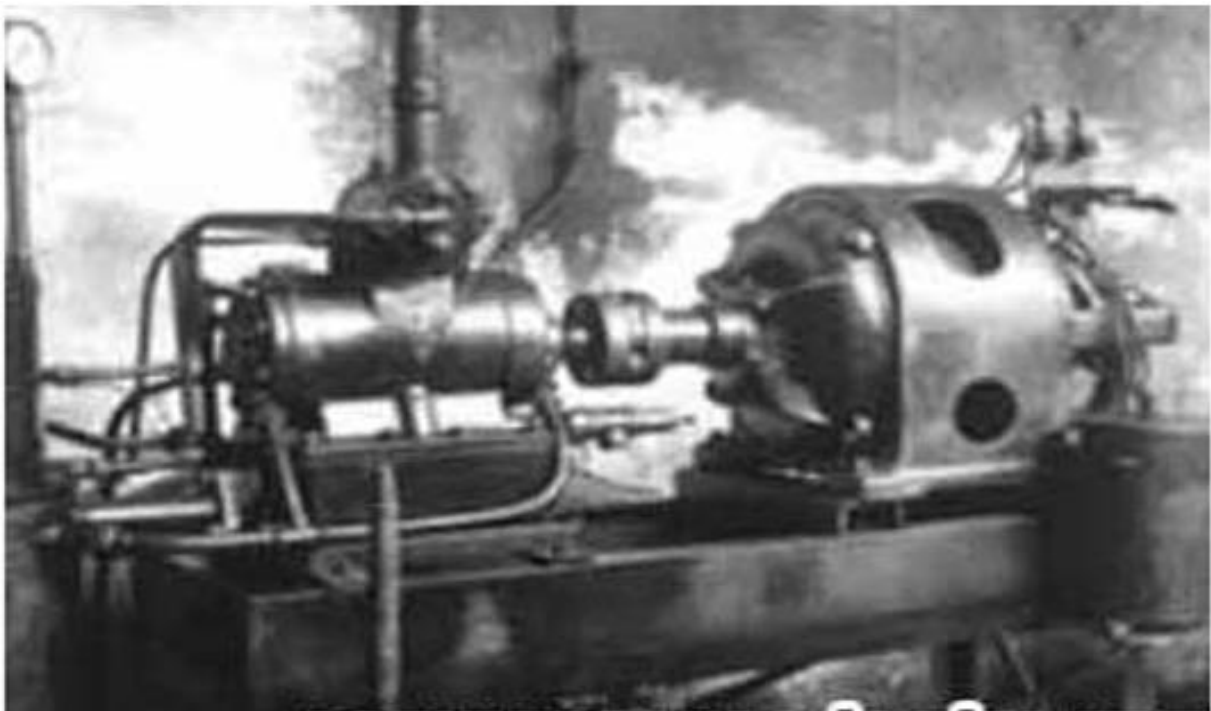


Figure 2.3 : Compresseur rotatif

Il semble que vous avez décrit une caractéristique commune des compresseurs volumétriques, qui compriment les gaz en réduisant leur volume. Les compresseurs volumétriques peuvent inclure différents dispositifs, tels que les compresseurs à palettes, à vis ou à lobes.

Il est également vrai que la compression des gaz peut se produire de différentes manières en fonction des objectifs du processus. Par exemple, la compression des gaz de transport d'un corps à basse pression vers un corps à haute pression peut être réalisée par des compresseurs centrifuges ou axiaux, qui convertissent l'énergie cinétique en énergie de pression par l'écoulement des gaz à grande vitesse dans les aubes de la roue.

Les compresseurs rotatifs comprennent :

- ✓ Compresseurs à palettes ;
- ✓ Compresseur à anneau fluide ;
- ✓ Compresseur à rotor à vis ;
- ✓ Compresseur à cône.

➤ **Compresseurs à palettes [8]**

Le compresseur à palettes fonctionne sur le principe de la compression volumétrique, où l'air est aspiré dans l'espace entre les palettes et la paroi du boîtier, puis comprimé lorsqu'il est piégé dans un volume de plus en plus petit lorsque les palettes tournent.

Comme les palettes sont en contact permanent avec la paroi du boîtier, le compresseur à palettes peut atteindre des pressions plus élevées que les compresseurs à vis ou centrifuges.

De plus, le débit d'air est généralement constant, ce qui les rend utiles pour des applications où un débit d'air régulier est nécessaire.

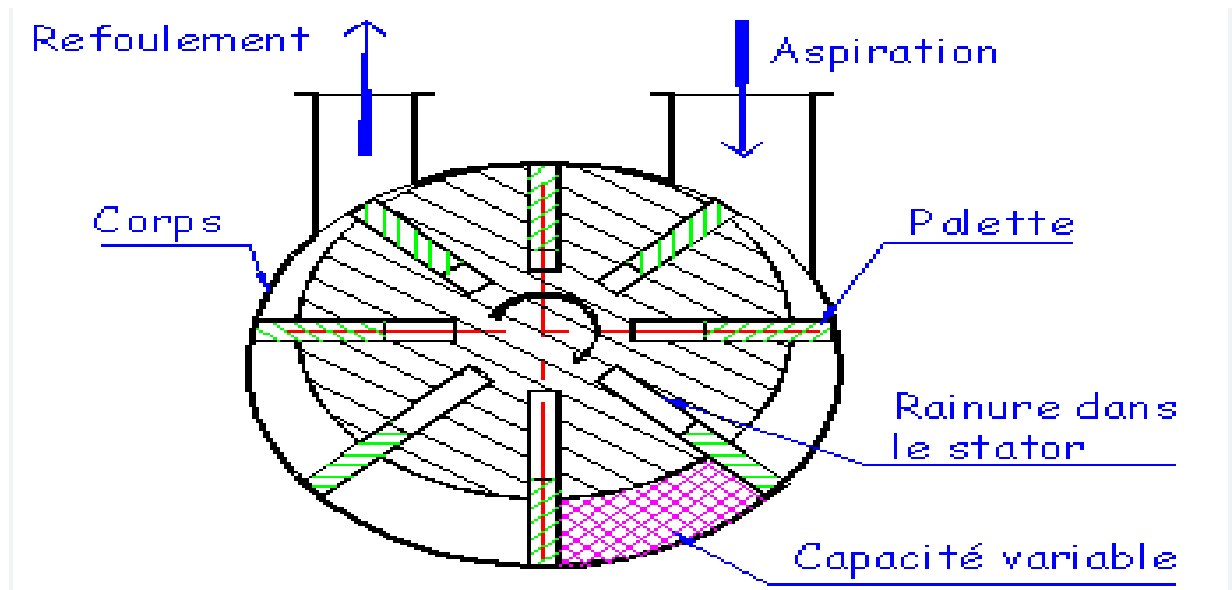


Figure 2.4 : Compresseur à palettes

➤ **Compresseur à vis [9]**

Le compresseur à vis est un type de compresseur volumétrique à mouvement continu qui utilise des rotors à vis pour comprimer l'air. Les rotors tournent en sens inverse l'un de l'autre, emprisonnant l'air entre eux et le transportant à travers le compresseur pour le comprimer. Ce type de compresseur est largement utilisé dans l'industrie pour des applications allant des outils pneumatiques aux systèmes de climatisation centrale et de réfrigération. Ils sont connus pour leur efficacité, leur fiabilité et leur faible niveau de bruit.

Contrairement aux compresseurs à piston qui utilisent le même principe de compression, l'élément à vis n'est pas équipé de soupapes. En tant que tel, il peut fonctionner à une vitesse d'arbre élevée et il n'y a pas de pertes mécaniques ou volumétriques pour créer un déséquilibre. Cela signifie que la technologie à vis peut combiner un grand débit avec une conception compacte et peu encombrante.

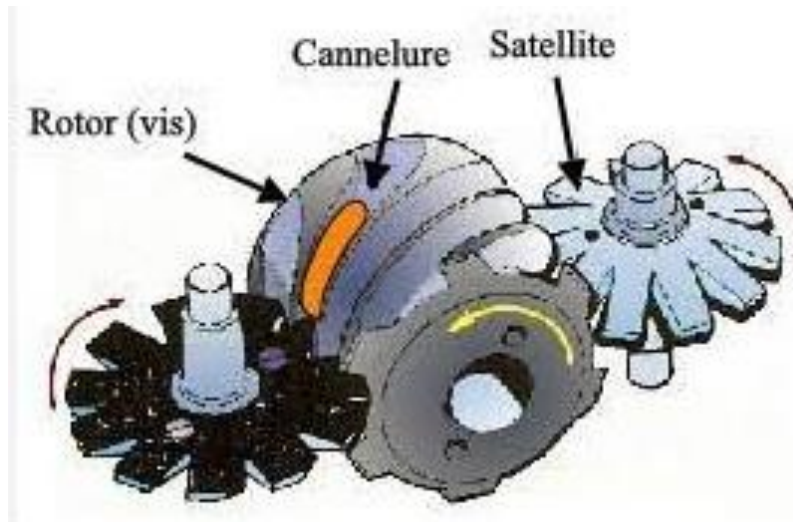


Figure 2.5 : Compresseur a vis

➤ **Compresseur à lobes [10]**

Lors de la phase de sortie, l'air comprimé est poussé hors de la chambre de compression par les rotors en rotation. Les compresseurs à lobes peuvent être lubrifiés avec de l'huile ou fonctionner sans huile grâce à des matériaux auto-lubrifiants. Ils sont utilisés dans des applications où une pression d'air constante est requise, comme dans les systèmes pneumatiques et les équipements industriels.

En effet, la compression de l'air dans un compresseur à lobes génère une importante quantité de chaleur, ce qui peut affecter les performances et la durée de vie du compresseur. Pour cette raison, plusieurs étages de refroidissement peuvent être nécessaires pour maintenir une température optimale et augmenter le rendement. De plus, les compresseurs à lobes sont souvent équipés de systèmes de lubrification pour réduire l'usure et prolonger la durée de vie des rotors. Les compresseurs à lobes sont couramment utilisés dans les applications industrielles nécessitant un débit d'air élevé, tels que les usines de traitement des eaux, les centrales électriques et les usines de traitement chimique.

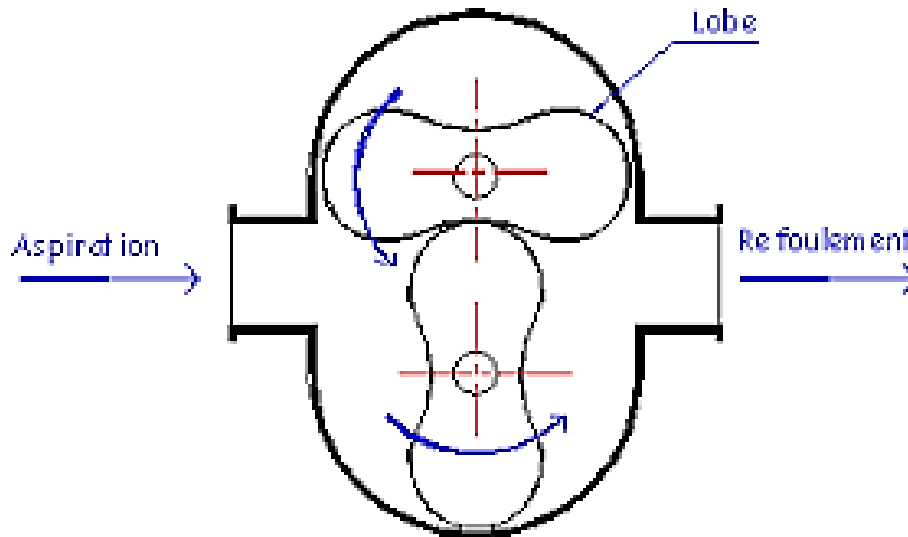


Figure 2.6 : Compresseur a lobes

2.5.2 Compresseurs dynamiques

Ensuite, dans les compresseurs centrifuges, le gaz comprimé est dirigé vers une volute qui ralentit la vitesse du gaz et convertit l'énergie cinétique en énergie de pression. Le débit de gaz dans un compresseur centrifuge est généralement plus faible que dans un compresseur axial, mais ils peuvent atteindre des pressions plus élevées. Les compresseurs axiaux, quant à eux, fonctionnent en accélérant l'air ou le gaz axialement le long de la direction de l'arbre de la roue. Les aubes de la roue ont une forme aérodynamique spécifique qui assure une compression efficace et une augmentation de la pression. Ces compresseurs sont utilisés pour des débits plus élevés mais des pressions plus faibles que les compresseurs centrifuges.

2.5.2.1 Compresseurs axiaux [11]

Les compresseurs axiaux sont également utilisés dans l'industrie aéronautique pour comprimer l'air nécessaire à la combustion du carburant dans les moteurs à réaction. Les pales des compresseurs axiaux de ces moteurs sont souvent conçues avec des formes complexes pour optimiser la performance en termes d'efficacité et de faible bruit. Les compresseurs axiaux sont également utilisés dans les turbines à vapeur pour augmenter la pression de la vapeur d'eau qui entraîne la turbine.

Compte tenu de leur vitesse de rotation élevée, ils sont idéalement couplés à des turbines à gaz pour la production d'électricité et la propulsion des avions.

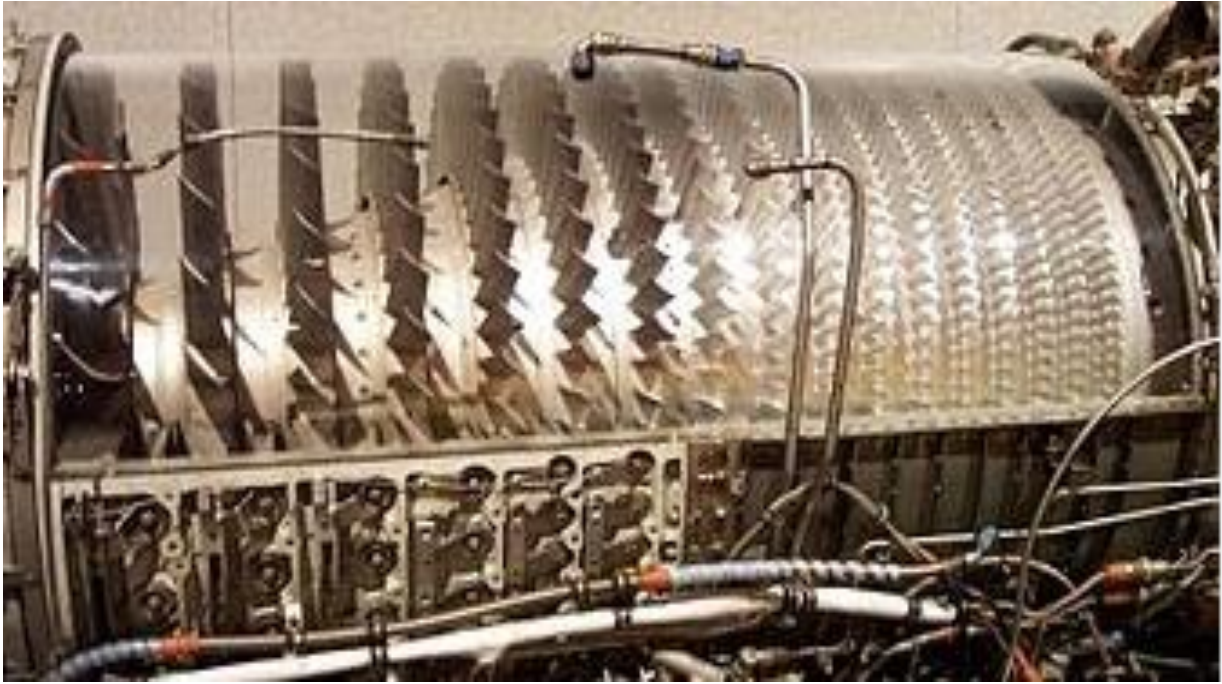


Figure 2.7 : Compresseur axial

2.5.2.2 Compresseurs centrifuges [11]

Les compresseurs centrifuges sont souvent utilisés dans les industries pétrolières, gazières et de transformation pour des applications à haute pression et multi-étagées. Les compresseurs centrifuges peuvent également être utilisés dans les systèmes de climatisation pour les grands bâtiments, tels que les hôpitaux et les immeubles de bureaux. Ils sont également utilisés dans l'industrie de la production de gaz naturel pour comprimer le gaz avant de l'acheminer dans les pipelines. En raison de leur faible encombrement et de leur capacité à fournir des débits élevés, les compresseurs centrifuges sont souvent utilisés dans les applications nécessitant des flux d'air ou de gaz importants.

Un impulseur ouvert est conçu avec des pales plates qui se terminent en bord libre, tandis qu'un impulseur fermé a des pales qui sont recouvertes par une plaque à l'extrémité. Les impulseurs fermés ont tendance à être plus efficaces que les impulseurs ouverts car ils minimisent les fuites de gaz à travers les espaces entre les pales. Cependant, les impulseurs ouverts sont plus couramment utilisés dans les applications de traitement des eaux usées et d'aération, car ils sont moins susceptibles de se boucher avec des débris ou des matières solides.

Les compresseurs centrifuges ouverts sont couramment utilisés dans les applications à haute vitesse pour la compression d'air. Ils sont fabriqués en alliage spécial d'acier inoxydable

ou d'aluminium, et peuvent atteindre des vitesses allant de 15 000 à 100 000 tr/min. Pour supporter ces vitesses élevées, l'arbre ou le pignon du compresseur est soutenu par des paliers lisses à film d'huile plutôt que des roulements à rouleaux. Des paliers à film d'air ou des paliers magnétiques actifs peuvent être utilisés pour les machines sans huile. Deux impulseurs sont généralement montés sur chaque extrémité du même arbre pour compenser les charges axiales. Les applications standard d'air comprimé utilisent généralement 2 à 3 étages avec des refroidisseurs intermédiaires.

Les compresseurs d'air centrifuges modernes sont équipés de moteurs électriques à haute vitesse qui entraînent directement les impulseurs, éliminant ainsi la nécessité d'un carter d'engrenages et d'un circuit de lubrification à l'huile. Cette conception sans huile permet une compacité accrue du compresseur. Pour éviter les fuites le long de l'arbre à travers le carter du compresseur, chaque compresseur centrifuge doit être étanche. Différents types de joints sont utilisés pour atteindre cet objectif, les plus avancés étant utilisés pour les compresseurs haute vitesse destinés à des pressions très élevées. Les types de joints couramment utilisés comprennent les joints de type labyrinthe, les joints annulaires ou les joints à interstice contrôlé en graphite, et les joints mécaniques.

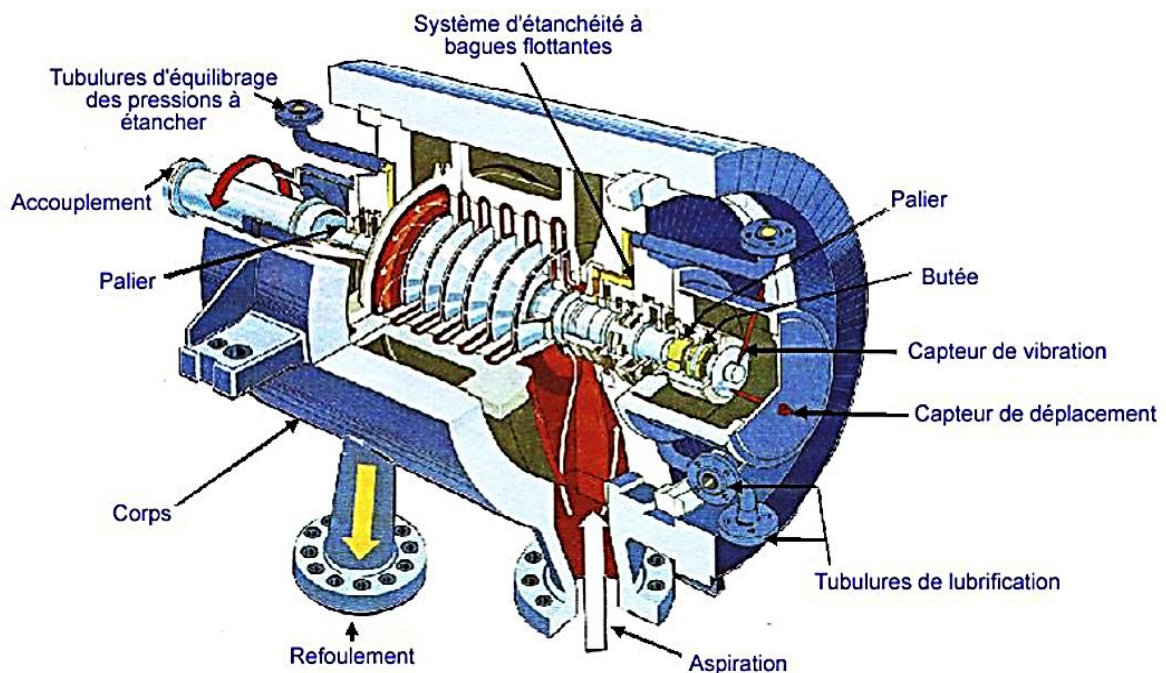


Figure 2.8 : Compresseur centrifuge avec plan de joint vertical (Barrel)

On distingue deux groupes principaux :

❖ **Compresseurs centrifuges avec corps ouverts horizontalement**

Il semble que les compresseurs à carter ouvert horizontalement soient constitués de deux moitiés qui se connectent horizontalement. Ils sont utilisés pour des pressions de service supérieures à 60 bars et les raccordements sont généralement situés sur le côté inférieur du châssis, y compris les tuyaux d'aspiration et de refoulement et les tuyaux d'huile de lubrification si présents. Ce système permet un accès facile aux pièces internes du compresseur, telles que le rotor, les diaphragmes et les joints à labyrinthe, en retirant simplement les boulons de liaison du plan horizontal et en soulevant la moitié supérieure du châssis. Les compresseurs à carter ouvert horizontalement portent le nom MCL et sont classés en fonction du nombre d'étages.

