

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI-OUZOU
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



En vue de l'obtention du diplôme de Master professionnelle en Génie Mécanique

Option : Énergétique
Thème



Réalise par :

REKAI Hakima

OUHAB Amirouche

Promoteur :

Mr BOURAS

Promotion 2014.2015



Remerciements

Tout d'abord, nous remercions Le Bon Dieu qui nous a donné la force et la volonte de réaliser ce modeste travail.

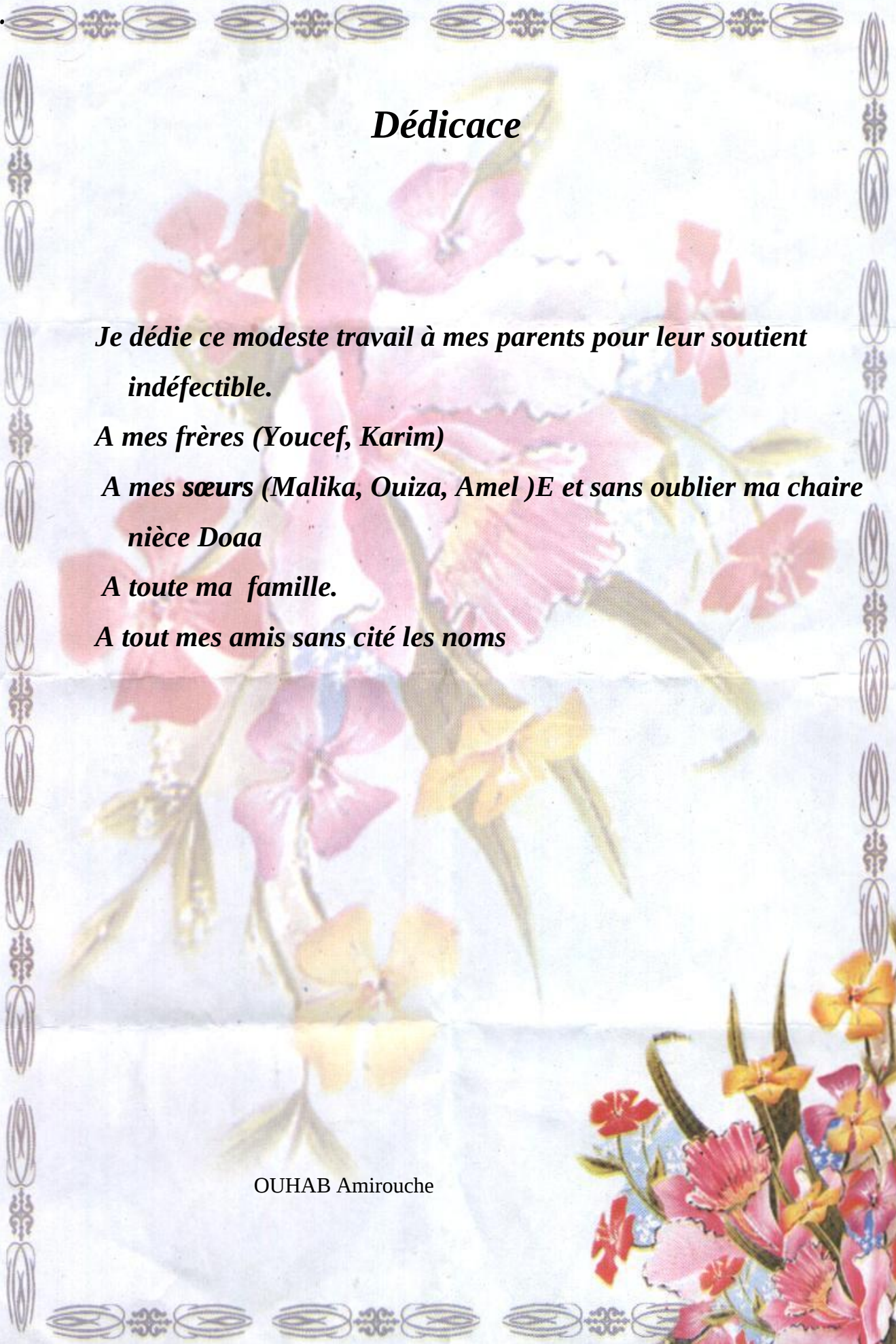
Nous remercions tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réussite de ce travail. En particulier notre promoteur

Mr : BOURAS

Nous remercions tous les enseignants de département de GENIE MECANIQUE.

Nous remercions tous les travailleurs de SONATRACH de la région de HASSI MESSAOUD (RHOUD EL BAGUELE) qui nous ont aidés durant tous nos séjours dans l'entreprise tels que M : BLEKHIR et ZOBIR





Dédicace

*Je dédie ce modeste travail à mes parents pour leur soutien
indéfectible.*

A mes frères (Youcef, Karim)

*A mes sœurs (Malika, Ouiza, Amel)E et sans oublier ma chaire
nièce Doaa*

A toute ma famille.

A tout mes amis sans cité les noms

OUHAB Amirouche



DEDICACE

*J'ai toujours **pensé** faire où **offrir** quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce que ils ont consenti des efforts rien que pour me voir réussir, Et voilà, l'occasion est venue.*

*A **ceux** qui m'ont donné la **vie**, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.*

*A **ceux** qui sont la source de mon **inspiration** et de mon **courage**, à qui je dois de l'**amour** et la **reconnaissance**.*

☉ *A mes **parents**.*

☉ *A mes **Frères** (**Reski**, **Mohamed**, **Said**, **Rabah**, **Amar**)*

☉ *A mes **Sœurs** (**Ouiza**, **Razika**)*

☉ *A tous mes **Amis** (**amirouche**, **Azouaou**, **Gigo**, **Massi**, **Mégri**, **Brahim**, **Nordin**, **Said**, **Idris**, **Lyas**, **Farida**, **nadia ouardia**, **zineb**.....)*

REKAI HAKIMA





Sommaire



Liste des figures

Types	page
Figure I-1 Situation géographique de REB	3
Figure I.2.Historique de production de REB	4
Figure I.3.Organigramme de champ de REB	4
Figure I.4.Les manifolds de REB	5
Figure I.5.Vue générale de CPF	8
Figure I.6.Vue générale d'unité de gaz TCF	9
Figure-I.7. Organigramme de la division Maintenance	10
Figure .II.1. Classification des compresseurs	13
Figure. II.2.compresseur volumétrique à piston alternatif	14
Figure.II.3.les compresseurs rotatifs	16
Figure. II.4. les compresseurs dynamique	17
Figure-II.5.Compresseur centrifuge	18
Figure-II.6. L'entrée de gaz dans volute d'aspiration	18
Figure- II.7.L'aspiration du gaz dans première roue	19
Figure-II.8.Parcours de gaz entre les roues	20
Figure-II.9.La sortie de gaz de dernière roue	20
Figure-II.10.Sortie le gaz traverse la volute	21
Figure.II.11.Compresseur horizontal type Split	22
Figure. II.12. Compresseurs MCL	22
Figure. II.13. Compresseurs 2MCL	23
Figure. II.14.Compresseurs 3MCL	23

Figure.II.15.Compresseur vertical type Barrel	24
Figure. II.16. Compresseur BCL	24
Figure. II.17. Compresseurs 2BCL	25
Figure. II.18.Compresseurs BCL VHP	25
Figure. II.19.Compresseurs type PCL	26
Figure-II.20.Corps d'un compresseur centrifuge	27
Figure-II.21.Diaphragme de compresseur centrifuge	28
Figure- II.22. Arbre d'un compresseur centrifuge	29
Figure- II.23. Roue de compresseur centrifuge	30
Figure .II.24.poussées axiales	31
Figure. II.25. Garnitures d'étanchéités d'huile	34
Figure. II.26. Mécaniques	35
Figure-II .27. Porteur de compresseur centrifuge	36
Figure-II.28.Palier de butée d'un compresseur centrifuge	36
Figure III.1.train de compression « C »	39
Figure III.2.Constitution des compresseurs centrifuges BCL	40
Figure. III.3.Corps BCL 305/c	41
Figure. III.4. Diaphragmes BCL	42
Figure. III.5.rotor d'un compresseur centrifuge	43
Figure III.6.piston d'équilibrage	44
Figure. III.7. Schéma de palier de butée de compresseur BCL 305	45
Figure. III.8. Garnitures à labyrinthe	46
Figure. III.9.Zone de fonctionnement interdite	48
Fig. III.10. Ensemble de régulation d'anti-pompage d'un compresseur centrifuge	49
Figure.III.11.Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge	51

Figure IV.1.La poussée axiale sur l'impulseur	63
Figure .IV.2. Dessin de définition de l'arbre.	70
Figure IV.3.Epure des efforts tranchants	77
Figure IV.4.Epure des moments fléchissant	78
Figure V.1. Schéma généralise les types de maintenance	82
Figure.VI.1armoire de sécurité des buildings des turbos compressions	95
Figure.VI.2. système d'extinction CO2	96
Figure.VI.3. réserve en poudre	97

Liste des tableaux	Page
Tableau I.1.Les puits de Rhourd El Baguel	5
Tableau II.1.Avantages et inconvénients de différent type de compresseur	37
Tableau III.1.cause possible de mauvais fonctionnement de compresseur centrifuge	52
Tableau IV.1.caractéristique du gaz	55
Tableau IV.2. Des pressions intermédiaires	59
Tableau IV.3.Des températures intermédiaires	60
Tableau IV.4.les différents diamètres et les longueurs	72
Tableau VI 1 : Etude de danger sur les turbocompresseurs	93
Tableau VI 2 : Différent types de détecteur pour la turbine	94

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : champ de Rhourde El Baguel

Introduction.....	2
I.1.Situation géographique du champ Rhourde EBaguel.....	2
I.2.Historique du champ.....	3
I.3.Organigramme de champREB.....	4
I.3.1.Division Engineering&Production.....	5
I.3.2.Division Exploitation.....	6
I.3.2.1.centre de production huile CPF(le centre de production).....	6
I.3.2.1.1.unité optimisation.....	6
I.3.2.1.2.unité de glycol.....	6
I.3.2.1.3.unité de traitement.....	7
I.3.2.1.4.stockage.....	7
I.3.2.1.5.expédition.....	7
I.3.2.1.6.Utilités.....	7
I.3.2.1.7.centre électrique.....	7
I.3.2.1.8.Unité EDR (électrodialyse réversible).....	7
I.3.2.2.le centre TCF (turbocompresseur facilité).....	8
I.3.2.2.1.unité glycol TEG (There éthanol glycol).....	8
I.3.2.2.2.quatre train turbocompresseur (A/B/C/D).....	8
I.3.2.2.3.alimentation en gaz de TCF.....	8
I.3.3.Division Maintenance.....	9
I.3.3.1.service méthode.....	10
I.3.3.2.service électricité.....	10

Sommaire

I.3.3.3.service mécanique.....	10
I.3.3.4.service instrumentation.....	10
Conclusion.....	11
Chapitre II : généralité sur les compresseurs	
Introduction.....	12
II.1.Définition du compresseur.....	12
II.2.But de la compression.....	13
II.3. Classification des compresseurs.....	13
II.3.1. Les compresseurs volumétriques.....	13
II.3.1.1.compresseur à piston.....	13
II.3.1.1.1.définition.....	14
II.3.1.1.2.conception.....	14
II.3.1.1.3.classification des compresseurs alternatif à piston.....	15
II.3.1.2.compresseurs rotatif.....	15
II.3.2.Les turbocompresseurs.....	16
II.3.2.1.compresseurs axiaux.....	17
II.3.2.2.compresseurs centrifuges.....	17
II.4.Parcours du gaz dans le compresseur.....	18
II.5.Les différents types des compresseurs centrifuges.....	22
II.5.1.Compresseurs avec corps ouverts horizontalement.....	23
II.5.1.1.compresseur MCL.....	23
II.5.1.2.compresseur 2MCL.....	23
II.5.1.3.compresseur 3MCL.....	24

Sommaire

II.5.2.Compresseur avec corps ouverts verticalement.....	24
II.5.2.1.compresseur BCL.....	25
II.5.2.2.compresseur 2BCL.....	26
II.5.3.compresseurs avec corps en forme de cloche.....	26
II.5.3.1.compresseurs BCL VHP.....	26
II.5.3.2.compresseurs PCL.....	27
II.6.Les Organes constituant le compresseur centrifuges.....	38
II.7.Avantages et inconvénients de compresseurs.....	38
Conclusion.....	39

Chapitre III : le compresseur BCL305/c

Introduction.....	40
III.1.Description de compresseur type BCL.....	40
III.2.Compresseur centrifuges type BCL/505 ,404 ,305.....	41
III.3.La construction du compresseur BCL305/c.....	41
III.4.Phénomène du pompage.....	48
III.4.1.définition.....	48
III.4.2.les causes possible de pompage dans un compresseur centrifuge.....	49
III.4.3.la lutte contre le pompage.....	49
III.5.système de graissage.....	52
III.6.Cause possible de mauvais fonctionnement de compresseur BCL.....	53
Conclusion.....	54

Chapitre IV : calcul thermodynamique et mécanique

Sommaire

IV.1. Calcul thermodynamique.....	55
IV.1.1.but du calcul thermodynamique.....	55
IV.1.2.détermination de facteur de compressibilité.....	56
IV.1.3.détermination de la constante spécifique du gaz.....	56
IV. 1.4. Coefficient polytropique de compresseur	59
IV .1.5. Calcul du travail adiabatique.....	61
IV .1.6.Calcul du travail polytropique	61
IV .1.7.Calcul du travail réel.....	61
IV .1.8. Calcul du rendement adiabatique.....	62
IV.1.9. Calcul de la hauteur polytropique.....	62
IV .1.10. Calcul du rendement polytropique.....	62
IV .1.11. Calcul du rendement global.....	62
IV .1.12. Calcul de la puissance réelle du compresseur.....	63
IV.1.13 .Détermination de la masse volumique du gaz aux conditions d'aspiration	63
IV. 1.14. Calcul de la puissance absorbée	63
IV.2.calcul de la pousse axiale du compresseur	64
IV.2.1.but du calcul.....	64
IV.2.2.la pousse axiale sur les roues.....	66
IV.2.3.la pousse axiale sur le piston d'équilibrage.....	67
IV.2.4.la pousse axiale sur le rotor.....	67
IV.3.calcul mécanique.....	68
IV.3.1.but du calcul.....	68
IV.3.2.détermination des diagrammes des efforts tranchants et fléchissant	70

Sommaire

IV.3.3.calcul des réactions.....	74
IV.3.4.calcul des efforts tranchants.....	75
IV.3.5.détermination des moments fléchissant.....	76
IV.3.6.Epures des Mf et T.....	78
IV.3.7.Calcul du moment résultant total	79
IV.3.8.Condition de résistance à la flexion et à la torsion.....	80
Chapitre V : maintenance et entretien	
Introduction	82
V.1. Notions générales sur la maintenance	82
V.2. Objectif de la maintenance	82
V.3. Politique de la maintenance	83
V.4. Types de maintenance	83
V.4.1.maintenance corrective.....	84
V.4.1.1.maintenance palliative.....	84
V.4.1.2.maintenance curative.....	84
V.4.2.maintenance préventive.....	84
V.4.2.1.maintenance préventive systématique.....	84
V.4.2.2.maintenance préventive conditionnelle.....	85
V.5.les opérations de maintenance.....	85
V.6.entretien du compresseur BCL305/c.....	86
V.6.1.mise en route.....	86
V.6.2.arrêt	87
V.6.3.entretien courant.....	88

Sommaire

V.6.3.1.une fois par jour.....	88
V.6.3.2.une fois par semaine.....	89
V.6.3.3.tous fois trois mois.....	89
V.6.3.4.une fois par an.....	90
Conclusion.....	90

Chapiste VI : sécurités

Introduction.....	91
VI.1.définition de la sécurité.....	91
VI.2.la fonction sécurité du groupe sounatrach.....	91
VI.3.mission de sécurité.....	92
VI.4.les incendies.....	93
VI.5.les différents feux.....	93
VI.6.étude de danger sur le turbocompresseur.....	94
VI.7.règle de sécurité a intérieur des installations.....	98
VI.8.la sécurité du compresseur BCL305/c.....	99
Conclusion.....	100
CONCLUSION GENERAL.....	101



Introduction

Générale

Introduction générale

Dans l'industrie pétrolière, l'exigence permanente de la qualité des produits finis et les impératifs ont obligé la **SONATRACH** à investir gros dans la poursuite et l'intensification des efforts d'exploitation des zones dites à gaz et l'amélioration du taux de récupération des réserves en place, et pour garantir la continuité de la production, la SONATRACH a récemment adopté une nouvelles politique de partenariat étranger en vue d'une amélioration de la production afin d'acquérir une bonne maîtrise des technologies nouvelles apportées par ces compagnies pétrolières.

Le thème de notre projet est initiation au calcul du compresseur centrifuge de type BCL 305/c, élaboration d'un plan de maintenance, les objectifs visés sont établir un calcul de performance du compresseur BCL305 du train c et vérification de ces paramètres caractéristique, les étapes de l'étude seront décrire comme suit :

- Dans un premier chapitre, on présentera d'une façon détaillée le champ de Rhourde El Baguel.
- Dans le second, on s'intéressera d'une façon générale aux principaux types des compresseurs centrifuges.
- Le troisième chapitre traite le compresseur centrifuge **BCL 305** du train **C**.
- Le quatrième chapitre, on va faire le calcul des performances du compresseur (calcul thermodynamique, calcul de la poussée axiale et la résistance de l'arbre).
- Le cinquième chapitre, est concerné à l'entretien et la maintenance du compresseur.
- Dans le sixième chapitre nous présenterons la sécurité en générale et la sécurité du compresseur **BCL 305** en particulier.
- Enfin, nous terminerons cette étude par une conclusion générale.



Chapitre I

*Présentation de champ
du Rhourd El Bagule*

Introduction

Dès sa découverte en Algérie, le pétrole a pris une grande importance dans l'économie nationale vu ses revenus d'exportation. L'Algérie a investi sur plusieurs champs où le champ de Rhourd El Baguel était l'un des premiers champs exploités. Dans le cadre du développement des gisements de pétrole, la SONATRACH a récemment adopté une nouvelle politique de partenariat étranger en vue d'une amélioration de la production destinée à plus de 84% à l'exportation afin d'acquérir une bonne maîtrise des technologies nouvelles apportées par des compagnies pétrolières telles que ANADARCO, ARCO, BRITISH PETROLEUM etc...

I.1.Situation géographique du champ Rhourd El Baguel

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

- Province occidentale
- Province d'Ilizi et Ghadamès
- Province triasique

Chaque province est composée de plusieurs bassins séparés par des séries d'axes majeures

Le champ de Rhourd El Baguel se trouve sur le système de structures qui borde la province d'Ilizi et de Ghadamès vers l'Ouest

Le mot Rhourd El Baguel signifie « Grande Dune », il est situé à 90km au Sud-est de Hassi Messaoud sur la bordure ouest du bassin de Ghadamès et de 1000 km d'Alger dans la partie Nord-est du Sahara Algérien

Cette dune sert à repérer l'entrée du champ, elle est présentée sous une forme d'un anticlinal asymétrique orienté Nord-est et Sud-ouest limité par deux failles majeures, la formation productrice est constituée des grès du cambrien, de porosité moyenne et faible perméabilité dont l'épaisseur est de 750m en moyenne.

Ce gisement de pétrole est situé à quelque 2400 à 3200 mètres au-dessous de la surface, d'une envergure approximative de 10,000 acres.

Rhourd El Baguel fait partie de la commune D'El-Borma (245 km de Rhourd El Baguel et de 10 km des frontières Tunisiennes) -Daïra Hassi Messaoud -Wilaya de OUARGLA

Le champ Rhourd El Baguel s'étend du sud-ouest au nord-ouest sur une superficie de 164.05 km²

Coordonnées géographiques [1]

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

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

Altitude moyennes du champ par rapport au niveau de la mer est de 170.68m.

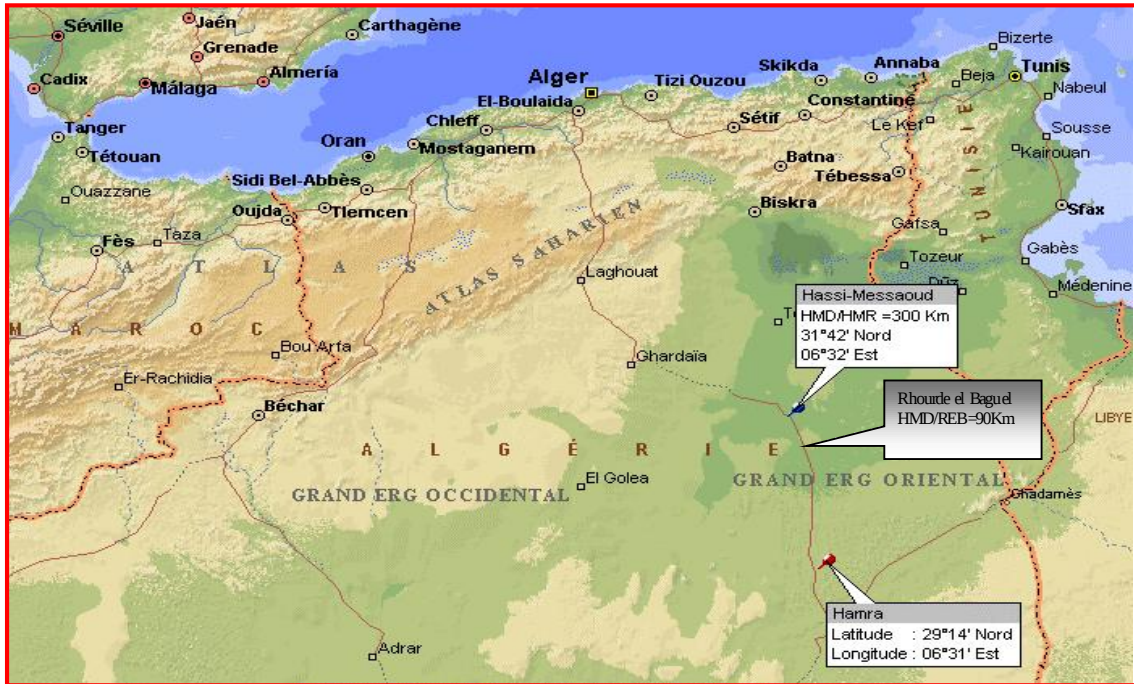


Figure I-1 Situation géographique de REB [1]

Le climat à REB est extrême, sec et chaud plus de 120 familles des nomades vivent près du champ REB dans des tentes, leurs travail journaliers est d élever les chameaux.

I.2.Historique du champ

Le gisement de Rhourde-El-Baguel a été découvert et mis en production en 1962 Par la compagnie SINCLAIR OIL. (Société American)

Depuis cette date, le niveau de Production a atteint plus de 480 Millions de barils de pétrole brut, et il fut un temps où ce gisement était le deuxième plus grand gisement pétrolier après Hassi Messaoud. Mais le taux de production initial qui, à son apogée en 1968 avait atteint les 94.000 BLS/j, était retombé à 25.000 BLS/j en 1996 suites à la baisse de pression naturelle du réservoir qui avait chuté de 5000 PSI à 1700 PSI.

En 1991 SONATRACH a lancé un appel d'offre auprès des compagnies pétrolières internationales ciblant l'apport d'une technologie de pointe dans les techniques de récupération assistées pour 11 gisements de pétrole producteurs.

Des propositions ont été soumises par ARCO en 1992 pour REB ; Et c'est en février 1996 que ARCO signe le contrat, et forme une Société d'opération conjointe dénommée SONARCO formée d'un personnel mixte de Sonatrach et d'ARCO, est constituée pour gérer ce projet. L'engagement de ARCO consiste en un investissement de l'ordre de 1.3milliard \$ (de dollar) 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 de ARCO par BP a été finalisée en début d'année 2000, le projet est passé sous la responsabilité de BP devenu désormais le partenaire de SONATRACH dans ce projet.

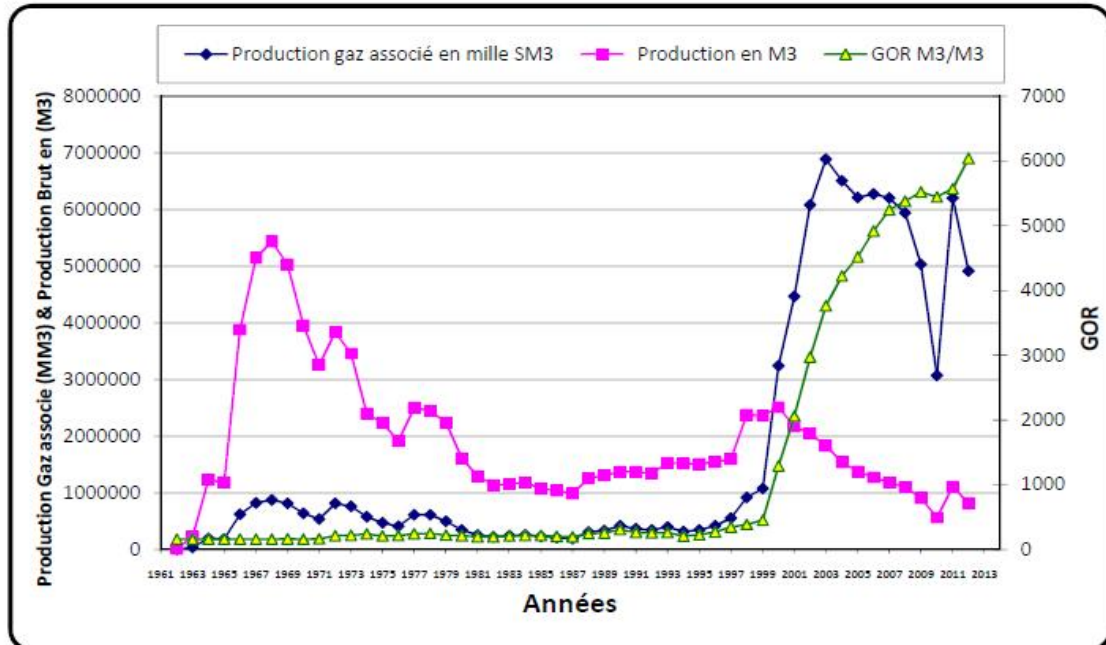


Figure I.2. Historique de production de rhourde el baguele [1]

I.3. Organigramme de champ du Rhourd El Bagule (REB)

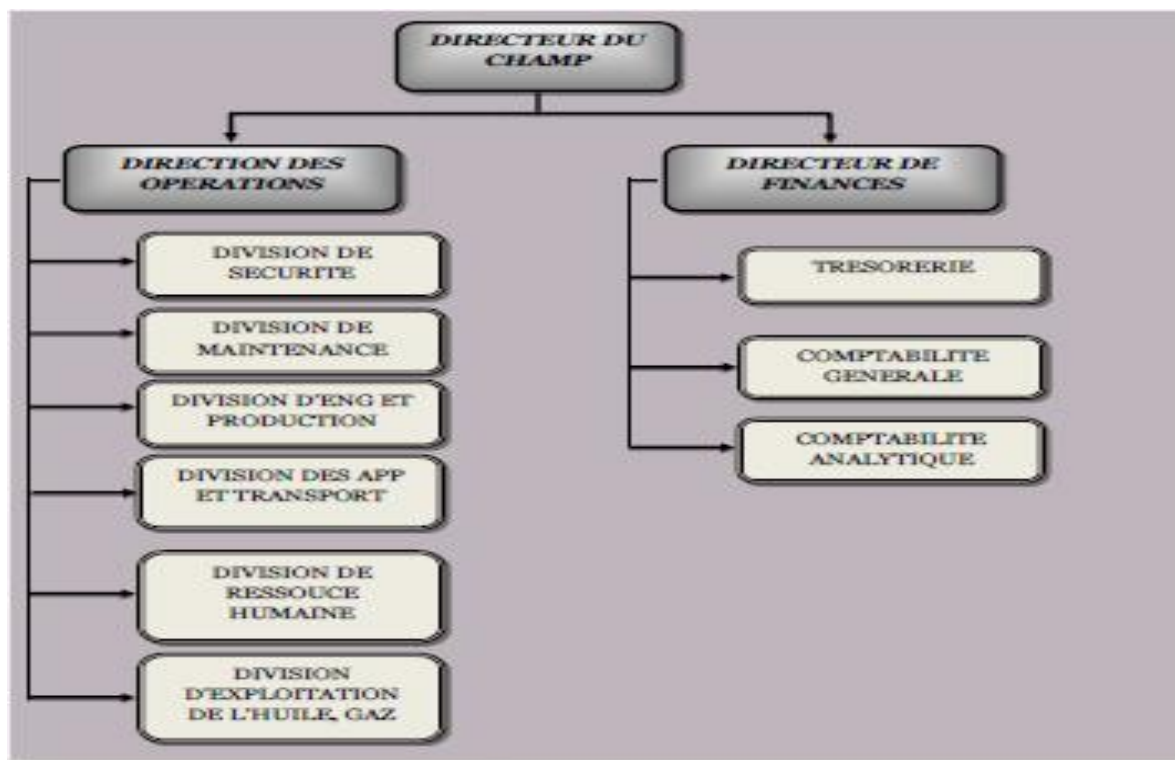


Fig-I.3. Organigramme du champ de Rhourd El Bagule.

I.3.1.Division Engineering & Production

S'occupe du réservoir, des puits et installations de surface. [Annexe 1]

➤ Puits : Total 99

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

Tableau I.1.Les puits de Rhourd El Bagule [2]

➤ Manifolds 03

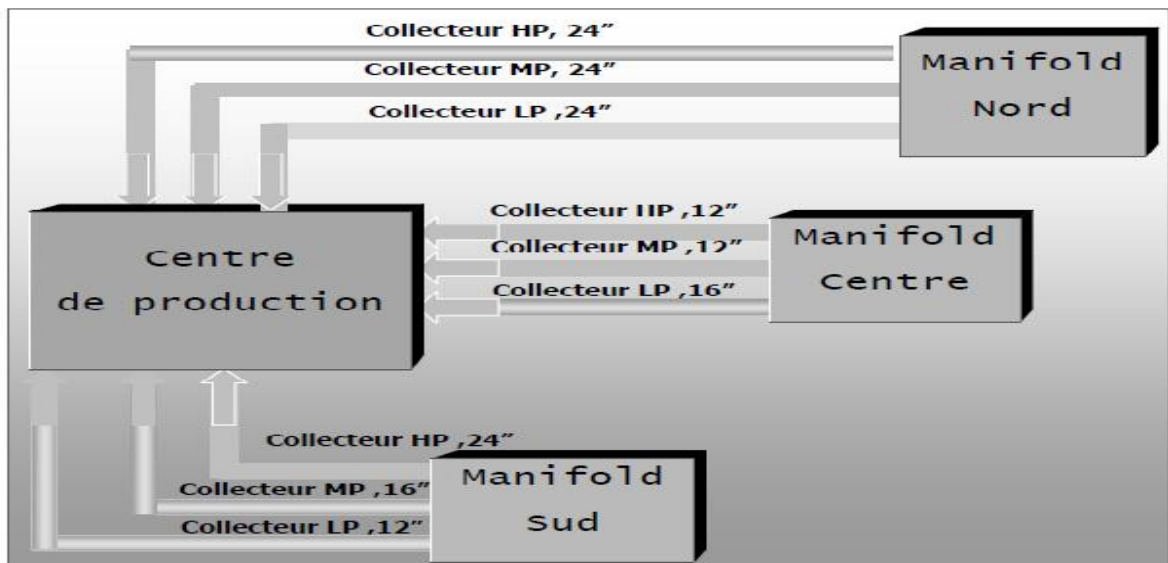


Fig-I.4.Les manifolds de REB (1)



Figure I.5 : le manifold centre [1]

I.3.2.Division Exploitation

Les installations d'exploitation se repartissent en deux unités distinctes :

I.3.2.1Centre de production huile CPF (Le centre de production)

I.3.2.1.1. Unité optimisation

L'objectif principal de cette unité

- Augmenter la production de R.E.B.
- La récupération des gaz torchés (c'est-à-dire les gaz riches en propane et butane).
- récupérer le condensât contenu dans le gaz associé.
- stabiliser le pétrole brut en ajustant sa tension de vapeur.
- produire un gaz combustible composé essentiellement de propane afin de l'utiliser pour alimenter les turbines à gaz, les moteurs à combustion et les fours de l'unité.

I.3.2.1.2. Unité de glycol

Le gaz refoulé de GBT 4502 doit être séché et cela en passant par le ballon de séchage au glycol MV 1401 pour éviter le givrage et corrosion des conduites,

I.3.2.1.3. Unité traitement

Elle est conçue pour traiter tous les puits d'R.E.B à haute et moyenne pression. Elle regroupe la séparation du pétrole du gaz et l'eau, le stockage et l'expédition du brut,

I.3.2.1.4. Stockage

Le centre de stockage est composé de 3 bacs de 20.000 mètres cubes chacun conçus pour stocker le pétrole brut provenant de l'unité de traitement. Ces derniers sont reliés à un manifold permettant à chacun d'eux d'être soit en réception, en décantation ou en expédition. Chaque bac est protégé par un réseau de mousse et une couronne de refroidissement reliée au réseau incendie.

I.3.2.1.5. Expédition

L'unité expédition est conçue pour expédier le pétrole brut traité et stabilisé vers la station DTR de MESDAR. Elle est composée de :

- ✓ Deux pompes principales entraînées par moteurs électriques asynchrones de 850KW.
- ✓ Deux pompes booster entraînées par moteurs électriques de 200 KW pour acheminer le brut à partir des bacs de stockage vers aspiration des pompes principales

I.3.2.1.6. Utilités (Air dyne)

Elle comprend trois compresseurs d'air à vis, ces derniers sont entraînés par des moteurs électriques 450 KW. Le rôle de cette unité est d'alimenter toutes les automatiques ainsi que les vannes de séparateurs. Une autre unité d'azote à pour but l'inertage des unités,

I.3.2.1.7. Centrale électrique

Elle est conçue pour fournir de l'énergie électrique pour le centre de production d'REB. Et les deux bases de vie.

Sa fonction est essentielle car son arrêt provoquerait l'arrêt total des unités dans les deux centres. Elle est composée de trois turbogénérateurs de 10 MVA chacune. Les turbines sont de marque Nuovo Pignone et les générateurs Jeumont Industrie.

On trouve aussi deux sous-stations électriques Z6001A et Z6001B pour la distribution à travers des transformateurs de puissance avec trois niveaux de tension 11 KV, 5.5 KV et 0.4 KV.

I.3.2.1.8. Unité EDR (Electrodialyse Réversible)

C'est une unité de traitement d'eau utilisée pour le circuit incendie et pour l'utilisation domestique (lavage, nettoyage)

Elle a une équipe de chimistes qui font l'analyse des eaux.

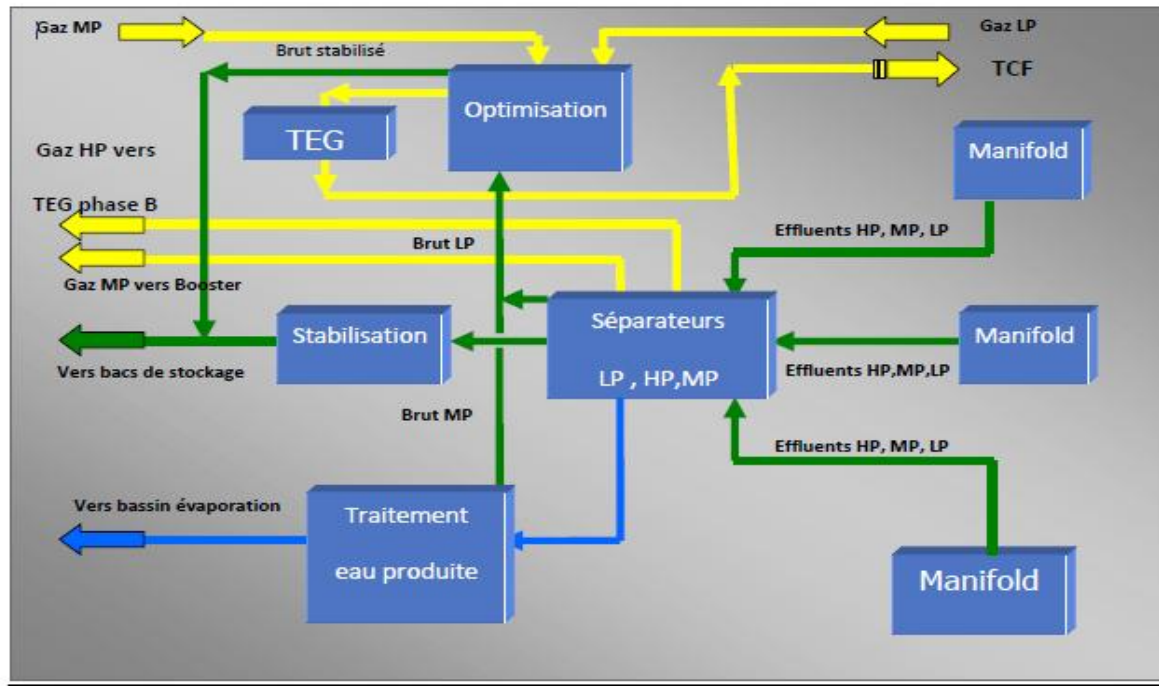


Fig-I.5. Vue générale de CPF $\left(\begin{array}{c} 1 \end{array} \right)$

I.3.2.2. Le Centre TCF (turbo –compresseur - facilités)

Il est connu aussi sous le nom de phase B son rôle est de réinjecter du gaz dans les puits injecteurs. Il est composé de :

I.3.2.2.1. Unité glycols TEG (There éthanol glycol)

Une unité qui s'occupe de déshumanisation du gaz provenant du gisement de REB en lui -injectant du glycol, après le gaz est envoyée vers les trains de compresseurs après être sécher.

I.3.2.2.2. Quatre trains turbocompresseurs (A/B/C/D)

Les trains sont des turbines à gaz de marque GE (Général Electric) de type FRAM5 à deux arbre et à 12 chambres de combustions chacune. Elles sont reliées à trois compresseurs. Leur rôle est l'injection le gaz sec provenant du train MP et de la station de gaz zina dans les puits injecteurs à une grande pression dans cette zone. Les appareils et les machines sont contrôlés par les systèmes technologiques très avancés :

- **le mark V (5) :** un système de commande et de contrôle des turbocompresseurs,
- **Le DCS (digital control système) :** système de visualisation et de commande de l'ensemble des ballons vannes, pompes.
- **Le PLC (programmable logique control) :** Automate programmable remplaçant les systèmes pneumatiques et les armoires à relais (BA 4501, Four, Unité de production d'air.....).

I.3.2.2.3. Alimentation en gaz du TCF

1. – Gaz venant des séparateurs HP.
2. –Gaz venant des séparateurs MP.
3. – Surplus des VEGI.
4. – Gaz venant de ZINA.

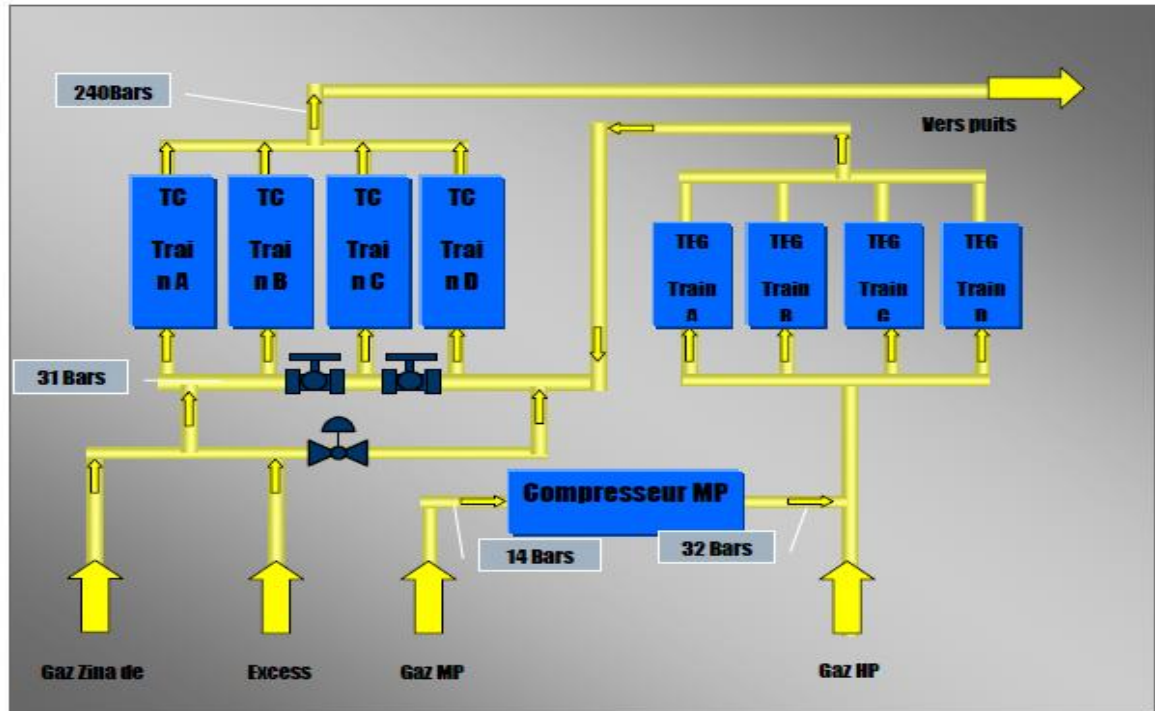


Fig-I.6. Vue générale d'unité d'injection de gaz TCF [1]

I.3.3.Division Maintenance

La division maintenance est composée de quatre services, à savoir méthodes, mécanique industrielle, instrumentation et électricité, voir organigramme donné sur la figure (Fig-I.7).

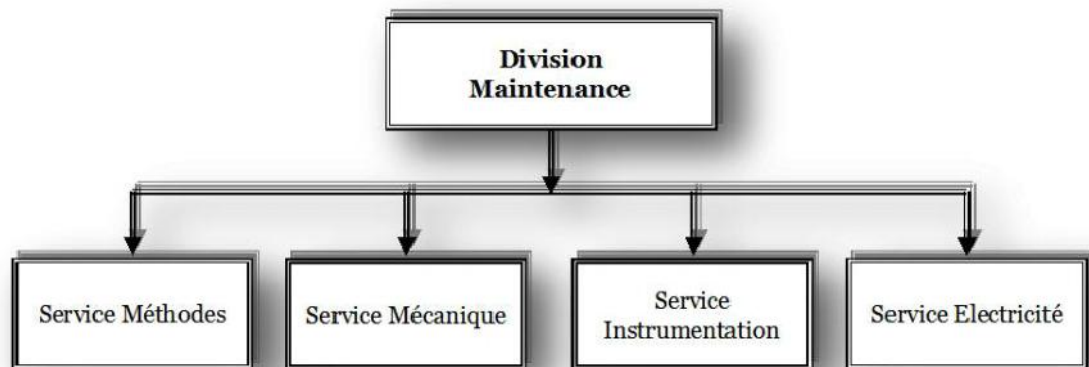


Fig-I.7. Organigramme de la division Maintenance [1]

I.3.3.1. Service méthode

Ce service a pour but principale les taches de planification et le suivi de toutes les opérations d'exécution et la gestion des équipements.

Le calendrier de la maintenance préventive et la préparation des plans interventions sont gèneres dans ce service

Les principales tâches sont : programmation prévisionnelle des inspections-programmation de la maintenance PM et CM-vérification et suivi du stock –supervision des travaux et leur taux d'avancement-l'approvisionnement en pièces de rechange.

Le service méthode utilise pour accomplir ces taches un système de gestion de la maintenance assisté par ordinateur appelé MAXIMO.

I.3.3.2. Service électricité

Ce service se compose d'une équipe :

- permanente au niveau de la centrale électrique, afin d'assurer les besoins en énergie électrique de la région ;
- d'intervention qui s'occupe du suivi et de l'intervention sur les équipements électriques.

I.3.3.3. Service mécanique :

Ce service s'occupe de la maintenance et de la réparation des équipements mécanique rotatives qui retrouvant au centre de production à savoir : turbines pompes- 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.

Le service est dote des moyens matériel suivants : crotaliné-machine a roder les clapets- sableuse le nettoyage des surfaces – un système de soudure a l'argon le gros outillage d'ateliers etc...

I.3.3.4. Service instrumentation

Le service instrumentation est divisé en plusieurs sections

- ✓ Section contrôle turbomachine et systèmes électronique mark5.
- ✓ Section automatisation (DCS) : Digital control system of procès, programmable logique control PLC (des unités utilitaires, déclenchements de sécurité) et télémétrie (SCADA).
- ✓ Section contrôle des systèmes de régulation pneumatique et du procès : elle assure le contrôle des différents systèmes de régulation.
- ✓ Section soupapes : maintenance et tarage des vannes de sécurité.

Conclusion

Après notre étude au sien du champ de RHOURE EL BAGULE est arrive à découvrir que la production actuel de cette entreprise est passée de 100000 à 20000 baril/jour, cette diminution due au réduction de la pression et a la puissance de gisement (réservoir du pétrole) et cela influence négativement sur l'avenir de cette entreprise.



Chapitre II

*Généralité sur les
compresseurs*

A decorative graphic consisting of a thin light blue vertical line and a thin light blue horizontal line intersecting at a right angle, forming a crosshair. The vertical line is positioned to the left of the text, and the horizontal line is positioned below the text.

Introduction

Il existe deux grandes familles de compresseur : les compresseurs volumétriques, les turbocompresseurs.

En ce qui concerne les premiers et les plus utilisés dans l'industrie. L'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique. Pour les seconds, on élève la pression en convertissant, de façon continue, l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression. Cet échange d'énergie est dû à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

L'objet de ce chapitre est d'étudier les turbocompresseurs d'une manière générale et les compresseurs centrifuges d'une manière particulière. Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés au principe de fonctionnement de ce type de compresseur, faisant la comparaison entre ces différentes dispositions.

II.1.Définition

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse, ceci se traduit par le fait que le fluide se comprime au fur et à mesure de l'augmentation de pression. Les gaz étant des fluides compressibles qui nécessitent des compresseurs alors que les liquides pratiquement incompressibles nécessitent des pompes.

Pour des taux de compression très faibles les gaz peuvent être considérés comme incompressibles. On utilise alors des soufflantes ou des ventilateurs.

L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur, est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des procédés bien définis.

.

II.2.But de la compression

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée.

Cette opération a pour but de:

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer du gaz .

II.3. Classification des compresseurs [1]

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques Selon :

- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique)
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif)
- les compresseurs d'air
- les compresseurs des gaz

On général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les compresseurs turbocompresseurs, Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique, Dans les seconds, on augmente la pression 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

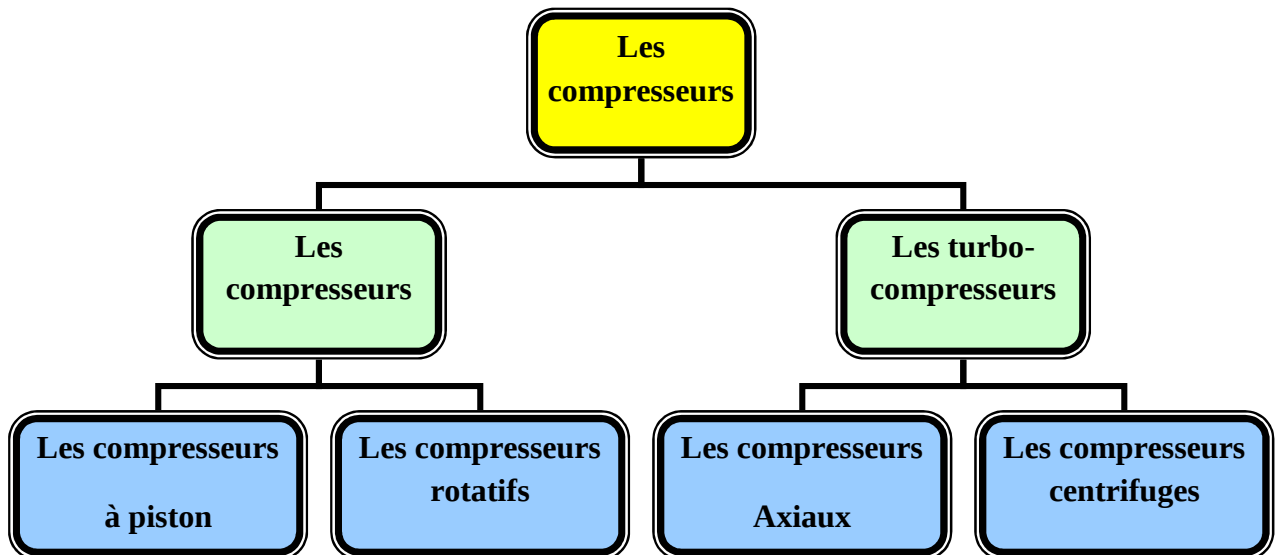


Figure .II.1. Classification des compresseurs

II.3.1. Les compresseurs volumétriques [1]

II.3.1.1. Compresseur à piston

a. Définitions

Le compresseur alternatif à piston utilisant une technologie éprouvée connue depuis longtemps, il est utilisé pour les puissances de 100 à 5000KW.

De nombreuses applications dans les domaines de traitement du gaz naturel, et du raffinage, font appel aux compresseurs à piston.

Ils allient en effet robustesse, rendement, simplicité et souplesse de fonctionnement. Ils sont particulièrement adaptés aux gaz légers, aux forts taux de compression et aux puissances moyennes.

Ils sont entraînés généralement par des moteurs électriques mais aussi par des moteurs diesels ou par des turbines à gaz ou à vapeur.

Leurs vitesses de rotation se situent entre 250 à 1800 tr/min.

Ces compresseurs réalisent la compression du gaz par la réduction du volume qui lui est offert, la variation du volume et les déplacements du gaz sont obtenus par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre.

b. conception

Les principaux composants d'un compresseur alternatif à piston sont :

- ✓ Le couvercle
- ✓ Les brides d'aspiration et de refoulement.
- ✓ Les garnitures d'étanchéité.
- ✓ Le vilebrequin.
- ✓ La bielle.
- ✓ Le piston.
- ✓ La crosse.
- ✓ Le cylindre.

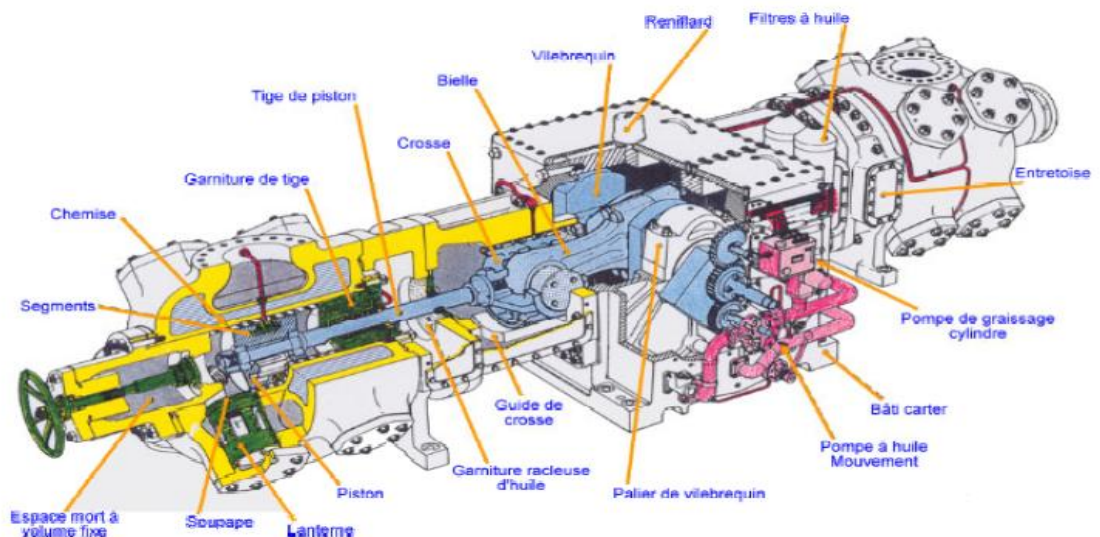


Fig II.2.compresseur volumétrique à piston alternatif

c. Classification des compresseurs alternatifs à piston [1]

On classe les compresseurs a pistons d'après différent indices :

1. disposition des cylindres (horizontale, verticale.. etc.).
2. nombres de cylindres (monocylindriques, poly-cylindriques).
3. Principe de fonctionnement.
4. partie d'entraînement (bielle et manivelle, moteur-compresseur quand le moteur à gaz et le compresseur ont l'arbre vilebrequin commun, compresseur a pistons libres ou bien diesel-compresseur)
5. méthodes de refroidissement (par l'air, par l'eau).
6. méthodes de graissage (barbotage, sous pression).
7. Valeurs de débits :
 - Basse pression.
 - Moyenne pression.
 - Haute pression.

II.3.1.2. Compresseurs rotatifs

Ils sont de plusieurs types, dont le principe de fonctionnement fondamental est le suivant :

- Le gaz est introduit dans un espace limité par le corps du compresseur et une partie de l'élément qui tourne (palettes, lobes, vis) (voir Fig.3).
- Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
- Mise en contact avec le circuit à haute pression.

On distingue les types suivants :

1. Compresseur à lobe ;
2. Compresseur à palettes;
3. Compresseur à vis : compresseur mono vis, compresseur à double vis;
4. Compresseur à anneau liquide.

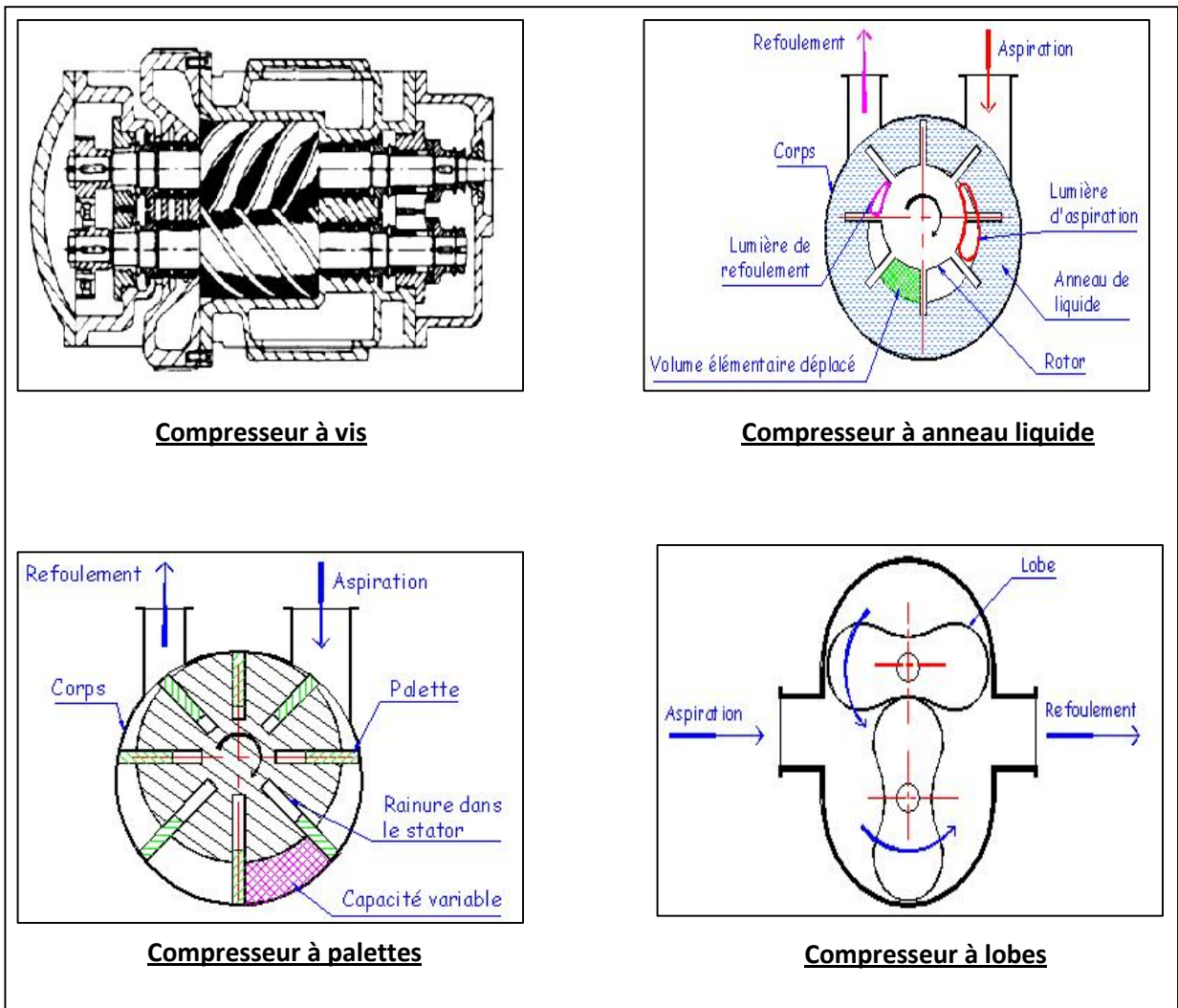


Figure II.3. Compresseurs rotatifs [1]

II.3.2. Les turbocompresseurs [3]

Ces machines assurent la compression du gaz grâce à une force centrifuge due au mouvement de rotation des roues munies d'aubes ou d'ailettes.

Le gaz est entraîné dans les roues où il y acquiert une grande vitesse qui sera transformée en pression, une partie dans la roue elle-même et une autre dans un diffuseur fixe.

Une étanchéité rigoureuse semblable à celle des compresseurs volumétriques n'est plus nécessaire et le rotor n'a aucun contact avec le stator ce qui rend le rendement mécanique excellent grâce à l'absence du frottement.