❖ **Compresseurs centrifuges avec corps ouverts verticalement**

Les compresseurs à corps ouverts verticalement sont fabriqués à partir d'un cylindre fermé aux deux extrémités par des flasques, d'où leur nom "barrel". Ils sont souvent multi-étages et peuvent fonctionner à des pressions élevées allant jusqu'à 700 bars.

a. Description générale du compresseur centrifuge [12]

Un compresseur centrifuge est une machine qui utilise des aubes de roue centrifuge pour augmenter la pression du gaz en le faisant se déplacer principalement dans une direction radiale. Ces aubes sont disposées sur la surface latérale de la roue en secteurs, qui agissent comme des canaux d'écoulement et forment les pales. Les compresseurs centrifuges sont couramment utilisés dans les industries chimiques et de raffinage pour comprimer des gaz tels que le gaz associé, qui provient des séparateurs HP et MP de l'étage A et est ensuite comprimé dans l'étage B pour être réinjecté dans le réservoir et maintenir une pression constante.

Ce type de machine est constitué par : un corps extérieur (A) contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par un arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le tambour ou piston d'équilibrage (E), le collet du palier de butée (F).

Le rotor entraîné par la machine motrice tourne sur les paliers porteurs (H), il est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I).

Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L), si nécessaire et des étanchéités d'huile d'extrémité agissent sur le rotor.

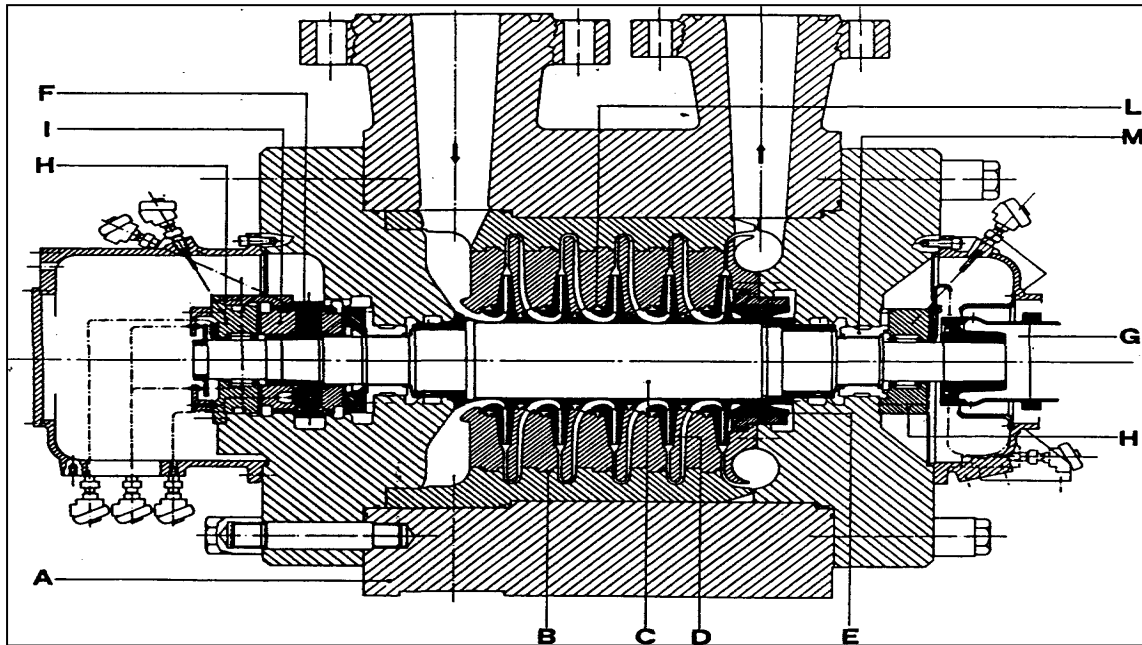


Figure 2.9 : Compresseur centrifuge

b. Comparaison entre les différents types des compresseurs

Compresseur alternatif à piston

Pression(bar)	Pression refoulé 300- 1000 bar.
Rapport de pression	Elevé.
Débit aspiré	Très faible (<10000m ³ /h).
Gamme de puissance	Quelques KW à plus de 1000KW.
Domaine d'utilisation	De nombreuses installations chimiques.

Compresseur rotatif à vis

Pression(bar)	Pression refoulé < 20bar.
Rapport depression	Faible.
Débit aspiré	Faible 1000 à 10000 m ³ /h.
Gamme de puissance	100 à 1200 KW.
Domaine d'utilisation	Il est utilisé dans :l'industrie, la médecine L'agroalimentaire,l'armée, l'aérospatiale le brassage ...etc.

Compresseur rotatif à lobes : (Vitesse de rotation= entre 3000 et 6 000 tr/min)

Pression(bar)	Absolue à 2 ou 7 bar.
Rapport depression	Faible (de 1,2 à 1,8).
Débit aspiré	Faible 200 à 30 000 m ³ /h.
Gamme de puissance	/.
Domaine d'utilisation	Toutes les utilisations où il est absolument impératif d'utiliser du gaz exempt d'huile. Industries textile, alimentaire, chimique. Installations médicales. Industries électrique et électronique. Cimenteries, verreries, sucreries.

Compresseur rotatif à palette : (vitesse de rotation = 1500 3000 tour/min)

Pression(bar)	Pression absolue < 40.
Rapport depression	Faible .
Débit aspiré	Faible < 260 m ³ /min.
Gamme de puissance	15 KW.

Domaine d'utilisation Air service pour actionner des vérins, soufflettes, moteurs, etc (utilisée comme pompe à vide).

Compresseur centrifuge : (Vitesse de rotation= 15 000 à 100 000 tr/min)

Pression(bar)	Pression refoulé < 300.
Rapport depression	Élevé.
Débit aspiré	Moyen > 2000m ³ /h.
Gamme de puissance	1000 à 4000 KW.
Domaine d'utilisation	Ils sont très utilisé en raffinage, industrie chimique et pétrochimique, on les retrouvé aussi dans les turbines à gaz, turbocompresseurs, les systèmes de pressurisation à bord des aéronefs, et dans les outils pneumatique (dans le cas d'utilisation des outils électriques).

Compresseur axial : (Vitesse de rotation= de 5000 à 12 000 tour/min)

Pression(bar)	Pressionrefoulé < 50bar.
Rapport depression	Moyen (L'étage d'un compresseur d'un moteur civil donne des valeurs entre 1,15 et 1,6, en conditionoptimale d'utilisation)
Débit aspiré	Élevé > 50000 m ³ /h.
Gamme de puissance	/.
Domaine d'utilisation	Ils sont utilisés dans les turbines à gaz à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation.

c. Avantages et inconvénients des compresseurs :

Tableau 2.1 : Avantages et inconvénients des compresseurs

	Avantages	Inconvénients
Compresseur alternatif à piston	<ul style="list-style-type: none"> - Rendement élevé et efficace. - Gamme de puissance étendue. - Tous les modes de raccords sont possibles. - Facile à utiliser, car il ne nécessite pas d'installations compliquées. - Des taux de compression élevés, ce qui vous donne la possibilité de connecter des outils pour des travaux qui exigent un haut degré de pression et d'élan. - Bon marché. 	<ul style="list-style-type: none"> - Non réversibles. - Bruyant à cause de leur mécanisme. - Performances et longévité réduites. - Changement constant de lubrification, ce qui vous oblige à être en constante révision et changement du fluide de lubrification du mécanisme, ce qui peut prendre du temps et de l'argent. - Réparations encombrantes (la défaillance de chambre interne).
Compresseur rotatif à vis	<ul style="list-style-type: none"> - Conception simple. - Débit d'air constant, ce qui vous permet d'augmenter ses performances. - Très robuste. - Silencieux. 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessitent une lubrification constante, ce qui signifie plus d'entretien et de révision. - Très énergivore. - De grandes tailles, ce qui les rend inconfortables à utiliser dans certains espaces. - Cher.
Compresseur rotatif à spirale	<ul style="list-style-type: none"> - Vitesse variable. - Faible risque de fuite. - Silencieux. - Très performant. - Endurant. 	<ul style="list-style-type: none"> - Relativement cher. - Puissances limitées.
Compresseur rotatif à palette	<ul style="list-style-type: none"> - La régularité du débit et du couple résistant. - Le concept de compression par palettes est très efficace. - L'absence de clapet. - Simplicité de sa fabrication. 	<ul style="list-style-type: none"> - La force centrifuge fait sortir les palettes de leur emplacement. - La vitesse linéaire de la palette sur le cylindre limitée à 12 m/s. - Frottement des palettes sur le cylindre.

Compresseur centrifuge	<ul style="list-style-type: none"> -Très puissant. - Conçu pour fournir de l'airsans lubrifiant. - Ne nécessite pas de fondations spéciales. 	<ul style="list-style-type: none"> - Uniquement grandes installation. - Performances réduites. - Fonctionnement complexe. -Pas adapté aux faibles débits. -Les vitesses de rotation élevées nécessitent des roulements spéciaux.
Compresseur axial	<ul style="list-style-type: none"> -Excellente fiabilité. -Ils ont un rendement élevé etdes taux de compression élevés. -Ils ont des zones frontales basses et un débit d'air élevé. - Le flux d'air est droit. - Ils donnent une faible consommation de carburant spécifique. - Ils conviennent aux moteurs àforte poussée. 	<ul style="list-style-type: none"> -Poids élevé. -Exigence de puissance de démarrage élevée. - Cher et difficile à fabriquer.

d. Courbes de performance d'un compresseur centrifuge [12]

➤ Introduction

Les courbes de performances, également appelées courbes pression/volume ou hauteur/débit, ont pour objectif de représenter graphiquement la variation de la pression et de la puissance en fonction du débit. Ces courbes sont utilisées pour évaluer les performances d'un compresseur ou d'une pompe dans différentes conditions de fonctionnement et pour déterminer les points de fonctionnement optimaux.

➤ **Limites d'utilisation importantes**

Les courbes de performance des compresseurs fournissent des informations importantes sur leur utilisation optimale. En effet, la courbe pression/volume permet de déterminer les limites d'utilisation du compresseur, notamment la limite de débit minimum appelée point de pompage.

En dessous de cette limite, le compresseur devient instable et peut subir des dommages dus à des pulsations de pression et de débit. Pour éviter cela, un système anti-pompage est généralement installé pour maintenir le débit au-dessus de la valeur limite. Cette zone de pompage et sa limite sont clairement indiquées sur les courbes de performance.

De l'autre côté de la courbe, les limites sont représentées par une condition appelée "Stone Wall" ou étranglement. Bien que cette condition ne soit généralement pas dangereuse pour le compresseur, il est recommandé d'installer un système de contrôle et de protection en cas d'étranglement afin d'éviter tout dommage potentiel à la machine.

Utilisation de la courbe (Figure.2.10)

C'est exact. Le point de pompage est un point critique dans le fonctionnement d'un compresseur centrifuge, car il correspond à une instabilité du débit et de la pression qui peut endommager gravement la machine. Pour éviter cela, un système d'anti-pompage est généralement installé pour maintenir le débit au-dessus de la valeur limite correspondant au pompage. De plus, un système de contrôle et de protection doit être mis en place pour éviter d'opérer près de la zone de pompage et entrer en action avant même d'atteindre cette zone. Cela permet de garantir le bon fonctionnement et la sécurité de la machine, ainsi que de prolonger sa durée de vie.

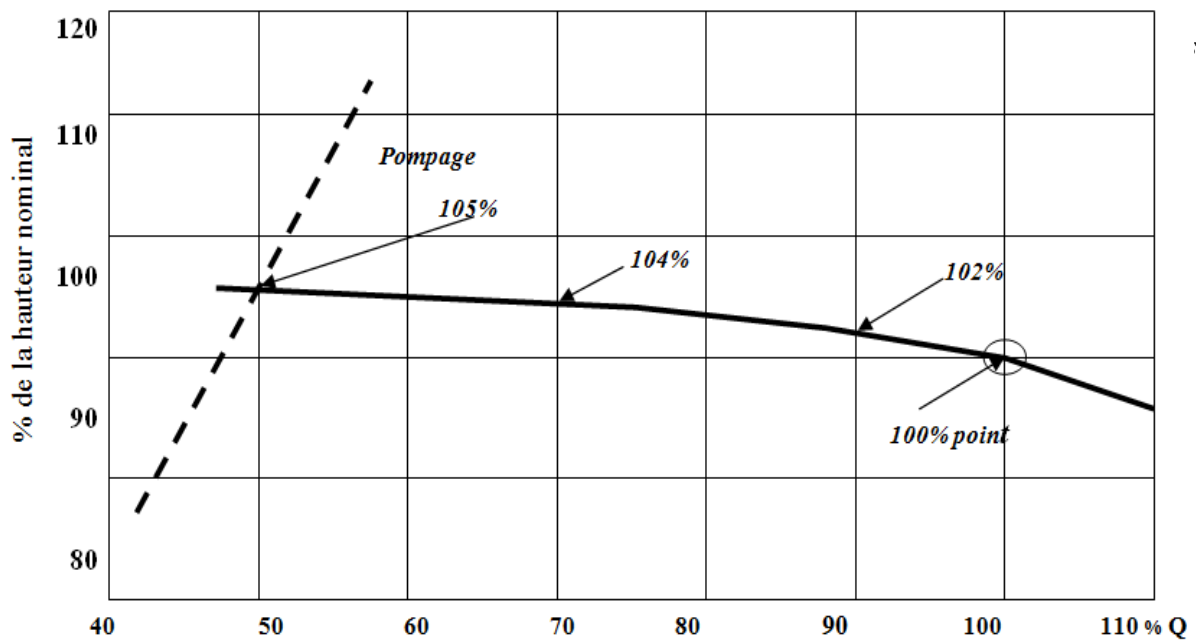


Figure 2.10 : Courbes caractéristiques

2.6 Phénomène de pompage [12]

Le phénomène de pompage peut avoir des conséquences très graves sur le fonctionnement du compresseur. En plus de la fatigue extrême subie par les aubages, les fluctuations de débit peuvent également engendrer des vibrations excessives, qui peuvent à leur tour causer des dommages supplémentaires.

Il est donc essentiel de maintenir le point de fonctionnement du compresseur loin de la zone de pompage. Cela peut être accompli grâce à des systèmes de contrôle et de protection, qui surveillent en permanence les conditions de fonctionnement de la machine et agissent pour éviter que le point de fonctionnement ne traverse la ligne de pompage.

De plus, il est important de noter que les compresseurs sont conçus pour fonctionner dans des plages de débit et de pression spécifiques, et que ces plages doivent être respectées pour éviter tout risque de pompage ou de dommages similaires. Les courbes de performance fournies par les fabricants de compresseurs sont un outil utile pour déterminer ces plages de fonctionnement sûres.

a. Dangers et remèdes

Le pompage des compresseurs est un phénomène très redouté par les exploitants et les constructeurs car il entraîne des pulsations pouvant être dangereuses pour la tenue mécanique du compresseur et qui provoque :

- Des efforts de torsion alternés sur le rotor.
- D'inversion des poussées axiales du rotor.
- Des vibrations de très basse fréquence de l'ensemble du compresseur.

Pour éviter le phénomène de pompage, il faut utiliser des systèmes de protection comportant au moins des vannes, de l'instrumentation de mesure et un système de commande.

En cas de diminution du débit consécutif à l'augmentation d'un rapport de pression, ce dispositif a pour but :

- Soit d'augmenter artificiellement le débit traversant la machine.
- Soit de diminuer le rapport de pression.

b. Limite de protection de pompage

Des dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que le compresseur n'atteigne pas la ligne de pompage, même lors des fonctionnements transitoires. Une marge est donc nécessaire entre la ligne d'apparition du pompage et la limite pratique de pompage, cette dernière définissant le point de consigne de la protection (Figure.2.11).

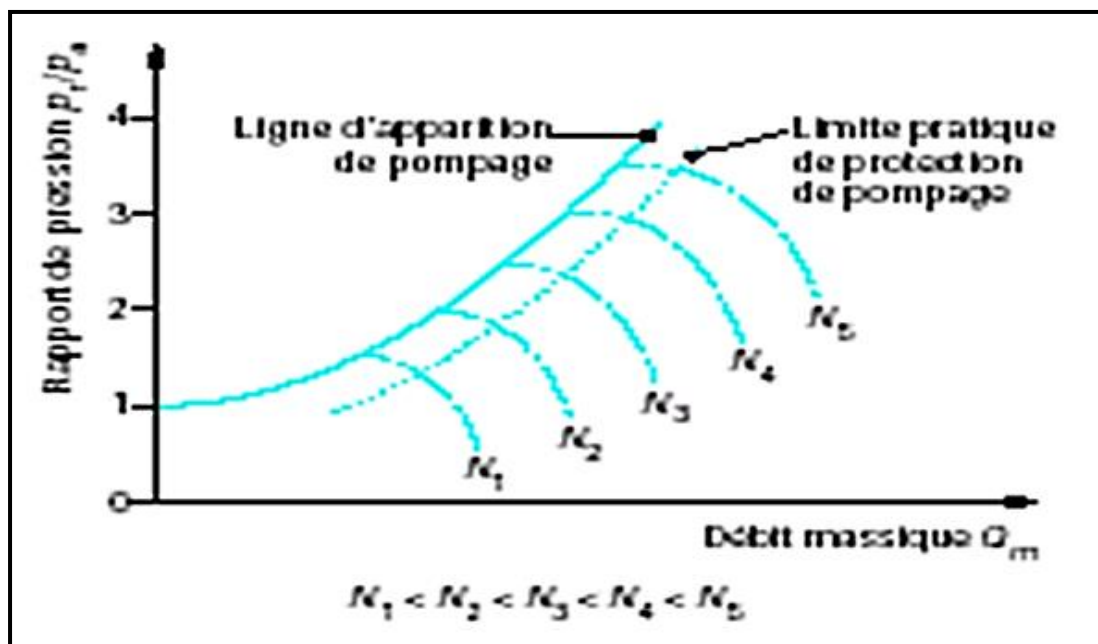


Figure 2.11 : Limite de pompage

c. Régulation anti-pompage (Figure.2.12)

Pour éviter la zone d'instabilité de fonctionnement du compresseur, il est recommandé d'augmenter artificiellement le débit en utilisant une soupape anti-pompage. Cette soupape permet de dévier une partie du gaz comprimé vers l'amont de la machine, réduisant ainsi le

risque de pompage. Le gaz peut ensuite être recyclé en amont de la machine, généralement en passant par un réfrigérant pour éviter une surchauffe, ou mis à l'air libre si cela est possible et si la nature du fluide le permet. Il est important de noter que la mise à l'air libre d'une partie du fluide refoulé peut entraîner des pertes importantes et peut également avoir des implications environnementales, il est donc important de prendre en compte tous les aspects avant de choisir la méthode de gestion du gaz refoulé.

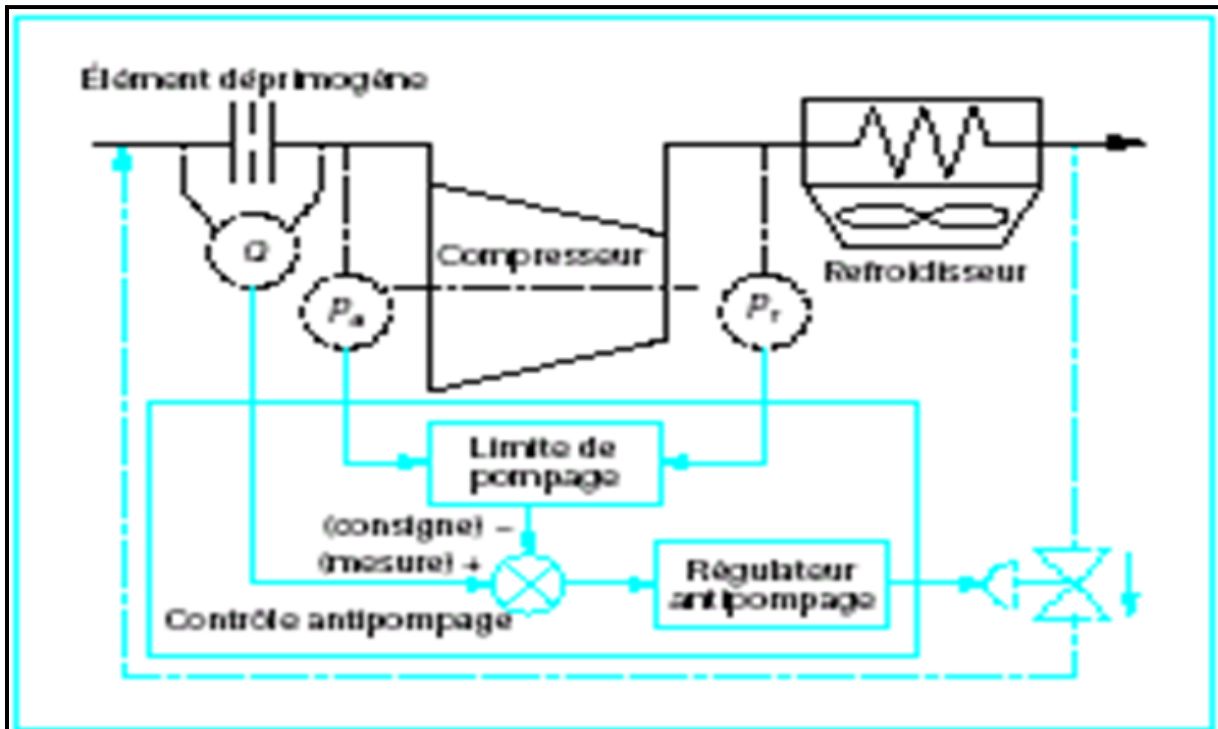


Figure 2.12 : Régulation anti-pompage

2.7 Conclusion

En conclusion, les compresseurs sont des équipements clés dans de nombreux processus industriels et énergétiques, où ils sont utilisés pour comprimer des fluides tels que l'air, les gaz naturels, les gaz de procédé, les vapeurs, etc. Les compresseurs se déclinent en différents types, tels que les compresseurs centrifuges, les compresseurs à pistons, les compresseurs à vis, les compresseurs scroll, etc. Les choix de type de compresseur dépendent des caractéristiques du fluide, des performances requises, des conditions de fonctionnement, des coûts et des spécifications du projet. Les compresseurs sont également soumis à des défis tels que la formation de givre, l'encrassement, la surchauffe, le pompage, etc., qui peuvent entraîner des problèmes d'efficacité et de sécurité. Les solutions de protection incluent des

dispositifs de régulation de débit, des systèmes de refroidissement, des filtres, des systèmes de contrôle et de supervision, etc. En générale, les compresseurs sont des équipements clés qui doivent être sélectionnés, exploités et entretenus avec soin pour assurer la continuité et la fiabilité des processus industriels.



Chapitre III
Description d'un compresseur
centrifuge BCL

Chapitre III

Description d'un compresseur centrifuge BCL

3.1. Introduction

Ce chapitre décrit les pièces constitutives des compresseurs centrifuges ELLIOTT type BCL.

Une meilleure compréhension des éléments principaux et du processus de compréhension vous sera donnée par la description qui suit.

3.2. Généralités [13]

Le compresseur centrifuge est une machine qui utilise des roues solidaires à l'arbre pour fournir de l'énergie et augmenter la pression du fluide. Une partie de cette énergie est directement transformée en augmentation de pression dans les roues, tandis que le reste est transformé dans les diffuseurs, également appelés stators.

Bien que la théorie des compresseurs centrifuges soit connue depuis longtemps, leur utilisation industrielle à grande échelle n'a commencé qu'entre 1945 et 1950. De nos jours, il est établi que la production des compresseurs centrifuges dépasse celle des compresseurs alternatifs pour plusieurs raisons. Tout d'abord, la taille des usines chimiques augmente régulièrement, ce qui entraîne des volumes de gaz à comprimer de plus en plus importants, avantageant ainsi les compresseurs centrifuges.

En outre, en raison de leurs vitesses de rotation élevées, les compresseurs centrifuges ont un volume et un prix inférieurs à ceux des compresseurs alternatifs. Généralement il faut plusieurs compresseurs alternatifs :

Pour remplacer un seul compresseur centrifuge.

- ❖ La compression se fait à sec sans huile dans le gaz.
- ❖ Les pulsations de pressions sont faibles d'où en principe des massifs de fondation moins onéreux.

Bien étendu les compresseurs centrifuges ont aussi quelques inconvénients par rapport à ceux alternatifs, leurs rendements sont inférieurs, de l'ordre de 5% à 15% suivant les cas.

3.3. Classification des compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction de leurs utilisations et en fonction de la pression nominale.

Pour les classer, on peut adopter les subdivisions suivantes :

3.3.1. Compresseurs avec corps ouverts horizontalement type Split [14]

Les pièces ouverts horizontalement forment des pièces apparemment uniformes sur le plan horizontal. Ils sont utilisés à des pressions de service inférieures à 60 bars. Les tuyaux d'aspiration et de refoulement, ainsi que les tuyaux intermédiaires et les tuyaux d'huile de lubrification, et toutes les autres connexions du compresseur au reste de l'installation sont généralement réalisés à travers le châssis inférieur. Grâce à ce système, il suffit de retirer les boulons communs le long du plan de joint horizontal pour soulever la partie supérieure du châssis et accéder facilement à toutes les pièces internes du compresseur, telles que le rotor, les membranes et les joints à labyrinthe.

Les compresseurs à carter ouvert horizontalement sont désignés MCL et peuvent être divisés en sections en fonction du nombre d'étages de compresseur.

❖ Compresseurs MCL

Ce sont des compresseurs multi-étagés (voir Figure.3.1) comprenant un étage compresseur.

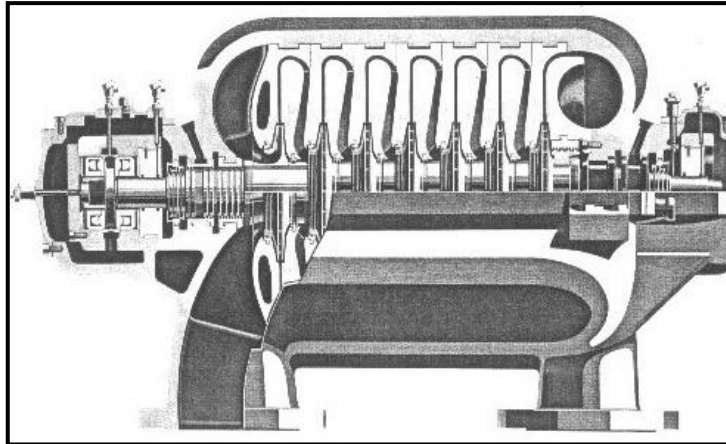


Figure 3.1 : Compresseurs MCL

❖ **Compresseurs 2MCL**

Il s'agit des compresseurs multi-étages (voir Figure.3.2). Groupant deux étages compresseurs en série avec réfrigération intermédiaire dans la même machine.

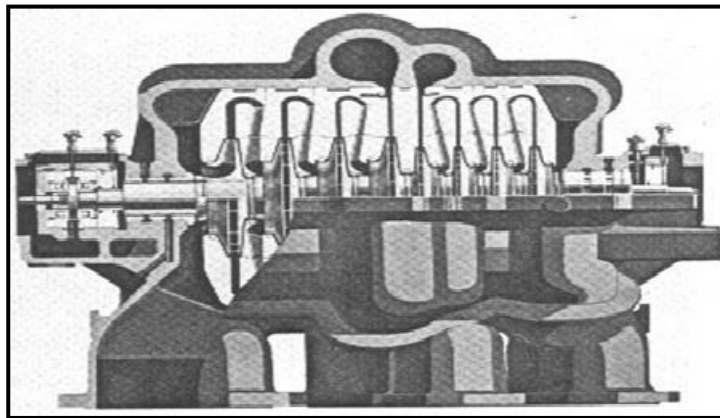


Figure 3.2 : Compresseurs 2MCL

❖ **Compresseurs 3MCL**

Ce sont des compresseurs multi-étages généralement avec plus de deux étages de compression réalisés dans un seul corps (voir Figure.3.3). En général ils sont utilisés pour des services où on a besoin de comprimer des débits de gaz divers à des niveaux de pression différents, soit avec injection ou avec extraction de gaz pendant la compression.

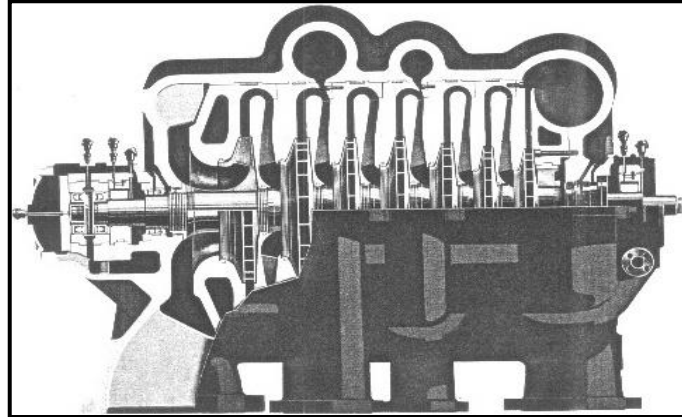


Figure 3.3 : Compresseurs 3MCL

3.3. 2. Compresseur avec corps ouverts verticalement type Barrel [14]

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé avec deux brides aux extrémités, c'est pourquoi ce type de compresseur est appelé "tonneau". Ces compresseurs généralement multi-étages peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700 kgf/cm²). Le rotor et les diaphragmes situés à l'intérieur du corps ne sont essentiellement pas différents de ceux des compresseurs MCL et ceux des compresseurs BCL :

Ces sont des compresseurs du type "barrel" prévoyant un seul étage de compression (voir la Figure.3.4.)

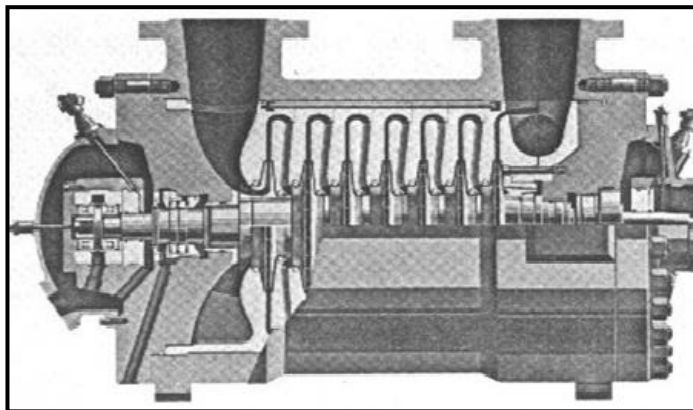


Figure 3.4 : Compresseur BCL

❖ Compresseur 2BCL

Il s'agit de compresseurs de type "barrel" avec deux étages de compression en série dans un seul corps (voir la Figure.3.5.)

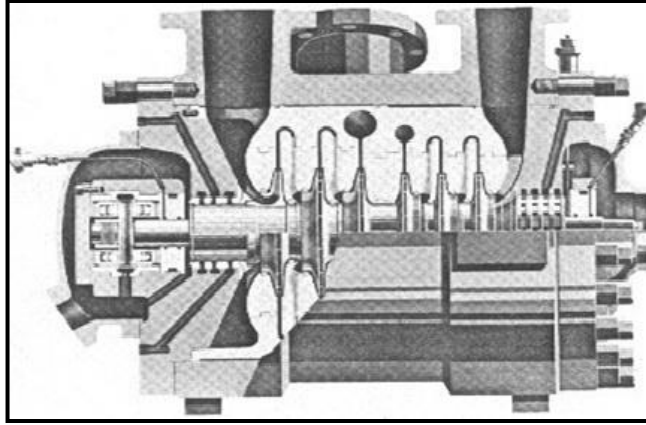
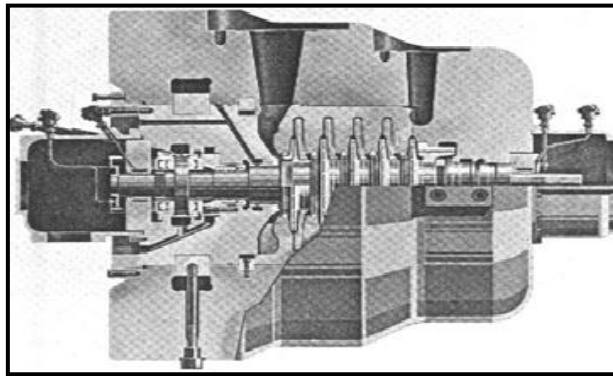


Figure 3.5 : Compresseurs 2BCL

3.3.3. Compresseurs avec corps en forme de cloche [14]

❖ Compresseurs BCL VHP avec corps en forme de cloche

Les compresseurs "barrel" à haute pression ont des corps en forme des cloches et sont fermés par des segments à la place des boulons. (Voir la Figure.3.6.)



« Fig II.6 »

Figure 3.6 : Compresseurs BCL VHP

❖ Compresseurs type PCL

Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical au lieu de deux, comme pour les BCL, et généralement ils sont utilisés pour

transporter le gaz naturel (voir .Figure.3.7.) Les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc.

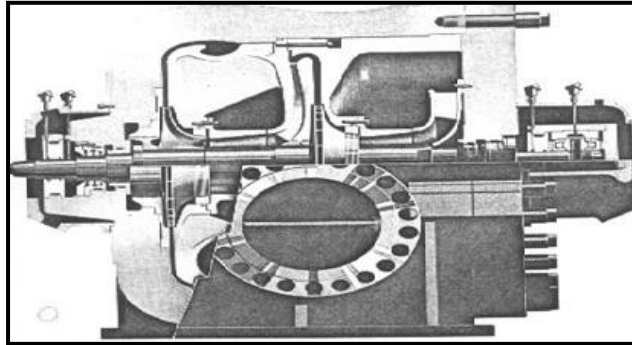


Figure 3.7 : Compresseurs type PCL

❖ **Compresseurs type "SR" :**

Ce sont des compresseurs adaptés à la maintenance à relativement basse pression. Ce qui les rend spéciaux, c'est qu'ils ont plusieurs essieux et roues associées attachés à une console. La roue est du type ouvert, c'est-à-dire. Sans contre-disque, pour atteindre des vitesses de passage élevées à chaque étape. L'entrée de chaque roue est coaxiale, tandis que le refoulement est tangentiel. Ces compresseurs sont souvent utilisés pour comprimer l'air, la vapeur et les applications géothermiques, etc. (Voir figure.3.8.)

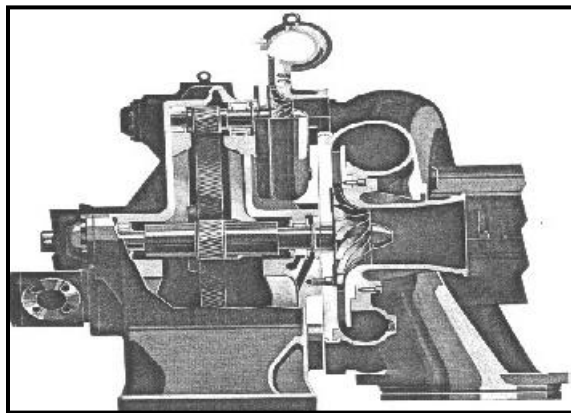


Figure 3.8 : Compresseurs type "SR"

3.4. Utilisation des compresseurs centrifuges dans les domaines industriels [15]

Le compresseur centrifuge est très polyvalent et trouve de nombreuses applications dans différents secteurs industriels. Par exemple, il est utilisé dans l'industrie pétrochimique pour la compression de gaz, dans l'industrie alimentaire pour la production d'air comprimé et dans l'industrie pharmaceutique pour la production de produits pharmaceutiques.

Les compresseurs centrifuges sont également utilisés dans les centrales électriques pour la compression de l'air et dans l'industrie minière pour la ventilation des mines. En raison de leur large gamme de fonctionnement, les compresseurs centrifuges sont une solution efficace et rentable pour de nombreux procédés industriels.

Tableau 3.1 : Représente les types d'installation et les gaz traité

Type d'installations	Gaz traité
- Reformage	- H ₂ +HC
- Craquage à catalyseur fluide (FCC)	- Air, gaz de craquage
- Production de lubrifiant	- Propane
- Oléfine	- Gaz naturel, éthylène, propylène
- Installations pétrochimiques	
- Ammoniac	- CH ₄ , air, H ₂ +N ₂ , NH ₃ ,
- Méthanol	- CO, CO ₂ , H ₂ , CH ₄
- Urée	- CO ₂
- Ethylène	- Gaz de charge
- Compression gaz naturel	
- Réinjection	- Gaz naturel
- Transport de gaz par pipeline	- Gaz naturel
- Liquéfaction de gaz (GNL)	- Gaz naturel
- Liquéfaction (GPL)	- Propane
- Installation sidérurgique	
- Fractionnement air	- Air
- Service oxygène	- O ₂ , N ₂

3.5. Constitution des compresseurs centrifuges BCL [16]

Ces trois éléments sont les principaux constituants de base d'un étage de compresseur centrifuge :

- ❖ **Le diaphragme d'entrée** : a pour objet de guider l'écoulement dans la direction la plus favorable pour son admission dans la roue mobile.

- ❖ **La roue mobile** : est un dispositif constitué d'aubes régulièrement réparties autour de son axe de rotation, ces aubes transmettent l'énergie mécanique apportée à la machine par un moteur. A l'intérieur de cet organe, une partie de l'énergie introduite est transformée en pression, l'autre partie reste sous forme de vitesse (ou pression dynamique).

- ❖ **Le diffuseur** : a pour rôle de transformer, par réduction de la vitesse du fluide la pression dynamique en pression statique.

L'ensemble de ces trois éléments constitue ce que l'on appelle un étage de compresseur.

(Voir la figure.3.9).

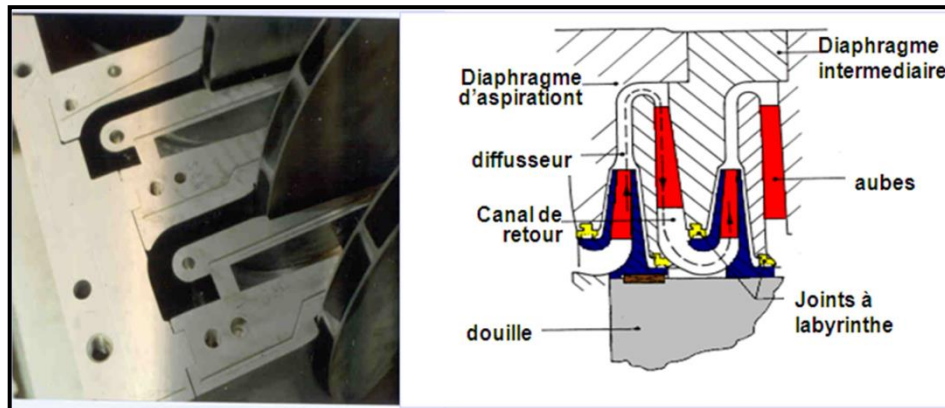


Figure.3.9. Diaphragme d'entrée, la roue mobile, le diffuseur

3.6. Etude d'un compresseur centrifuge (BCL) [13]

3.6.1. Identification

La signification des symboles de code du compresseur BCL est la suivante :

BCL

B : Type Barrel.

C : Impulser fermé.

L : Diffuseur.

3.6.2. Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuge (BCL)

a. Corps ouverts verticalement BCL :

Les carters et les embouts sont obtenus par forgeage, ainsi le matériau devient plus homogène et donc plus durable si l'on considère les hautes pressions de ces compresseurs.

Le choix du matériau dépend de la pression et de la température de fonctionnement, des dimensions, de la qualité du gaz traité et des limites fixées par les normes API. L'acier au carbone ASTM A105tu II est utilisé dans le cylindre, les supports et les colliers d'extrémité. La teneur en carbone utilisée (0,2 - 0,25% au lieu de 0,35% indiqué dans les tableaux) est suffisante pour obtenir de bonnes propriétés et en même temps donner une soudabilité.

Les compresseur très hautes pressions (BCL/c, BCL/a) utilisent à la place de l'acier laminé avec de meilleures propriétés mécaniques.

Les orifices d'entrée et de sortie sont soudés au châssis et forgés dans le même matériau. En PCL, en raison de leur forme assez complexe, ils sont coulés à partir d'un matériau différent et ne conviennent donc pas au forgeage. (Voir figure.3.10).



Figure 3.10 : Corps ouverts verticalement BCL

b. Diaphragmes BCL

Un ensemble diaphragme installé autour de l'ensemble rotor forme le composant stator des étages de compression.