Les turbocompresseurs peuvent être des compresseurs centrifuges dans lesquels le parcours du gaz dans les roues est dirigé du centre vers la périphérie, ou des compresseurs axiaux dans lesquels le gaz évolue entre des aubages disposés sur un même cylindre, les premiers sont

utilisés pour des hauteurs manométriques plus élevées, les seconds permettent d'obtenir de grands débits. Fig.II.4.

II.3.2.1.Compresseurs axiaux

Un compresseur axial est formé par la réunion en série d'un certain nombre de cellules axiales. Chacune comporte un aubage mobile et un aubage fixe. Ils fonctionnent généralement avec des vitesses périphériques plus élevées par comparaison aux compresseurs centrifuges à savoir ($u=200 - 300 \text{ m/s}$) dans les compresseurs stationnaires et même avec 400m/s pour les compresseurs reliés directement aux turbines.

Ils possèdent un bon rendement, dans le cas d'un grand débit ils sont moins encombrants.

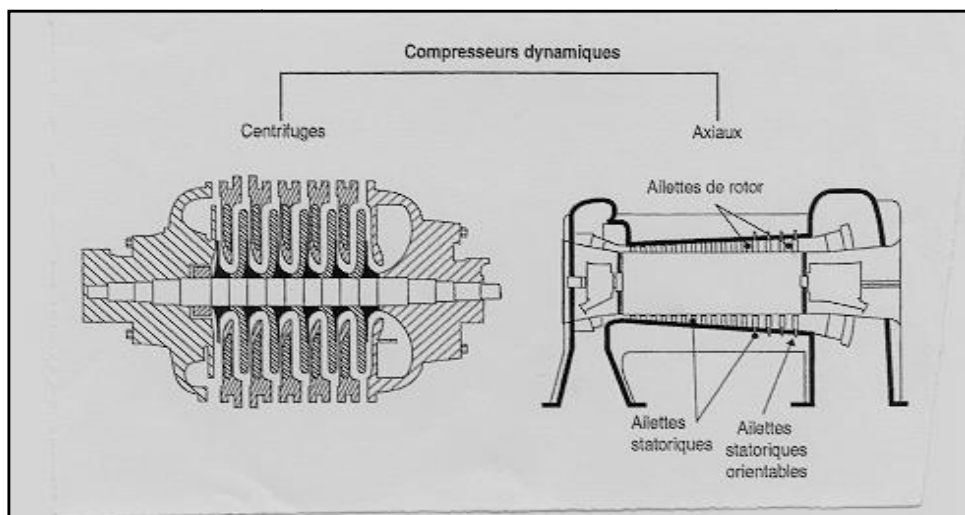


Fig.II.4. les compresseurs dynamique [1]

II.3.2.2.Les compresseurs Centrifuges

Les compresseur centrifuge est une machine dynamique à écoulement continu de fluide. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en une augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator c'est-à-dire dans les diffuseurs.

Ce type de machine est constitué par un corps extérieur contenant la partie du stator dite ensemble des diaphragmes où est introduit un rotor formé par l'arbre, les roues, le piston d'équilibrage et le collet du palier de butée.

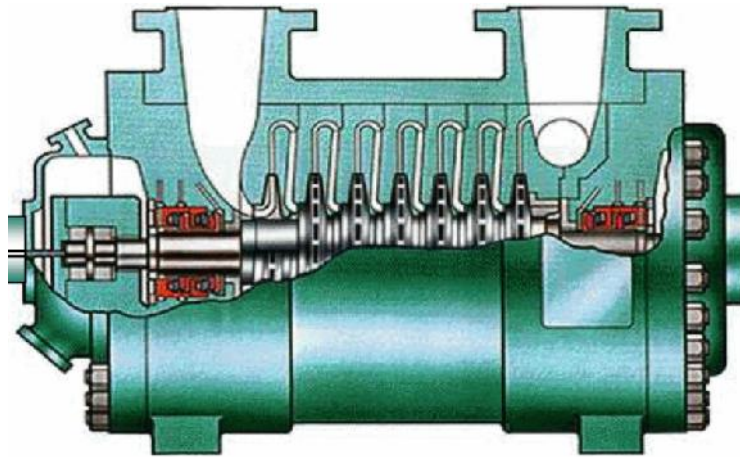


Fig-II.5. Compresseur centrifuge [1]

Le rotor entraîné par la machine motrice, tourne sur les paliers porteurs et guidé dans sa position axiale, le palier de butée.

II.4. Parcours du gaz dans le compresseur [5]

Le gaz est aspiré par le compresseur travers la bride d'aspiration, après il entre dans une chambre annulaire c'est à dire (volute d'aspiration) et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (voir Fig-II.6). Dans la chambre annulaire, du côté opposé par rapport la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons de gaz.

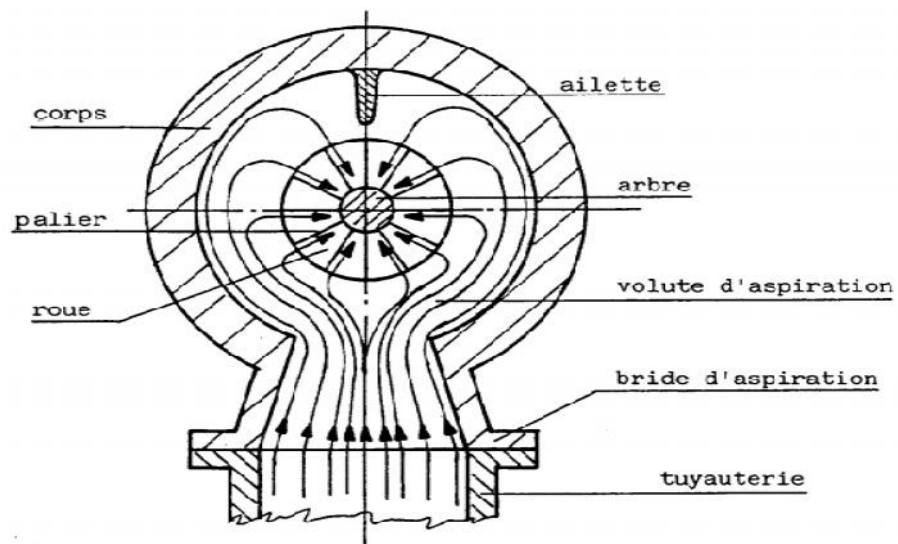


Fig-II.6. L'entrée de gaz dans volute d'aspiration [5]

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et est donc aspiré par la première roue (voir Fig. II.7)

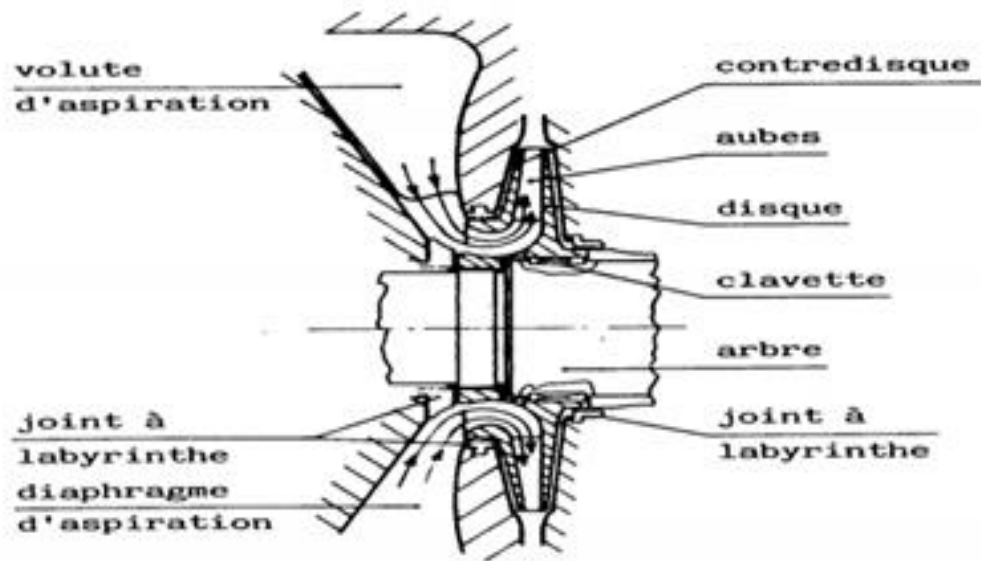


Fig- II.7.L'aspiration du gaz dans première roue [5]

Les roues sont constituées de deux disques, appelées disques et contre disque unis par des aubes; elles sont calées à chaud sur l'arbre et fixées par une ou deux clavettes. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse de pression; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle.

En suite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue et donc la pression augmente.

Puis le gaz parcourt le canal de retour; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes (voir fig. :II. 8) qui ont une fonction de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

La disposition des aubes est telle à redresser le mouvement en spirale du gaz de manière obtenue une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante. En suite le gaz est aspiré par la deuxième roue et, pour chaque roue, le même parcours se répète.

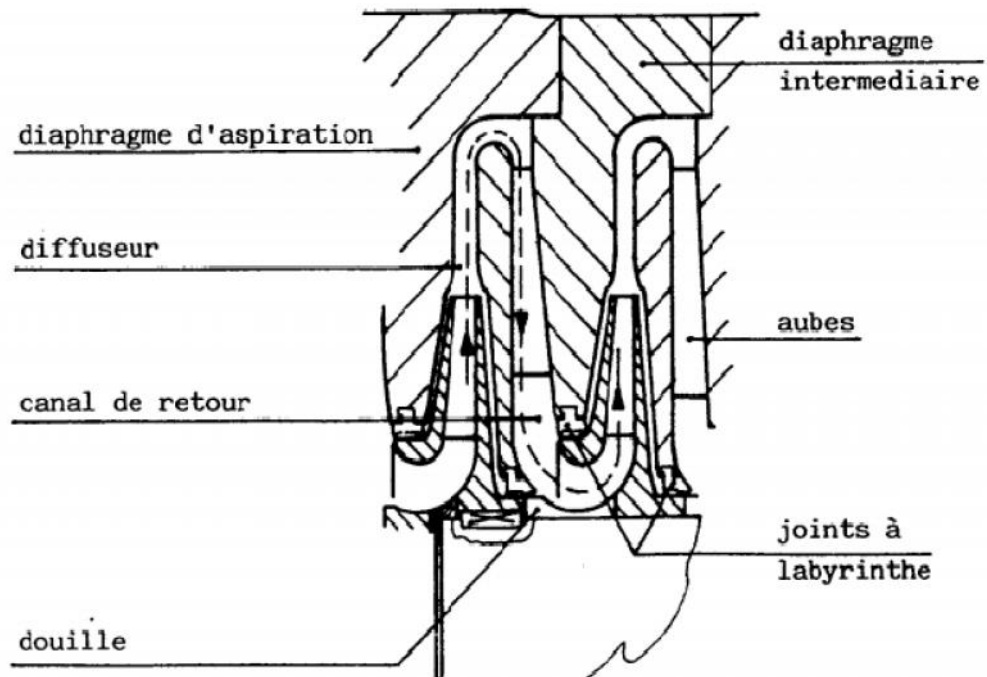


Fig-II.8. Parcours de gaz entre les roues [5]

Pour réduire au minimum les fuites internes de gaz, des joints à labyrinthes formés de 2 ou plusieurs segments de bague (voir Fig-II.8.) sont montés sur les diaphragmes

La dernière roue envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement (voir Fig-II.9.).

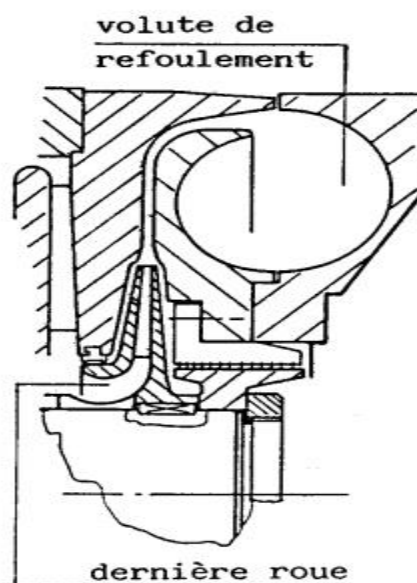


Fig-II.9. La sortie de gaz de dernière roue [5]

La volute de refoulement est une chambre circulaire collectant le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement; près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche au gaz de continuer tourner dans la volute et qui l'envoie à bride de refoulement.

Le piston d'équilibrage (voir Fig- II .9) est monté sur l'arbre après la dernière roue. Son but est d'équilibrer l'ensemble des poussées dues aux roues.

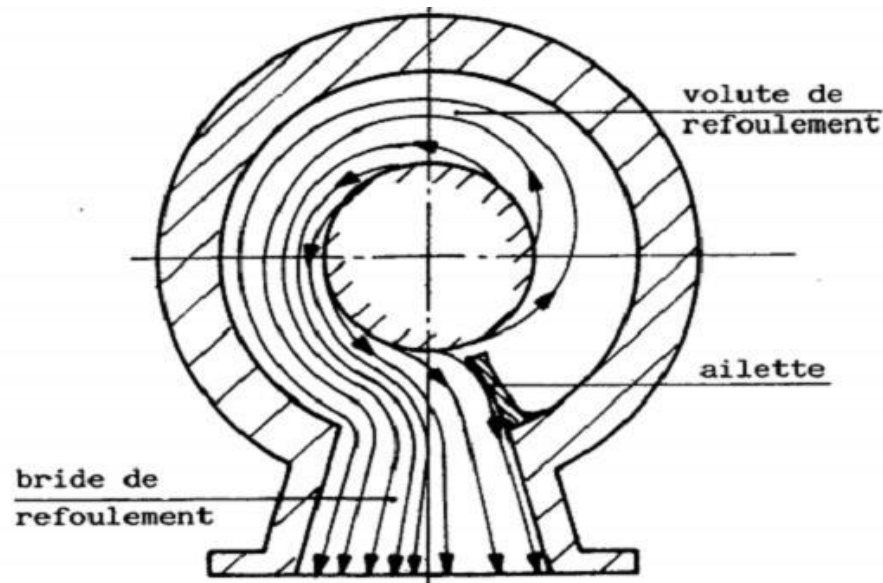


Fig-II.10.Sortie le gaz traverse la volute [5]

II.5.Les différents types des compresseurs centrifuges

On peut distinguer deux groupes principaux suivants :

II.5.1.Compresseurs avec corps ouverts horizontalement

Les corps ouverts horizontalement, constitués évidemment de demi-corps unis sur le plan de joint horizontal (Fig-II.11) sont utilisés pour des pressions de fonctionnement restant au-dessous de 60 bars. S'il y en a, les tuyauteries de l'huile de graissage et tous les autres raccords du compresseur avec le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi-corps inférieur. Grâce à ce système il suffit d'enlever les boulons de liaison le long du plan de joint horizontal pour pouvoir soulever le demi corps supérieur et accéder facilement à tous les organes internes du compresseur tels que rotor, diaphragmes et joints labyrinthe.

Les compresseurs avec corps ouverts horizontalement sont indiqués par le sigle MCL et peuvent être subdivisés à leur tour suivant le nombre d'étages de compression.



Fig.II.11.Compresseur horizontal [1]

II.5.1.1.Compresseurs MCL.

Ce sont des compresseurs multi-étagés (voir Fig.II.12) comprenant un étage de compression

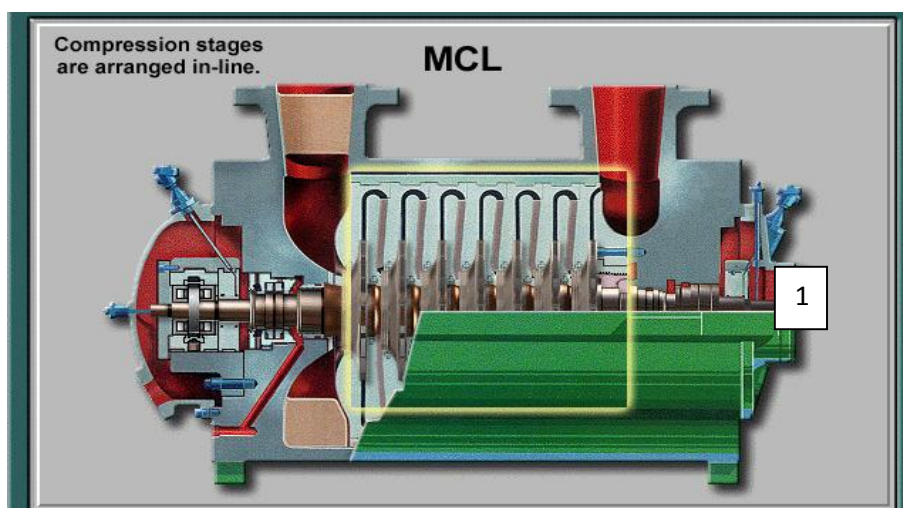


Fig. II.12.Compresseurs MCL.[1]

II.5.2.2. Compresseurs 2MCL.

Il s'agit de compresseurs multi-étages voir. **Fig. II.13.** Groupant deux étages de compression en série avec réfrigération intermédiaire dans la même machine.

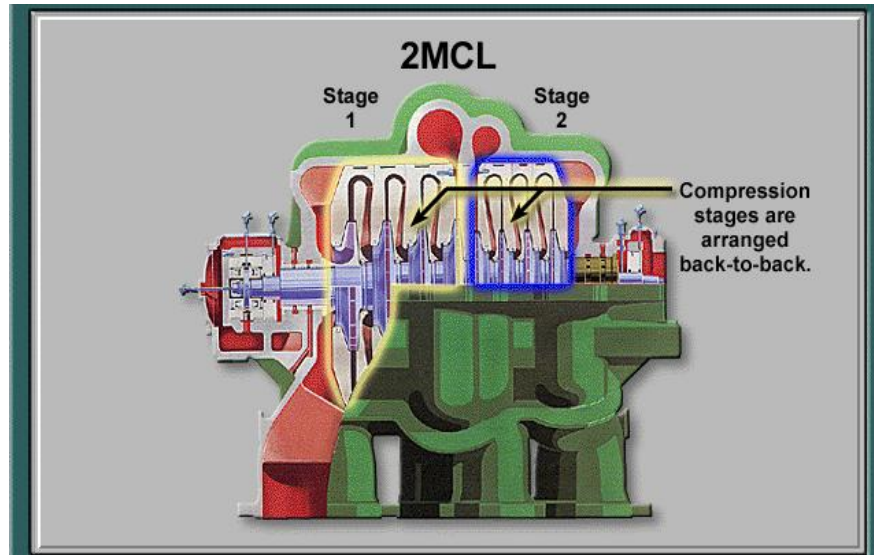


Fig. II.13. Compresseurs 2MCL [1]

II.5.1.3. Compresseurs 3MCL

Ce sont des compresseurs multi-étages généralement avec plus de deux étages de compression réalisés dans un seul corps voir (**Fig. II.14**). 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.

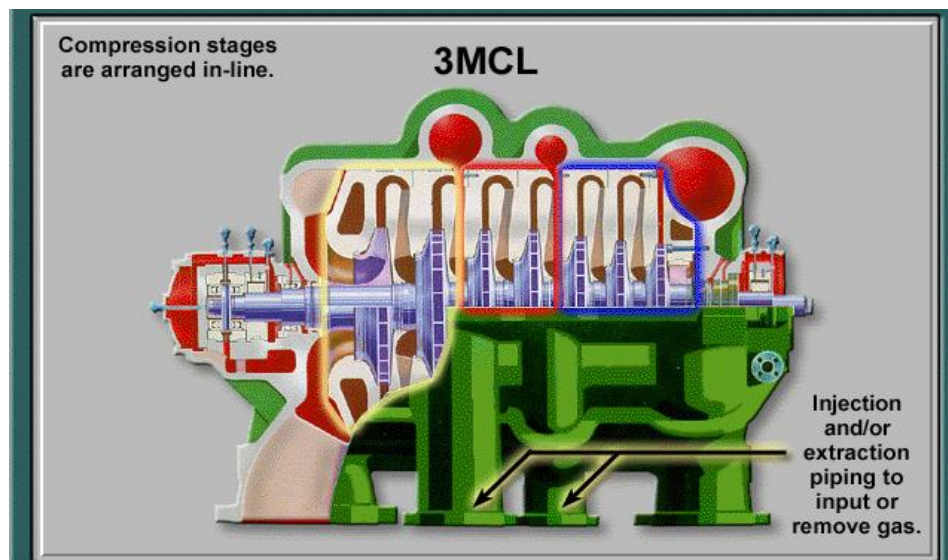


Fig. II.14. Compresseurs 3MCL.[1]

II.5.2.Compresseur avec corps ouverts verticalement

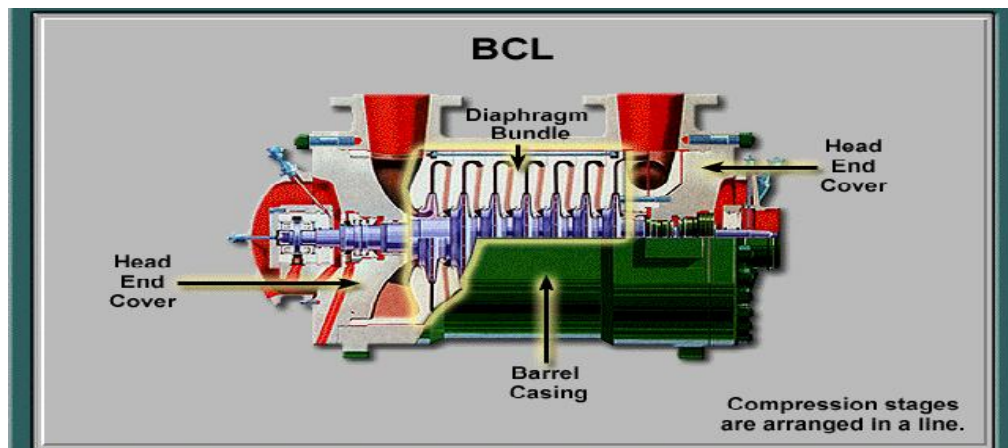
Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques. C'est pour cette raison que ce type de compresseurs est dénommé (barrel) BCL. C'est un compresseur généralement multi-étages, peut fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700 bars). Et ce type de compresseur centrifuge BCL est le thème de notre projet.



Fig.II.15.Compresseur vertical type Barrel [1]

II.5.2.1.Compresseur BCL

Ce sont des compresseurs du type "barrel" prévoyant un seul étage de compression voir .Fig. II.16.



.Fig. II.16. Compresseur BCL [1]

II.5.2.2. Compresseurs 2BCL

Il s'agit de compresseurs de type "barrel" avec deux étages de compression en série dans un seul corps voir .Fig. II.17.

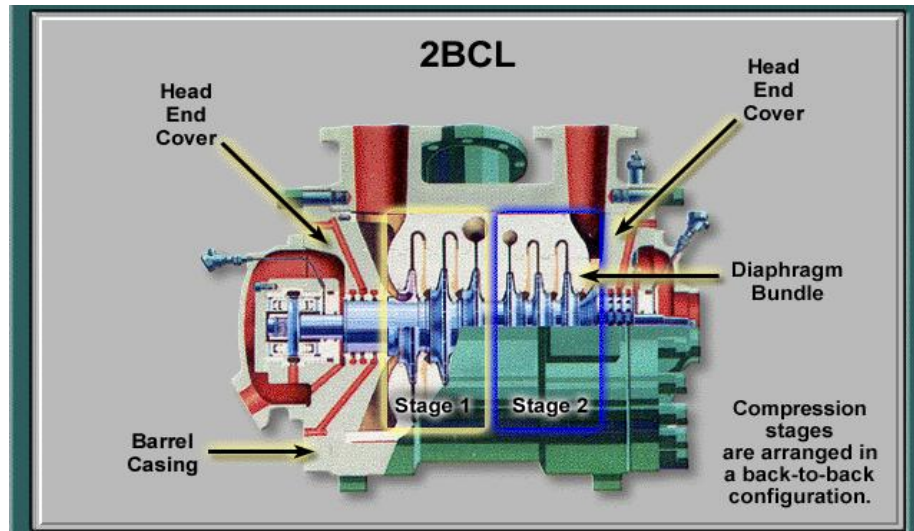
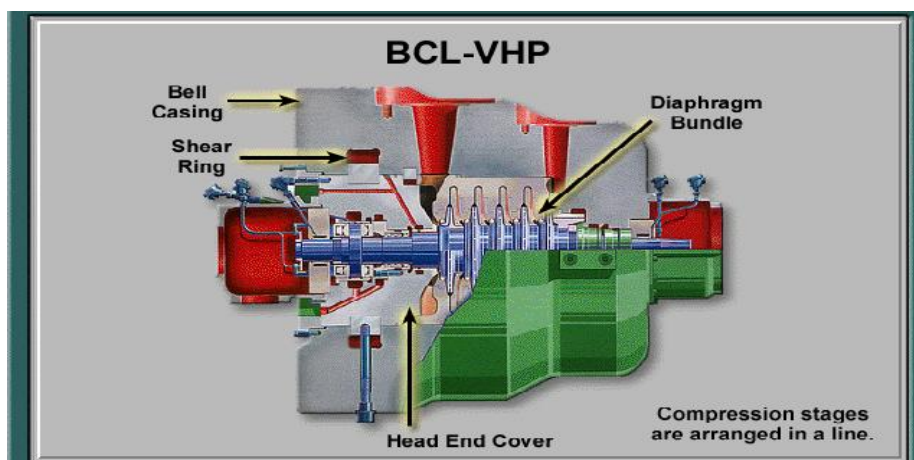


Fig. II.17. Compresseurs 2BCL [1]

II.5.3. Compresseurs avec corps en forme de cloche

II.5.3.1. 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 .Fig. II.18



.Fig. II.18. Compresseurs BCL VHP [1]

II.5.3.2. 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 **.Fig. II.19.** Les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc.

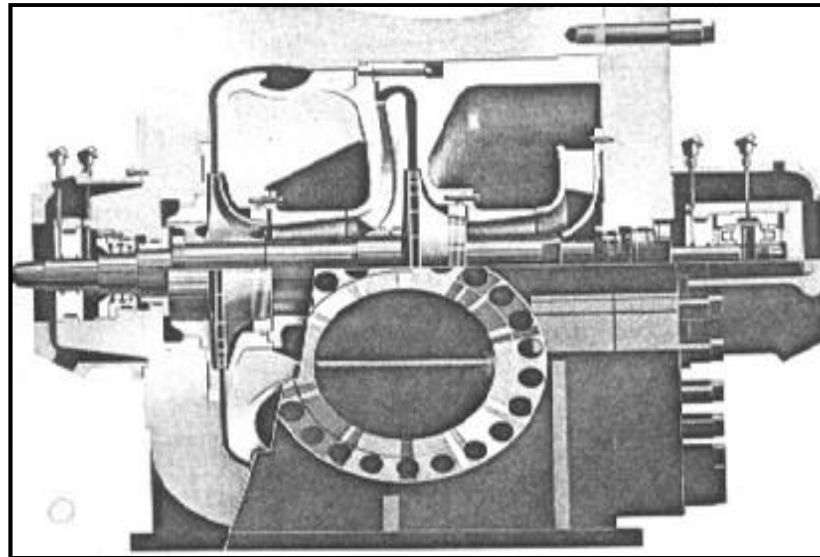


Fig. II.19. Compresseurs type PCL [1]

II.6. Les Organes constituant le compresseur centrifuges

Le bâti

Appelé aussi corps pour un compresseur centrifuge, ses enveloppes ainsi que les couvercles d'extrémité sont obtenus par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant en considération des pressions élevées aux quelles ces compresseurs doivent travailler.

Normalement, On utilise de l'acier au carbone pour le corps cylindrique. Les supports et les brides de fermeture, la teneur en carbone adoptée (0.2 – 0.25 %) est suffisante pour obtenir de bonnes caractéristiques mécaniques et au même temps pour conférer des caractéristiques de soudabilité.

Pour les compresseurs à très haute pression (BCL) on utilise au contraire un acier allié, ayant des caractéristiques mécaniques plus élevées.



Fig-II.20. Corps d'un compresseur centrifuge [1]

Diaphragme [1]

Les diaphragmes sont divisés en quatre types :

- ✓ D'aspiration.
 - ✓ Intermédiaires.
 - ✓ entre étages.
 - ✓ Refoulement.
-
- Le diaphragme d'aspiration a la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue .
 - Les diaphragmes intermédiaires ont la double tâche de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression du canal de retour pour diriger le gaz à l'entrée de la roue successive. Les diffuseurs peuvent être de type à vortex libre ou à aubes..
 - Le diaphragme de refoulement forme le diffuseur de la dernière roue et volute de refoulement.
 - Le diaphragme entre étages sépare les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées.