Les boîtiers de diffusion sont constitués de canaux annulaires, à travers les membranes, l'énergie cinétique de la sortie des roues ou des roues est convertie en pression.

Les conduits annulaires forment également des conduits de rotor qui canalisent efficacement le gaz dans une chaîne de roues ou de roues.

Les feuilles sont divisées selon le plan médian horizontal et sont placées à l'intérieur du côté opposé, elles-mêmes réparties selon le plan médian horizontal, formant ainsi deux emballages distincts.

Aux très hautes pressions, la structure de toutes les membranes doit être rigidifiée ; puis un double cadre en acier forgé (ASTM A 182 F22) est utilisé.

La position de la moitié supérieure du diaphragme dans la moitié supérieure du cadre plat se fait avec des vis de blocage, ce qui permet de soulever le contre-châssis sans faire tomber les diaphragmes.

Des joints à labyrinthe sont installés dans les membranes à proximité de tous les jeux internes pour minimiser les fuites de gaz des zones de refoulement et d'aspiration des roues ou des roues. Les joints toriques installés dans les rainures autour du cadre de l'évier empêchent les fuites de gaz dans les zones de basse pression.

Une série de galets placés dans les retours du contre-châssis inférieur facilite l'insertion de l'ensemble diaphragme/rotor dans le châssis ; cet ensemble est placé axialement et reste dans la tête d'aspiration. (Voir figure 3.11.)



Figure 3.11 : Diaphragme BCL

c. Rotor

Le rotor est constitué d'un arbre sur lequel sont montés des roues et des bagues d'espacement. Ils sont montés à chaud sur l'essieu. Ils positionnent les rouleaux axialement et protègent les parties d'arbre entre les roues contre le contact avec le gaz.

La roue fait partie d'un compresseur centrifuge conçu pour augmenter la vitesse du gaz. Les rouleaux sont des roues inversées fermées. Ils sont chauds et attachés à l'arbre.

Chaque roue est équilibrée dynamiquement et sa vitesse est testée à 15 % au-dessus de la vitesse continue maximale avant le montage sur l'arbre.

Pendant le fonctionnement du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dirigée vers le côté aspiration, qui est obtenue en séparant la pression agissant sur le couvercle et la roue.

Le tambour d'équilibrage équilibre presque complètement la force de poussée. (Voir la figure 3.12.)

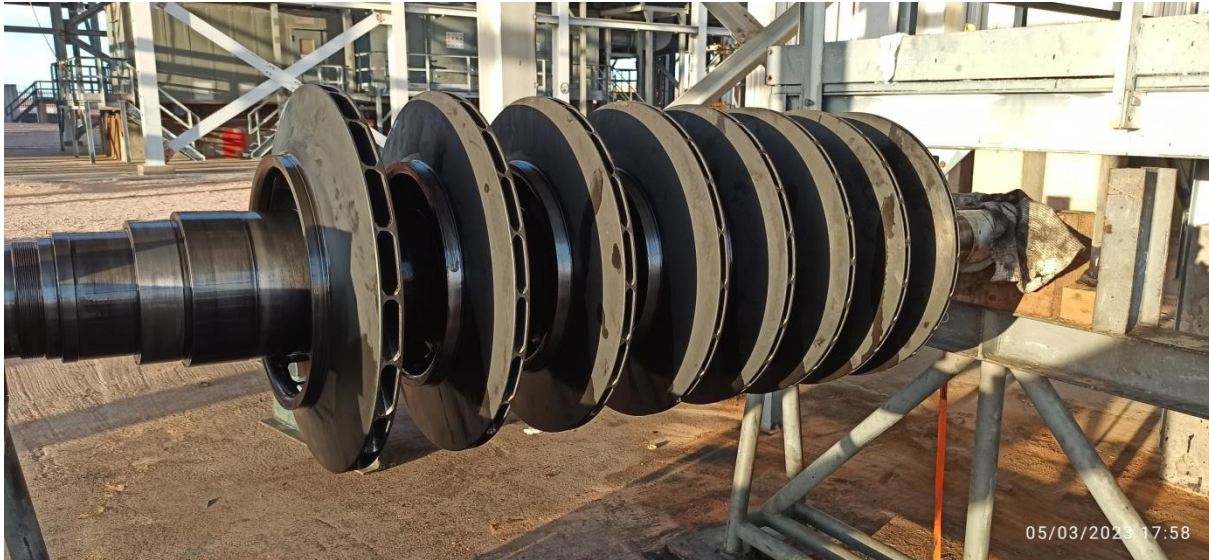


Figure 3.12 : Rotor

d. Rotor d'arbre

L'arbre se compose d'une section centrale de diamètre constant sur laquelle sont montées les roues et les entretoises, et d'extrémités de diamètre réduit de manière appropriée où tournent les paliers et les joints d'extrémité. Cet arbre dimensionné pour une rigidité maximale possible (entraxe réduit et diamètre accru) pour des performances de flexion optimales. L'acier NICRMO7 UNI est utilisé dans la fabrication de tous les types d'arbres de compresseurs. En effet, les propriétés mécaniques de cet acier sont supérieures aux arbres des compresseurs centrifuges conventionnels.

Comme nous ne nous intéressons pas aux charges de rupture et aux charges élastiques très élevées, mais à une bonne durabilité et ductilité, le revenu est effectué à des températures plus élevées que d'habitude pour atteindre des charges de rupture supérieures à 100 kgf/mm² et une limite élastique de 65 à 75 kgf/mm².

e. Roues

Les roues sont montées sur l'arbre. Le serrage est suffisant pour assurer le contact entre la roue et l'arbre. Lorsque cette roue est soumise aux efforts liés à la rotation, les roues sont clavettées et positionnées axialement par leur entretoise. Les roues sont constituées généralement d'un moyeu et d'un flasque et les aubes.

La conception et la fabrication des roues sont parfaitement contrôlées. La résistance mécanique des roues constitue une des limitations à la vitesse de rotation. La limite pour la vitesse périphérique des roues est de 300 – 350 m/s, et peut être nettement plus basse quand le gaz est acide.

La tolérance négative de montage des roues est nécessaire non seulement pour transmettre le couple moteur, pour éviter leur desserrage aux hautes fréquences de vibration à cause des contraintes dues aux forces centrifuges.

En générale l'aubage est incliné en arrière. Il existe plusieurs méthodes pour joindre ces pièces entre elles mais à présent la seule adoptée par les plus grands constructeurs est le soudage. Du point de vue de l'étude mécanique on doit tenir compte du fait que les roues sont les organes du compresseur les plus soumises aux contraintes étant donné que les avantages présentés par la réduction d'un nombre d'étages entraînent des vitesses périphériques, et donc des contraintes, de plus en plus élevées. (Voir la figure 3.13.)



Figure 3.13 : Roues

f. Tambour d'équilibrage BCL

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une force de poussée axiale du côté aspiration provoquée par les différentes forces agissant sur les surfaces externes du carter et le moyeu de chaque roue. La poussée est largement équilibrée par le tambour d'équilibrage, qui est un disque en forme monté à l'extrémité de l'essieu à côté de la roue supérieure.

Le tambour de balancier et son joint labyrinthe ainsi que le joint labyrinthe en bout d'arbre forment la chambre de balancier.

En soumettant la chambre d'équilibrage à une pression plus faible (approximativement la même que la pression d'entrée), une différence de pression est créée dans le sens opposé des roues. Ceci est réalisé en reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur par une conduite de gaz équilibrée. Le tambour est conçu pour réduire considérablement la poussée axiale sans l'équilibrer complètement. La poussée résiduelle est absorbée par la butée qui assure l'immobilité du rotor dans le sens axial.

Le tambour d'équilibrage est fixé à l'arbre. L'ensemble des roues, des bagues et du tambour est fixé à l'arbre avec un collier de retenue. Une fois le tambour installé, l'équilibre dynamique est à nouveau appliqué au rotor.

g. Accouplement d'entraînement

L'accouplement sert à transmettre la puissance de machine motrice au compresseur. L'accouplement peut être direct ou moyennant multiplicateur de vitesse, suivant le type d'entraînement comme on verra ensuite.

En général, on emploie des accouplements dentés qui peuvent être à graissage continu ou à remplissage.



Figure 3.14 : Accouplement d'entraînement

h. Collet du palier de butée

Le collet est construit en acier au carbone type C40, il est monté hydrauliquement par ajustement forcé.

i. Douilles intermédiaires

Les douilles intermédiaires sont des manchons positionnés entre les roues ; elles ont un double but : le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs (en général, elles sont en X15C13, un acier inoxydable contenant 0.15% de carbone et 13% de chrome), l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre. Les douilles intermédiaires sont montées à force sur l'arbre avec tolérance négative de $0.5 \div 1$ %.

j. Douilles sous les garnitures d'étanchéités à huile

Les douilles sous les garnitures d'étanchéité à huile sont en acier au carbone revêtu de matériau de dureté élevée. (600 Brinell).

Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et les rayures éventuelles et en outre, elles peuvent être remplacées facilement.

l. Palier a butée [18]

Ces paliers doivent assurer le maintien de l'arbre dans le sens axial et éviter tout déplacement de long de son axe. Le type de butée varie selon les efforts et les conditions de marche du système :

- Arbre muni d'une collerette taillée dans la masse et s'appuyant sur une face interne du palier et un contre-grain lubrifié ;
- Arbre muni d'une collerette rapportée en une ou deux parties dans une gorge et s'appuyant sur un contre-grain ; pour les gros efforts axiaux :
- Le contre-grain est en acier traité et peut être muni de gorges pour créer un film d'huile qui facilite le frottement de glissement,
- Pour les vitesses de rotations élevées et gros efforts, la butée peut être à billes ;
- Pour les efforts peu importants, l'arbre peut être simplement équipé d'un anneau élastique ou circlip.



Figure 3.15 : Palier a butée

K. Paliers porteurs

Les paliers porteurs sont des portées auto-alignantes avec un boîtier en fonte réalisé par centrifugation avec un revêtement en métal anti-friction. Les paliers porteurs Wartsila peuvent être fournis avec un contrôle distant complet des températures et du débit d'huile.



Figure 3.16 : Paliers porteurs

M. Etanchéités

Les étanchéités situées aux deux extrémités de l'arbre, ont pour but d'éviter ou de réduire au minimum la sortie du gaz comprimé ou l'entrée de l'air dans le corps du compresseur. Cette étanchéité peut être de trois types : à labyrinthe, à film d'huile ou mécanique. (Voir la figure.3.17.)



Figure 3.17 : Secteur de diaphragme avec ses Etanchéités

N. Garnitures à labyrinthe

La réduction au minimum des fuites vers l'extérieur est obtenue par des garnitures à labyrinthe, qui sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de contacts accidentels. Les garnitures peuvent être extraites aisément. Le nombre des lames et le jeu, dépendent des conditions de fonctionnement. Dans le cas où les moindres fuites de gaz (gaz toxiques, explosifs etc.) ne seraient admises, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

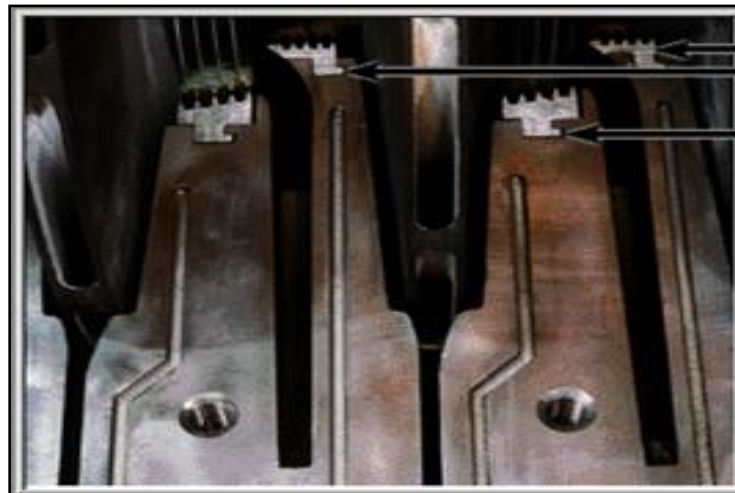


Figure 3.18 : Garnitures à labyrinthe

O. Garnitures d'étanchéités d'huile

Les joints spi sont constitués de deux bagues flottantes (haute pression côté H.P. et basse pression côté B.P.) revêtues intérieurement de métal anti-friction.

L'huile d'étanchéité à une pression légèrement supérieure à celle du gaz, pénètre dans l'espace annulaire entre les deux pneumatiques et se déplace dans l'espace annulaire laissé par l'espace entre les pneumatiques et l'essieu.



Figure 3.19 : Garnitures d'étanchéités d'huile

P. Garnitures mécaniques

La garniture mécanique est un dispositif qui assure l'étanchéité dynamique d'un arbre rotatif avec l'enceinte de l'équipement qu'il traverse, le carter. La garniture mécanique est lubrifiée ou sèche.

Les garnitures mécaniques sont employées surtout là où il est important de limiter au maximum la quantité d'huile pouvant polluer le gaz. En effet la perte d'huile de la bague

H.P. est environ 5÷10 fois plus petite que les pertes des garnitures d'étanchéité à huile ordinaires.

En cas d'arrêt d'urgence du compresseur par manque d'huile, la garniture est à même de continuer à barrer le gaz, à la machine en arrêt (même si de manière imparfaite pour la présence éventuelle d'égratignures et d'usures localisées sur les surfaces de contact entre le collet et la bague).

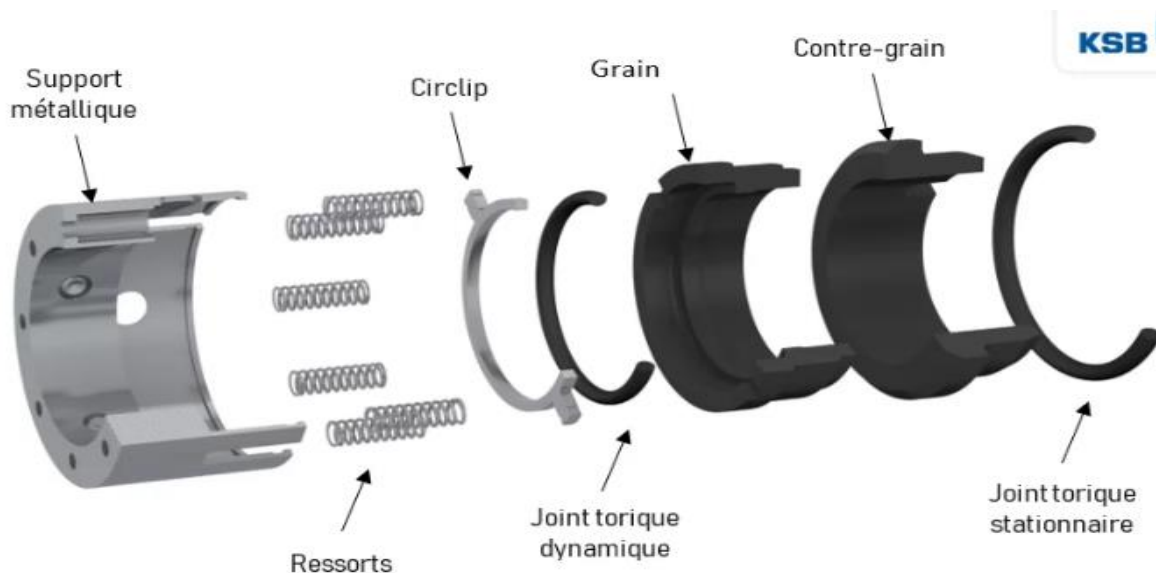


Figure 3.20 : Garnitures mécaniques

3.7. Avantages et inconvénients de l'utilisation d'un compresseur centrifuge [17]

➤ *Avantages*

Les avantages d'utiliser un compresseur centrifuge sont nombreux, en voici quelques-uns :

- Moins de composants exposés au frottement, ce qui rend son débit constant et sans altération.
- Il fournit un plus grand flux, ce qui rend sa puissance plus grande et sa capacité de travail beaucoup plus efficace.
- Idéal pour les fonctions qui nécessitent de grands volumes, ce qui permet d'être connecté à intervalles et pendant de longues périodes de travail et de réagir de manière optimale.
- Il se connecte à de grands instruments ou machines, ce qui vous permet de l'utiliser avec de grandes machines ou outils industriels.
- Facile à entretenir, vous n'avez donc pas à vous en soucier.

➤ *Inconvénients*

Il y a aussi certains inconvénients à utiliser ce type de compresseur :

- Utilisation pour des procédés spécifiques, ce qui annule sa polyvalence, puisqu'il ne peut pas être utilisé dans des procédés qui exigent un débit, ou pour des travaux plus simples.

- Les coûts d'exploitation élevés, en raison de sa puissance génère une forte consommation d'énergie peut affecter votre budget.
- Elle exige un niveau de connaissances spécialisées, qui dépend de la taille et de la fonction, mais plus elle exige de connaissances, plus elle exige de connaissances.
- Réparations compliquées et spécialisées, en raison de la grande quantité de composants, vos réparations peuvent être compliquées et exiger un haut niveau de spécialisation.

3.8. Système de graissage ou lubrification [14]

Circuit de l'huile de graissage

La lubrification ou le graissage est un ensemble de techniques permettant de réduire le frottement, l'usure entre deux éléments en contact et en mouvement l'un par rapport à l'autre. Elle permet souvent d'évacuer une partie de l'énergie thermique engendrée par ce frottement, ainsi que d'éviter la corrosion... Dans ces situations, les écoulements fluides sont parallèles aux surfaces, ce qui simplifie leur description et leur calcul (théorie de la lubrification).

A la sortie de l'aéroréfrigérant l'huile passe par un filtre (pour ne maintenir en circulation que l'huile propre) puis par une vanne autorégulatrice de pression qui sert pour contrôler la pression d'huile de lubrification des paliers de l'ensemble (moteur- compresseur), et de la maintenir à une pression de l'ordre de 2,5 bars.

A la sortie de compresseur, l'huile est évacuée par gravité jusqu'au réservoir d'huile de lubrification dans une position loin de l'aspiration des pompes.

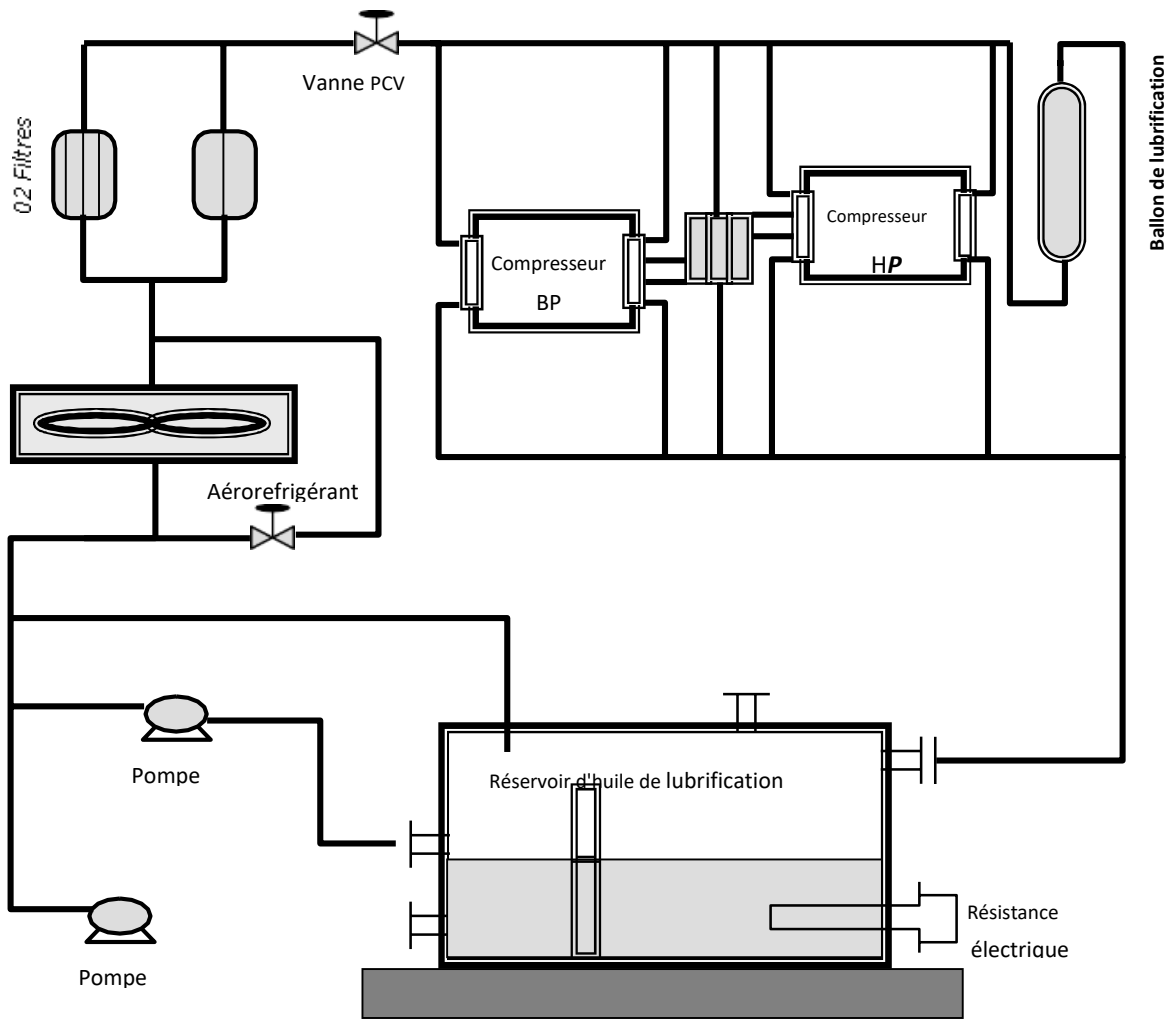


Figure 3.21 : Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge [14]

3.9. Conclusion

Le compresseur centrifuge type BCL est un équipement important pour la compression de gaz dans les industries pétrolières et gazières. Il utilise une technologie de pointe pour comprimer les gaz à haute pression et est capable de traiter de grands volumes de gaz avec un rendement élevé. Le fonctionnement du compresseur est influencé par plusieurs facteurs, notamment la masse molaire du gaz comprimé, qui peut affecter l'efficacité et le rendement du compresseur.

Le compresseur centrifuge type BCL est généralement utilisé dans les applications qui nécessitent une haute pression, telle que la production d'hydrogène et le traitement de gaz naturel.

Il est également utilisé pour des applications industrielles telles que la compression d'air dans les centrales électriques et les usines chimiques. En raison de ses performances élevées, il est considéré comme l'un des équipements de compression les plus efficaces et les plus rentables pour les applications industrielles de compression de gaz.



Chapitre IV

Problématique et calculs du compresseur GBT 4502

Chapitre IV

Problématique et calculs du compresseur GBT 4502

4.1 Introduction [19]

L'énergie transférée par la roue d'un compresseur centrifuge au gaz naturel véhiculé dépend essentiellement de la vitesse de rotation et du poids moléculaire de ce dernier.

L'augmentation de la masse moléculaire du gaz d'alimentation (donc une diminution du coefficient de compressibilité) conduit à une diminution du travail transmis au gaz, ce qui est compatible avec le modèle utilisé.

Pour un taux de compression et une vitesse du compresseur donnés, l'augmentation de la densité relative engendre une augmentation du débit et une plus grande consommation d'énergie.

De plus, la stabilité du fonctionnement du compresseur et donc son rendement, dépend du débit aspiré et donc du poids moléculaire du gaz ; les coordonnées du point de fonctionnement hors zone de pompage sont déterminées en fonction du débit réduit.

L'étude a pour but d'analyser l'influence la masse moléculaire du gaz naturel sur la puissance absorbée par un compresseur centrifuge.

Les scénarios suivants sont simulés à cet effet :

- Influence de la masse moléculaire M sur le coefficient de compressibilité Z du gaz naturel
- Influence de la masse moléculaire sur le travail consenti par la roue au gaz.
- Evolution du débit massique en fonction de la masse moléculaire
- Evolution de la puissance absorbée par le compresseur centrifuge en fonction de la masse moléculaire M .

4.2 Calcul Thermodynamique

4.2.1 Evaluation de la performance du compresseur [20]

Ce qui nous intéresse dans ce calcul est de déterminer le rendement ; la puissance consommée « BHP » du compresseur, qui dépendent des caractéristiques du compresseur, du gaz à comprimer et les conditions d'aspiration à savoir : la température, pression, débit et la masse molaire.

Dans cette étude nous allons effectuer un calcul dans le but d'obtenir les paramètres de performance du compresseur GBT02 suivant les paramètres de service et voir l'influence de la variation de la masse moléculaire sur cette dernière.

L'évaluation de la performance d'un compresseur sur site n'est pas un processus simple, mais la procédure adéquate et les outils utilisés simplifient la tâche. Les données exactes et l'analyse du gaz sont nécessaires pour une comparaison plus précise avec les données de design.

Pour notre travail on prend en considération:

- Les relevés des données pression, température et échantillon du gaz.
- L'analyse du gaz fait par un chromatographe.
- Les courbes de performance du constructeur.

Dans un gaz réel, les molécules réagissent entre elle et cette interaction devient importante quand les molécules sont proches, la distance entre les molécules est grande et donc l'énergie interne représente alors essentiellement sous forme d'énergie cinétique d'agitation thermique.

Dans un gaz parfait, ces distances intermoléculaires sont très grandes par rapport aux dimensions de ces molécules et l'énergie potentielle est nulle.

Pour les gaz parfaits Δh se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression cste C_p .

$$W = \Delta h = C_p(T_2 - T_1) \quad (4.1)$$

- T_1 : température d'aspiration.
- T_2 : température de refoulement.

Afin d'exprimer le travail W en fonction de la pression P et du volume spécifique du gaz (V) on doit utiliser la relation pour l'enthalpie.

$$\text{D'où} \quad h = u + pv \quad (4.2)$$

$$dh = du + pdv + vdp \quad (4.3)$$

$$dw = vdp \quad (4.4)$$

$$w = \int vdp$$

Dans les turbocompresseurs, la compression d'isolation adiabatique et le travail adiabatique sont généralement utilisés, qui peut être calculée à partir de l'expression (4.1) pour les gaz parfait.

Mais il est également recommandé que parfois en fonction du taux de compression, il est généralement connu

$$\tau = P2/P1 \quad (4.5)$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on à

$$T2/T1 = (P2/P1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.6)$$

En remplaçant l'équation (4.6) dans l'équation (4.1) on trouve

$$W_{ad} = Z \cdot C_p \cdot T \cdot (\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (4.7)$$

$$C_p - C_v = R \quad (4.8)$$

R : constante de gaz en [kJ/kg.°k]

Et

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (4.9)$$

$$C_p = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot R \quad (4.10)$$

En remplaçant l'équation (4.10) dans (4.7) on trouve

$$W_{ad} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot Z \cdot r \cdot T_a \cdot [\tau_{tot}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1] \quad (4.11)$$

Le travail adiabatique réel W_r d'une transformation irréversible avec n variable suivant l'expression (4.1) est égal à

$$W_r = h_2 - h_1 \quad (4.12)$$

$$W_r = C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

4.3. Rendement thermodynamique d'un compresseur [22]

Afin de calculer le travail réel de W_r requis pour le gaz comprimé (1kg) de gaz, l'un des rendements thermodynamiques du compresseur a été utilisé

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_r} \quad (4.13)$$

W_{th} : travail thermodynamique du compresseur

L'ajustement doit être effectué en fonction de la particularité de la compression réelle.

Pour les turbocompresseurs qui ne refroidissent pas le corps, le travail adiabatique

W_{ad} et le rendement adiabatique sont généralement utilisés.

$$\eta_{ad} = W_{ad}/W_r \quad (4.14)$$

4.3.1. Procédure pour l'actualisation des courbes de performance du GBT4502 [21]

Le model poly-tropique pour prédire les performances du compresseur basé sur des corrélations des gaz réels et parfaits.

La fonction du chemin poly-tropique proposé dans cette méthode était précise seulement à basse pression, alors ils proposaient une autre fonction du chemin poly-tropique.

Un des inconvénients de la méthode c'est quelques hypothèses sont valides pour les conditions des gaz parfaits une autre approche pour dériver les performances du compresseur aux conditions loin de ceux du design et d'utiliser les facteurs de correction, cette méthode est la plus réponde et simple utilisée, néanmoins, la dite méthode ne tient pas en considération le changement des propriétés physico-chimiques du gaz ce qui peut engendrer une grande certitude dans les calculs.

Pour pallier à cet inconvénient, la méthode était modifiée par ASME PTC-10 pour corriger les résultats du test et tenir compte du changement des propriétés du gaz.

Comme mentionné précédemment, la méthode la plus utilisée est l'analyse dimensionnelle qui stipule que la correction des performances du compresseur est basée sur l'analyse dimensionnelle.

Donc, la procédure comporte les points suivants:

1. Calculer les propriétés, Z, Cp, M, du mélange gazeux actuel.

2. Calculer le coefficient adiabatique et poly-tropique et taux de compression
3. Calculer le travail poly-tropique en utilisant la formule correspondante.
4. Calculer le travail réel en utilisant la formule qui convient.
5. Détermination du rendement poly-tropique du compresseur.
6. Correction des paramètres design : débit, vitesse, puissance, travail poly-tropique, pression et température à l'aspiration en utilisant les facteurs de correction mentionnés ci-dessous.

*Le débit massique corrigé:

$$\dot{m}_{\text{corr}} = \frac{\dot{m}_{\text{act}} \sqrt{T_1/T_{\text{ref}}}}{\frac{P_1}{P_{\text{ref}}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{MW_{\text{act}}/MW_{\text{ref}}}} \quad (4.15)$$

*Le débit volumique corrigé:

$$Q_{\text{corr}} = \frac{Q_{\text{act}} \sqrt{MW_{\text{act}}/MW_{\text{ref}}}}{\sqrt{T_1/T_{\text{ref}}}} \quad (4.16)$$

* La vitesse corrigée:

$$N_{\text{corr}} = \frac{N_{\text{act}} \sqrt{MW_{\text{act}}/MW_{\text{ref}}}}{\sqrt{\frac{T_1}{T_{\text{ref}}}}} \quad (4.17)$$

*La puissance corrigée :

$$HP_{\text{corr}} = \frac{HP_{\text{act}} \sqrt{MW_{\text{act}}/MW_{\text{ref}}}}{\frac{P_1}{P_{\text{ref}}} \sqrt{T_1/T_{\text{ref}}}} \quad (4.18)$$

*Le travail poly-tropique corrigé :

$$h_{\text{corr}} = h_{\text{act}} \frac{MW_{\text{act}}/MW_{\text{ref}}}{T_1/T_{\text{ref}}} \quad (4.19)$$

*La pression corrigée :

$$P_{\text{corr}} = \frac{P_{\text{act}}}{\frac{P_1}{P_{\text{ref}}}} \quad (4.20)$$

* La température corrigée :

$$T_{\text{corr}} = \frac{T_{\text{act}} \sqrt{MW_{\text{act}}/MW_{\text{ref}}}}{\sqrt{T_1/T_{\text{ref}}}} \quad (4.21)$$

Avec

m_{corr} : débit massique corrigé.

m_{act} : débit massique actuel.

MW_{act} : masse moléculaire actuel.

MW_{ref} : masse moléculaire de design

HP_{act} : puissance actuel.

HP_{corr} : puissance corrigé.

N_{corr} : vitesse corrigé.

N_{act} : vitesse actuel.

H_{act} : travail poly-tropique actuel.

H_{corr} : travail poly-tropique corrigé.

P_{ref} : pression d'aspiration design.

T_{ref} : température d'aspiration design.

4.4 Paramètres de fonctionnement

4.4.1. Données de départ

Les données du gaz sont indiquées sur le tableau suivant :

Tableau 4.1 : Composition des gaz étudiés

	Echan1	Echan2	Echan3	Echan4	Echan5
CH4	0,937	0,8617	0,7933	0,71	0,6634
C2H6	0,0292	0,0775	0,1369	0,177	0,1802
C3H8	0,018	0,037	0,039	0,0652	0,0808
iC4h10	0,0036	0,0069	0,007	0,0139	0,0259
nC4h10	0,0036	0,0069	0,007	0,0139	0,0259
i-C5H12	0,0043	0,005	0,0084	0,01	0,0119
n-C5H12	0,0043	0,005	0,0084	0,01	0,0119

4.4.2. Caractéristique du gaz

Les propriétés du gaz sont indiquées sur le tableau suivant

Tableau 4.2: Propriétés physico-chimiques du mélange gazeux

Composants	X%	μ_i (kg/kmol)	Cp (kJ/kg.k)	T _{cri} (k)	P _{cri} (bar)	Mi (kg/kmol)	Ci	T _{cr} (k)	P _{cr} (bar)	C _{pm}
C1	0,937	16,02	2,43	191,1	46,4	15,01074	0,84696383	179,0607	43,4768	2,05812211
C2	0,0292	30,15	2,0097	305,6	48,8	0,88038	0,04967443	8,92352	1,42496	0,09983071
C3	0,018	44,09	1,497	370	42,5	0,79362	0,0447791	6,66	0,765	0,06703431
I C4	0,0036	58,12	1,968	408,3	36,5	0,209232	0,01180568	1,46988	0,1314	0,02323357
N C4	0,0036	58,12	1,988	425,6	38	0,209232	0,01180568	1,53216	0,1368	0,02346968
I C5	0,0043	72,15	1,947	461,1	33,3	0,310245	0,01750522	1,98273	0,14319	0,03408266
n C5	0,0043	72,15	1,955	470,6	33,7	0,310245	0,01750522	2,02358	0,14491	0,0342227

4.4.2.1 Chaleur spécifique à pression constant du mélange

On utilise la formule suivante :

$$C_{pi} = b + 2cT + 3d + 4e + 5f \quad (4.22)$$

-C_p : chaleur spécifique à pression constant en 1 BTU/lb°R=4.1868 kJ/Kg k.

Les constantes b,c,d et f sont données dans le tableau [voir annexe 1]

4.4.2.2. Masse moléculaire du mélange

$$M_i = \sum(X_i * \mu_i)/100 \quad (4.23)$$

$$M_i = 17.723 \text{ kg/kmol.}$$

- μ_i : masse molaire en Kg/Kmol.

- X%: concentration molaire.

* **Données de départ**

Nombre des roues	N=08roues
Pression d'aspiration	Pa=12,2bars
Pression de refoulement	Pr=42.34bars
Température d'aspiration	Ta=38.84 °C (cas d'été).
Température de refoulement	Tr=139.17°C
Débit volumique Standard (S)	Q =104000 m ³ /jour

• Taux de compression du compresseur

• $\tau_{tot} = Pr + 1/ Pa + 1 = 43.34/13.2 \Rightarrow \tau_{tot} = 3,283$

4.4.2.3 Détermination de facteur de compressibilité (Z)

$$Z = P_R \cdot (A \cdot T_R + B) + C \cdot T_R + D \quad (4.24)$$

$$P_R = P/P_{cr} \quad T_R = T/T_{cr}$$

• Température critique du mélange :

$$T_{cr} = \sum (X_i \cdot T_{cri})/100. \quad (4.25)$$

$$\Rightarrow T_{cr} = 201.652K$$

Pression critique du mélange:

$$P_{cr} = \sum (X_i \cdot P_{cri}) /100 \Rightarrow P_{cr} = 46,223 \text{ bars}. \quad (4.26)$$

Les constantes A, B, C et D sont données dans le tableau [voir annexe1]

P_R : pression réduite.

T_R : température réduite.

A, B, C et D : sont des constantes de corrélations, qui sont en fonction des pressions et des températures réduites.

• Aspiration

On a :

$$T_{Ra} = T_a / T_{cr} ; \quad T_{Ra} = 311,99 / 201.652 = 1,547$$

$$P_{Ra} = P_a / P_{cr} ; \quad P_{Ra} = 12.2 / 46,223 = 0,264$$

Donc;

$$Z = P_{Ra} \cdot (A \cdot T_{Ra} + B) + C \cdot T_{Ra} + D$$

$$Z_a = 0.264 \cdot (0.1391 \cdot 1.547 - 0,2988) + 0,0007 \cdot 1,547 + 0.9969 = 0,976$$

- Refoulement

On a:

$$T_{Rr} = T_r / T_{cr} : T_{Rr} = 412.32 / 201.652 = 2.04$$

$$P_{Rr} = P_r / P_{cr}; P_{Rr} = 42.34 / 46,223 = 0.916$$

Donc;

$$Z_r = P_{Rr} \cdot (A \cdot T_{Rr} + B) + C \cdot T_{Rr} + D$$

$$Z_r = 0.916 \cdot (0,0295 \cdot 2,04 - 0,0825) + 0,0009 \cdot 2,04 + 0,9967 = 0.978$$

$$Z_r = 0.978$$

$$Z_{moy} = (Z_a + Z_r) / 2 = (0,976 + 0.978) / 2 = 0.977$$

$$Z_{moy} = 0.977$$

4.4.2.4 Détermination de la constante spécifique du gaz

$$r = R / M_{mel}$$

Où:

R : constante universelle des gaz parfaits. R=8.314

M_{mel} : masse moléculaire du mélange.

$$r = 8.314 / 17.723 \quad \Rightarrow r = 0.47 \text{KJ/kg}^\circ\text{K.}$$

4.4.2.5. Masse volumique du mélange aux conditions normales

$$\rho_N = D \cdot \rho_{air}$$

D'où

ρ_{air} : masse volumique de l'air. $\rho_{air}=1.29$

D : densité réelle du gaz

- densité réelle du gaz

$$D = \frac{M_i}{M_{\text{air}}}$$

M_{air} : Masse molaire de l'air et vaut 29 g/mol

$$D = (17.723)/29 = 0.611$$

Ce tableau résume les valeurs de densité pour chaque échantillon

Tableau 4.3 : Variation de la densité en fonction de la masse molaire

Masse molaire (g/mol)	Densité
17.723	0.611
19.296	0.665
20.58	0.71
22.644	0.78
24.35	0.94

$$\rho_N = 0,611 \cdot 1,29$$

$$\Rightarrow \rho_N = 0.788 \text{ kg/m}^3$$

4.4.2.6 Coefficient adiabatique

$$\gamma = C_p/C_v \text{ et } C_p - C_v = r$$

Donc

$$\gamma = C_p / (C_p - r)$$

Pour cela on détermine la masse de chaque constituant et sa concentration

$$X_i = M_i / \mu_i$$

$$M_i = X_i \cdot \mu_i$$

La concentration massique des composants

$$C_i = M_i / M_{\text{mel}}$$

Où

C_i : la concentration massique de chaque composant.

M_i : masse de chaque composant.

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau 4.2.

4.4.2.7 Chaleur spécifique de mélange

$$C_{pm} = \sum C_{pi} \cdot C_i$$

$$\Rightarrow C_{pm} = 2.34 \text{ Kj/KgK}$$

Coefficient adiabatique

$$\gamma = C_{pm} / (C_{pm} - r) = 2,34 / (2,34 - 0.47)$$

$$\Rightarrow \gamma = 1,25$$

4.4.2.8 Coefficient poly-tropique de compresseur

- Taux de compression

$$\tau_{tot} = P_r(\text{abs}) / P_a(\text{abs}) = 42.34 + 1 / 12,2 + 1$$

$$\Rightarrow \tau_{tot} = 3,283$$

- Coefficient poly-tropique :

$$n = \frac{\log \tau_{tot}}{[\log \tau_{tot} - \log \left(\frac{P_r}{P_a} \right)]}$$

$$n = 1.306$$

4.4.2.9 Calcul du travail adiabatique

$$W_{ad} = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot Z \cdot r \cdot T_a \cdot [\tau_{tot}^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1]$$

$$W_{ad} = 192,25 \text{ Kj/Kg}$$

4.4.2.10 Calcul du travail poly-tropique

$$W_p = \left(\frac{n}{n - 1} \right) \cdot Z \cdot r \cdot T_a \cdot [\tau_{tot}^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} - 1]$$

$$W_p = 196,38 \text{ Kj/kg}$$

4.4.2.11 Calcul du Travail réel

$$W_r = h_2 - h_1$$

$$W_r = C_{p_m}((T_r - T_a))$$

$$W_r = 234,82 \text{ KJ/kg}$$

4.4.2.12 Calcul du rendement adiabatique

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r}$$

$$\eta_{ad} = 81,87\%$$

4.4.2.13. Rendement poly-tropique

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r}$$

$$\eta_p = 83,63\%$$

4.4.2.14 Calcul la puissance réelle du compresseur

$$P_r = Q_m * W_r$$

D'où

P_r : puissance réelle.

Q_m : débit massique.