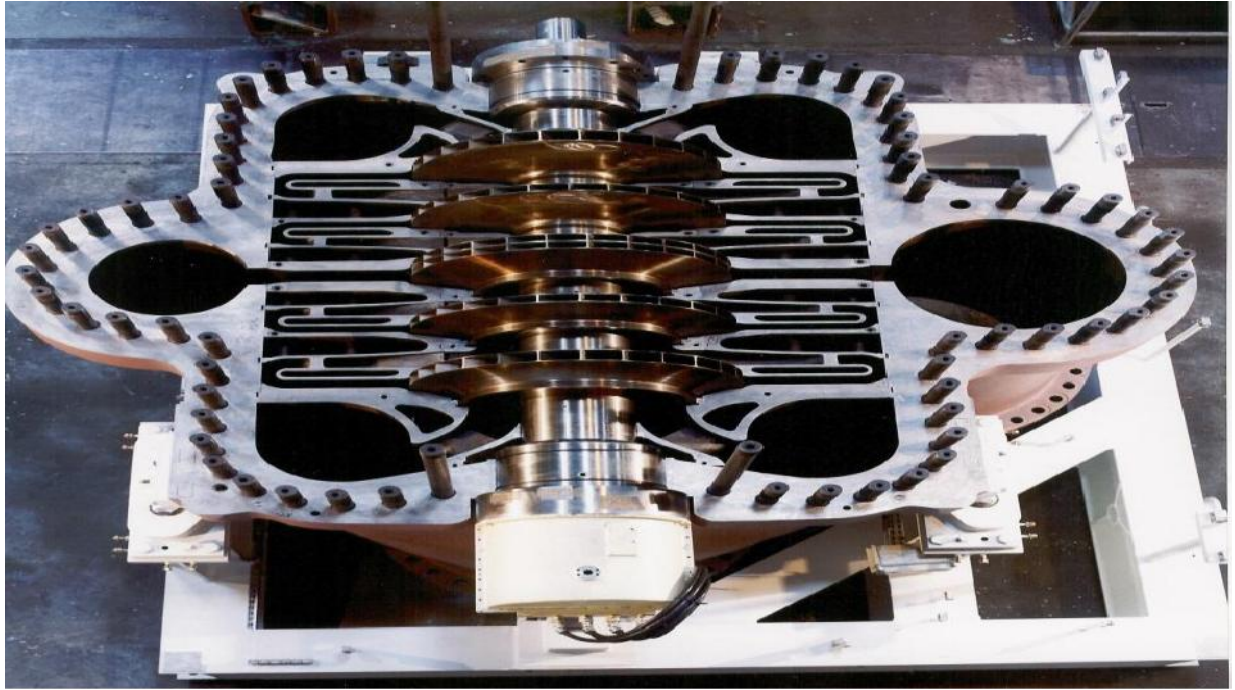


Fig-II.21.Diaphragme de compresseur centrifuge [1]

Les diaphragmes, pour des raisons évidentes d'installation dans le rotor, sont divisés en deux moitiés. Fondamentalement ils ne diffèrent pas suivant qu'ils sont installés sur des compresseurs "barrel" ou sur des compresseurs ouverts horizontalement, la seule différence réside dans leur logement dans le corps.

Dans les compresseurs "barrel" les demi diaphragmes sont reliés entre eux par des tirants de manière à former deux ensembles distincts. Ces derniers sont ensuite réunis, après l'installation du rotor, par des vis. L'ensemble est monté axialement dans le corps.

Dans les compresseurs ouverts horizontalement les diaphragmes sont installés un à un dans les deux demi corps, à cette fin la surface extérieure de chaque diaphragme présente une rainure correspondant à un relief sur le corps.

Chaque diaphragme est monté en le descendant dans le demi-corps.

Rotor

La partie rotor du compresseur centrifuge est composée par l'arbre, les roues, le cylindre d'équilibrage, le collet du palier de butée, le moyeu de l'accouplement d'entraînement et par un certain nombre de manchons et de douilles intermédiaires.

Arbre

L'arbre est constitué d'une partie centrale, normalement à diamètre constant, où sont montées les roues et les douilles intermédiaires et de deux extrémités aux diamètres opportunément réduits où travaillent les paliers et les étanchéités d'extrémité.



Fig- II.22. Arbre d'un compresseur centrifuge [6]

Dans la construction des arbres de n'importe quel type de compresseurs, on utilise de l'acier 40NiCrMo7. En réalité cet acier a des propriétés mécaniques meilleures que celles normalement demandées pour un service standard des arbres des compresseurs centrifuges, et c'est pour cette raison que d'autres constructeurs utilisent des aciers au carbone ordinaire.

Etant donné on n'est pas intéressé à avoir des charges de rupture et de limite élastique très élevée mais plutôt une bonne ténacité. Et ductilité, le revenu se fait à des températures plus hautes que d'habitude et de toute manière suffisantes à atteindre une charge de rupture plus grande que 100 kg/mm² et une limite élastique de 65 à 75 kg/mm².

Roue

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. (Fig. 23).

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.

Le matériau et ses traitement thermique pour les roues et tous les éléments en contact avec le gaz, sont choisis en fonction du gaz véhiculé (acide ou non).pour leur construction il faut un acier ayant des propriétés mécanique élevées mais a faible pourcentage de carbone, pour obtenir une soudier de bonne qualité des aubes.

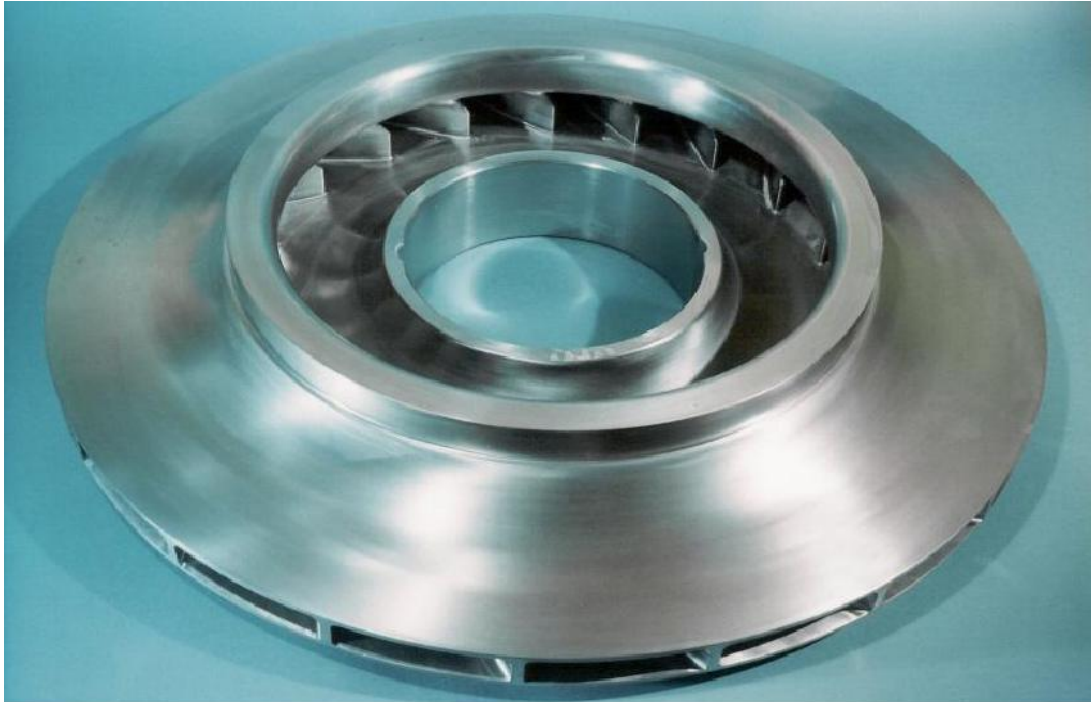


Fig- II.23. Roue de compresseur centrifuge [4]

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 du nombre d'étages entraînent des vitesses périphériques, et donc des contraintes, de plus en plus élevées.

Cylindre d'équilibrage

Pendant le fonctionnement normal, à l'intérieur du compresseur se développe une poussée sur le rotor qui doit être absorbée par le palier de butée. Cette poussée est due essentiellement à la distribution des pressions agissant sur la roue.

La roue est sujette à la pression du refoulement du côté du disque (voir Fig.II.22), et de l'autre côté, en partie à la même pression de refoulement et en partie à la pression d'aspiration. On a ainsi une poussée qui se dirige vers l'aspiration.

Il est évident que le Δp développé par la roue produit un effort vers l'aspiration exprimé par le produit du Δp par la surface comprise au-dessous de l'étanchéité sur le contre-disque.

La somme de ces poussées est généralement assez remarquable et souvent dépasse les capacités du palier de butée. (voir Fig. II.22) .

Par conséquent on a prévu un cylindre d'équilibrage; ce dernier est monté après la dernière roue en mettant sa surface opposée sous la pression d'aspiration et en dimensionnant opportunément son diamètre, on produit une poussée du côté aspiration au refoulement telle à équilibrer la poussée provenant des roues.

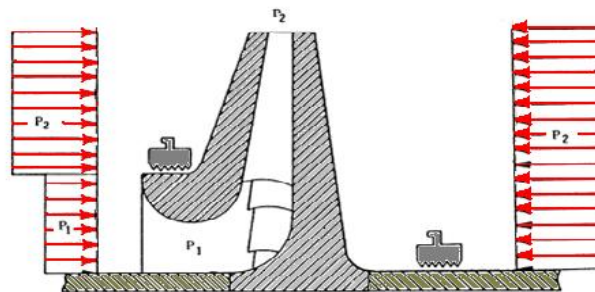


Fig .II.24.poussées axiales [1]

L'équilibrage n'est pas complet mais la poussée résiduelle peut être aisément supportée par le palier de butée de manière ne pas créer des imprécisions sur le positionnement du rotor.

Outre aux poussées suscitées il en existe d'autres, comme la, poussée due à la variation de la quantité de mouvement du gaz qui entre axialement dans la roue et sort radialement ou comme la poussée résultant de la non-uniformité des pressions agissant sur la roue dans les machines haute pression. Toutefois ces poussées mêmes si elles doivent être calculées soigneusement, ne sont pas telles modifier l'essence des choses.

Du point de vue de la forme il est à noter que la largeur du cylindre d'équilibrage doit être telle à supporter tout le Δp développé par le compresseur un dimensionnement insuffisant de l'étanchéité entraîne de grosses fuites de gaz vers l'aspiration et une diminution conséquente des performances du compresseur.

Arbre d'accouplement [1]

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur. Il peut être direct ou bien en utilisant un multiplicateur de vitesse, suivant le type d'entraînement.

En général, on utilise des accouplements dentés qui peuvent être à graissage continu ou à remplissage. Les premiers sont à graissages continus à huile, aptes pour les hautes vitesses de rotation et sont pratiquement les plus employés pour les compresseurs. Les deuxièmes sont les accouplements à diaphragmes, ils se sont répandus de plus en plus quoique quelques constructeurs ne soient pas très favorable à leur adoption, étant donné que contre l'avantage principal d'accepter des désalignements remarquables. Il existe de nombreux désavantages tels que : un poids plus grand et donc une influence négative sur le comportement flexionnel du rotor pour ce qui est de la 2ème vitesse critique, des difficultés d'équilibrage et la rupture par fatigue des lamelles.

Collet du palier de butée

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

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 générale, elles sont en X15C13), l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre.

Douilles sous garnitures d'étanchéités à huile

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

Pour des pressions élevées il faudra se passer des douilles en colimaçon étant donné que ces dernières ne peuvent être forcées au delà d'une certaine limite, dans ce cas on emploie des douilles en acier 40NiCrMo7 durci et revenu.

Etanchéités [1]

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

1. .Garniture à labyrinthe

La réduction au minimum des fuites vers l'extérieur est obtenue, dans le cas où elles sont tolérées par un jeu de garniture à labyrinthe. Dans ce cas, le gaz qui tend à fuir des extrémités de l'arbre est bloqué par une série de lames appelées labyrinthes.

Les garnitures à labyrinthe 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.

Au cas où la moindre fuite de gaz ne serait pas admise, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

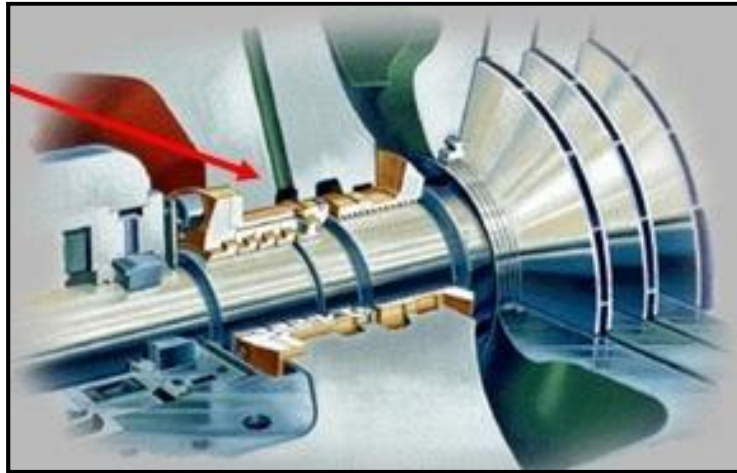
Les garnitures à labyrinthe sont en alliage d'aluminium, l'aluminium n'est pas compatible avec la corrosivité du gaz, on utilise des aciers inoxydables de la série 18%Cr-8%Ni.

2. .Garnitures d'étanchéité à huile

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées de deux anneaux flottants (de haute pression de côté H.P et basse pression du côté B .P) revêtus à l'intérieur de métal anti-frottement l'huile d'étanchéité, à une pression légèrement supérieure à celle de gaz, arrive dans l'espace annulaire compris entre les deux bagues et passe dans l'espace annulaire laissé par le jeu entre les bagues et l'arbre. L'huile qui est échappée du côté basse pression revient dans le réservoir et ensuite réintroduite dans le système ; l'huile sortie du côté haute pression est purgée par deux purgeurs automatiques.

L'entrée d'huile dans le gaz est empêchée par une large garniture à labyrinthe entre les garnitures d'étanchéité à huile et l'intérieur du compresseur et pour vue de chambre intermédiaire d'équilibrage de la pression.

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées d'une bague de support en acier au carbone revêtue d'une mince couche de métal blanc ou de métal blanc sans cuivre lorsque ce dernier est incompatible avec le gaz comprimé.



.Fig. II.25. Garnitures d'étanchéités d'huile [1]

3. . Garnitures mécaniques

La garniture mécanique est constituée fondamentalement d'une bague de charbon normalement fixe gardée en contact contre un collet d'acier tournant avec l'arbre du compresseur. Le contact est assuré par l'action combinée d'éléments élastiques (ressorts et soufflet) et par la distribution de la pression agissant sur la bague même.

Le contact entre le collet et la bague produit de la chaleur qui doit être éliminée en refroidissement de la garniture avec de l'huile. Pour garantir le graissage de l'interstice contenant le film de lubrifiant entre le collet et la bague il faut avoir une pression différentielle entre huile et gaz assez élevée. Pour garder ce ΔP il est nécessaire de créer une chambre de pression et donc il faut avoir une garniture BP entre l'huile sous pression et l'atmosphère.

Chaque constructeur étudie des garnitures ayant des caractéristiques de construction particulière. Les garnitures mécaniques sont employées surtout 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 à 10 fois plus petite que les pertes des garnitures d'étanchéité à huile ordinaires.

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



Fig. II.26 Mécaniques [4]

Paliers [1]

Les paliers porteurs sont de type à frottement et graissage forcé. Ils sont logés à l'extérieur du corps du compresseur et peuvent être inspectés sans éliminer la pression à l'intérieur du corps ; normalement le palier de butée est situé à l'extérieur par rapport aux porteurs et du côté opposé à celui où est monté l'accouplement.

Cette solution est adoptée afin de réduire l'entraxe et d'améliorer donc le comportement flexionnel de compresseur.

Dans les machines constituant un train de compression à plusieurs corps et ayant donc deux accouplements la solution suscitée entraînerait une charge due au poids de l'accouplement et du palier de butée sur une des deux extrémités et ceci causerait des problèmes flexionnels étant donné qu'une concentration de masses à l'extérieur des paliers porteurs excite la 2^{ème} fréquence critique. Dans ce cas le palier de butée est monté à l'intérieur par rapport aux paliers porteurs.

1. Paliers porteurs

A présent les paliers à patins inclinables sont installés sur pratiquement tous les compresseurs. En effet, ils sont plus aptes à faire obstacle aux éventuelles actions de déséquilibre du film d'huile. Leur emploi est subordonné à une étude faite sur ordinateur entraînant la vérification des fréquences de vibration de l'arbre.

Le métal de base adopté dans la construction des paliers est l'acier au carbone.

A ce dernier, l'on ajoute, dans les zones de travail des patins, un dépôt en métal blanc anti-frottement, le dépôt est obtenu par fusion et centrifugation.



Fig-II .27. Porteur de compresseur centrifuge [1]

2. Paliers de butée

Les paliers de butée installés sur la plupart des compresseurs centrifuges sont du type à patins inclinables et pourvus d'appuis uniforme et répartis de la charge. Les patins travaillent sur un collet qui est monté hydrauliquement sur l'arbre.



Fig-II.28.Palier de butée d'un compresseur centrifuge [1]

Le compresseur, tout en étant étudié de manière à avoir normalement une poussée positive, c.-à-d. dirigée vers le coté extérieur du palier de butée, est muni de paliers à double

effet, soit pourvus de patins même sur le côté intérieur, pour faire face aux poussées négatives pouvant se produire dans les conditions exceptionnelles (régime transitoire, démarrage).

A l'extérieur du palier est montée une bague ayant un trou calibré dont le but est de régler la quantité d'huile pour le graissage. Les diamètres des paliers de butée généralement utilisées ont des diamètres de 4 à 12 pouces.

Les limites dans le choix du palier à employer par la vitesse périphérique du collet qui ne peut pas dépasser 190 m/s et par la charge sur le palier, qui ne doit pas dépasser 50% de la valeur maximum déclarée par le constructeur.

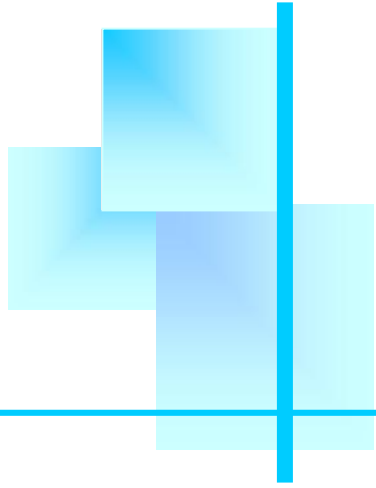
II.7. Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs

Type de compresseur	Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamique	
	alternatif	rotatifs	centrifuges	axiaux
avantages	-bien adaptés aux petits débits -peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions -relativement souple à exploiter	-peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit -débit régulier -fiabilité satisfaisante	-bien adaptés aux moyens débits de gaz -relativement souple à exploiter -excellente fiabilité	-très bon rendement -bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées -excellente fiabilité
inconvénients	-Débit pulsé -fiabilité moyenne au niveau des soupapes -avoir une machine en secours	-peu appliqué aux hautes pressions	-pas adapté aux faibles débits -phénomène de pompage à faible débit rend l'exploitation délicate	-rotors de grande taille, délicats à construire et coûteux

Table II.1. Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs

Conclusion

Dans ce chapitre, on a parler sur les différents type des compresseurs et on a concentrer sur les turbocompresseurs d'une manière générale , et le compresseur centrifuge d'une manière particulière [voir Annexe 2], car il a un très bon rendement et la pression élevée c'est notre but.



Chapitre III

*Compresseur centrifuge
type BCL305/C*

Introduction

L'unité de compression et réinjection de gaz TCF (turbo compressor facility), a été réalisée dans le but d'augmenter le taux de récupération des réserves de pétrole brut du gisement du de Rhourde El Baguel.

Le projet consiste à augmenter la pression du gisement par injection de gaz miscible.

On a dans l'unité de compression de gaz quatre trains de compressions A, B, C, D identiques ; et chaque train est un ensemble de trois compresseurs centrifuges couplés sur un même arbre et entraînés par une seule turbine à gaz MS 5002 (fabriqués par Nouvo Pignons). Et notre étude a été sur le compresseur centrifuge BCL305/c de troisième étage de train C.

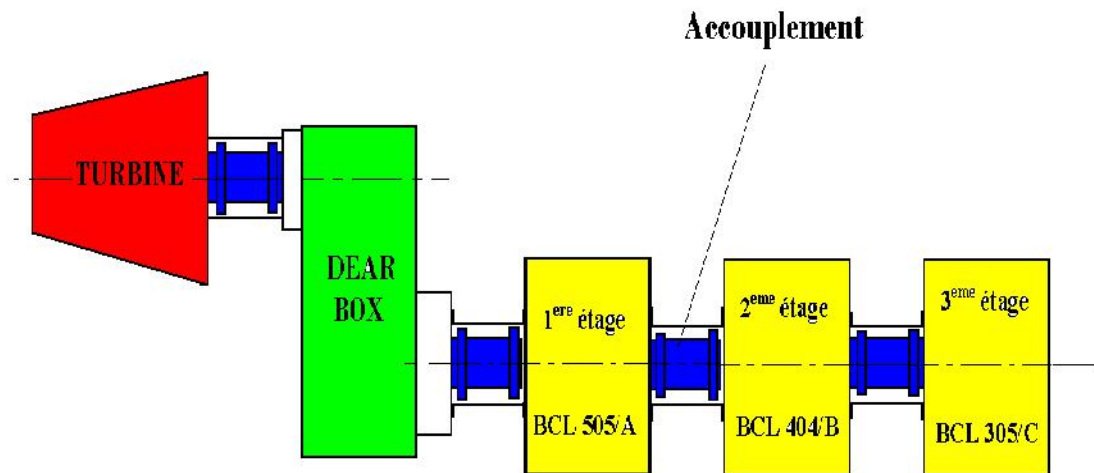


Figure III.1.train de compression « C » [1]

III.1.Description de compresseur type BCL [5]

La signification des symboles de code du compresseur BCL305/c est la suivante :

BCL 305/c

- B** : Type Barrel.
- C** : Impulser fermé.
- L** : Diffuseur.
- 30** : $30 \times 10 = 300$ Diamètre moyen en mm
- 5** : Nbr des roues.
- C** : Haut Pression de refoulement ≤ 500 bar.

III.2. Compresseur centrifuges type BCL/505 ,404 ,305

Les compresseurs faisant l'objet de ces spécifications sont :

- **1^{ère} étage BCL 505** : c'est un compresseur avec un étage de compression et un diamètre nominal de 500 mm à un arbre de cinq « 5 » roues.
- **2^{ème} étage BCL 404** : c'est un compresseur avec un étage de compression et un diamètre nominal de 400 mm à un arbre de quatre « 4 » roues.
- **3^{ème} étage BCL 305** : c'est un compresseur avec un étage de compression et un diamètre nominal de 300 mm à un arbre de cinq « 5 » roues.

Les corps des compresseur BCL 505/A, et BCL 404/B, ont été conçus pour une pression supérieure a la pression standard. Le compresseur BCL 305/C a été conçu pour une pression très haute.

III.3. La construction du compresseur BCL305/c [5]

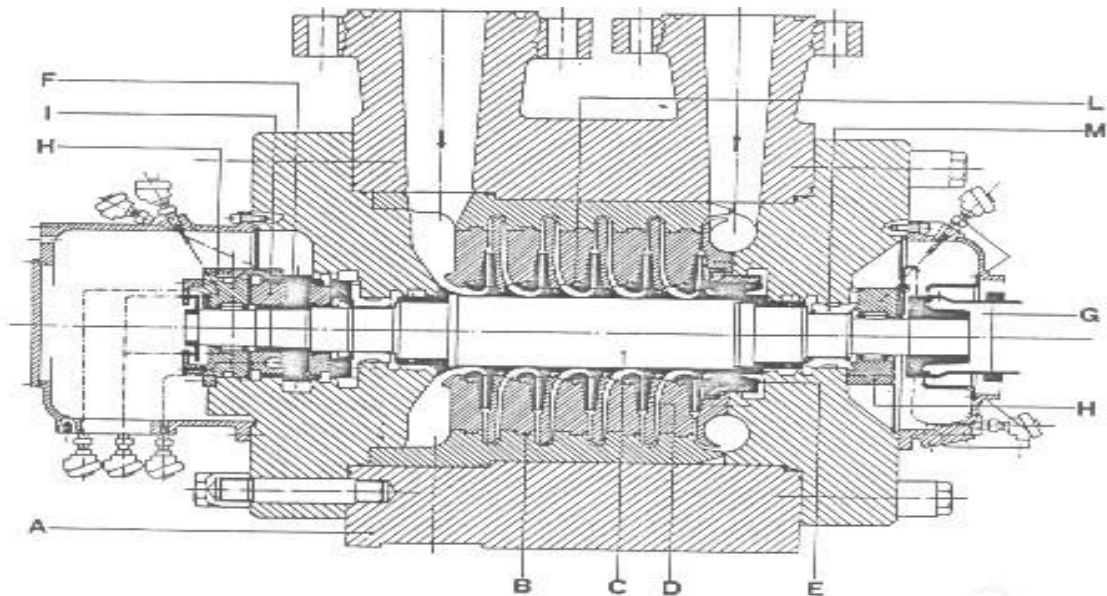


Figure III.2. Constitution des compresseurs centrifuges BCL [5]

- | | |
|------------------------------|--------------------|
| A- corps extérieur | I- palier de butée |
| B- diaphragmes | L- labyrinthe |
| C- arbre | |
| D- roues | |
| E- piston d'équilibrage | |
| F- collet du palier de butée | |
| G- rotor | |
| H- Paliers porteurs | |

Corps BCL 305/C

Le corp de compresseur BCL 305/C est en forme de barillet, il est fermé aux extrémités par deux brides verticales (brides de tête).

Les brides de tête et les surfaces d'accouplement sont usinées avec précision pour un assemblage optimal.

Les brides de tête et le corps sont serrés ensemble par des secteurs spéciaux (bague anti-coupe) placés en forme radiale.

Les tuyères du gaz (aspiration et refoulement) ne sont pas bridées, mais ils sont soudées au corps (brides, garniture fournies par **NUOVO PIGNONE**).

Quatre pieds ressortant de la ligne médiane horizontale sont placés sur des piliers spéciaux soutiennent le corps.

Les pieds à l'extrémité de l'accouplement sont pourvus de clavettes qui positionnent la machine en direction longitudinale.

Le positionnement de la machine en direction latérale est assuré par deux clavettes qui sont placés sur le socle. Elles sont utilisées dans des guides spéciaux du corps. Cette solution permet toute dilatation thermique sans changer l'alignement de la machine.

Les systèmes d'étanchéité aux extrémités du corps empêche toute perte du gaz de l'intérieure de la caisse.



Fig. III.3. Corps BCL 305/c [6]

Diaphragmes BCL

L'ensemble des diaphragmes, monté au tour de l'ensemble du rotor, constitue le composant statorique des étages de compression.

Les enceintes de diffusion sont constituées par des passages annulaires, c'est à travers les diaphragmes que l'énergie cinétique à la sortie des roues ou impulseurs est convertie en pression.

Les passages annulaires forment également les canaux des rotors qui acheminent efficacement, le gaz dans l'œil des roues ou impulseurs.

Les diaphragmes sont divisés selon un plan médian horizontal et sont montés à l'intérieur d'un contre corps, lui même divisé selon un plan médian horizontal formant ainsi deux paquets séparés.

Pour de très hautes pressions, il est nécessaire de **raidir** la structure de l'ensemble des diaphragmes ; on a recours alors à une double caisse en acier forgé (ASTM A 182 F22).

La position des demis- diaphragmes supérieurs dans la moitié supérieure du contre corps est effectuée au moyen de vis de blocage, ce qui permet de soulever le contre-corps sans faire tomber les diaphragmes.

Les étanchéités à labyrinthe sont installées dans les diaphragmes à proximité de tous les points internes de dégagement dans le but de minimiser les fuites de gaz provenant des zones de refoulement et d'aspiration des roues ou impulseurs.

Des bagues d'étanchéité, installées dans des rainures sur le pourtour du contre corps, empêchent toute fuite de gaz vers des zones à pression inférieure. voir le fig III.3

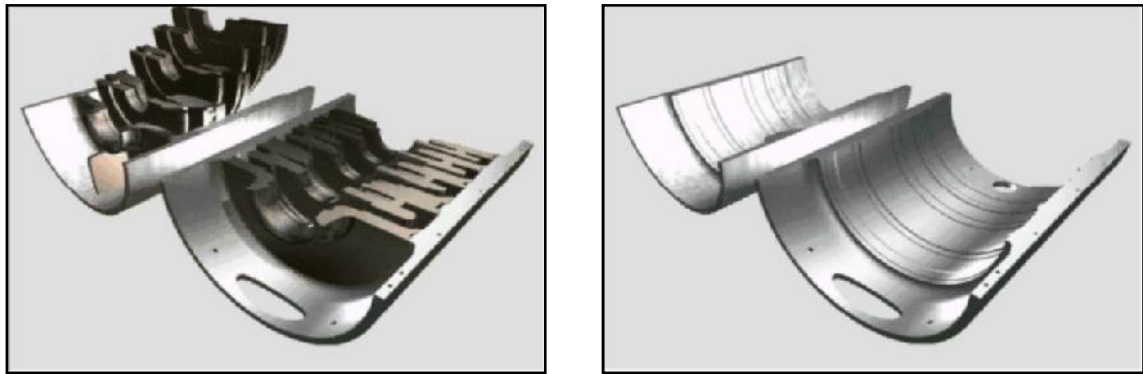


Fig. III.4. Diaphragmes BCL [1]

Rotor

Le rotor se compose d'un arbre sur lequel, sont installés les impulseurs et les bagues d'écartements sont montés à chaud sur l'arbre. Ils positionnent les impulseurs en direction axiale

et protègent les sections de l'arbre, (qui se trouvent entre les impulseurs), d'être en contact avec le gaz. L'impulseur est la partie de compresseur centrifuge qui augmente la vitesse du gaz. Les impulseurs sont de type fermé avec les aubages tournés vers l'arrière, montés à chaud et clavetés sur l'arbre.

Avant d'être monté sur l'arbre chaque impulseur est soumis à un équilibrage dynamique et à un essai de survitesse 15% supérieure à la vitesse nominale.

Pendant le fonctionnement du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dirigée vers le côté aspiration, cette poussée est produite par la différence de pression agissant sur le couvercle et sur le disque des impulseurs.

La poussée est presque totalement équilibrée par tambour d'équilibrage.

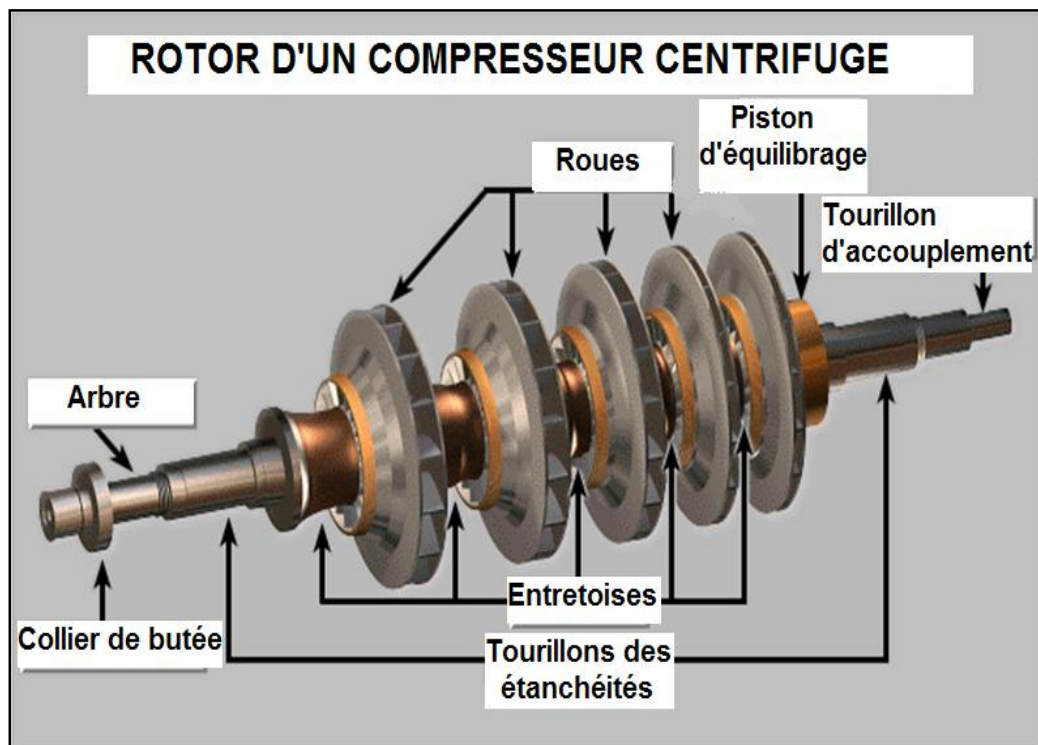


Fig. :III.5.rotor d'un compresseur centrifuge [6]

Tambour d'équilibrage BCL

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale dirigée du côté de l'aspiration, imputable aux différents efforts agissant sur les surfaces externes du couvercle et du moyeu de chaque roue.

La poussée est en grande partie équilibrée par le tambour d'équilibrage qui est un disque gabarié monté sur l'extrémité de l'arbre adjacent à la roue du dernier étage.

Le tambour d'équilibrage et son étanchéité à labyrinthe forment, avec l'étanchéité à labyrinthe en bout d'arbre, la chambre d'équilibrage.

Soumettant la chambre d'équilibrage à une pression plus basse (approximativement égale à la pression d'aspiration), on crée un différentiel de pression en sens opposé aux roues. Ceci est obtenu en reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur au moyen d'une tuyauterie de gaz d'équilibrage.

Le tambour a été conçu de façon à réduire considérablement la poussée axiale sans pour autant l'équilibrer entièrement. La poussée résiduelle est absorbée par le palier de butée assurant ainsi l'immobilité du rotor en direction axiale.

Le tambour d'équilibrage est fixé sur l'arbre. L'ensemble des roues, manchons-entretoises et tambour est fixé sur l'arbre au moyen d'un collier de serrage. Après avoir monté le tambour, le rotor sera à nouveau soumis à l'équilibrage dynamique.

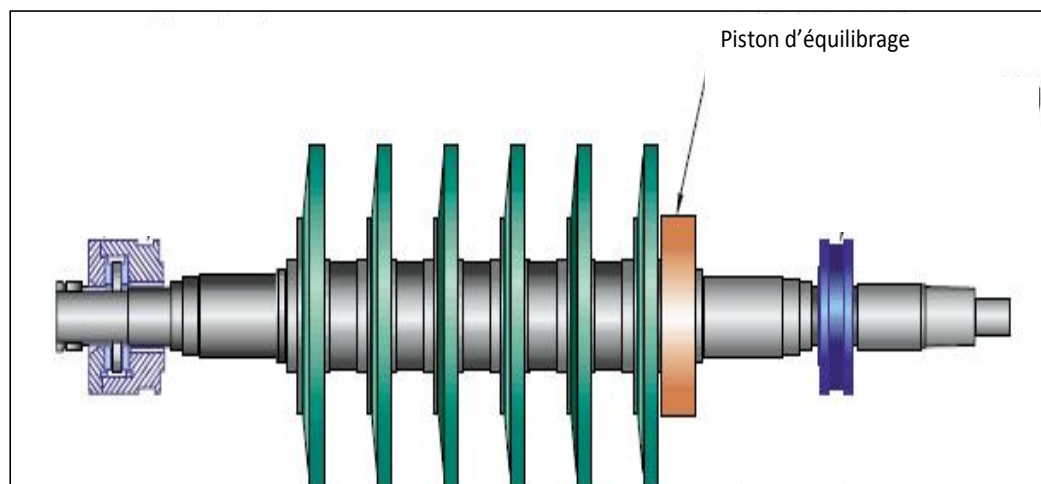


Figure III.6.piston d'équilibrage [1]

Paliers lisse

Les paliers lisses sont du type à patin oscillant et à lubrification forcée.

L'huile sous pression arrive aux paliers radialement et passe à travers des orifices pour lubrifier les patins et les taquets. L'huile sort ensuite latéralement.

Les patins peuvent osciller dans le carter aussi bien dans le sens radial que dans le sens axial, afin d'atténuer au maximum les vibrations radiales du rotor.

La rotation des patins dans le carter est bloquée par des goujons qui dépassent des vis fixées sur le carter.

Le palier est axialement positionné sur la bride de tête ou sur le corps du compresseur grâce à des vis.

Palier de Butée

Le palier de butée, monté sur l'une des extrémités du corps, est à double action, il est logé sur les deux côtés du collet de butée du rotor.

Sa conception est faite de telle façon à absorber le surplus de la poussée, qui agit sur le rotor est qui n'est pas été entièrement équilibrée par le tambour d'équilibrage.

Il est muni d'une bande élastique de raclage huile (oil control ring ou O.C.R) afin de minimiser toute perte de puissance due à la turbulence de l'huile dans la cavité du palier à causer par la haute vitesse de fonctionnement. Dans d'autre cas un anneau porte-palier forme une chambre annulaire autour du collet ayant ainsi la fonction d'O.C.R.



Fig. III.7. Schéma de palier de butée de compresseur BCL 305 [6]

Étanchéité à Labyrinthe (Interne)

Les étanchéités interne installées entre l'ensemble statorique et rotorique du compresseur servent à réduire les pertes de gaz qui peuvent se produire entre des zones à pressions différentes, elles sont de type labyrinthe, une étanchéité à labyrinthe se compose d'une bague dont la périphérie porte une série de lames ayant un jeu réduit avec le rotor.

Les bagues sont en alliage léger, résistant à la corrosion et de dureté inférieure à celle du rotor ; afin d'éviter l'endommager de rotor en cas de contact accidentel. Ces bagues sont fabriquées en deux moitiés ou quatre quarts.

La moitié supérieure de chaque bague est vissée ou diaphragme correspondant. Les demi-bagues inférieures peuvent être facilement enlevées en les faisant tourner dans leur logement sur les diaphragmes.

Les étanchéités sont montées en correspondance avec les composants de l'arbre suivants : les disques des roues, les manchons de l'arbre situés entre les roues et le tambour d'équilibrage.

Le même type d'étanchéité est installé au bout de l'arbre pour réduire les pertes de gaz de la partie interne du compresseur.



Fig. III.8. Garnitures à labyrinthe [6]

Etanchéité a gaz à sec

Les étanchéités sont placées aux extrémités de l'arbre des compresseurs pour empêcher la sortie du gaz de l'intérieur du compresseur.

Ces étanchéités se composent des étanchéités double à gaz à sec et étanchéité à labyrinthe pour les compresseurs BCL 505/A et BCL 404/B, des étanchéités triple à sec et étanchéités à labyrinthe pour le compresseur BCL 305/C.

Les étanchéités à gaz à sec sont fournies par JOHN CRANE UK Ltd.

III.4. Phénomène de pompage [5]

Dans le fonctionnement d'un compresseur, il existe un phénomène destructeur qu'il est absolument impératif d'éviter : le ''pompage''.

III.4.1. Définition

Par principe, le compresseur est relié à deux réseaux aux pressions différentes, l'aspiration (basse pression) et le refoulement (haute pression).

Le pompage d'un compresseur se produit lorsque le réseau à haute pression du refoulement se vide dans le réseau à basse pression de l'aspiration par un débit à contre-courant dans le compresseur.

Ce phénomène, qui peut avoir plusieurs causes, provoque une instabilité momentanée du réseau d'aération (cas où le gaz est de l'air).

Quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration, le compresseur retrouve des conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence.

Ces grandes fluctuations de débit portent donc le nom de pompage, en raison de la nature oscillatoire du phénomène de va-et-vient du débit.

III.4.2. Les causes possibles de pompage dans un compresseur centrifuge sont :

- Réduction de la densité du gaz, par exemple, due à un changement du poids moléculaire du gaz, ou due à une hausse de température T_1 à l'entrée.
- Réduction de la vitesse de rotation.

Si la pression exigée par la charge ne peut pas être produite par le compresseur à la nouvelle vitesse de rotation.

- ✓ Augmentation de la pression requise par la charge ou par le processus industriel servi par le compresseur.
- ✓ Blocage de n'importe quelle chaîne d'écoulement, d'aspiration ou de refoulement.

Déformation de la géométrie de la roue, par érosion, souillage, etc...

III.4.3. La lutte contre le pompage (ANTI SURGE)

Le pompage est un phénomène très violent qui met en jeu toute la masse de gaz présente dans la machine.

Le gaz ne traverse plus la machine régulièrement mais subit des mouvements alternatifs dans une partie ou dans la totalité du compresseur.

Il s'accompagne:

- **de vibrations** des aubages des roues.
- **d'inversion des poussées** axiales du rotor.
- **de vibrations** de très basse fréquence de l'ensemble du compresseur (grondements sourds) qui sont bien sûr extrêmement préjudiciables à la bonne tenue mécanique de la machine.

Le phénomène de pompage apparaît dans des zones de fonctionnement aux bas débits.

Il est donc possible de mettre en évidence dans un diagramme taux de compression-débit une zone de fonctionnement interdite limitée par une courbe appelée courbe limite de pompage.

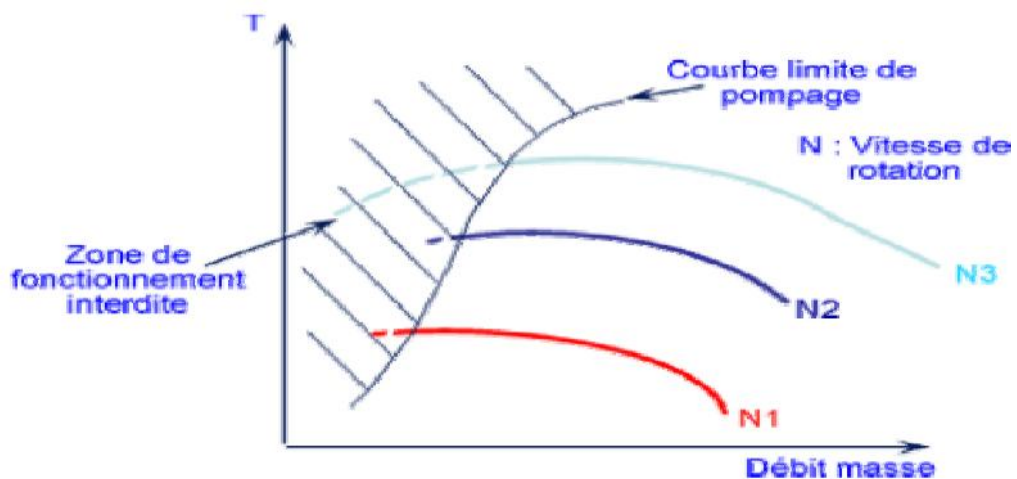


Fig. III.9. Zone de fonctionnement interdite [1]

Il est donc important d'assurer en permanence dans la machine un débit de gaz suffisant pour qu'elle travaille toujours au-dessus de la limite de pompage.

En pratique si le débit nécessaire par le procédé devient inférieur au débit limite de pompage, une régulation anti-pompage semblable à celle présentée dans la courbe ci-dessus permet d'assurer un débit dans le compresseur suffisant pour qu'il fonctionne dans une zone stable : l'excédent de gaz qui traverse la machine étant réfrigéré et recyclé à l'aspiration ou mis à l'atmosphère dans le cas de compresseur d'air.

De ce fait, on s'aperçoit que le fonctionnement d'un compresseur doit être monitoré de très près car le moindre problème peut avoir des conséquences très lourdes en termes de sécurité de l'équipement et de coût.

Une partie de ces paramètres est relevée sur les vues SNCC en salle de contrôle et sont historiés.

L'autre partie des paramètres est relevée directement sur la machine par l'opérateur.

Il est important d'apporter une attention particulière au bruit que fait le compresseur, en effet certaines variations de ce bruit sont annonciatrices de problèmes.

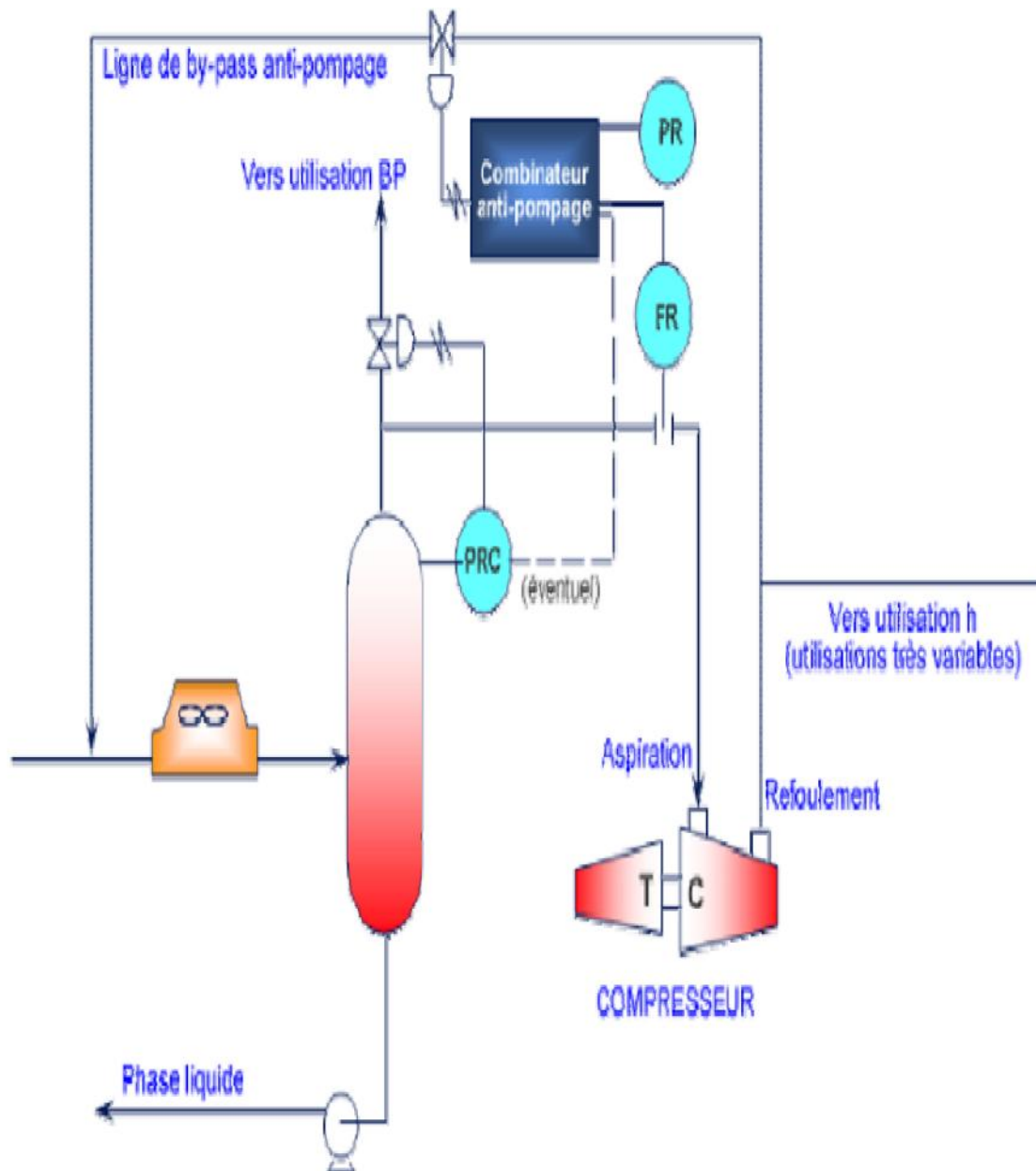


Fig. III.10. Ensemble de régulation d'anti-pompage d'un compresseur centrifuge. [1]

III.5. Système de graissage

Circuit de l'huile de graissage

Le bon fonctionnement du compresseur nécessite l'apport d'une quantité d'huile suffisante pour évacuer la chaleur dégagée par frottement et pour éviter le contact métal, dont le but d'éviter l'usure des paliers et de la butée.

Le système d'huile de lubrification est composé d'un réservoir, d'un filtre, d'un aérorefrigérant, d'une vanne de régulation de pression et d'autres accessoires de sécurité et de régulation.

L'huile est aspirée du réservoir et envoyée dans le circuit de lubrification par deux pompes, une principale et l'autre auxiliaire montées en parallèle, avec une soupape de surpression, et entraînées par des moteurs électriques. L'huile refoulée est refroidie par un aérorefrigérant équipé d'une vanne régulatrice de température qui a pour rôle de maintenir la température d'huile en aval de l'aérorefrigérant à 60°C.

A la sortie de l'aérorefrigérant 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.

Un réservoir de secours en cas d'urgence est monté à trois (03) mètres au-dessus de l'axe du compresseur, dont sa taille est calculée pour assurer l'alimentation d'huile suffisante en cas de défaillance dans le système principal d'huile de lubrification ou en cas de coupure de courant électrique.

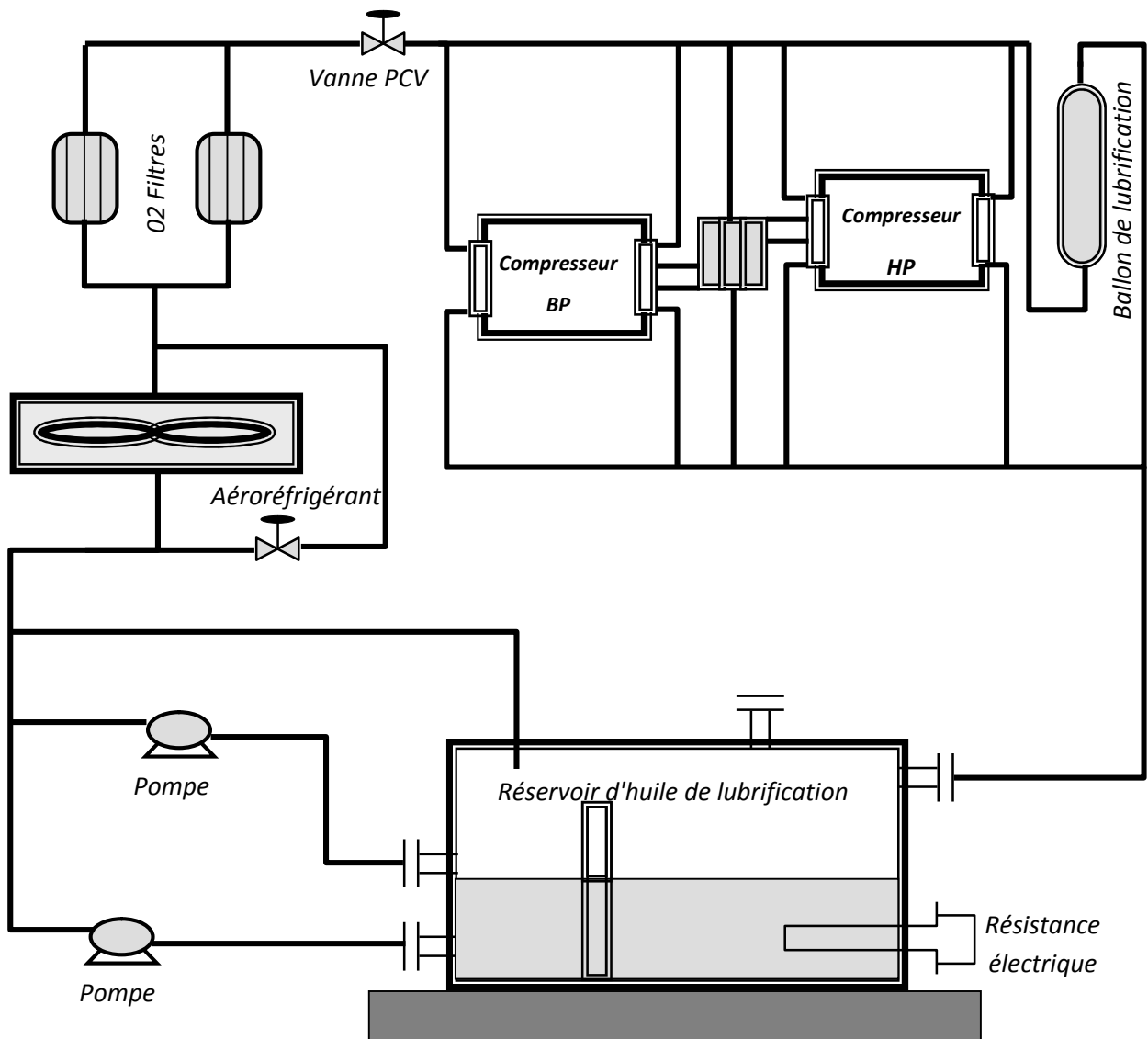


Fig.III.11.Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge [1]

III.6.Cause possible de mauvais fonctionnement de compresseur centrifuge BCL

Problèmes	Cause des problèmes
Faible pression au refoulement	-compresseur n'atteignant pas la vitesse. -température excessive à l'entrée du compresseur. -faible pression d'entrée -fuite de la tuyauterie de refoulement.
Faible pression d'huile de graissage	-faible niveau du gisement d'huile -aspiration de la pompe à huile bloquée -Fuite de la tuyauterie d'aspiration de la pompe à huile. -fuites dans le système d'huile
Présence d'eau dans l'huile de graissage	-condensation dans le réservoir -Fuite dans les tubes du refroidisseur d'huile de graissage.
Alignement incorrect de l'arbre	-déformation de la tuyauterie. -embase du compresseur ou de l'organe d'entraînement déformé. -cimentation défectueuse.
Température d'huile des paliers élevée	-débit insuffisant ou limite d'huile de graissage vers les paliers. -huile de graissage de mauvaise qualité -débit insuffisant de l'eau de refroidissement dans le refroidisseur huile de graissage. - Viscosité élevée d'huile. -présence de l'air dans l'huile de graissage.
Vibrations excessives	-assemblage incorrecte des pièces -déformation de la tuyauterie. -déformation de l'arbre en raison de chaleur ou de refroidissement irrégulier. -rotor endommagé.
Compresseur ne démarrant pas	-alimentation défectueuse. -Défaut de l'équipement de connexion ou de démarrage. -Faible pression d'huile arrêtant le manostat. -Défaut de panneau de commande.
Faible pression huile	-pompe à huile défectueuse. -huile froide. -filtre à huile encrassé
Surchauffe de la garniture	-graissage incorrect. -refroidissement insuffisant.
Température de refoulement élevée	-température d'entrée trop élevée.

Tableau III.1.cause possible de mauvais fonctionnement de compresseur

Conclusion

A travers ce chapitre nous pouvons conclure que la phénomène de pompage influe négativement sur le bon fonctionnement du compresseur et aussi sur la production.

Pour remédier à ce genre de problème, un système anti pompage est interposé entre aspiration et refoulement



Chapitre IV

Calcul de vérification

IV.1. Partie 1 : Calcul thermodynamique [9]

IV.1.1. but du calcul thermodynamique

Ce qui nous intéresse dans ce calcul est de déterminer le rendement " η " et la puissance consommée " P ", qui dépend des caractéristiques de compresseur et des caractéristiques du gaz comprimé et les conditions d'aspiration, à savoir : Température, Pression et Débit

IV.1.1.1. Les données de départ

a. Paramètres de fonctionnement du compresseur

- o Nombre des roues $N = 05$ roues.
- o Pression d'aspiration $P_a = 155.90$ bars.
- o Pression de refoulement $P_r = 224$ bars.
- o Température d'aspiration $T_a = 39.7^\circ\text{C}$.
- o Température de refoulement $T_r = 74.10^\circ\text{C}$.
- o Facteur de compressibilité du gaz $Z = 0.75$.
- o Débit volumique $Q = 1966.52 \text{ m}^3/\text{h} = 0.5462 \text{ m}^3/\text{s}$.
- o Vitesse de rotation de la turbine $HP = 5095 \text{ tr/min}$.
- o Vitesse de rotation de la turbine $BP = 4516 \text{ tr/min}$.
- o Masse moléculaire du gaz $\mu_{\text{mol}} = 23.467 \text{ kg / k mol}$.
- o Densité du gaz $D = 0.811$.
- o Taux de compression du compresseur

$$\tau_{\text{tot}} = P_{r(\text{Abs})} / P_{a(\text{Abs})} = 224 / 155.9$$

$$\tau_{\text{tot}} = 1.437.$$
- o Le rendement mécanique du compresseur : $\eta_{\text{mec}} = 0.95$.
- o Le rendement volumétrique du compresseur : $\eta_{\text{vol}} = 0.98$.

a.1) Compresseur centrifuge BCL 305/C

compresseur	Conditions d'aspiration	Conditions de refoulement
Pression "bar"	155.9	224
Température ($^\circ\text{C}$)	39.7	74.10
Poids moléculaire du gaz (kg / k mol)	23.467	

a.2) Caractéristique du gaz

Désignation des composants	Concentration moléculaire (X%)	Masse molaire (μ) (Kg/KMol)	Chaleur spécifique à pression constante (C_p) (Kj/Kg K)	Température critique (K)	Pression critique (bar)
CH ₄	65.66	16.04	2.208	191.1	46.4
C ₂ H ₆	16.03	30.07	1.718	305.6	48.8
C ₃ H ₈	7.61	44.09	1.630	370.0	42.5
i-C ₄ H ₁₀	0.73	58.12	1.626	408.3	36.5
n-C ₄ H ₁₀	2.30	58.12	1.642	425.6	38.0
i-C ₅ H ₁₂	0.33	72.15	1.605	461.1	33.3
n-C ₅ H ₁₂	0.02	72.15	1.630	470.6	33.7
C ₆ H ₁₄	0.4	86.17	1.622	508.3	30.3
C ₇ H ₁₆	0.01	100.20	1.617	540.6	27.4
N ₂	3.78	28.02	1.039	126.7	33.9
CO ₂	3.4	44.01	0.834	304.4	74.0

Tableau IV.1.caractéristique du gaz

IV. 1.2. Détermination de facteur de compressibilité (Z)

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

$$P_R = P / P_{cr}$$

$$T_R = T / T_{cr}$$

- Température critique du mélange: $T_{cr} = \sum (X_i \cdot T_{cri}) / 100 \Rightarrow T_{cr} = 228,18 \text{ K}$.
- Pression critique du mélange : $P_{cr} = \sum (X_i \cdot P_{cri}) / 100 \Rightarrow P_{cr} = 46,598 \text{ bars}$.