4.4.2.14.1. Détermination de la masse volumique du gaz aux conditions d'aspiration

$$\rho = \frac{P_a \rho_N T_N}{P_N T_a Z_a} 0,95$$

0,95: Coefficient tient compte de la chute de pression dans la tubulure d'aspiration.

$$\rho = \frac{12,2 \cdot 0,788 \cdot 273}{1,013 \cdot 311,99 \cdot 0,944} 0,95$$

$$\rho = 8,35 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_v = 104000 \text{ m}^3/\text{j} = 1,204 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_m = \rho * Q_v$$

$$Q_m = 8,35 * 1,204 = 10,05$$

$$Q_m = 10,05 \text{ kg/s}$$

$$Pr = Qm * Wr$$

$$Pr = 2359.94 \text{ Kw}$$

4.4.2.15 Calcul de la puissance absorbée

$$Pa = Pr/\eta_p$$

$$Pa = 2359.94/0.8363$$

$$Pa = 2821.88 \text{ Kw}$$

- Ce tableau résume tous les valeurs pour chaque échantillon :

Tableau 4.4: Propriétés du chaque mélange gazeux

	echan1	echan2	echan3	echan4	echan5
Mi(g/mol)	17,723	19,296	20,58	22,644	24,35
Tcr(K)	201,65	212,457	221,53	234,8	244,42
Pcr(bar)	46,223	46,186	46,23	46,06	45,73
Cpm(kj/kg.K)	2,34	2,263	2,22	2,15	2,11
Tra	1,547	1,47	1,408	1,33	1,276
Pra	0,264	0,264	0,264	0,264	0,266
TRr	2,04	1,94	1,86	1,756	1,687
PRr	0,916	0,916	0,916	0,92	0,926
ρ (kg/m ³)	8.35	9.12	9.71	10.67	12.83
Qm(kg/s)	10.05	10.98	11.69	12.84	15.45
Z	0,977	0,972	0,965	0,954	0,946
R	0,47	0,43	0,404	0,367	0,341
γ	1,25	1,23	1,222	1,206	0,192
Wad(KJ/Kg)	192,25	173,6	161,39	143,975	131,86
Wp(KJ/kg)	196,38	178,753	166,73	149,74	137,96
Wr(KJ/kg)	234,82	227,04	222,93	215,71	211,74
$\eta_{ad}\%$	81,87	76,46	72,4	66,74	62,3
$\eta_p\%$	83,63	78,73	74,8	69,42	65,15
Pr(KW)	4449,84	4302,41	4224,52	4087,7	4012,47
Pa(kw)	2359.94	2492.89	2606.05	2769.71	3271.38

*Pour tracer le point opérationnel actuel sur la courbe de performance, on doit corriger les valeurs du cas actuel suivant la méthode d'analyse dimensionnelle.

Le tableau suivant récapitule les paramètres actuels et leur correction avec ceux du design

Pour $M_i=17.723\text{kg/kmol}$

Tableau 4.5: Paramètres de performance d'échant 1

Paramètres	Cas design	Cas actuel	Cas corrigé
Pression d'aspiration (psi)	195,8	176,9	195,8
Température d'aspiration (°F)	109,8	100,13	64
Débit volumique (CFM)	6432	2549	2084,9
Travail poly-tropique (lb.ft/lb)	40910	65699	43953
Vitesse de rotation (rpm)	6148	6470	5291
Pression de refoulement (psi)	703	614,1	679,6
Température de refoulement (°F)	277	281,93	270
Puissance (HP)	10620	7134,24	6458,7
Masse moléculaire	29,05	17,723	

Pour $M_i=19.296\text{kg/kmol}$

Tableau 4.6: Paramètres de performance d'échant 2

Paramètres	Cas design	Cas actuel	Cas corrigé
Pression d'aspiration (psi)	195,8	176,9	195,8
Température d'aspiration (°F)	109,8	100,13	69,64
Débit volumique (CFM)	6432	2549	2175
Travail polytropique (lb.ft/lb)	40910	59550	43375
Vitesse de rotation (rpm)	6148	6470	5522
Pression de refoulement (psi)	703	614,1	679,9
Température de refoulement (°F)	277	281,93	196,1
Puissance (HP)	10620	7327,34	6921,34
Masse moléculaire	29,05	19,296	

Pour $M_i=20.58\text{kg/kmol}$

Tableau 4.7: Paramètres de performance d'échant 3

Paramètres	Cas design	Cas actuel	Cas corrigé
Pression d'aspiration (psi)	195,8	176,9	195,8
Température d'aspiration (°F)	109,8	100,13	74,28
Débit volumique (CFM)	6432	2549	2246
Travail poly-tropique (lb.ft/lb)	40910	55535,72	43143
Vitesse de rotation (rpm)	6148	6470	5698
Pression de refoulement (psi)	703	614,1	679,9
Température de refoulement (°F)	277	281,93	209
Puissance (HP)	10620	7572,75	7387,66
Masse moléculaire	29,05	20,58	

- Pour $M_i=22.644\text{g/mol}$

Tableau 4.8: Paramètres de performance d'échant 4

Paramètres	Cas design	Cas actuel	Cas corrigé
Pression d'aspiration (psi)	195,8	176,9	195,8
Température d'aspiration (°F)	109,8	100,13	81,73
Débit volumique (CFM)	6432	2549	2356
Travail poly-tropique (lb.ft/lb)	40910	50096	42820
Vitesse de rotation (rpm)	6148	6470	5982
Pression de refoulement (psi)	703	614,1	679,9
Température de refoulement (°F)	277	281,93	229,5
Puissance (HP)	10620	7896	8080
Masse moléculaire	29,05	22,644	

Pour $M_i=24.35\text{kg/mol}$

Tableau 4.9: Paramètres de performance d'échant 5

Paramètres	Cas design	Cas actuel	Cas corrigé
Pression d'aspiration (psi)	195,8	176,9	195,8
Température d'aspiration (°F)	109,8	100,13	92
Débit volumique (CFM)	6432	2549	2444
Travail poly-tropique (lb.ft/lb)	40910	45833,7	42128
Vitesse de rotation (rpm)	6148	6470	6203
Pression de refoulement (psi)	703	614,1	679,9
Température de refoulement (°F)	277	281,93	259
Puissance (HP)	10620	8258	8763
Masse moléculaire	29,05	24,35	

4.5 Graphes et interprétations

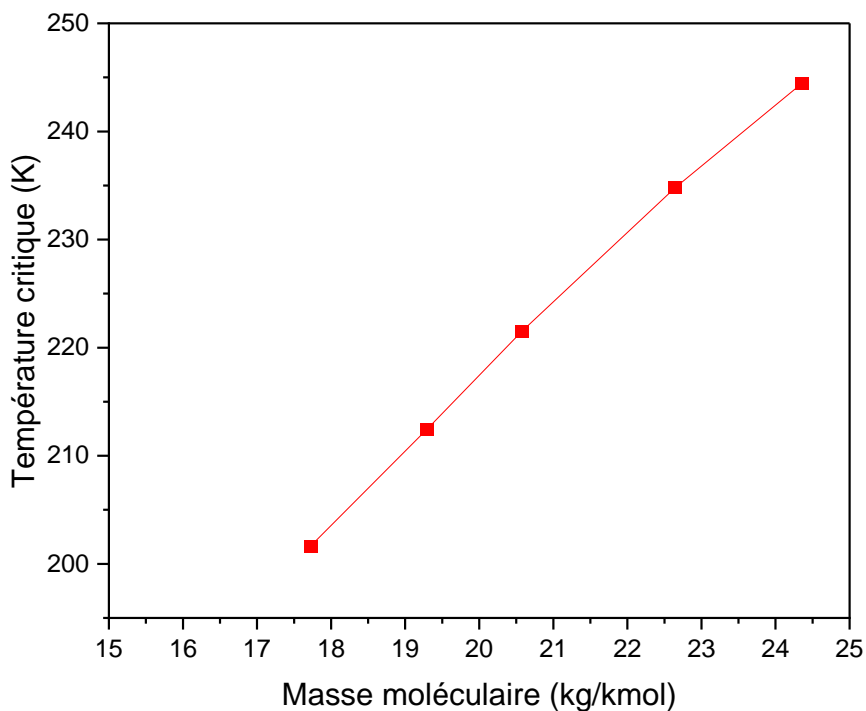


Figure 4.1 : Evolution de la température critique en fonction de la masse moléculaire.

La figure (4.1) présente l'évolution de la la température critique en fonction de la masse moléculaire. Pour clarifier et valoriser nos résultats nous avons établi notre étude avec plusieurs valeurs. L'augmentation de la masse moléculaire (donc l'augmentation de la concentration molaire) alors aussi on a une augmentation de la température critique.

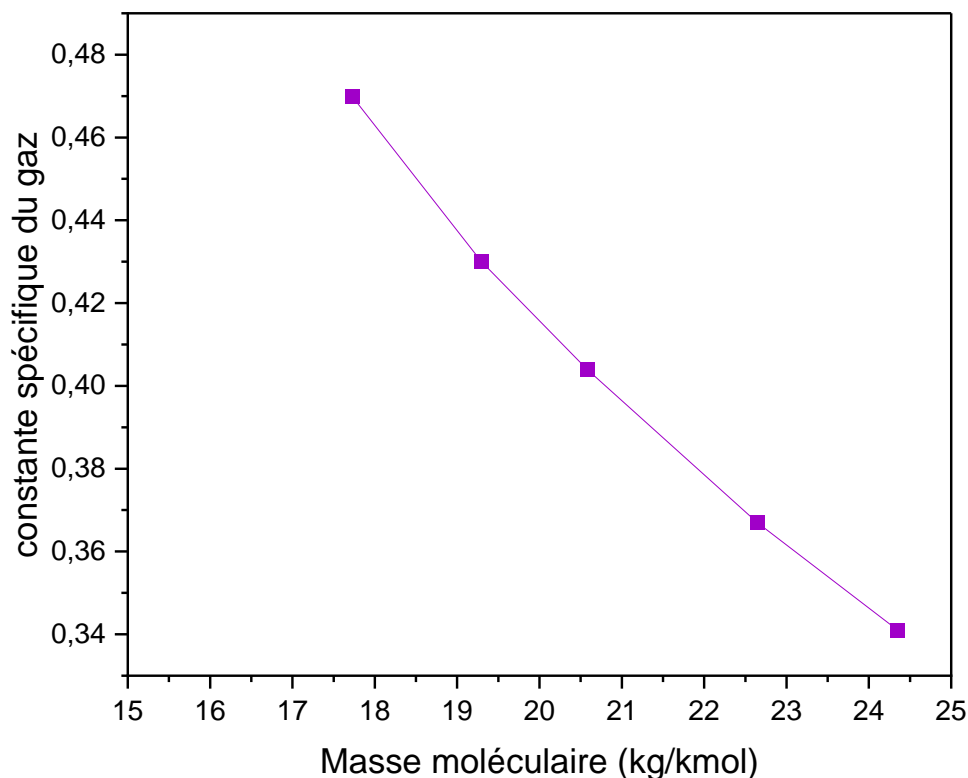


Figure 4.2 : Evolution de la constante spécifique du gaz en fonction de la masse moléculaire.

En réalité, la constante de spécifique d'un gaz (notée r) est définie comme le produit de la constante universelle des gaz (notée R), qui est la même pour tous les gaz, et de la masse molaire du gaz (notée M). Ainsi, $r = R / M$. Par conséquent, la constante de spécifique R diminue avec l'augmentation de la masse molaire M . C'est parce que R est constant pour tous les gaz, tandis que M augmente avec la masse moléculaire du gaz. Par conséquent, plus la masse moléculaire est élevée, plus r sera faible. La figure (4.2) doit donc présenter l'évolution de la constante de spécifique r en fonction de la masse molaire du gaz.

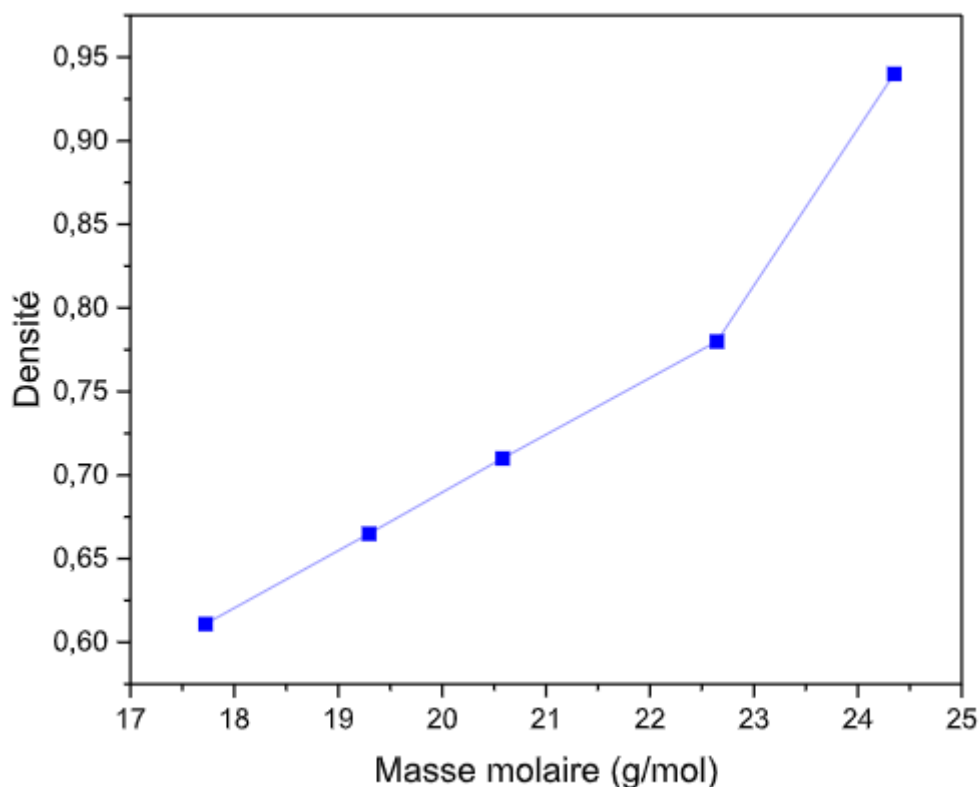


Figure 4.3 : Evolution de la densité du gaz en fonction de la masse moléculaire.

La densité d'un gaz augmente avec l'augmentation de sa masse moléculaire. La densité d'un gaz est définie comme sa masse par unité de volume. Par conséquent, si la masse moléculaire du gaz augmente, cela signifie qu'il y a une plus grande quantité de masse dans un volume donné, ce qui entraîne une augmentation de la densité. En d'autres termes, les gaz avec des molécules plus lourdes ont une densité plus élevée que les gaz avec des molécules plus légères, à condition que la pression et la température soient maintenues constantes. Ainsi, l'augmentation de la masse moléculaire d'un gaz se traduit par une augmentation correspondante de sa densité.

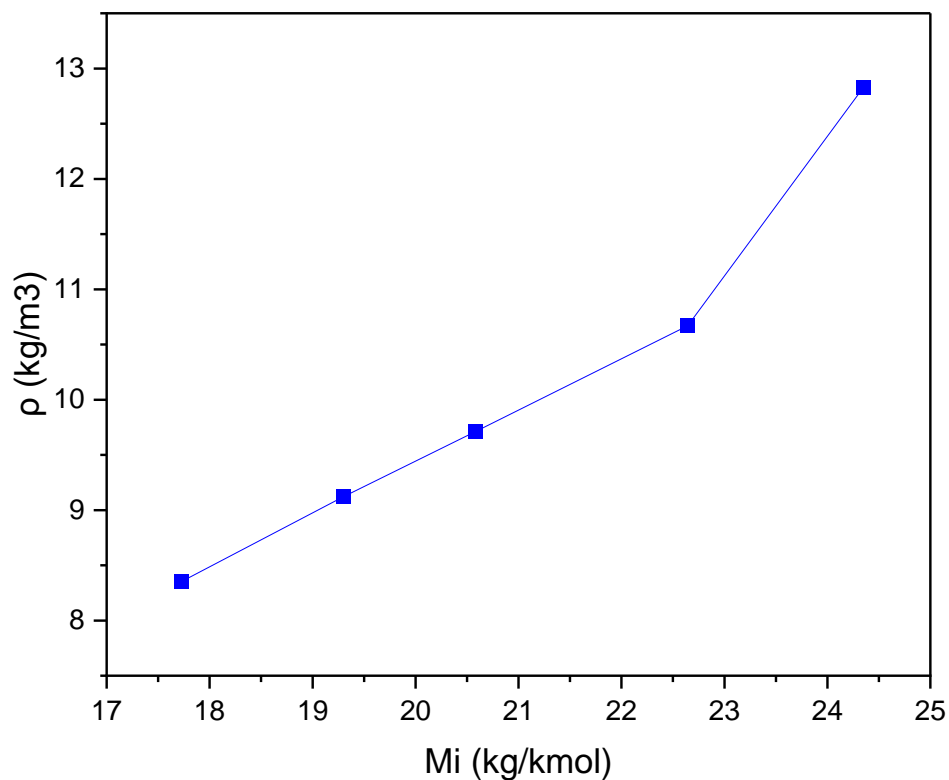


Figure 4.4 : Evolution de la masse volumique en fonction de la masse moléculaire

Lorsque la masse moléculaire du gaz augmente, sa masse volumique augmente également de manière proportionnelle. Cela est cohérent avec la loi des gaz parfaits, selon laquelle la masse volumique est directement proportionnelle à la masse molaire du gaz, sous des conditions de température et de pression constantes. Ainsi, une augmentation de la masse moléculaire entraîne une augmentation correspondante de la masse volumique du gaz.

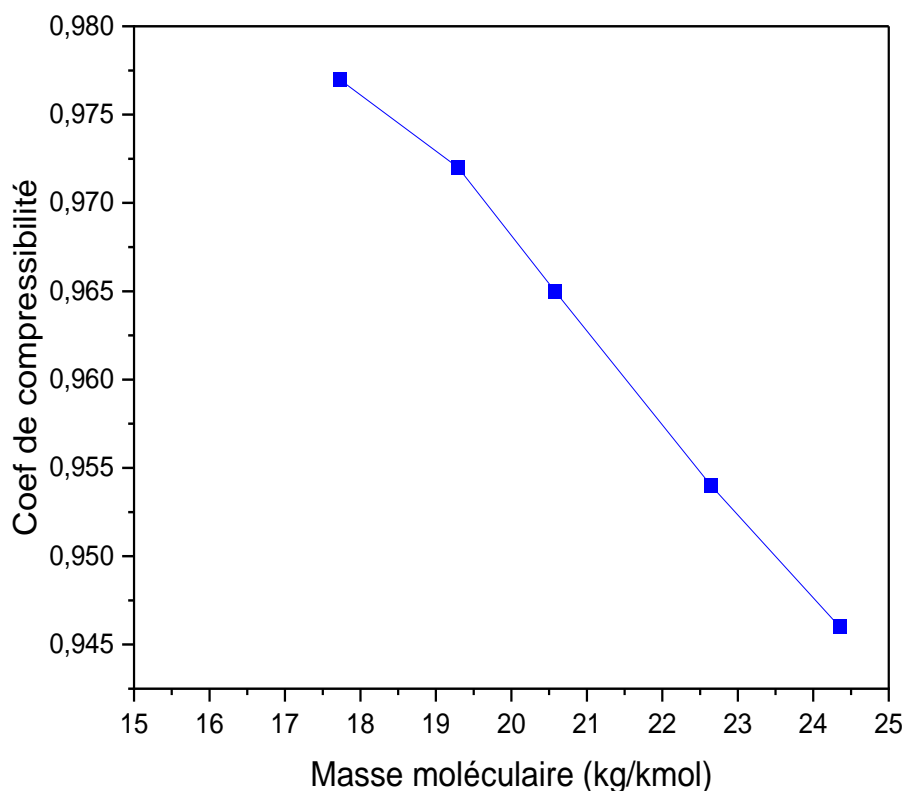


Figure 4.5 : Evolution du coefficient de compressibilité en fonction de la masse molaire.

La figure (4.5) illustre la diminution du coefficient de compressibilité Z avec l'augmentation de la masse molaire. Cela est dû à la relation qui existe entre le coefficient de compressibilité Z et le facteur de correction de compressibilité (ou facteur Z du gaz) qui est souvent utilisé pour corriger les mesures de volume et de pression des gaz réels. Ce facteur dépend de plusieurs paramètres, notamment la température, la pression et la masse molaire du gaz. En général, plus la masse molaire du gaz est élevée, plus le coefficient de compressibilité Z diminue. Cela est dû au fait que les molécules de gaz plus lourdes ont tendance à occuper plus d'espace et à être moins compressibles que les molécules de gaz plus légères.