Les constantes A, B, C et D sont données dans le tableau [voir annexe 3]

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.

a) aspiration

On a :

$$T_{Ra} = T_a / T_{cr} ; \quad T_{Ra} = 317,97 / 228,55 = 1,39$$

$$P_{Ra} = P_a / P_{cr} ; \quad P_{Ra} = 161,20 / 46,310 = 3,345$$

Donc ;

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

$$Z_a = 3,48 \cdot (-0,2521 \cdot 1,39 + 0,3871) + 1,6087 \cdot 1,39 - 1,6635 = 0,7$$

$$Z_a = 0,70$$

b) refoulement

On a :

$$T_{Rr} = T_r / T_{cr} ; \quad T_{Rr} = 353 / 228,55 = 1,52$$

$$P_{Rr} = P_r / P_{cr} ; \quad P_{Rr} = 231,5 / 46,31 = 4,807 \text{sx}$$

Donc ;

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

$$Z_r = 4,807 \cdot (-0,2521 \cdot 1,52 + 0,3871) + 1,6087 \cdot 1,54 - 1,66635 = 0,80$$

$$Z_r = 0,80$$

$$Z_{moy} = (Z_a + Z_r) / 2 = (0,70 + 0,80) / 2 = 0,75$$

$$Z_{moy} = 0,75$$

- Température pseudo critique du mélange **228,55 K**.
- Pression pseudo critique du mélange **46,598 bars**.
- Densité du gaz de mélange **D = 0,811**.
- Facteur de compressibilité du gaz **Z = 0.75**.
- Pression pseudo réduite du gaz **4,235**.
- Température pseudo réduite du gaz **1,465**.

IV .1.3. Détermination de la constante spécifique du gaz

$$r = R / \mu_{mel}$$

D'où :

R : constante universelle des gaz parfaits.

μ_{mel} : masse moléculaire du mélange.

$$r = 8.314 / 23,311 = 0.356 \text{ KJ} / \text{Kg k.}$$

$$r = 0.356 \text{ KJ} / \text{kg } ^\circ\text{K.}$$

a. La masse volumique du mélange aux conditions normales

$$\rho_N = D. \rho_{\text{air}}$$

D'où : ρ_{air} : masse volumique de l'air.

D : densité réelle du gaz.

$$\rho_N = 0,811. 1,29 = 1,04619 \text{ kg/m}^3$$

b. Coefficient adiabatique

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

Donc :

$$K = C_p / (C_p - r)$$

Pour ce la détermination de la masse de chaque constitution

$$\begin{cases} X_i = M_i / \mu_i \\ M_i = X_i \cdot \mu_i \end{cases}$$

$$M_{C1} = 10,532.$$

$$M_{C2} = 4,820$$

$$M_{C3} = 3,355$$

$$M_{iC4} = 0,424.$$

$$M_{nC4} = 1,179.$$

$$M_{iC5} = 0,238.$$

$$M_{nC5} = 0,0144.$$

$$M_{C6} = 0,3446.$$

$$M_{C7} = 0,01002.$$

$$M_{N2} = 1,059.$$

$$M_{CO2} = 1,496.$$

c. Détermination de la concentration massique des composants

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

$$C_{C1} = 0,4488.$$

$$C_{C2} = 0,20539.$$

$$C_{C3} = 0,142966$$

$$C_{iC4} = 0,01806$$

$$C_{nC4} = 0,0502.$$

$$C_{iC5} = 0,01014.$$

$$C_{nC5} = 0,000613.$$

$$C_{C6} = 0,01468.$$

$$C_{C7} = 0,000426.$$

$$C_{N2} = 0,0451.$$

$$C_{CO2} = 0,0637.$$

d. Chaleur spécifique de mélange

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

$$= (2,208. 0,4488) + (1,718. 0,20539) + (1,63. 0,1422) + (1,626. 0,01806) + (1,642. 0,0502) + (1,605. 0,0104) + (1,63. 0,000613) + (1,622. 0,01468) + (1,617. 0,000426) + (1,039. 0,0451) + (0,834. 0,0637) = 1,8183$$

$$C_{pm} = 1,8183 \text{ KJ/Kg K.}$$

➤ Coefficient adiabatique :

$$K = C_p / (C_p - r) = 1,8183 / (1,8183 - 0,356)$$

$$K = 1,243.$$

IV. 1.4. Coefficient polytropique de compresseur

➤ Taux de compression

$$\tau_{tot} = P_r(ABS) / P_a(ABS) = 224 / 155,9 = 1,436.$$

➤ Taux de compression de chaque étage

$$\xi = (\tau_{tot})^{1/N} = (1,436)^{1/5} = 1,075 ;$$

D'où N : nombre d'étages = 05 impulseurs (roues).

➤ Coefficient polytropique

$$n = \frac{\log t_{\text{tot}}}{\left[\log t_{\text{tot}} - \log \left(\frac{T_r}{T_a} \right) \right]} = \frac{\log 1,436}{\left[\log 1,436 - \log \left(\frac{74,1 + 273}{39,7 + 273} \right) \right]}$$

$$n = 1,405$$

➤ Calcul des pressions intermédiaires

Connaissant le taux de compression, on pourra calculer facilement les pressions intermédiaires par la formule suivante :

$$P_{i+1} = \xi P_i$$

I : numéro de l'étage ;

P_i : pression de l'étage i ;

P_{i+1} : pression dans l'étage i+1.

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

Pressions en (bar)					
P_a	P_1	P_2	P_3	P_4	P_r
155,9	167,59	180,16	193,67	208,19	224

Tableau V.2. Des pressions intermédiaires

➤ Calcul des températures intermédiaires

$$\frac{T_{i+1}}{T_i} = \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

T_{i+1} : température dans l'étage i+1 ;

T_i : température de l'étage i.

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau suivant :

Températures en (K)					
T _a	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T _r
312,7	319,28	326,013	332,88	339,89	347

Tableau V.3.Des températures intermédiaires

VI .1.5. Calcul du travail adiabatique

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot r \cdot T \left[t^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right]$$

$$= \frac{1,243}{1,243-1} \cdot 0,75 \cdot 0,357 \cdot (39,7 + 273) \left[1,436^{\frac{1,243-1}{1,243}} - 1 \right]$$

$$W_{ad} = 31,305 \text{ KJ/Kg.}$$

IV .1.6.Calcul du travail polytropique

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

$$= 1,405 / (1,405-1) \cdot 0,75 \cdot 0,357 \cdot 312,7 [1,43^{(61,405-1)/1,405} - 1]$$

$$W_p = 31,84 \text{ KJ / Kg}$$

IV .1.7.Calcul du travail réel

$$W_r = K / (K-1) \cdot Z \cdot r \cdot T_a [\tau_{tot}^{(n-1)/n} - 1]$$

$$= 1,243 / (1,243-1) \cdot 0,75 \cdot 0,357 \cdot 317,97 [1,433^{(1,409-1)/1,409} - 1]$$

$$W_r = 46.952 \text{ KJ / Kg.}$$

IV .1.8. Calcul du rendement adiabatique

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} = 66\%$$

$$\eta_{ad} = 66\%$$

IV.1.9. Calcul de la hauteur polytropique

$$H_p = n / (n - 1) \cdot Z_a \cdot r \cdot T_a [\tau_{tot}^{(n-1)/n} - 1] = 1,405 / (1,405 - 1) \cdot 0,7 \cdot 0,356 \cdot 312,7 [1,436^{(1,405-1)/1,405} - 1]$$

$$H_p = 29,719 \text{ KJ / Kg.}$$

IV .1.10. Calcul du rendement polytropique

$$\eta_p = \frac{w_p}{w_r} = 31,84/46. = 0,678$$

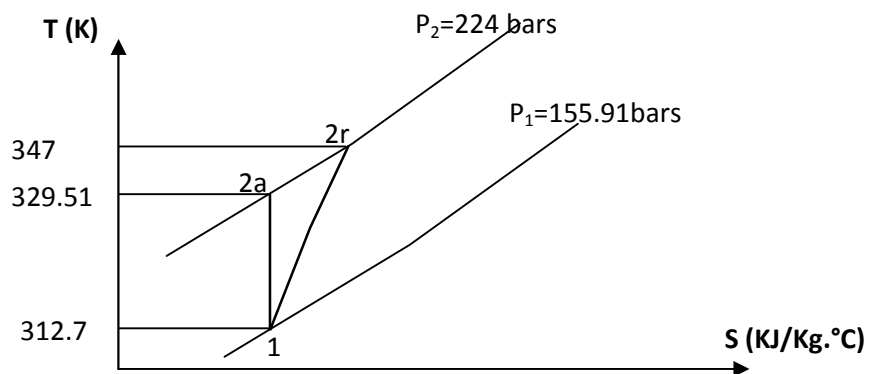
$$\eta_p = 67 \%$$

IV .1.11. Calcul du rendement global

$$\eta_{glo} = \eta_{ad} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mec} = 0,66 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \quad \eta_{mec} : (0,92 - 0,96)$$

$$\eta_{glo} = 0,614 = 61,4\%$$

Diagramme (T-S) du compresseur centrifuge



IV .1.12. Calcul de la puissance réelle du compresseur

$$N_r = Q_m \cdot W_r \quad \text{D'où :} \quad N_r : \text{puissance réelle.}$$

Q_m : débit massique.

Q_v : débit volumique.

1-13 Détermination de la masse volumique du gaz aux conditions d'aspiration :

$$r = \frac{P_a \cdot r_N \cdot T_N}{P_N \cdot T_a \cdot Z_a} \times 0.95$$

0.95 : Coefficient tient compte de la

Chute de pression dans la tubulure d'aspiration

$$r = \frac{155,9 \cdot 1,028 \cdot 273}{1,013 \cdot 312,7 \cdot 0,70} \times 0.95 = 187.45 \text{ Kg /m}^3$$

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = 187,45 \cdot 0,54625 = 102,39 \text{ Kg/s.}$$

$$N_r = Q_m \cdot W_r = 102,39 \cdot 46,952 = 4807,67 \text{ kw.}$$

IV. 1.14. Calcul de la puissance absorbée

$$N_a = N_r / \eta_p = 4807,678 / 0.678 = 7090.97 \text{ KW.}$$

PARIE 2

IV.2. calcul de la pousse axiale du compresseur BCL/c

IV.2.1. But du calcul

Pendant le fonctionnement normal, à l'intérieur du compresseur, se développe une poussée sur le rotor, cette poussée est due essentiellement à la distribution des pressions agissant sur la roue, qui doit être absorbée par le palier de la butée, mais la somme de ces poussées est souvent dépasse les capacités du palier de butée.

Alors, le cylindre d'équilibrage équilibre la partie majeure de la poussée axiale provenant des roues et le palier de butée absorbe le reste.

Dans cette partie du calcul on va vérifier l'équilibrage de poussée axial dans le compresseur centrifuge BCL 305/c.

IV.2.2. Calcul de la poussée axiale

1) La poussée axiale sur les roues

Tout corps baignant dans un fluide est soumis aux forces créées par la pression des fluides d'impulseur baignant lui aussi dans le liquide véhiculé et soumis aux forces exercées par la pression du liquide (sur l'impulseur).

On distingue trois (03) forces.

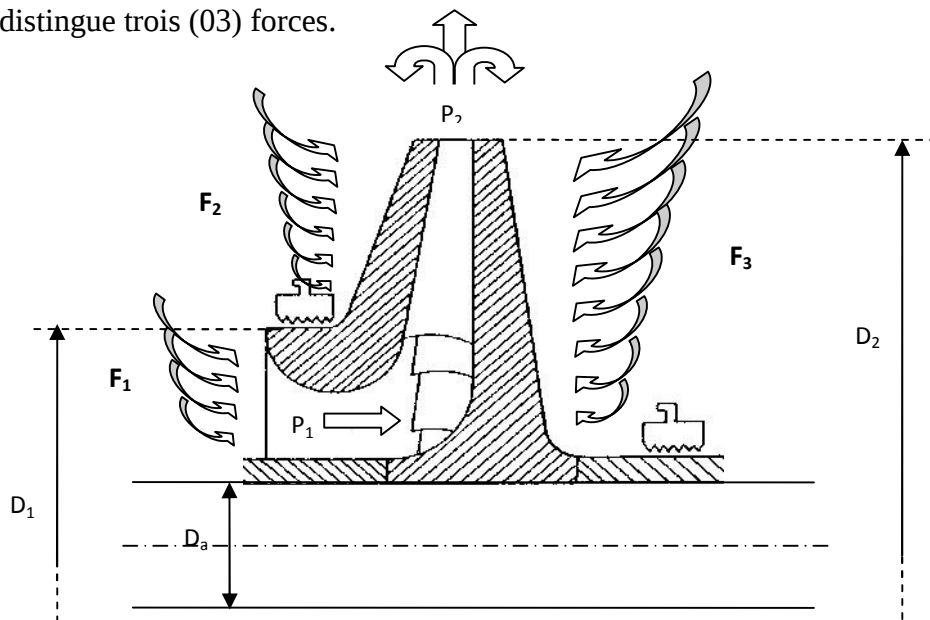


Figure IV.1. La poussée axiale sur l'impulseur [1]

F_1 : est la poussée dirigée vers le refoulement ; produite par la pression d'aspiration sur la face avant de l'impulseur entre les diamètres D_1 , D_a .

$$F_1 = P_{asp} \times \frac{\rho}{4} (D_1^2 - D_a^2)$$

F_2 : est la poussée dirigée vers le refoulement ; produite par la pression de refoulement sur la face d'impulsion entre D_2 et D_1

$$F_2 = P_{ref} \times \frac{\rho}{4} (D_2^2 - D_1^2)$$

F_3 : est la poussée dirigée vers l'aspiration ; produite par la pression de refoulement sur la face arrière de l'impulseur entre D_2 et D_a .

$$F_3 = P_{ref} \times \frac{\rho}{4} (D_2^2 - D_a^2)$$

La poussée axiale étant la poussée résultante, elle est dirigée contre l'aspiration et s'exprime par.

$$F_{Ap} = \frac{\rho}{4} (P_{ref} - P_{asp}) \times (D_1^2 - D_a^2)$$

La poussée axiale totale est la somme des effets agissants sur toutes les roues.

$$F_{a..total} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3}..... + F_{aN} \quad N: \text{nombre des roues.}$$

IV.2.3. Poussée axiale sur le piston d'équilibrage

Comme indique précédent dans le paragraphe précédent nous avons :

$$F_p = P_r \times S_{eq1} = \frac{\rho}{4} P_r (D_e^2 - D_1^2)$$

P_r : pression de refoulement

S_{eq1} : 1^{er} section de l'équilibrage.

D_e : diamètre de piston d'équilibrage.

$$F_a = P_a \times S_{eq2} = \frac{\rho}{4} P_a (D_e^2 - D_a^2)$$

P_a : pression d'aspiration.

S_{eq2} : 2^{ème} section d'équilibrage.

Alors la poussée axiale sur le piston d'équilibrage sera donnée par la formule suivante :

$$F_{a,piston} = F_a - F_p$$

3) Les données:

Diamètre de d'ouille d'aspiration $D_1 = 212 \text{ mm}$.

Diamètre de l'arbre $D_a = 147 \text{ mm}$.

Diamètre de piston d'équilibrage $D_e = 225 \text{ mm}$.

Pression d'aspiration $P_{asp} = P_a = 161,2 \text{ bars}$.

Pression de refoulement $P_{ref} = P_r = 231,5 \text{ bars}$.

❖ Poussée axiale sur les roues**1^{ère} roue :**

$$F_{a1} = \left(P_{ref} - P_{asp} \right) \frac{\rho}{4} \times \left(D_1^2 - D_a^2 \right) = \frac{\rho}{4} (167,59 - 155,90) \times \left[\left(0,212^2 \right) - \left(0,147^2 \right) \right]$$

$$F_{a1} = 0,214 \times 10^5 \text{ N}$$

2^{ème} roue :

$$F_{a2} = \left(P_{ref} - P_{asp} \right) \frac{\rho}{4} \times \left(D_1^2 - D_a^2 \right) = \frac{\rho}{4} (180,16 - 167,59) \times \left[\left(0,212^2 \right) - \left(0,147^2 \right) \right]$$

$$F_{a2} = 0,230 \times 10^5 \text{ N}$$

3^{ème} roue :

$$F_{a3} = \left(P_{ref} - P_{asp} \right) \frac{\rho}{4} \times \left(D_1^2 - D_a^2 \right) = \frac{\rho}{4} (193,67 - 180,16) \times \left[\left(0,212^2 \right) - \left(0,147^2 \right) \right]$$

$$F_{a3} = 0,247 \times 10^5 \text{ N}$$

4^{ème} roue :

$$F_{a4} = \left(P_{ref} - P_{asp} \right) \frac{\rho}{4} \times \left(D_1^2 - D_a^2 \right) = \frac{\rho}{4} (208,19 - 193,67) \times \left[\left(0,212^2 \right) - \left(0,147^2 \right) \right]$$

$$F_{a4} = 0,265 \times 10^5 \text{ N}$$

5^{ème} roue :

$$F_{a5} = \left(P_{ref} - P_{asp} \right) \frac{\rho}{4} \times \left(D_1^2 - D_a^2 \right) = \frac{\rho}{4} (224 - 208,19) \times \left[\left(0,212^2 \right) - \left(0,147^2 \right) \right]$$

$$F_{a5} = 0,289 \times 10^5 \text{ N}$$

Donc : la poussée axiale totale.

$$F_{a,\text{total}} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} + F_{a5}$$

$$F_{a,\text{total}} = 1,245 \cdot 10^5 \text{ N.}$$

❖ La poussée axiale sur le piston dequilibrage

$$F_p = P_{ref} \times \frac{p}{4} \times (D_e^2 - D_1^2) = 224 \times \frac{p}{4} \times \left[(0,225^2) - (0,212^2) \right]$$

$$F_p = 2,215 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_a = P_{asp} \times \frac{p}{4} \times (D_e^2 - D_a^2) = 155,9 \times \frac{p}{4} \times \left[(0,225^2) - (0,147^2) \right]$$

$$F_a = 3,55 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{a,\text{piston}} = F_a - F_p = (3,55 - 2,215) \cdot 10^5 = 1,3344 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$F_{a,\text{piston}} = 1,3344 \cdot 10^5 \text{ N}$$

❖ La poussée axiale sur le rotor

Elle est donnée par la différence algébrique des poussées axiales agissantes sur les roues et sur le piston d'équilibrage.

Donc :

$$F_{\text{résiduelle}} = F_{a,\text{roue}} - F_{a,\text{Cylindre}}$$

$$F_{\text{résid}} = (1,245 - 1,3344) \cdot 10^5 = - 0,0894 \cdot 10^5 \text{ N}$$

4) Interprétation des résultats :

Ce calcul nous indique le bon fonctionnement de compresseur ou du palier de butée en particulier.

3^{ème} partie :

IV.3.calcul de résistance [10]

IV.3.1. Mécanique

Le calcul mécanique consiste à vérifier la résistance de l'arbre à la flexion et torsion.

Les données nécessaires au calcul de l'arbre sont les suivantes:

- Les poids des différents étages de l'arbre seront considérés comme étant des charges réparties.
- Les poids des roues P_r des accouplements P_{ac} et du collet de butée P_{cb} seront pris comme étant des charges concentrées.
- Le schéma de calcul sera représenté sur la **Figure IV.1.**
- Matière de l'arbre : **Acier Allié 40Ni Cr Mo 7.**

Les caractéristiques mécaniques de ce matériau sont :

- La charge à la rupture $\sigma_r = 10^8 \text{ N/m}^2$;
- Limite d'élasticité $\sigma_e = 6,5.10^7 \text{ N/m}^2$;
- La vitesse de rotation $N = 10258 \text{ tr/min}$;
- La puissance délivrée $P = 7090.97 \text{ KW}$;
- Le coefficient de sécurité au niveau de l'arbre $n_s = 2$;
- La masse volumique $\rho = 7710 \text{ Kg/m}^3$.

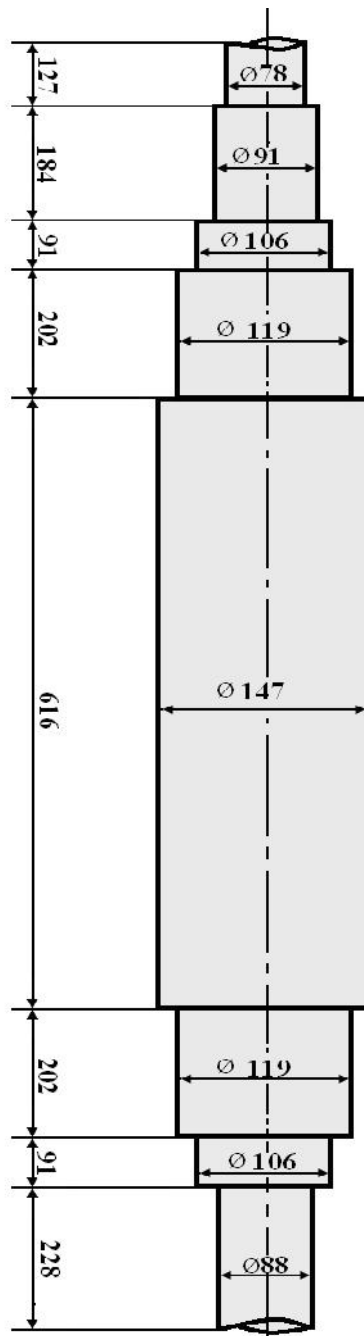


Figure .IV.2. Dessin de définition de l'arbre.

IV.3.2. Détermination des diagrammes des efforts tranchants et des moments fléchissant :

Ce calcul est basé sur la théorie des contraintes équivalentes pour la déformation mixte (torsion et flexion).

a) Force agissante sur l'arbre :

b : Largeur de la roue.

$$\begin{cases} b_1 = 11,5 \text{ mm}; \\ b_2 = 11,5 \text{ mm}; \\ b_3 = 10,2 \text{ mm} \\ b_4 = 10,2 \text{ mm}; \\ b_5 = 10,2 \text{ mm}. \end{cases}$$

D_{ex} : Diamètre de la roue.

$$\{ D_{ex} = 370 \text{ mm};$$

d_a : Diamètre de l'arbre.

$$\{ d_a = 147 \text{ mm};$$

$$P_r = \frac{1}{3} r \times g \times V_r = \frac{1}{3} 7710 \times 9.81 \times V_r = 25211,7 \times V_r$$

Avec :

V_r : Volume de la roue.

$$V_r = p \left(D_{ex}^2 - d_a^2 \right) \frac{b}{4} = p \left(0,37^2 - 0,147^2 \right) \frac{b}{4}$$

$$V_r = 0,090503 \times b \dots\dots\dots [\text{m}^3]$$

Donc :

- 1^{ère} roue : $P_{r1} = \frac{1}{3} \times 7710 \times 9,81 \times 0,0905 \times 0,0115 = 26,245 \text{ N}$
- 2^{ème} roue : $P_{r2} = \frac{1}{3} \times 7710 \times 9,81 \times 0,090503 \times 0,0115 = 26,245 \text{ N}$
- 3^{ème} roue : $P_{r3} = \frac{1}{3} \times 7710 \times 9,81 \times 0,090503 \times 0,0102 = 23,278 \text{ N}$
- 4^{ème} roue : $P_{r4} = \frac{1}{3} \times 7710 \times 9,81 \times 0,090503 \times 0,0102 = 23,278 \text{ N}$
- 5^{ème} roue : $P_{r5} = \frac{1}{3} \times 7710 \times 9,81 \times 0,090503 \times 0,0102 = 23,278 \text{ N}$

$$P_{rt} = \sum_{i=1}^n P_{ri} = P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{r5} = 122,324 \text{ N}$$

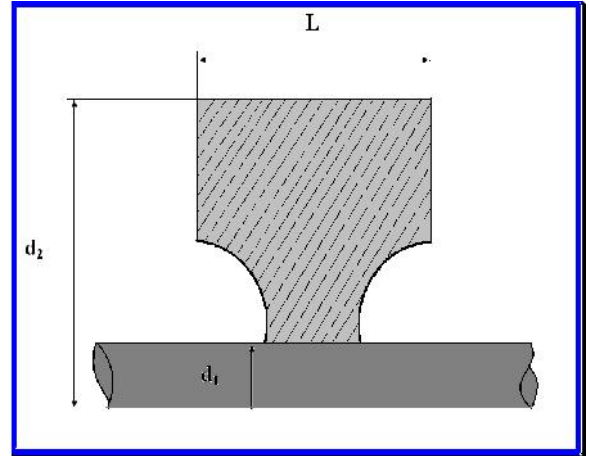
b) Poids du cylindre d'équilibrage :

Le volume du disque d'équilibrage :

$$V_{ce} = \frac{2}{3} \rho L \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right) \left(\frac{d_2 + d_1}{2} \right)$$

- $d_2 = 225 \text{ mm}$;
- $d_1 = 147 \text{ mm}$;
- $L = 98,3 \text{ mm}$.

Alors :



$$V_{ce} = \frac{2}{3} \rho 98,3 \left(\frac{225 - 147}{2} \right) \left(\frac{225 + 147}{2} \right) = 1493445,2842 \text{ mm}^3 = 1,493 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Donc le poids du disque :

$$P_{ce} = r \times g \times V_{de} = 7710 \times 9,81 \times 1,4934 \times 10^{-3} = 112,923 \text{ N}$$

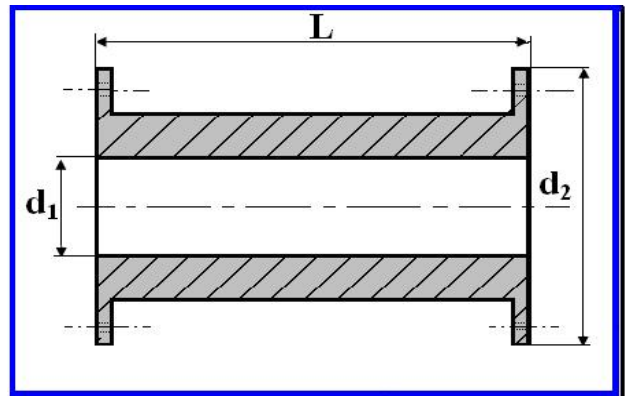
c) Poids du manchon d'accouplement :

Le volume du manchon d'accouplement :

$$V_{ma} = \rho L \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right) \left(\frac{d_2 + d_1}{2} \right)$$

- $d_2 = 133,4 \text{ mm}$;
- $d_1 = 84,28 \text{ mm}$;
- $L = 109 \text{ mm}$.

Alors :



$$V_{ma} = \rho 109 \left(\frac{133,4 - 84,28}{2} \right) \left(\frac{133,4 + 84,28}{2} \right) = 915362,0422 \text{ mm}^3$$

$$V_{ma} = 9,1536204 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Donc le poids de manchon d'accouplement :

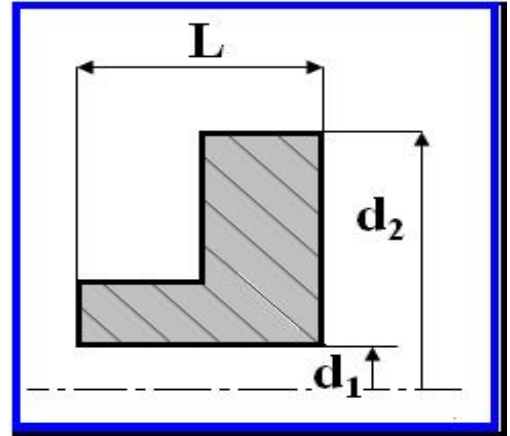
$$P_{ma} = r \times g \times V_{ma} = 7710 \times 9.81 \times 9,153624 \times 10^{-4} = 69,2061 \text{ N}$$

d) Le poids du collet de butée

Le volume de collet de butée est donnée par :

$$V_{cb} = p L \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right) \left(\frac{d_2 + d_1}{2} \right)$$

- $d_2 = 232,87 \text{ mm}$;
- $d_1 = 77 \text{ mm}$;
- $L = 126,87 \text{ mm}$.



$$V_{cb} = p \ 126,87 \left(\frac{232,87 - 77}{2} \right) \left(\frac{232,87 + 77}{2} \right) = 4812719,18465 \text{ mm}^3$$

$$V_{cb} = 4,81271 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Donc le poids du collet de butée :

$$P_{cb} = r \times g \times V_{cb} = 7710 \times 9.81 \times 4,81271 \times 10^{-3} = 364,01049 \text{ N}$$

e) Poids de l'arbre

Pour calculer le poids de l'arbre, on considère comme une suite de cylindres de même axe et différents diamètres.

$$P_{arbre} = \sum_{i=1}^n P_i \quad \text{Avec} \quad \begin{cases} P_i = r \times g \times V_i \\ V_i = \frac{p}{4} \times d_i^2 \times L_i \end{cases}$$

❖ P_i : Poids du cylindre (i) ;

❖ V_i : Volume de cylindre (i).

$$P_i = r \times g \times V_i = r \times g \times \frac{p}{4} d_i^2 \times L_i = 7710 \times 9,81 \times \frac{p}{4} \times d_i^2 \times L_i$$

$$P_i = 59403,618452 \times d_i^2 \times L_i$$

Le tableau suivant représenté les différents diamètres d_i et les longueurs L_i :

Tronçon	d_i [mm]	L_i [mm]
1 ^{er}	78	127
2 ^{eme}	91	184
3 ^{eme}	106	91
4 ^{eme}	119	202
5 ^{eme}	147	618
6 ^{eme}	119	202
7 ^{eme}	106	91
8 ^{eme}	88	228

Tableau V.4.les différents diamètres et les longueurs

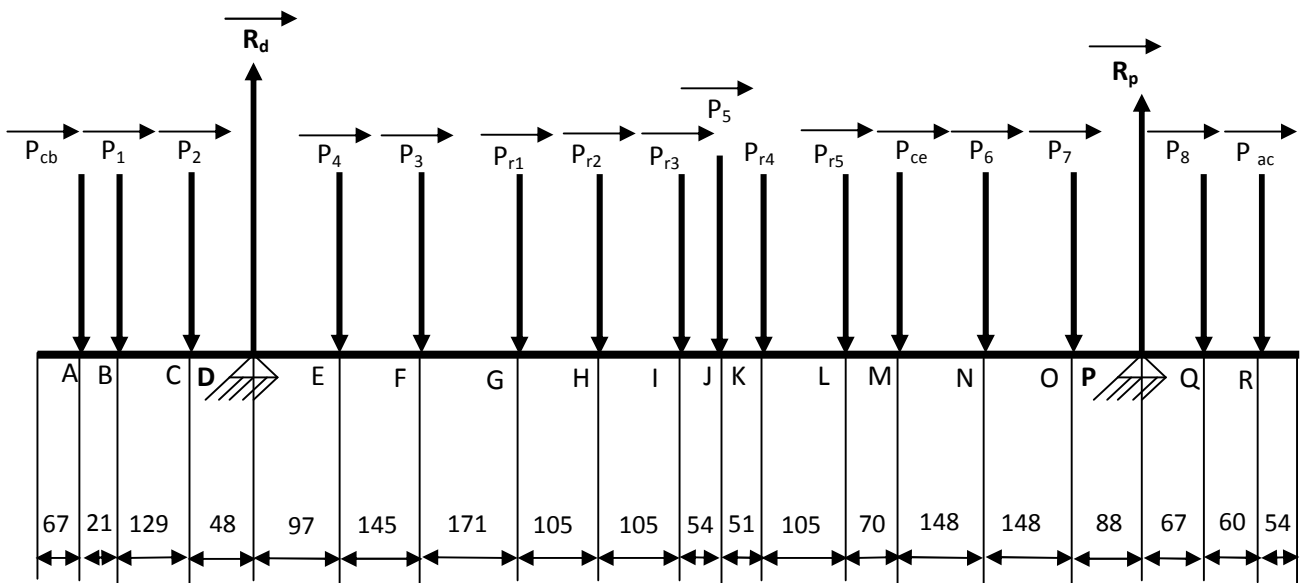
Donc :

- $P_1 = 59403,6184 \times (0,078)^2 \times 0,127 = 45,8992 \text{ N}$
- $P_2 = 59403,6184 \times (0,091)^2 \times 0,184 = 90,5135 \text{ N}$
- $P_3 = 59403,6184 \times (0,106)^2 \times 0,091 = 60,7387 \text{ N}$
- $P_4 = 59403,6184 \times (0,119)^2 \times 0,202 = 169,9253 \text{ N}$
- $P_5 = 59403,6184 \times (0,147)^2 \times 0,618 = 793,2974 \text{ N}$
- $P_6 = 59403,6184 \times (0,119)^2 \times 0,202 = 169,9253 \text{ N}$
- $P_7 = 59403,6184 \times (0,106)^2 \times 0,091 = 60,7387 \text{ N}$
- $P_8 = 59403,6184 \times (0,088)^2 \times 0,228 = 104,8849 \text{ N}$

IV.3.3.Calcul des réactions:

La somme des moments des forces appliquées sur l'arbre à l'équilibre ; nous permettant de calculer les réactions des efforts R_A et R_B comme représentés sur la figure suivant :

$$\begin{cases} \sum \vec{F} = \vec{0} \dots (1) \\ \sum M_D = 0 \dots (2) \end{cases}$$



$$\sum \vec{F} = \vec{0}$$

$$-\vec{P}_{cb} - \vec{P}_1 - \vec{P}_2 + \vec{R}_D - \vec{P}_3 - \vec{P}_4 - \vec{P}_{r1} - \vec{P}_{r2} - \vec{P}_{r3} - \vec{P}_5 - \vec{P}_{r4} - \vec{P}_{r5} - \vec{P}_{ce}$$

$$-\vec{P}_6 - \vec{P}_7 + \vec{R}_P - \vec{P}_8 - \vec{P}_{ma} = \vec{0}$$

$$\begin{aligned} \vec{R}_D + \vec{R}_P &= \vec{P}_{cb} + \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{P}_4 + \vec{P}_{r1} + \vec{P}_{r2} + \vec{P}_{r3} + \vec{P}_5 + \vec{P}_{r4} + \vec{P}_{r5} + \vec{P}_{ce} \\ &+ \vec{P}_6 + \vec{P}_7 + \vec{P}_8 + \vec{P}_{ma} \end{aligned}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$\begin{aligned} & P_{cb} \cdot DA + P_1 \cdot DB + P_2 \cdot DC - P_3 \cdot DE - P_4 \cdot DF - P_{r1} \cdot DG - P_{r2} \cdot DH \\ & - P_{r3} \cdot DI - P_5 \cdot DJ - P_{r4} \cdot DK - P_{r5} \cdot DL - P_{ce} \cdot DM - P_6 \cdot DN - P_7 \cdot DO \\ & + R_p \cdot DP - P_8 \cdot DQ - P_{ma} \cdot DR = 0 \end{aligned}$$

$$R_D = 925,551 \text{ N}$$

On remplace dans l'équation (1) et on a :

$$R_P = 1201,2541 \text{ N}$$

IV.3.4. Calcul des efforts tranchants

- $A < x < B \quad \Rightarrow T = -P_{cb} = -364,109 \text{ N.}$
- $B < x < C \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 = -410,008 \text{ N.}$
- $C < x < D \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 = -500,521 \text{ N}$
- $D < x < E \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 + R_D = 700,733 \text{ N.}$
- $E < x < F \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 + R_D - P_3 = 639,995 \text{ N.}$
- $F < x < G \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 + R_D - P_3 - P_4 = 470,07 \text{ N.}$
- $G < x < H \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 + R_D - P_3 - P_4 - P_{r1} = 443,817 \text{ N.}$
- $H < x < I \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 + R_D - P_3 - P_4 - P_{r1} - P_{r2} = 417,564 \text{ N.}$
- $I < x < J \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 + R_D - P_3 - P_4 - P_{r1} - P_{r2} - P_{r3} = 394,28 \text{ N.}$
- $J < x < K \quad \Rightarrow T = -P_{cb} - P_1 - P_2 + R_D - P_3 - P_4 - P_{r1} - P_{r2} - P_{r3} - P_5 = -399,07 \text{ N.}$
- $R < x < Q \quad \Rightarrow T = P_{ma} = 69,206 \text{ N.}$
- $Q < x < P \quad \Rightarrow T = P_{ma} + P_8 = 174,09 \text{ N.}$
- $P < x < O \quad \Rightarrow T = P_{ma} + P_8 - R_P = -751,461 \text{ N.}$
- $O < x < N \quad \Rightarrow T = P_{ma} + P_8 - R_P + P_7 = -690,723 \text{ N.}$
- $N < x < M \quad \Rightarrow T = P_{ma} + P_8 - R_P + P_7 + P_6 = -520,798 \text{ N.}$

- $M < x < L \quad \Rightarrow T = P_{ma} + P_8 - R_P + P_7 + P_6 + P_{ce} = -445,494 \text{ N.}$
- $L < x < K \quad \Rightarrow T = P_{ma} + P_8 - R_P + P_7 + P_6 + P_{ce} + P_{r5} = -421,21 \text{ N.}$
- $K < x < J \quad \Rightarrow T = P_{ma} + P_8 - R_P + P_7 + P_6 + P_{ce} + P_{r5} + P_{r4} = -398,926 \text{ N}$

IV.3.5.Détermination des moments fléchissant

On détermine les moments fléchissant agissants sur l'arbre dans le but de connaître les sections dangereuses (les plus sollicitées) pour cela on divise l'arbre en tronçon.

A < x < B $\Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x$

❖ $x = 0,067 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -24,388 \text{ N.m.}$

❖ $x = 0,088 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -32,032 \text{ N.m}$

B < x < C $\Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088)$

❖ $x = 0,088 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -32,032 \text{ N.m.}$

❖ $x = 0,217 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -84,991 \text{ N.m}$

C < x < D $\Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217)$

❖ $x = 0,217 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -84,991 \text{ N.m}$

❖ $x = 0,265 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -108,931 \text{ N.m}$

D < x < E $\Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217) + R_D(x - 0,265)$

❖ $x = 0,265 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -108,931 \text{ N.m}$

❖ $x = 0,362 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -40,951 \text{ N.m}$

E < x < F $\Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217) + R_D(x - 0,265) - P_3(x - 0,362)$

❖ $x = 0,362 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = -40,951 \text{ N.m}$

❖ $x = 0,507 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = 51,86 \text{ N.m}$

F < x < G $\Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217) + R_D(x - 0,265) - P_3(x - 0,362) - P_4(x - 0,507)$

❖ $x = 0,507 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = 51,86 \text{ N.m}$

❖ $x = 0,678 \text{ m} \quad \Rightarrow M_f = 132,261 \text{ N.m}$

$$\underline{G < x < H} \Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217) + R_D(x - 0,265) - P_3(x - 0,362) - P_4(x - 0,507) - P_{r1}(x - 0,678)$$

$$\diamond x = 0,678 \text{ m} \Rightarrow M_f = 132,261 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,783 \text{ m} \Rightarrow M_f = 178,873 \text{ N.m}$$

$$\underline{H < x < I} \Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217) + R_D(x - 0,265) - P_3(x - 0,362) - P_4(x - 0,507) - P_{r1}(x - 0,678) - P_{r2}(x - 0,783)$$

$$\diamond x = 0,783 \text{ m} \Rightarrow M_f = 178,873 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,888 \text{ m} \Rightarrow M_f = 213,116 \text{ N.m}$$

$$\underline{I < x < J} \Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217) + R_D(x - 0,265) - P_3(x - 0,362) - P_4(x - 0,507) - P_{r1}(x - 0,678) - P_{r2}(x - 0,783) - P_{r3}(x - 0,888)$$

$$\diamond x = 0,888 \text{ m} \Rightarrow M_f = 213,116 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,942 \text{ m} \Rightarrow M_f = 244,023 \text{ N.m}$$

$$\underline{J < x < K} \Rightarrow M_f = -P_{cb} \times x - P_1(x - 0,088) - P_2(x - 0,217) + R_D(x - 0,265) - P_3(x - 0,362) - P_4(x - 0,507) - P_{r1}(x - 0,678) - P_{r2}(x - 0,783) - P_{r3}(x - 0,888) - P_5(x - 0,942)$$

$$\diamond x = 0,942 \text{ m} \Rightarrow M_f = 244,023 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,993 \text{ m} \Rightarrow M_f = 223,678 \text{ N.m}$$

$$\underline{R < x < Q} \Rightarrow M_f = -P_{ma} \times x$$

$$\diamond x = 0,054 \text{ m} \Rightarrow M_f = -3,737 \text{ N.m.}$$

$$\diamond x = 0,114 \text{ m} \Rightarrow M_f = -7,889 \text{ N.m}$$

$$\underline{Q < x < P} \Rightarrow M_f = -P_{ma} \times x - P_8(x - 0,114)$$

$$\diamond x = 0,114 \text{ m} \Rightarrow M_f = -7,889 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,181 \text{ m} \Rightarrow M_f = -19,553 \text{ N.m}$$

$$\underline{P < x < O} \Rightarrow M_f = -P_{ma} \times x - P_8(x - 0,114) + R_P(x - 0,181)$$

$$\diamond x = 0,181 \text{ m} \Rightarrow M_f = -19,553 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,269 \text{ m} \Rightarrow M_f = 46,542 \text{ N.m}$$

$$\underline{O < x < N} \Rightarrow M_f = -P_{ma} \times x - P_8(x - 0,114) + R_P(x - 0,181) - P_7(x - 0,269)$$

$$\diamond x = 0,269 \text{ m} \Rightarrow M_f = 46,542 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,417 \text{ m} \Rightarrow M_f = 148,715 \text{ N.m}$$

$$\underline{N < x < M} \Rightarrow M_f = -P_{ma} \times x - P_8(x - 0,114) + R_p(x - 0,181) - P_7(x - 0,269) - P_6(x - 0,417)$$

$$\diamond x = 0,417 \text{ m} \Rightarrow M_f = 148,715 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,565 \text{ m} \Rightarrow M_f = 225,739 \text{ N.m}$$

$$\underline{M < x < L} \Rightarrow M_f = -P_{ma} \times x - P_8(x - 0,114) + R_p(x - 0,181) - P_7(x - 0,269) - P_6(x - 0,417) - P_{ce}(x - 0,565)$$

$$\diamond x = 0,565 \text{ m} \Rightarrow M_f = 225,739 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,635 \text{ m} \Rightarrow M_f = 256,898 \text{ N.m}$$

$$\underline{L < x < K} \Rightarrow M_f = -P_{ma} \times x - P_8(x - 0,114) + R_p(x - 0,181) - P_7(x - 0,269) - P_6(x - 0,417) - P_{ce}(x - 0,565) - P_{r5}(x - 0,635)$$

$$\diamond x = 0,635 \text{ m} \Rightarrow M_f = 256,898 \text{ N.m}$$

$$\diamond x = 0,740 \text{ m} \Rightarrow M_f = 301,191 \text{ N.m}$$

IV.3.6.Epures des Mf et T

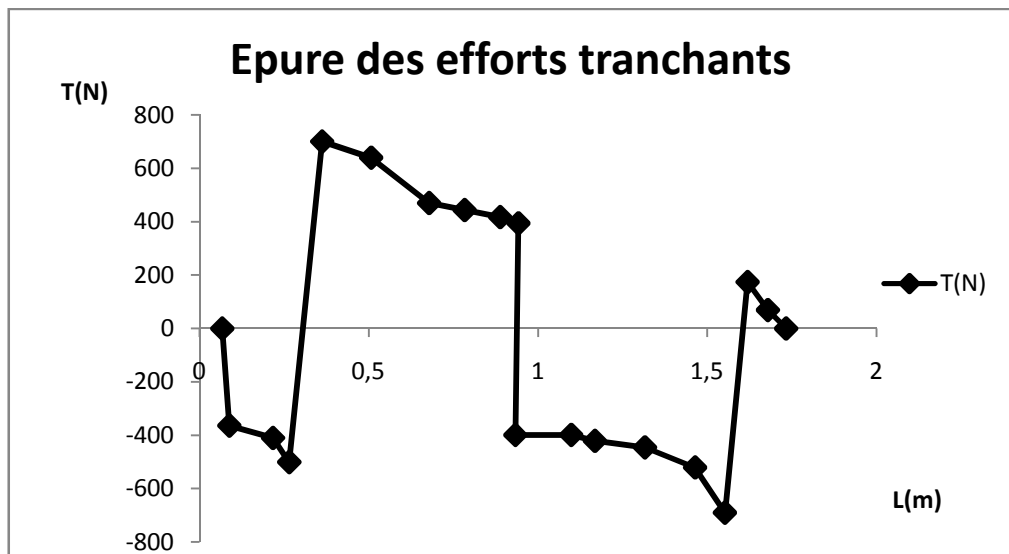


Figure IV.3.Epures des efforts tranchants

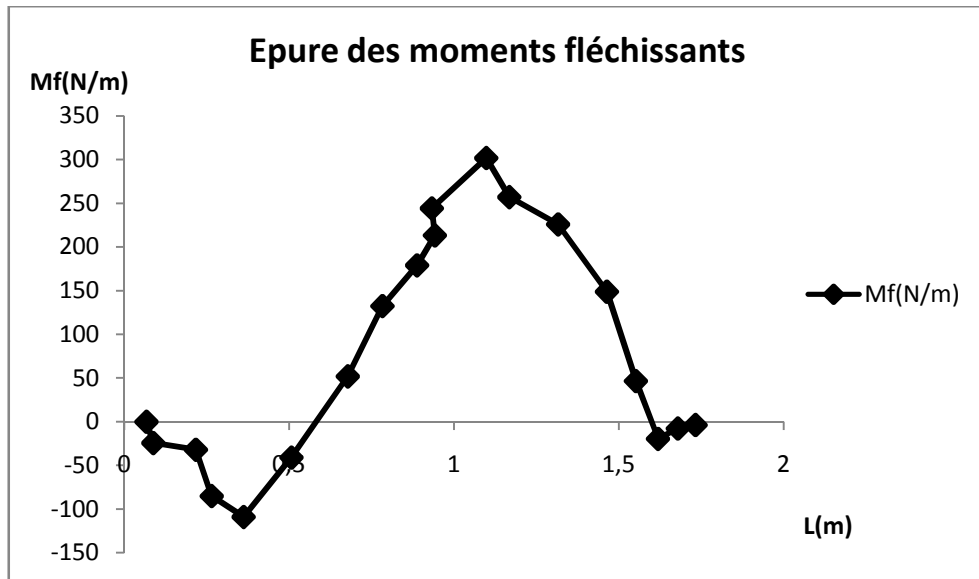


Figure IV.4.Epure des moments fléchissant

IV.3.7.Calcul du moment résultant total :

$$M_{eq} = \sqrt{M_f^2 + M_T^2}$$

M_t : Moment de torsion en [N.m] ;

M_{eq} : Moment équivalent en [N.m] .

$$M_T = \frac{N_{abs}}{\omega}$$

N_{abs} : puissance absorbée du compresseur en [KW] ;

ω : vitesse angulaire de l'arbre.

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{6,28 \cdot 10258}{60} = 1073,67 \approx 1074 \text{ rad/s}$$

- Le moment de torsion sera donc :

$$M_T = \frac{7090.97 \cdot 10^3}{1074} = 6602,39 \text{ N.m}$$

$$M_{eq} = \sqrt{301,191^2 + 6602,39^2}$$

$$M_{eq} = 6609,25 \text{ N.m}$$

- Vérification à la résistance.

✓ La contrainte réelle au niveau de la section dangereuse est :

$$\sigma_{eq} = \frac{M_{eq}}{W} = \frac{6609,25}{\frac{\pi D^3}{16}} = 1,0602 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

✓ Comparaison avec les contraintes admissibles :

$$\text{Contrainte admissible } [\sigma] = \frac{\sigma_e}{n_s} = \frac{6,5 \cdot 10^7}{2} = 3,25 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

REMARQUE : la contrainte agissant dans la section dangereuse ($1,0602 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$) est inférieure à la limite admissible de l'arbre ($3,25 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$).

IV.3.8. Condition de résistance à la flexion et à la torsion :

- La condition de résistance à la flexion et à la torsion est définie par :

$$\sigma_{rel} = \frac{M_{eq \max}}{W_x} \leq [\sigma]_f$$

D'où : $W_x = 0,1 d^3$: est le module axiale de résistance

Avec la valeur du diamètre de l'arbre

$$d_{cal} = \sqrt[3]{\frac{M_{eq \max}}{0,1 [\sigma]_f}} \leq d_{rel} [\text{mm}]$$

- $[\sigma]_f$: la contrainte admissible à la flexion telle que :

$$[\sigma]_f : B [\sigma]_r$$

B : le coefficient de passage de la contrainte de la traction à la contrainte de flexion.

B : 1,2 pour les aciers ordinaires et 1,3 pour les aciers alliés.

$$\sigma_r = \min [\sigma_e / n_e ; \sigma_r / n_r]$$

n_e et n_r les coefficients de sécurité d'après les normes française ; ils sont égaux respectivement 2 et 3

$$[s_r] = \min \left[\frac{6,5 \cdot 10^7}{2}; \frac{10^8}{3} \right]$$

Donc : $[s_r] = 2,26 \cdot 10^7 \text{ N.m}^2$

D'où la valeur du diamètre calculé :

$$d_{cal} = \sqrt[3]{\frac{6609,25}{0,1 \times 1,3 \times 2,26 \cdot 10^7}} = 0,131 \text{ m}$$

$$d_{cal} = 131 \text{ mm}$$

D'après ce calcul nous ne constatons que le diamètre réel de la section dangereuse

$d_{réel} = 147 \text{ mm}$ est supérieur à celui calculer ;

$d_{cal} = 131 \text{ mm}$ donc la condition à la flexion et la torsion est bien vérifiée.



Chapitre V

Maintenance et
entretien

Introduction

Après un certain temps d'exploitation tout équipements tend à se détériorer sous l'action de plusieurs phénomènes internes et externes tel que :

- L'usure corrosive et érosive.
- Déformation et dégradation due a l'excès de température et de pression.
- Détérioration ou défaillance dues a la négligence des consignes techniques d'exploitation.

Tous ces phénomènes peuvent endommager l'équipement et même de cause des dangers pour les personnels ainsi que des pertes de matériels qui vont entraîner des pertes de productions considérables.

Pour assurer le maintien des équipements industriels et de diminuer de leur taux de défaillance, il faut mettre en œuvre un système de maintenance adéquat, et agir rapidement lorsqu'elle survient a fin d'augmenter la possibilité du matériel (production continue).

V.1. Notions générales sur la maintenance

La maintenance est définie comme étant l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un dispositif, un équipement ou un système dans des états spécifiques ou en mesure d'assurer un service bien déterminé.

C'est donc effectuer des opérations (dépannage, graissage, visite, réparation, etc....), Qui permettent de conserver le potentiel du matériel, pour assurer la continuité et la qualité de la production et garantir la finalité des équipements en moindre coût.

V.2. Objectif de la maintenance

La fonction maintenance joue un rôle de plus en plus centrale dans l'entreprise, elle contribue a augmente la productivité et diminuer les coûts engendres par les arrêts de production causes par les pannes, assurer un bon état des équipements et des installations elles tendent a occupées une place prépondérante dans l'entreprise grâce a ses objectifs qui sont :

- ✓ Assurer de la production prévue ;
- ✓ Respecter les délais prévus ;
- ✓ Maintenir la qualité du produit fabriqué ;
- ✓ Rechercher le coût optimum ;
- ✓ Améliorer la sécurité du travail.

V.3. Politique de la maintenance [7]

Pour assurer la réalisation de ces objectifs, il est nécessaire de définir les différents aspects, et ce en fonction de la nature de l'équipement et des moyens disponibles. Pour ce la, on doit tenir compte des :

- **Prévision à long terme** : liée à la politique de l'entreprise et permettent l'ordonnancement des stocks d'investissements.
- **Prévision à moyen terme** : la volonté de maintenir le potentiel d'activité, conduit à diminuer les fréquences de mobilisations du matériel et l'arrêt qui perturbe la production.
- **Prévision court terme** : dans ce cas, le service de maintenance s'efforcera de réduire les immobilisations du matériel et le coût de ces interventions.

V.4. Types de maintenance

les différents types de maintenance sont résumés dans la figure(IV.1), Le choix et l'adoption du type de maintenance dépendent de :

- L'objectif de l'entreprise ;
- Du comportement et exploitation du matériel ;
- Du coût de la maintenance ;
- Du fonctionnement du matériel ;
- Du coût des pertes de production.

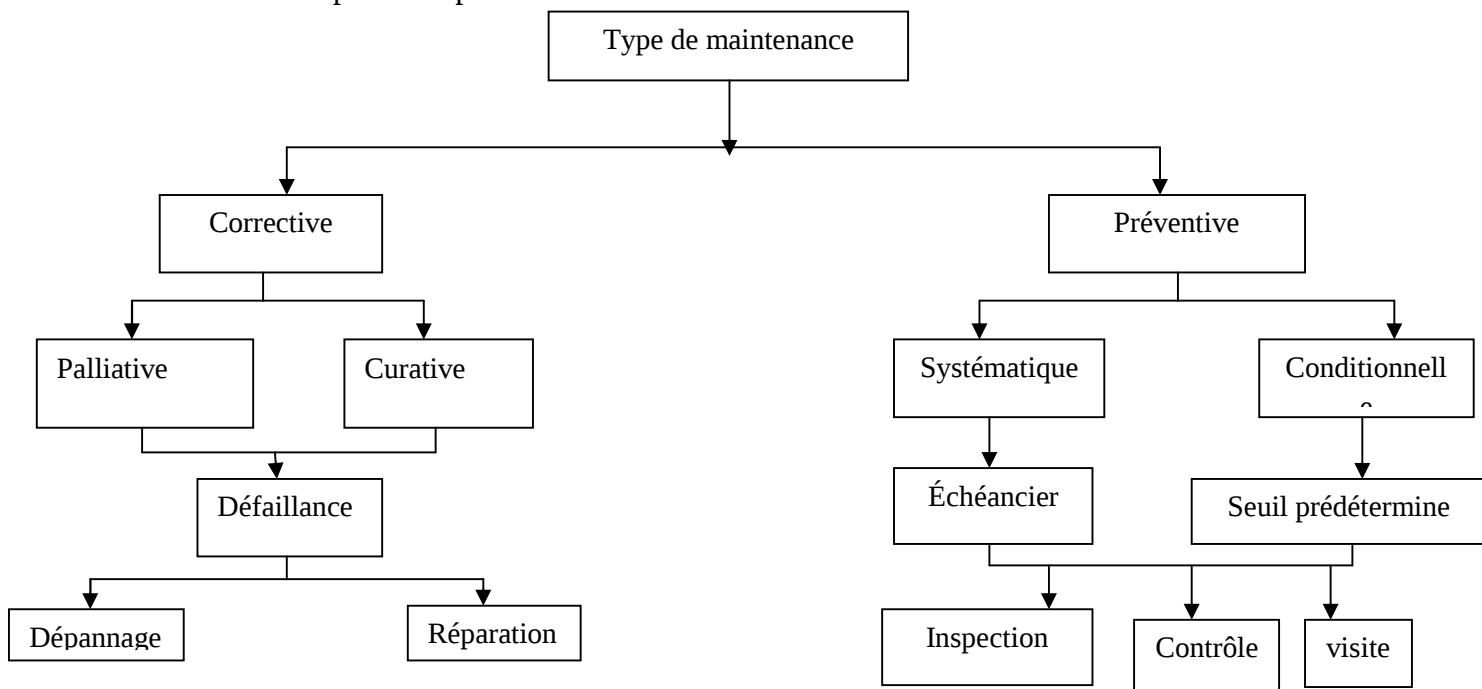


Fig V.1. Types de maintenance

V.4.1. Maintenance corrective

C'est la maintenance effectuée après défaillance. Cette dernière est définie comme étant l'altération ou la cessation d'un équipement qui donne à accomplir la fonction requise. Elle Peut être palliative ou curative ;

V.4.1.1.Maintenance palliative

Activités de maintenance corrective destinées à permettre à un bien d'accomplir provisoirement tout ou une partie d'une fonction requise.

Note: Appelée couramment "dépannage", la maintenance palliative est principalement constituée d'actions à caractère provisoire qui devront être suivies d'actions curatives.

V.4.1.2.Maintenance curative

Activités de maintenance corrective ayant pour objet de rétablir un bien dans un état spécifié ou de lui permettre d'accomplir une fonction requise. Ces activités peuvent être des réparations.

V.4.2. Maintenance préventive

C'est la maintenance qui permet d'éviter la défaillance des matériels pendant son utilisation, l'analyse du coût doit mettre en évidence un gain par rapport à la défaillance qu'elle permet d'éviter. La maintenance préventive pour objectif :

- ✓ L'augmentation de la durée de vie du matériel ;
- ✓ La diminution de la probabilité des défaillances en service ;
- ✓ La prévention et la prévision des interventions de maintenance corrective coûteuses ;
- ✓ La permission de bonnes conditions à la maintenance corrective ;
- ✓ Eviter la consommation anormale de l'énergie ;
- ✓ L'amélioration des conditions de travail du personnel de production ;
- ✓ La diminution des causes d'accidents graves.

Cependant nous pouvons distinguer deux sortes de maintenance préventive, l'une systématique et l'autre conditionnelle.

V.4.2.1. Maintenance préventive systématique

Elle est effectuée selon un échéancier établi suivant le temps ou le nombre d'unités d'usage. Elle s'applique dans les cas suivants : réservoirs sous pression, équipements dont

l'accident risque de provoquer des conséquences graves (avions, trains, etc.), et enfin les équipements ayant un coût de défaillance élevé.

V.4.2.2. Maintenance préventive conditionnelle

C'est la maintenance préventive subordonnée à un type d'événements prédéterminés (auto, diagnostics, information d'un capteur, mesure d'une usure...). Elle dépend donc et fait intervenir des informations recueillies en temps réel. Elle se caractérise par la mise en évidence des points faibles et leur mise sous surveillance pour prendre une décision d'une intervention lorsque le seuil est atteint, mais le contrôle y demeure systématiquement.