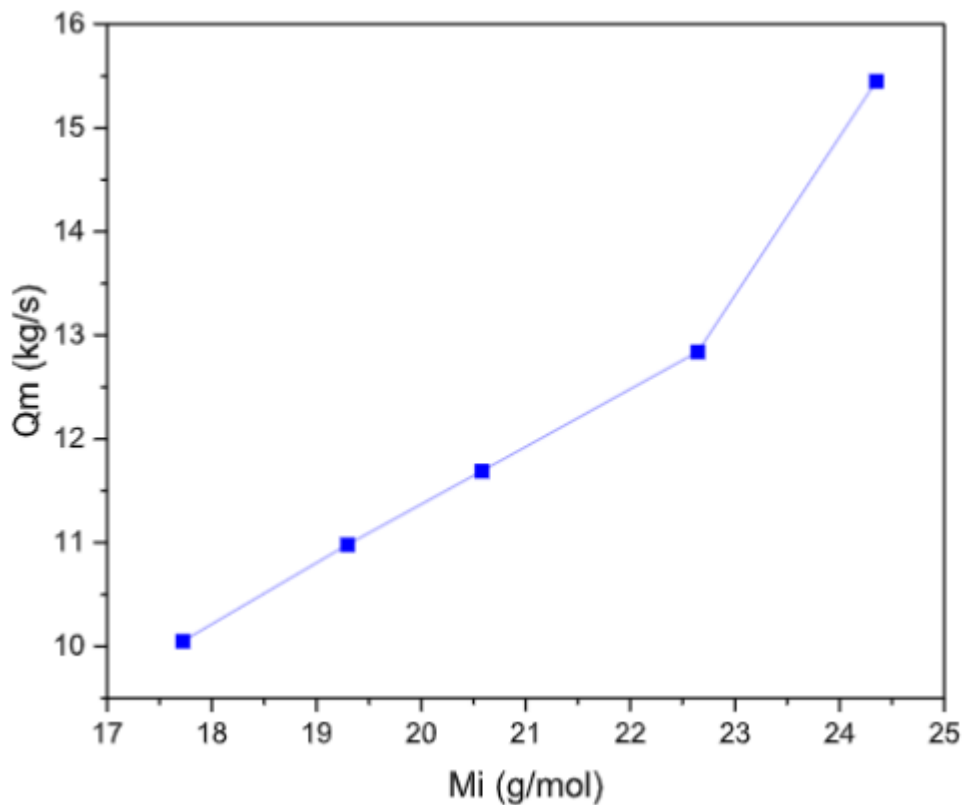


Figure 4.6 : Evolution du débit massique en fonction de la masse moléculaire.

La figure (4.6) illustre l'évolution du débit massique Q_m en fonction de la masse moléculaire M . On peut observer que le débit massique augmente lorsque la masse moléculaire du gaz augmente, ce qui est conforme à la relation inversement proportionnelle entre ces deux grandeurs.

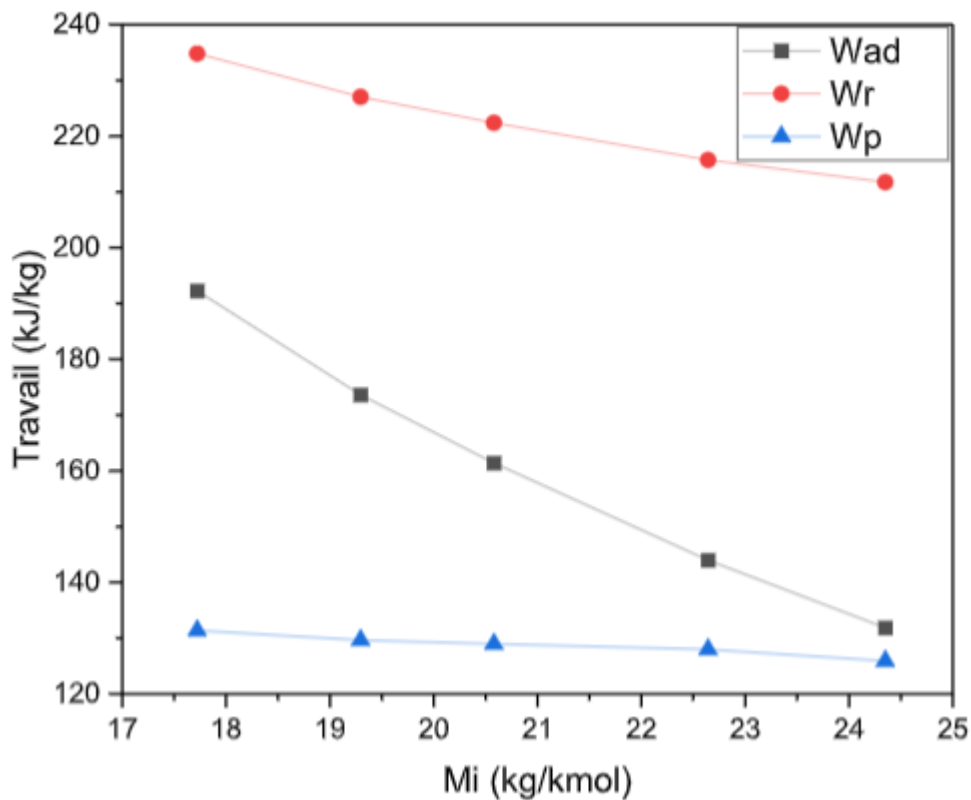


Figure 4.7 : Evolution des travaux en fonction de la masse moléculaire.

Dans la figure (4.7) nous avons l'augmentation de la masse moléculaire (donc une diminution de la constante spécifique du gaz et une légère diminution du coefficient de compressibilité) conduit à une diminution du travail transmis au gaz.

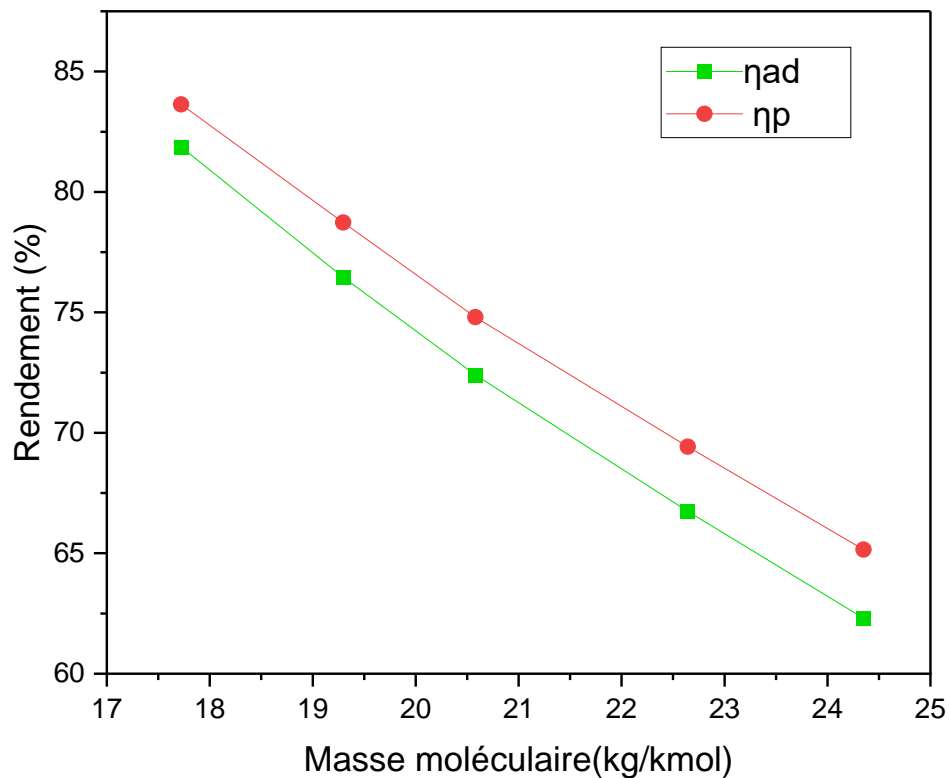


Figure 4.8 : Evolution des rendements en fonction de la masse moléculaire.

Il est important de préciser que le rendement présenté dans la figure (4.8) est inversement proportionnel. Cependant, il est vrai que la masse moléculaire a un effet indirect sur le rendement, car elle influe sur la température d'admission et donc sur le rendement final.

4.6 Conclusion

On conclue qu'il y a des dégradations des performances du compresseur GBT4502 (travail, rendement et puissance) ce qui les diminue à 62 %.

Cette dégradation est due aux fuites internes d'énergie au niveau du compresseur, probablement au niveau garnitures, labyrinthes et autres fuites dues au frottement du gaz à l'impulseur.

D'après la norme ASME PTC10C du test de la performance du compresseur centrifuge, les pertes mécaniques ne doivent pas dépasser 10% de la puissance fournie au compresseur [23]

Donc, on peut conclure que notre compresseur GBT4502 est performant.

Le calcul effectué est estimatif et doit être en conformité avec la norme ASME PTC10C, par bonne pratique industrielle est d'inviter le constructeur ELLIOTT pour effectuer un test de performance sur site et comparer nos résultats avec ceux du constructeur, par conséquent, établir un modèle de calcul des performances qui nous servira de guide pour les futurs calcul des performances,

➤ Respecter la durée entre les inspections MI.

De plus, prédire les pertes de performances et préconiser un programme de maintenance avant que le compresseur soit endommagé.



Conclusion générale

Conclusion générale

La masse molaire a une influence significative sur le fonctionnement d'un compresseur centrifuge de type BCL. Les compresseurs centrifuges sont conçus pour augmenter la pression d'un fluide en le faisant passer à travers des rotors tournants. La masse molaire du fluide est un facteur clé dans la détermination des performances globales du compresseur.

Une masse molaire élevée entraîne généralement une augmentation de la densité du fluide. Cela peut avoir un impact positif sur le rendement du compresseur, car une densité plus élevée signifie une plus grande masse de fluide entrant dans le compresseur par unité de temps. Cela permet d'obtenir une plus grande puissance de compression et une augmentation du débit massique à travers le compresseur.

Cependant, une masse molaire plus élevée peut également entraîner des défis pour le compresseur centrifuge. En raison de la densité accrue du fluide, la force centrifuge exercée sur le fluide pendant la rotation des rotors sera plus importante. Cela peut entraîner une augmentation de la charge sur les paliers et les roulements du compresseur, ce qui peut réduire la durée de vie des composants et augmenter les besoins en maintenance.

De plus, une masse molaire plus élevée peut également entraîner une augmentation de la température du fluide après la compression. En raison de l'augmentation de la densité, l'énergie cinétique du fluide augmente, ce qui se traduit par une augmentation de la température. Cela peut nécessiter l'utilisation de systèmes de refroidissement supplémentaires pour maintenir le fluide à des températures acceptables, afin d'éviter des problèmes de surchauffe ou de détérioration du fluide.

Il convient également de noter que la masse molaire du fluide peut influencer la stabilité du compresseur centrifuge. Certains fluides à masse molaire élevée peuvent présenter des propriétés visqueuses qui peuvent entraîner des problèmes de lubrification et d'écoulement à l'intérieur du compresseur. Cela peut entraîner une diminution de l'efficacité et des performances globales du compresseur.

En conclusion, la masse molaire du fluide a une influence significative sur le fonctionnement d'un compresseur centrifuge de type BCL. Une masse molaire élevée peut améliorer le rendement et le débit massique, mais elle peut également entraîner des défis tels que des contraintes mécaniques accrues, une augmentation de la température et des problèmes de stabilité. Il est donc important de prendre en compte la masse molaire du fluide lors de la

conception et de l'exploitation d'un compresseur centrifuge pour assurer un fonctionnement optimal et fiable.

Enfin, il est important de souligner que cette étude ne constitue qu'une première étape dans la compréhension de l'impact de la variation de la masse molaire sur la performance des compresseurs. Des recherches futures pourraient approfondir les résultats obtenus ici et aider à développer des modèles plus précis pour prédire l'impact de la variation de la masse molaire sur la performance des compresseurs.



Références

Références

- [1] Source: Oil and gas map of Algeria. Edition 2010
- [2] Source : division DEP .Sonatrach REB
- [3]<http://dlibrary.univ-boumerdes.dz:8080/bitstream/123456789/4300/1/m%C3%A9moire-2017-MAUP12.pdf> (Consulté le 25-04-2023)
- [4] <https://www.rapport-gratuit.com/principe-de-fonctionnement-dun-compresseur-centrifuge/> (Consulté le 25-04-2023)
- [5] Quart-Dispatchers, Perfectionnement Chefs de (module : compresseurs centrifuges et turbines à gaz). Edition 1version :0/NG/07, NAFTOGAZ Filière Exploitation
- [6] * M. THEODORE GRESH*, Naturel Gas Compressor Unit Centrifugal Compressors- Type : BCL 505 *NUOVO PIGNONE* - Compressor Performance
- [7] https://fr.wikipedia.org/wiki/Compresseur_alternatif (Consulté le 26-04-2023)
- [8]<https://www.atlascopco.com/fr-dz/compressors/wiki/compressed-air-articles/vane-compressors> (Consulté le 26-04-2023)
- [9] <https://www.compair.com/fr-dz/technologies/screw-compressor>(Consulté le 26-04-2023)
- [10]<https://www.atlascopco.com/fr-dz/compressors/wiki/compressed-air-articles/tooth-compressors> (Consulté le 26-04-2023)
- [11]<https://www.atlascopco.com/fr-dz/compressors/wiki/compressed-air-articles/dynamic-compressors> (Consulté le 27-04-2023)
- [12] <https://compresoresdeaire.xyz/fr/compresseurs-rotatifs/> (Consulté le 27-04-2023)
- [13] -Thomassen no : 1.3.0477, Compresseurs centrifugals ; manuel opératoire
- [14]https://pmb-int.univ-temouchent.edu.dz/opac_css/doc_num.php?explnum_id=4067 (Consulté le 03-05-2023)
- [15]https://www.memoireonline.com/03/19/10619/m_Modification-du-systeme-d-etancheite-d-un-compresseur-centrifuge-par-un-systeme--garniture22.html (Consulté le 08-04-2023)
- [16] M. Pluviôse, C. Périlhon « Turbomachines ; description. Principe de base » Techniques de l'ingénieur, BM 4280.
- [17] <https://compresoresdeaire.xyz/fr/compresseurs-centrifuges/> (Consulté le 11-04-2023)
- [18] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Palier_\(m%C3%A9canique\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Palier_(m%C3%A9canique)) (Consulté le 25-04-2023)
- [19] <http://ipco-co.com/IJSET/CIER-2015/47.pdf> (Consulté le 26-04-2023)
- [20]http://joho.p.free.fr/EC/ENERGIE/_Ressources/THERMODYNAMIQUE%20de%20Jean%20Louis%20DEISS/www-ipst.u-strasbg.fr/jld/gaz-p.htm (Consulté le 27-04-2023)

[21] <https://www.studysmarter.fr/resumes/physique-chimie/chimie/loi-des-gaz-parfaits/>
(Consulté le 27-04-2023)

[22] <https://dspace.univouargla.dz/jspui/bitstream/123456789/13130/12/8%20chapitre%203.doc>
(Consulté le 28-04-2023)

[23] Centrifugal compressor : à basic guide –auteur : Meherwane Boice.



Annexes

Annexe 1

Tableau 1 : Constantes pour détermination de Cp

	B	C	D	E	F
C1	0,538	-0,000211	0,000000339	-1,16E-10	1,39E-14
C2	0,265	-0,0000246	0,000000291	-1,28E-10	1,81E-14
C3	0,16	0,000126	0,000000181	-9,19E-11	1,36E-14
I C4	0,0991	0,000239	9,16E-08	-5,94E-11	9,1E-15
N C4	0,0997	0,000267	5,41E-08	-4,29E-11	6,7E-15
I C5	0,016	0,000382	-2,76E-08	-1,43E-11	2,96E-15
n C5	0,112	0,000229	8,63E-08	-5,45E-11	8,19E-15

Tableau 2 : Constantes de corrélations, qui sont en fonction des pressions et des températures réduites

	$1.05 \leq T_R \leq 1.2$	$1.2 \leq T_R \leq 1.4$	$1.4 \leq T_R \leq 2.0$	$2.0 \leq T_R \leq 3.0$
	A= 1.6643	A= 0.5222	A= 0.1391	A= 0.0295
$0.2 \leq P_R \leq 1.2$	B= -2.2114	B= - 0.8511	B= - 0.2988	B= - 0.0825
	C= -0.3647	C= - 0.0364	C= 0.0007	C= 0.0009
	D= 1.4385	D= 1.0490	D= 0.9969	D= 0.9967
	A= - 1.357	A= 0.1717	A= 0.0984	A= 0.0211
$1.2 \leq P_R \leq 2.8$	B= 1.4942	B= - 0.3232	B= - 0.2053	B= - 0.0527
	C= 4.6315	C= 0.5869	C= 0.0621	C=0.0127
	D= -4.7009	D= 0.1229	D= 0.8580	D= 0.9549
	A= -0,3278	A= - 0.2521	A= - 0.0284	A= 0.0041
$2.8 \leq P_R \leq 5.4$	B= 0.4752	B= 0.3871	B= 0.0625	B= 0.0039
	C= 1.8223	C= 1.6087	C= 0.4714	C= 0.0607
	D= -1.9036	D= - 1.6635	D= - 0.0011	D= 0.7927

Annexe 2



Rhourde El-Baguel

DIVISION : MAINTENANCE

SERVICE : TURBO MACHINE

RAPPORT JOURNALIER DE LA RG DU COMPRESSEUR Elliot 38 MB8-GBT4502

DEBUT DES TRAVAUX

MARDI 21/02/2023 :

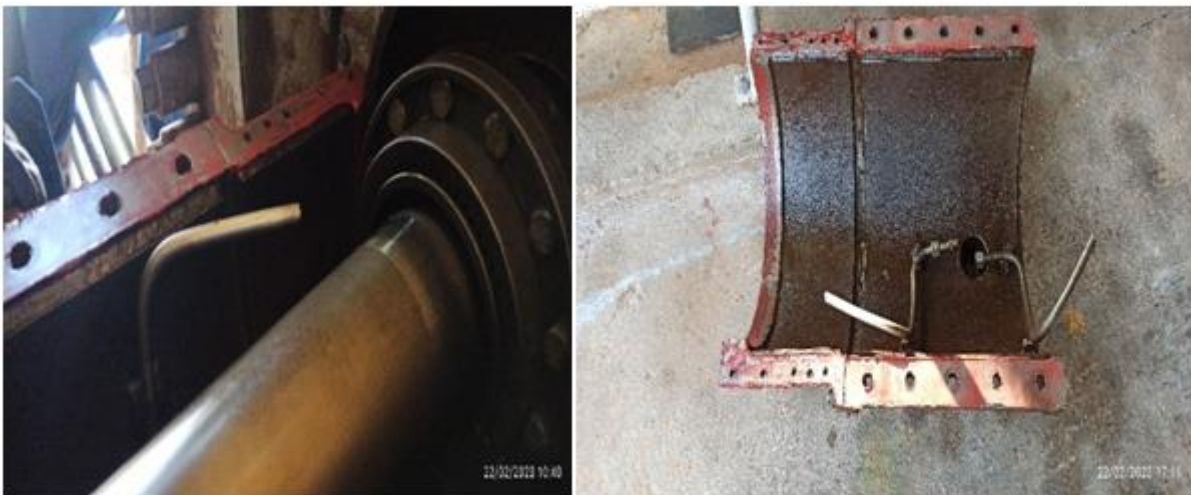
- Isolation d'énergie électrique
- Acheminement d'outillage de la révision vers la machine
- Démontage des panels cote commande
- Attente nettoyage par les agents d EXP pour le démontage des carters et de l'accouplement
- Pour le démontage du spool d'aspiration attente fin d'inertage
- Vérification et préparation du PDR pour la RG au niveau d'atelier

MERCREDI 22/02/2023 :

- Nettoyage des deux cotés (Libre et Charge) du compresseur



-Démontage des carters d'accouplement coté charge



-Desserrage des boulons d'accouplement pour le démontage



-Démontage des conduites d'huile et la ligne d'équilibrage



-Pour le démontage du spool toujours attente isolation

JEUDI 23/02/2023 :

-Desserrage des boulons du spool et préparation d'élingage pour le démontage

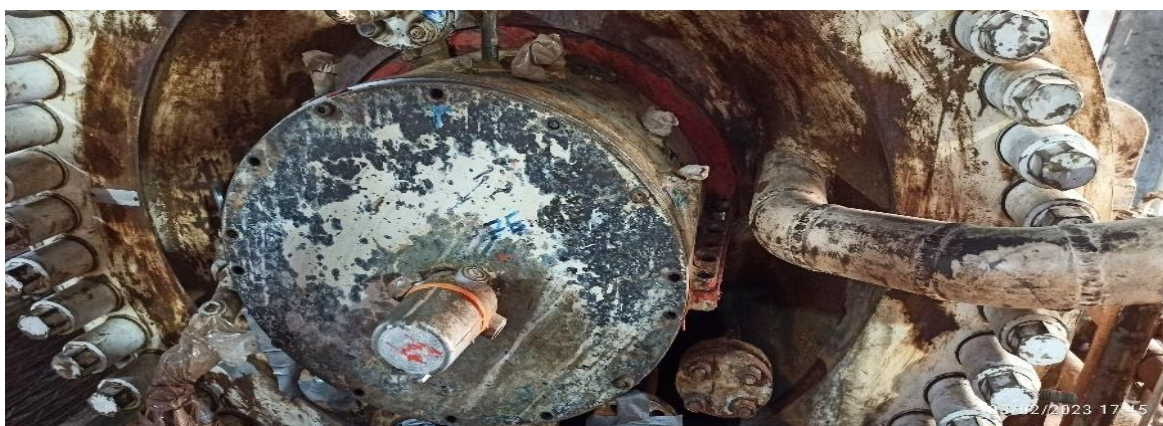


On a pas pu le demonter pour cause de presence de gaz

-Démontage d'accouplement et tous les carters coté charge



-Desserage des boulons des carters coté libre



VENDREDI 24/02/2023 :

-Démontage du spool d'aspiration et isolation du refoulement (queue de poêle)

-Démontage des carters coté libre

-Vérification du déplacement axial du rotor de compresseur



-Démontage du chapeau supérieur du palier de buté et du palier inactif



-Démontage du hub



SAMEDI 25/02/2023 :

-coté commande

-Démontage du palier porteur

-Démontage de la garniture



Coté libre

-Vérification de la distance du centrage

-Démontage du palier actif

-Desserrage d'écrou et démontage du collier de buté

-Démontage du palier porteur

-Démontage du demi inferieur du support palier



Préparation pour le démontage de la garniture



DIMANCHE 26/02/2023 :

-Coté commande

-Perçage de taraudage pour démontage de labyrinthe de fond

-Coté libre

-Démontage de l'écrou de garniture

-Démontage du grain tournant et le grain flottant

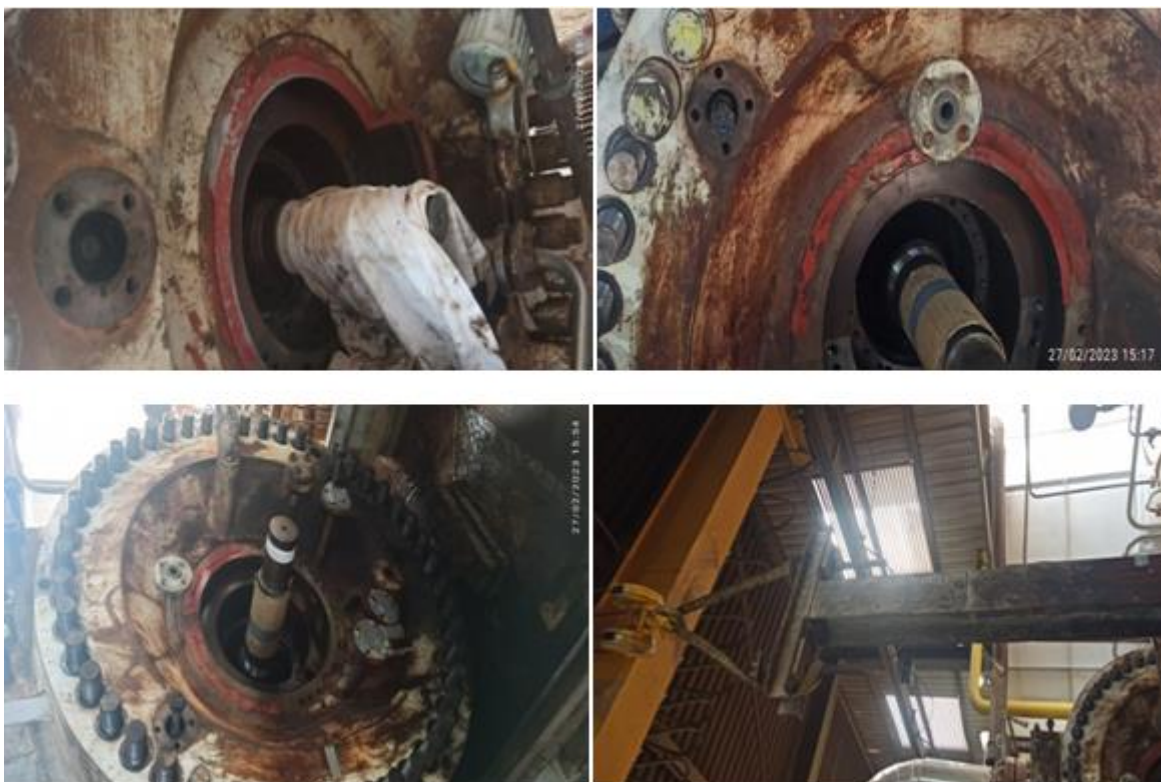
-Démontage de la garniture avec labyrinthe de fond

NB : Beaucoup d'impureté de gaz et de l'huile contaminer au niveau de la garniture et labyrinthe



LUNDI 27/02/2023 :

- Desserrage des deux écrous qui maintien le flasque au bundle coté commande
- Préparation et montage des vis qui maintien la flasque au bundle coté libre pour l'extraction
 - Démontages de tous les écrous du flasque
 - Préparation des vis de pression pour l'extraction
 - Démontages de la poutre support du la conduite d'aspiration



MARDI 28/02/2023 :

-Extraction du bundle



NB : Beaucoup d'impuretés au niveau du bundle et le barrel



Démontage du flasque



MERCREDI 01/03/2023 :

-Déplacement du bundle et le flasque vers PGT B



-Nettoyage du bundle et preparation pour le demontage de la volute



-Démontage de la cale coté refoulement



JEUDI 02/03/2023 :

-Démontage des vis de fixation du porte labyrinthe piston d'équilibrage



-Contrainte : Beaucoup d'impureté, les vis qui assemble les 2 demi du porte labyrinthe bloqué

-Démontage des tiges du demi sup du diaphragme



-Démontage de vis horizontal du bundle



-Démontage de demi supérieur



VENDREDI 03/03/2023 :

-Inversement du demi supérieur du bundle

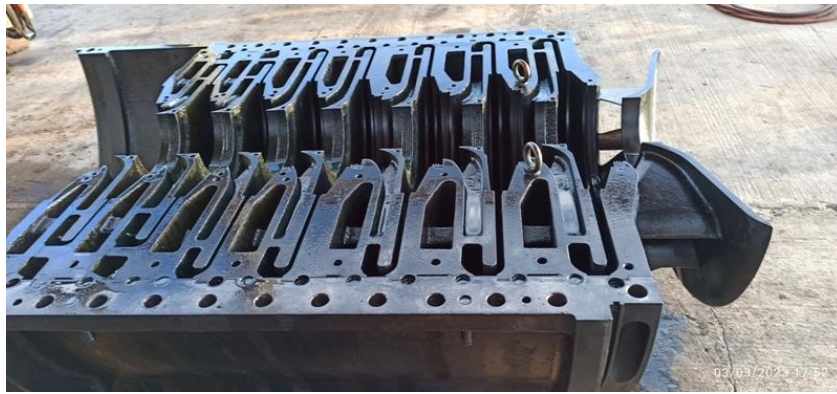


Beaucoup d'impureté



-Nettoyage et desserrage des vis de maintien des diaphragme et labyrinthes





-Nettoyage du flasque



-Démontage du labyrinthe de piston d'équilibrage en cour



SAMEDI 04/03/2023 :

-Démontage de labyrinthe du piston d'équilibrage



-Démontage du dernier diaphragme cote refoulement



-Vérification du centrage du rotor et le déplacement total



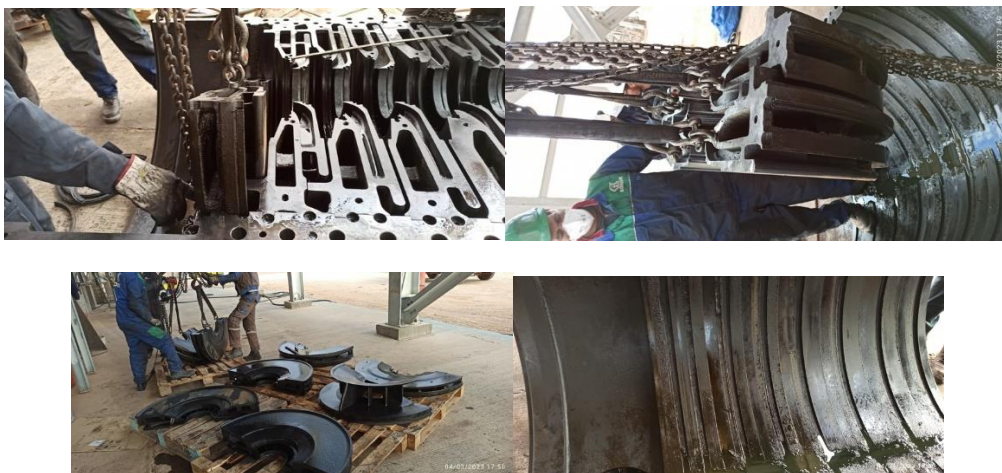
-Démontage du rotor



-Démontage des labyrinthes des deux demis du stator



-Démontage des diaphragmes du demi supérieur



NB : Beaucoup d'impureté qui a causé le démontage difficile des labyrinthes et les diaphragme



DIMANCHE 05/03/2023 :

-Démontage des diaphragmes du demi inferieur



NB : Des dépôt d'impuretés



-Démontage du labyrinthe de piston d'équilibrage et nettoyage



-Nettoyage des diaphragmes et des demis du stator





-Nettoyage du rotor



LUNDI 06/03/2023 :

-Suite nettoyage des diaphragmes



-Nettoyage des deux demis



-Nettoyage du rotor et préparation pour l'envoyer au atelier d'équilibrage



MARDI 07/03/2023 :

-Suite nettoyage des diaphragmes et les deux demis



-Montage des grains tournant, des écrous et du collier de buté
Sur le rotor pour l'envoi vers l'atelier d'équilibrage



-Teste NDT des diaphragmes





MERCREDI 08/03/2023 :

-Nettoyage du Barrel



-Nettoyage des diaphragmes et Préparation pour le remontage



-Nettoyage des garnitures coté DE et NDE



JEUDI 09/03/2023 :

-Remontage des diaphragmes du demi supérieur



-Serrage des vis de fixation



-Remontage des diaphragmes du demi inférieur



-Préparation des labyrinthes pour le montage

VENDREDI 10/03/2023 :

-Préparation et rodage des labyrinthes pour le montage



SAMEDI 11/03/2023 :

-Suite travaux de rodage et montage des labyrinthes sur les deux demis



-Freinage des labyrinthes du demi supérieur



DIMANCHE 12/03/2023 :

-Control des jeux de décalage entre diaphragmes et les deux demis corps du bundle



-Mesure et ajustement des jeux de décalage des labyrinthes avec les diaphragmes



-Rodage des grains sur l'arbre et le teste avec le blue contact



-Nettoyage et préparation du support de labyrinthe du piston d'équilibrage



-Perçage ,Extraction et taraudage des vis cassées du diaphragme

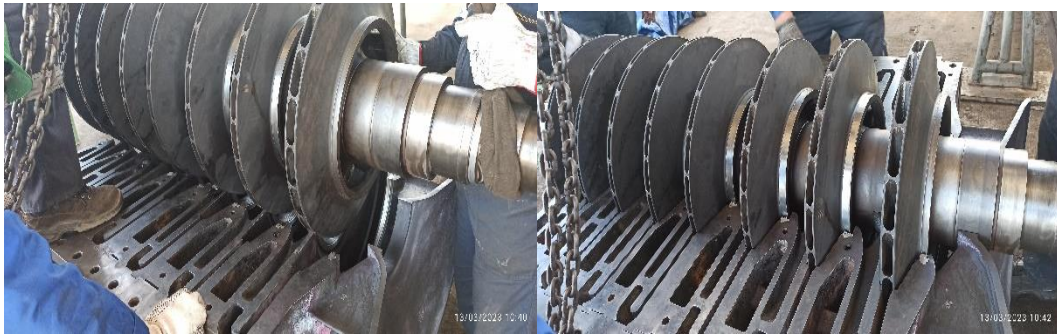


LUNDI 13/03/2023 :

-Verification finale des jeux labyrinthes /diaphragmes après correction sur les deux demis



-Montage du rotor sur le stator



-Contrôle et ajustement des jeux entre labyrinthes / arbre et impulseurs



-Rodage des surfaces de contact des deux demis avec la pierre indienne



-Montage du diaphragme dernier étage



-Inversement de demi supérieur et préparation pour le remontage



MARDI 14/03/2023 :

-Montage de labyrinthe du piston d'équilibrage sur son support, control des jeux et freinage



-Préparation des calles et montage du demi inférieur de labyrinthe et control des jeux



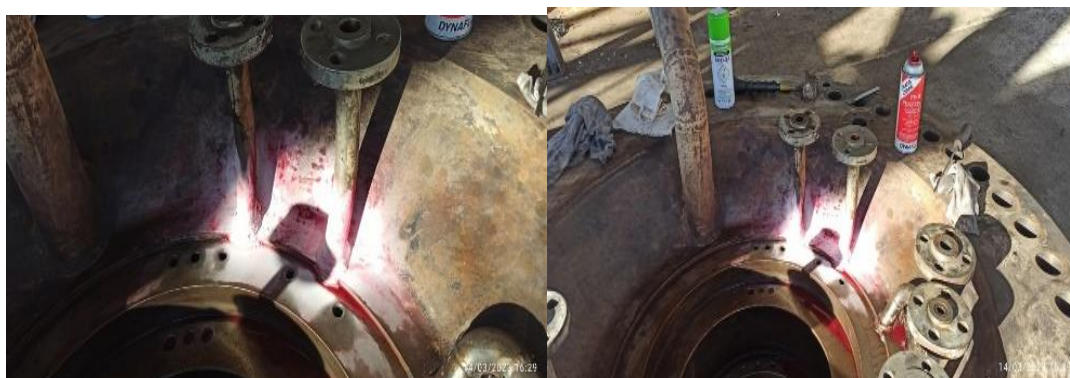
-Montage du demi supérieur de labyrinthe et vérification du jeu labyrinthe /piston



-Montage du demi supérieur de stator



-Teste NDT conduite d'huile

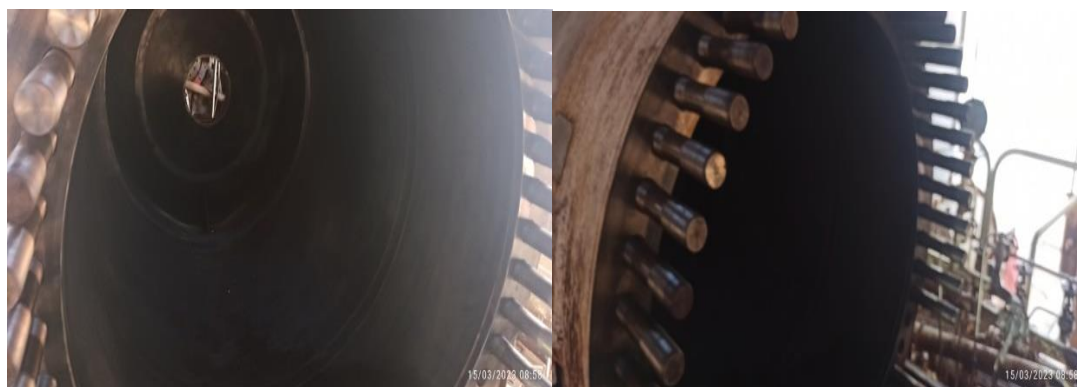


MERCREDI 15/03/2023 :

-Serrage de tous les vis du bundle, montage des O-ring et le transport vers son emplacement



-Préparation du barrel



-Montage du bundle



-Montage du flasque sur le bundle et montage de l'ensemble ds le baril et serrage de quelques vis





JEUDI 16/03/2023 :

-Suite serrage des vis du flasque



-Préparation des garnitures coté DE et NDE



-Préparation des paliers porteur et le palier de buté coté DE et NDE





VENDREDI 17/03/2023 :

-Montage de la garniture coté NDE



-Montage de la garniture coté DE



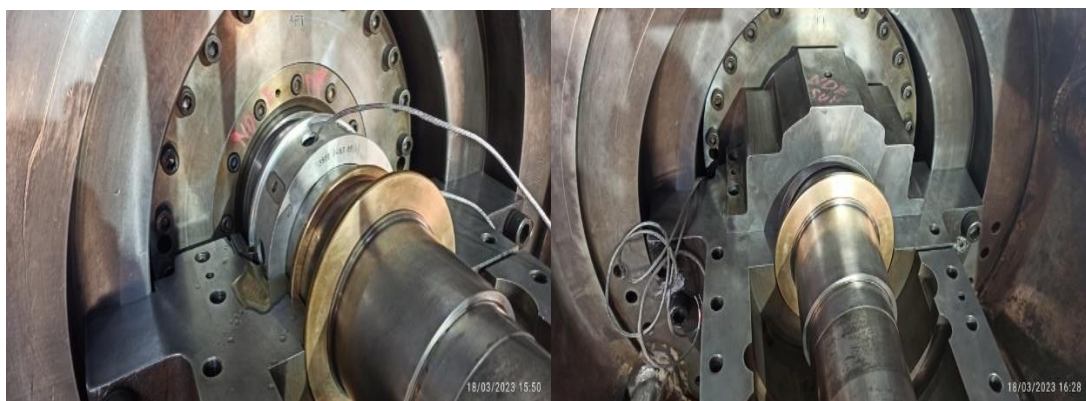
SAMEDI 18/03/2023 :

-COTE NDE

-Montage du support inferieur du palier porteur et le palier de butée et des défecteurs



-Montage du palier porteur pour vérification du jeu radial



-COTE DE

-Montage du support inférieur du palier porteur



-Montage du palier porteur pour vérification du jeu



-Montage de la ligne d'équilibrage



ملخص

ضاغط الطرد المركزي هو تجهيز أساسي لضغط الغاز في صناعات النفط. يعتمد كفاءة هذا النوع من الضواغط على عدة عوامل، بما في ذلك الكتلة المولية للغاز. فعندما تزداد كتلة المولية للغاز، ينخفض كفاءة الضاغط يعود هذا إلى زيادة كثافة الغاز، مما يؤدي إلى زيادة قوة السحب على الشفرات الدوارة للضاغط. تسبب هذه القوة الإضافية للسحب في خفض كفاءة الضاغط، مما يؤدي إلى انخفاض الأداء بالمقابل، عندما تنخفض كتلة المولية للغاز، يزداد كفاءة الضاغط. يعود هذا إلى انخفاض كثافة الغاز، مما يؤدي إلى تقليل قوة السحب على الشفرات الدوارة للضاغط. تسمح هذه القوة الإضافية للسحب المنخفضة باستخدام الطاقة التي تم توفيرها للضاغط بشكل أفضل، مما يؤدي إلى وبالتالي، فإن تغيير كتلة المولية له تأثير كبير على كفاءة الضاغط الطرد المركزي. لذلك من المهم أخذ هذا العامل. زيادة الكفاءة وبالتالي الأداء في الاعتبار أثناء التصميم والتشغيل لهذه المعدات في صناعات النفط.

الكلمات المفتاحية: ضاغط الطرد المركزي, الكتلة المولية, ضاغط عمل, كثافة الغاز, الكفاءة.

Abstract

A BCL centrifugal compressor is an essential piece of equipment for gas compression in the oil industry. The performance of this type of compressor depends on several factors, including the molar mass of the gas. Indeed, the variation of the molar mass can affect the operation of the compressor significantly.

As the molar mass of the gas increases, the efficiency of the compressor decreases. This is because the density of the gas increases, resulting in an increase in the drag force on the compressor blades. This additional drag force leads to a decrease in compressor efficiency, resulting in a decrease in efficiency.

On the other hand, as the molar mass of the gas decreases, the compressor efficiency increases. This is because the density of the gas decreases, resulting in a reduction in the drag force on the compressor blades. This reduced drag force allows for better utilization of the energy supplied to the compressor, resulting in increased efficiency and thus performance.

In conclusion, the variation of the molar mass has a significant impact on the efficiency of the BCL centrifugal compressor. It is therefore important to take this factor into account when designing and operating this equipment in the oil industry.

Keywords: BCL centrifugal compressor, performance, molar mass, density.

Résumé

Un compresseur centrifuge type BCL est un équipement essentiel pour la compression de gaz dans les industries pétrolières. Le rendement de ce type de compresseur dépend de plusieurs facteurs, notamment la masse molaire du gaz. En effet, la variation de la masse molaire peut affecter le fonctionnement du compresseur de manière significative.

Lorsque la masse molaire du gaz augmente, le rendement du compresseur diminue. Cela est dû au fait que la densité du gaz augmente, ce qui entraîne une augmentation de la force de traînée sur les aubes du compresseur. Cette force de traînée supplémentaire entraîne une diminution de l'efficacité du compresseur, ce qui se traduit par une baisse du rendement.

En revanche, lorsque la masse molaire du gaz diminue, le rendement du compresseur augmente. Cela est dû au fait que la densité du gaz diminue, ce qui entraîne une réduction de la force de traînée sur les aubes du compresseur. Cette force de traînée réduite permet une meilleure utilisation de l'énergie fournie au compresseur, ce qui se traduit par une augmentation de l'efficacité et donc du rendement.

En conclusion, la variation de la masse molaire a un impact significatif sur le rendement du compresseur centrifuge type BCL. Il est donc important de prendre en compte ce facteur lors de la conception et de l'exploitation de ces équipements dans les industries pétrolières.

Mots clés : compresseur centrifuge type BCL, rendement, masse molaire, densité.