Tous les matériels sont concernés par ce type de maintenance préventive.

V.5. Les opérations de la maintenance

V.5.1. Corrective

Dépannage

C'est l'action sur un équipement en vue de la remettre en état de fonctionnement. Le dépannage est une opération de maintenance corrective et n'a pas de condition d'application particulière. La connaissance du comportement du matériel et du mode de dégradation est indemnisable.

Le dépannage s'applique en générale sur équipement qui travail en continu.

Réparation

C'est une intervention limite de la maintenance corrective après panne et défaillance. L'application de la représentation peut être décidée immédiatement à la suite d'un incident ou défaillance soit après un dépannage pour la maintenance corrective, soit après une visite pour une maintenance préventive.

V.5.2. Préventives

Inspection

Ce sont des activités de surveillance constante à relève périodiquement des anomalies simple d'exécution et ne nécessitent pas d'outillages spécifiques ou l'arrêt des équipements.

Visite

Ce sont des opérations de surveillance de la maintenance préventive systématique.

Contrôle

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préalablement établies suivies d'un jugement le contrôle peut comporter une activité d'information ; inclure une décision d'acceptation, rejet.

Révision

C'est l'ensemble des actions examens de contrôle et des interventions effectuées en vue d'assurer l'équipement contre toutes défaillances majeures, pendant un temps ou pour un membre d'unité d'usage donnée. On distingue les révisions partielles et les révisions générales.

Il est toutefois nécessaire d'effectuer une série d'inspection cyclique et de contrôle en mesure de garantir la continuité de fonctionnement des machines.

Il répare ou prévient la panne autrement dit rétablit le bon fonctionnement initial.

Il peut être.

V.6. Entretien du compresseur BCL 305/C [7]

V.6.1. Mise en route

Les instructions forment un guide pour aider l'opérateur au moment de la mise en route et ensuite pendant le fonctionnement du compresseur centrifuge.

Il est évident que le compresseur ne doit jamais tourner sans pression ni débit d'huile de lubrification. Pour éviter un endommagement des paliers. De même il est tout aussi indispensable d'avoir un débit d'huile d'étanchéité, car c'est cette huile qui assure la seule lubrification des anneaux d'étanchéité. Les anneaux seraient sérieusement endommagés si on les faisait tourner à sec.

Il ne faut donc en aucun cas faire tourner le compresseur tant que les circuits d'huile de lubrification et d'étanchéité ne sont pas tous deux en service.

De même, on n'alimentera jamais le compresseur en gaz sans qu'il y ait un débit d'huile dans les joints d'étanchéité prévenant toute fuite et passage de gaz dans le compartiment des paliers.

Si l'on doit purger la tuyauterie de gaz de procédé avant la mise en route et faire passer tout le débit de gaz de purge par le compresseur, il faut que le circuit d'huile de lubrification soit en

service. Ceci est nécessaire pour éviter l'endommagement des paliers car le débit de gaz de purge pourrait mettre en mouvement le rotor du compresseur et cela :

1. Se conformer aux instructions de mise en route des fabricants de l'entraînement principal et des équipements auxiliaires.
2. Regarder si la purge des corps de compresseur est complètement fermée après évacuation de tout condensat .
3. Vérifier que le système d'huile de lubrification est en service et que l'alimentation d'huile du compresseur se fait aux pressions et température.
4. Vérifier que le système d'huile d'étanchéité est en service et que l'huile arrive au compresseur à la bonne pression.
5. procédure générale à respecter en plus des instructions que l'on trouve dans le manuel opératoire.
6. Si l'on doit fermer la vanne d'aspiration principale sur la tuyauterie de gaz technologique du compresseur, soit pour faciliter la mise en route, soit pour des raisons technologiques liées à l'unité, il faut la rouvrir le plus vite possible pour éviter une surchauffe des corps de compresseur et du rotor.
7. S'il existe une soupape de balayage sur la tuyauterie de refoulement, il faut l'ouvrir complètement avant le démarrage, puis la refermer progressivement lorsque le compresseur est monté en vitesse.
8. Il ne faut pas faire fonctionner un compresseur lorsqu'il y a pompage. Un fort pompage est facilement détectable par un « battement » audible du compresseur, des vibrations et de grandes fluctuations de pression et de débit au refoulement. Un pompage partiel n'est toujours audible mais peut être détecté en cas de conditions instables de pression et de débit au refoulement.

V.6.2. Arrêt :

1. Lorsque cela est possible, réduire la charge, ou bien à la fois la charge et la vitesse de l'entraînement principale, en assurant un refroidissement, si cela est prévu dans les instructions du constructeur éviter de provoquer le pompage du compresseur.
2. Arrêter l'entraînement principal en ce conformant aux instructions des constructeurs. Les pompes à huile d'étanchéité et de lubrification doivent être laissées en fonctionnement jusqu'à l'arrêt de la rotation du groupe par inertie. Eviter de provoquer le pompage du compresseur.

3. Si cela est spécifié dans le manuel opératoire, fermer les vannes d'aspiration et de refoulement du compresseur. Si on les laisse ouvertes et que le système est sous pression, le circuit d'étanchéité doit rester en fonctionnement.
4. Le compresseur est soumis à la pression maximale.
 - a) Laisser le système d'étanchéité en fonctionnement.
 - b) Ne pas laisser la pression dépasser la valeur indiquée dans la section spécifications.
 - c) Poursuivre une surveillance « de service » de la console d'huile et du compresseur (réservoir d'huile d'étanchéité sous pression et purgeurs d'huile).

V.6.3. Entretien courant

Entretien courant, y compris la périodicité des révisions partielles et générales, il dépend en grande partie du type du gaz comprimé et du régime de fonctionnement du groupe en continu ou non. Le degré d'encrassement, d'érosion ou de corrosion internes du compresseur ne peut être estimé d'une façon précise. On envisagera de procéder à des contrôles pour évaluer le degré d'encrassement, etc. surtout si l'on constate une baisse progressive des performances du compresseur.

Les instructions peuvent aider à mettre au point des modalités d'entretien convenant à l'utilisation donnée du groupe.

V.6.3.1 Une fois par jour

- 1) Relever et noter toutes les pressions et températures qui ne sont pas enregistrées automatiquement par des appareils de mesure. La liste ci-dessous des principaux relevés à faire. Cependant, toutes les installations sont différentes et c'est de la bonne connaissance de l'installation que l'opérateur déduira quels sont les relevés vitaux pour la bonne marche des équipements.
 - a) Température des paliers du compresseur ;
 - b) Température et pression au refoulement et à l'aspiration du gaz procédé du compresseur ;
 - c) Température et pression de l'huile de lubrification et d'étanchéité en amont et en aval de refroidisseur et du filtre.
 - d) Pression de l'huile de lubrification aux paliers du compresseur.
 - e) Pression différentielle de l'huile d'étanchéité aux joints d'étanchéité du compresseur.

- 2) Il est recommandé à l'opérateur de faire une liste des valeurs normale de service des pression, température, pression différentielle, etc..., spécifiées dans le présent manuel et les autres manuels des constructeurs des équipements associés. En outre, il est recommandé de faire également une liste des écarts maximaux admissibles par rapport aux conditions normales.

Note : un enregistrement continu de ces valeurs, visuellement ou par des moyens automatiques, n'est d'aucune utilité si ces relevés ne sont pas contrôlés et des mesures prophylactiques prises si nécessaire. Dans les conditions normales de service, la durée de vie de toutes les pièces mécaniques dépend du bon sens et du soin apporté par l'opérateur.

- 3) En plus de l'équipement principal, toutes les pompes à huile de lubrification, etc..., doivent être contrôlées en ce qui concerne leurs performances par rapport aux instructions du constructeur.
- 4) Si les lignes d'air instrument sont équipées de purgeurs à commande manuelle pour l'évacuation des condensats, ouvrir le robinet de purge et le refermer après purge.

V.6.3.2 Une fois par semaine:

- 1) L'installation comprend des filtres à huile type duplexe. Contrôler la pression différentielle (qui indique le degré d'encrassement) et mettre en service le filtre qui n'est pas en fonctionnement. Ne pas passer d'un ensemble à l'autre si la pression différentielle n'est pas excessif. Avant de passer à l'ensemble de réserve, s'assurer qu'il est rempli d'huile et qu'il a été purgé de tout air. On peut commuter les ensembles duplexe à simple vanne de transfert sans qu'il y ait nécessité d'arrêt de l'ensemble du groupe. S'assurer que l'ensemble qui été en service est nettoyé et prêt au réemploi.
- 2) Contrôler la commande de la pompe à huile auxiliaire, si cela est possible pendant la procédure d'entretien.

V.6.3.3.Tous les trois mois :

- 1) Si le fonctionnement de l'installation le permet, contrôler tous les dispositifs d'arrêt d'urgence.
- 2) Réétalonner tous les appareils de mesure dont la précision et sujette à caution.
- 3) Contrôler l'acidité, la sédimentation, la viscosité et la teneur en eau de l'huile de lubrification. Si le contrôle en montre la nécessité, changer l'huile et la cartouche filtrante. La perte de charge au filtre ne doit pas être supérieur à $1,05 \text{ Kg / Cm}^2$ de pression différentielle.

V.6.3.4. Une fois par an ou à intervalles correspondant à un cycle complet de l'installation « révision générale » :

- 1) Préparer préalablement tout le matériel nécessaire pour procéder à un contrôle de l'alignement des accouplements immédiatement après l'arrêt du groupe compresseur entérinement. Enregistrer les mesures prises et procéder au recalage de l'alignement pendant la révision, si nécessaire. A chaque extrémité du compresseur sont prévues des deux cotés des tiges d'alignement visuel servant à contrôler l'alignement « à chaud ».
- 2) Ouvrir et inspecter les refroidisseurs d'huile. Les nettoyer si nécessaire.
- 3) Si possible, nettoyer complètement le réservoir d'huile.
- 4) Démonter le compresseur et vérifier l'état des paliers, joints d'étanchéité, roues, etc. vérifier tous les jeux entre extrémités des ailettes et les parois du corps. Nettoyer tous les éléments internes et remplacer tous les anneaux et garnitures d'étanchéité, etc., qui auraient été endommagés pendant le démontage.
- 5) Remonter le compresseur et régler l'alignement si nécessaire.
- 6) Contrôler le degré d'usure, de frettage des accouplements et les remplacer, si nécessaire.
- 7) resserrer tous les boulons d'ancrage, les boulons des brides, les raccordements de la ligne d'air instrument, etc.
- 8) inspecter tous les équipements auxiliaires : accouplements des pompes, vannes de réglage, etc.

Conclusion

Dans ce chapitre en a parlé sur la maintenance et l'entretien du compresseur centrifuge de type BCL et on peut tenir que :

-Avant le démarrage ou la mise en pression du corps, refermer tous les robinets de purge et de vérifier le système de lubrification et d'étanchéité.

-Avant de remettre en route le compresseur après un arrêt normal, s'assurer que toutes les purges du corps sont ouvertes pour évacuer tous les condensats.

Si l'arrêt du groupe a été provoqué par le déclenchement d'une alarme automatique, s'assurer que l'on a effectivement détectée la cause de cet arrêt et qu'on y a remédié. Avant redémarrage.



Chapitre VI

Sécurité

Introduction

Après une exploitation continue d'un champ pétrolier, la pression interne du gisement diminue, cela entraînera la diminution des paramètres de la tête du puits et par conséquent la dégradation des paramètres de production, pour remédier ce problème et pour améliorer les conditions initiales du gisement dont la pression interne est faible, un apport de pression de l'extérieur est nécessaire.

Le maintien de pression de ces gisements est réalisé par 4 trains, turbo compresseur c'est-à-dire 3 compresseurs entraînés par une turbine à gaz. Dans chacun des trains

Plusieurs causes comme corrosion, surpression...Etc. Peuvent entraîner des dégâts destructifs même incontrôlables tel que, UVCE (Un confined Vapeur Cloud Explosion) qui veut dire : explosion de gaz à l'air libre. Ou bien feu de jet (feu chalumeau) comme le nom l'indique c'est un feu sous forme de chalumeau dans une seule direction.

La prévention et l'intervention sur les installations classées dangereuses tel que les compresseurs est primordiale avant toute mise en service, pour cela le système turbo compresseur est doté par des détecteurs gaz, température et UV aussi d'un système intervention automatique poudre et CO2.

VI.1.Définition de la sécurité

Elle est l'ensemble des mesures et des moyens techniques et d'hygiène dont la fiabilité est de créer des bonnes conditions de travail, en limitant l'influence des facteurs industriels, les accidents et les maladies professionnelles et mettre en évidence les méthodes de réduction des accidents donc d'augmenter la production ou le rendement.

VI.2La fonction sécurité du groupe sonatrach

C'est d'améliorer les performances en matière santé, sécurité et environnement, étant un élément clé de sa stratégie, sonatrach a créé une structure chargée de présenter la fonction sécurité et définir les règles générales applicables aux différentes unités dans ce domaine.

La volonté de l'entreprise est, non seulement respect des dispositions réglementaires et les recommandations professionnelles et de mettre en œuvre les meilleures pratiques, mais également de chercher constamment à améliorer ces performances dans le domaine de sécurité, la protection, et de l'environnement.

VI.3. Mission de la sécurité

Elle assure deux fonctions principales :

- ✓ Objectifs :
 - Prévention : réduire la probabilité de l'événement
 - Protection : limiter la gravité de l'événement redouté
 - L'intervention : limite les dégâts
- ✓ Comment atteindre ces objets :
 - Technique : fiabilise les équipements
 - Organisation : améliorer les méthodes de travail
 - Management : améliorer l'encadrement
 - Comportement : formaliser et respecter les consignes

VI.3.1. Notion de base des accidents

a) La notion de danger

Propriété intrinsèque d'une substance ou d'une situation physique de pouvoir provoquer des dommages pour la santé humaine et/ou l'environnement

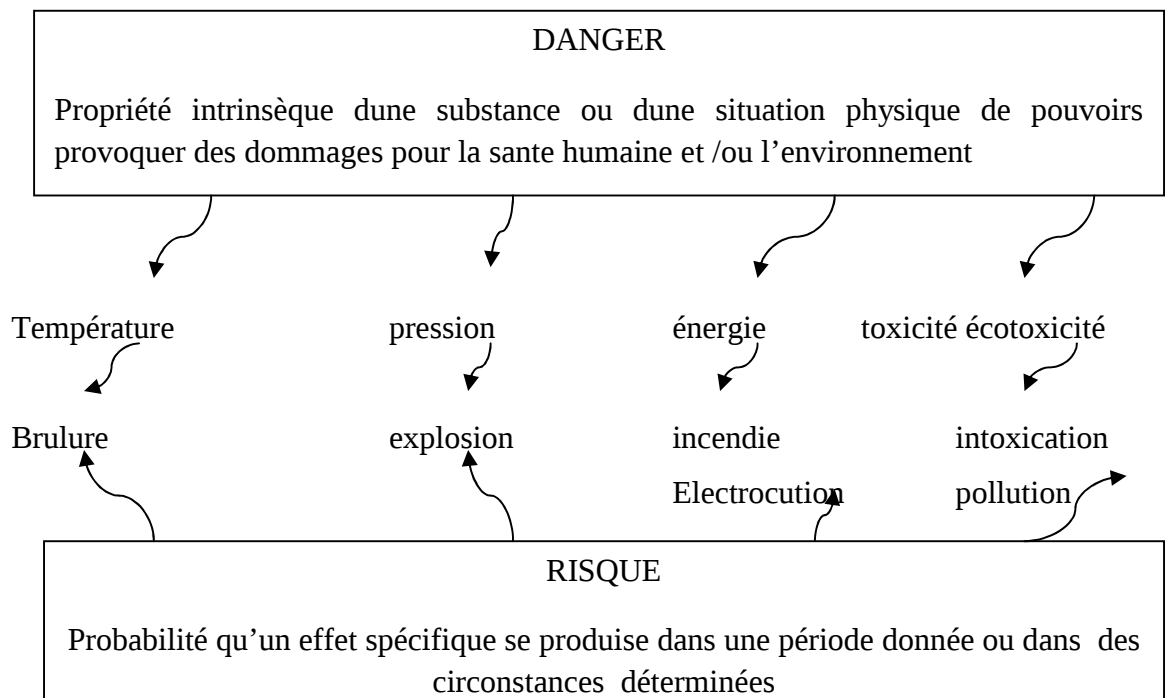
b) La notion du risque

Probabilité qu'un effet spécifique se produise dans une période donnée ou dans des circonstances déterminées

c) La notion de l'accident

Est lorsque l'homme exposé à un danger et entre en contact avec ce dernier.

VI.3.2. Relation cause à effet [1]



VI.4.Les incendies

Les incendies peuvent être dû à une imprudence, à une négligence des ouvriers aux consignes de sécurité ou d'autres causes. Les produits et matériaux présentant des dangers d'inflammation doivent être conservés dans des endroits spécialement aménagés à cet effet.

VI.5.Les différents feux

Les feux sont évidemment divers que sont nombreux, les différents corps combustibles susceptibles d'alimenter un incendie, mais l'expérience a montré qu'on pouvait les chasser en un petit nombre de catégories. Tous les feux d'une même catégorie étant justiciables d'un même agent extincteur.

VI.5.1. Classe A, Feux dit secs

Bois, textile, papiers, etc....Apparemment simple.

Les feux dits secs peuvent être difficile à combattre dans la mesure où il se forme une combustion lente avec braise. Le moyen d'extinction est du l'eau.

VI.5.2. Class B, Feux dit gras

Matière grasse et hydrocarbure, huile, graisses, peintures, essences, etc... En général ces feux ne présentent pas de combustion lente, la disparition de flamme correspond à la fin de l'incendie, son moyen d'extinction est de CO₂.

VI.5.3. Class C, Feux dit électrique

Très dangereux, il peut avoir des origines électriques soit survenir à proximité d'appareils électriques, sans aucune origine électrique.

VI.5.4. Class D, Feux dit spéciaux

Films cinématographiques, magnésium, etc...

Heureusement ces feux sont très peu répandus, car il nécessite pour leur extinction un matériel et des techniques.

VI.6 : Etude de danger sur les turbocompresseurs

La station de compression comporte plusieurs machines telle que la turbine à gaz, le compresseur servant à comprimer le gaz pendant son fonctionnement, ce tableau représente les différents danger :

Equipement ou produit : système turbocompresseur			
Situation de danger	Causes	Conséquences	Mesures de sécurité
Perte de confinement de la caisse à l'huile de lubrification au niveau du Turbo Compresseur	Corrosion	Feu de nappe Feu de torche UVCE	Capteur de niveau d'huile dans la caisse
Perte de confinement de la canalisation d'alimentation de la chambre de combustion de la TAG	Corrosion Surpression	Feu de torche Explosion UVCE	Détecteur de gaz Manomètre de pression ; vanne
Echauffement des paliers, du rotor, vibrations désolidarisation de l'accouplement de la turbine	Toutes causes confondues	Effets missile	Système de refroidissement ou graissage
Perte de confinement de la ligne d'arrivée des gaz HP sur le ballon d'aspiration	Corrosion Surpression	Feu de torche Explosion UVCE	Détecteur de gaz
Perte de confinement de la ligne de sortie gaz du ballon refoulement	Surpression Corrosion	Feu de torche Explosion UVCE	Détecteur de gaz

Tableau VI 1 : Etude de danger sur les turbocompresseurs

VI.6.1. Le système de détection des trains : Les 4 turbocompresseurs utilisés pour comprimer le gaz de réinjection sont équipés du même système de détection et extinction automatique, muni de :

VI.61.1. Pour le bâtiment du train :

- 4 détecteurs de feu UV et IR installés en haut des 4 coins et dirigés vers le compresseur à 3 étages.
- 4 détecteurs à gaz installés au plafond.
- Capacité de 1 200 kg de poudre ABC.

VI.6.2. Le système de protection et détection de feu ou fuite sur turbine

La turbine entraîne 3 compresseurs est maintenue dans une enceinte qui l'étanche du reste du système. A l'intérieur de l'enceinte sont installés différents types de détecteurs.

L'enceinte est sécurisée par un système de détection et d'intervention automatique, un système très fiable qui élimine toute probabilité de déclenchement d'incendie.

VI.6.2.1. Différent types de détecteur pour la turbine

Positionnement	Détecteurs	Seuil	Les causes
Compartment accessoire	2 Détecteurs de gaz	$\geq 20\%$ alarme $\geq 60\%$ arrêt du système	Fuite de feuil gaz
	2 Thermocouples HH: placés au niveau de la vanne d'huile	déclanchement de d'extinction CO2	feu due à : fuite de feuil fuite d'huile de lubrification
Compartment turbine :	2 détecteurs UV : Orientés vers la chambre de combustion	Captent les flammes : déclenche le CO2	feu due à : fuite de feuil fuite d'huile de lubrification
	4 thermocouples HH : Placés en parallèle dans la chambre	Déclenchement de CO2	Haute température due à l'arrêt du ventilateur de refroidissement des compartiments
	2 détecteurs à gaz :	$\geq 20\%$ alarme $\geq 60\%$ arrêt du système	Fuite de feuil gaz
Accouplement : couple la turbine avec le gear box	2 détecteurs de température	Arrêt de la turbine et de déclenchement de CO2	Suite à une fuite des gaz d'échappement Fuite d'huile des paliers

Tableau VI 2 : Différent types de détecteur pour la turbine

VI.6.3.Système d'extinction automatique :

Ce système installé au niveau des sites sensibles, a pour but de les protéger contre les incendies (CO₂ – poudre).

Un tableau de visualisation et de contrôle relié au **MARK 5** en salle de contrôle.

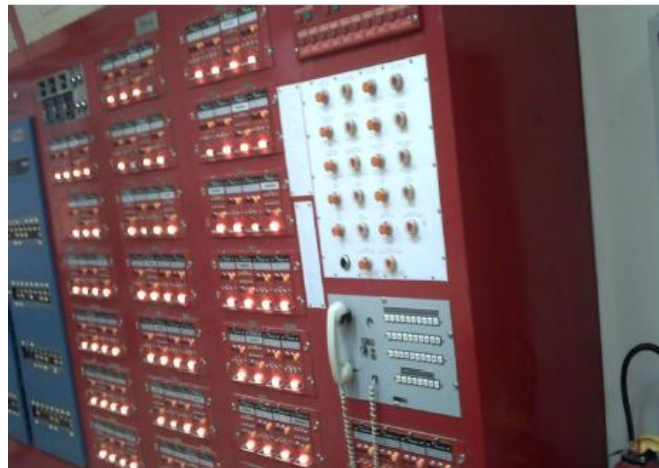


Fig.VI.1.Armoire de sécurité des buildings des turbos compressions [8]

VI.6.3.1.Système CO₂

C'est un agent extincteur qui protège les sous stations électrique et turbines à gaz. Liquéfié dans des bouteilles de 42 kg chacune.

Deux batteries de 10 bouteilles de CO₂ (une principale, une réserve) avec une capacité unitaire de 45 kg pour une bouteille

❖ Turbine à gaz

Composée d'une rampe entre 12 et 15 bouteilles de CO₂ et O₂ manifolds (rapide et lent) relié aux détecteurs de température pour déclenchement automatique et un poste de commande pour déclenchement à distance.

- Manifold rapide sert pour activer l'extinction, l'arrêt de la machine et fermeture des volés.
- Manifold lent sert à maintenir l'extinction jusqu'à la décharge totale du CO₂



Fig.VI.2. système d'extinction CO2[6]

VI.6.3.2.système poudre

Ce système protège les compresseurs Equipé de 01 cuve de poudre de 1200kg et 03bouteilles N2 comprimées à 136 bars. Relié aux détecteurs de température et détecteurs UV pour le déclenchement automatique, aux postes de commandes à distance, raccordé à un seul manifold équipé de diffuseurs du haut et du bas.

❖ Les compresseurs

Le système turbocompresseur est installé sur une plateforme métallique à chaque côté des compresseur sont installés des canaux à poudre.

Le système de compression de gaz fonctionne à des pressions allant jusqu'à 270 bars. L'échec d'une bride sur une conduite de gaz HP résulte un grand nuage de vapeur se formant dans la région. L'inflammation de ce produit à partir d'une source externe résultant dans un embrasement éclair brûlant revenir à un jet haute pression feu.

Le système d'extinction à poudre n'est pas conçu à éteindre un telle feu, mais le feu qui peut se déclenché à cause Du non confinement de gaz d'étanchéité, les huiles de graissage (les petite fuites entre les brides).



Fig.VI.3. réserve en poudre[6]

VI.7.Règle de sécurité à l'intérieur des installations

❖ .En général, il est interdit de

- ✓ Fumer à l'intérieur des installations.
- ✓ D'exécuter des travaux sans autorisation.
- ✓ D'introduire de matériels ou des produits non autorisés.
- ✓ D'effectuer des réparations ou d'intervention pendant la marche des équipements.
- ✓ Démontez tout appareil, avant de s'être assuré qu'il est isolé mis et maintenu à la pression atmosphérique.
- ✓ D'abandonner des outils ou des objets dont la chute peut provoquer des accidents, etc...

❖ Il est obligatoire de

- ✓ D'utiliser les équipements spéciaux de sécurité, le personnel effectuant la conduite des appareils de service doit notamment être muni de casque, de chaussures de sécurité et des gants.
- ✓ Munir le personnel de survêtements imperméables et de lunettes de protection dans tous les cas où des projections sont à craindre en particulier ; le port des lunettes à écrans de protection est obligatoire lors de la manutention des liquides chauds ou corrosifs. Si la présence d'atmosphère.
- ✓ Polluée est possible des détecteurs de gaz et des équipements respiratoires correctement adoptés sont mis à la disposition du personnel.
- ✓ Maintenir propres et dégagés de tout obstacle les passages personnel, échelles et escaliers.

- ✓ Munir d'un éclairage efficace les emplacements où les ouvriers sont appelés à travailler la nuit.

VI.8. La sécurité du compresseur BCL 305/C

L'instrumentation installée sur le compresseur fait l'objet de garder les machines en bon état de fonctionnement et ce là en les faisant surveiller de la façon continue.

VI.8.1. Appareils de contrôle et de sécurité

1. Tous les contrôleurs, régulateur et vannes de contrôle doivent être réglés exactement. Toutes les vannes à main doivent être dans leur position normalement ouvertes NO, normalement fermées NF sauf indication contraire dans la section 3 fonctionnement de ce manuel. Nous conseillons d'attacher à chaque vanne une étiquette NO ou NF en accord avec sa fonction.

2. Tous les interrupteurs de sécurité doivent être réglés et contrôlés précisément pour obtenir un fonctionnement sûr.

Quand les systèmes d'huile de graissage et d'étanchéité sont pressurisés, les réfrigérants d'huile, filtres, Mano, etc... doivent être vidés de l'air venant des systèmes.

a. Les capteurs de déplacement axial

Le butée en caisse une certaine poussée axiale, cette dernière entrainera une assure du palier se traduisant par un déplacement axial. Les capteurs sont placés sur le corps du compresseur et ils sont chargés de détecter un déplacement maximum du compresseur de façon à éviter des frottements entre les parties de contact.

b. Les capteurs de vibrations

Pour les vibrations des sondes sont placées au voisinage du palier, leur rôle est de détecter le balourd supplémentaire sur le rotor.

c. Les capteurs de températures

Ces capteurs sont placés au niveau des paliers porteurs et de palier de butée afin d'éviter le surchauffement des pièces ainsi que le déclenchement de l'unité (alarme et sécurité). La température de l'huile à la sortie du dispositif d'étanchéité est mesurée à l'aide des thermomètres placés sur la conduite de drainage de celle-ci.

Conclusion

Vu la conception du système turbo compresseur, ainsi que la fiabilité de repense automatique en cas d'une surpression arrêt d'urgence (système shutdown). On considère la probabilité d'occurrence d'un accident majeur tel que, une déflagration, un cisaillement des compartiments des compresseurs est très faible, pour ne pas dire nulle. Cependant, les accidents qu'on peut rencontrer sur ce système sont dus soit, aux fuites des huiles de graissage, ou bien les fuites du gaz dues au manque d'étanchéité, ou corrosion.

Ces accidents sont maîtrisés grâce un système de détection (détecteurs de gaz, thermocouple, UV) et un système d'intervention automatique (poudre et CO2) comme on la expliqué précédemment. De ça, on constate que les risques sur ce système sont maîtrisés, si on respecte les mesures de sécurités.

Par contre les accidents majeurs qu'on peut rencontrer sont en dehors de ce système .soit la ligne de sortie du train de compression HP, allant vers les puits.

Toute brèche sur cette ligne, quel que soit sa taille (brèche mineure, moyenne, rupture franche) peut causer des accidents de très grande gravité tel que un feu chalumeau, UVCE, qui sont peu contrôlables dans le monde. Un Tel phénomène ne peut être évité que par le renforcement de la prévention :

- Respect totale des normes de sécurité
- Renforcer la protection cathodique pour éviter la corrosion qui est le premier facteur des accidents sur les sites pétroliers.
- Sensibiliser le personnel du risque qu'ils courent en cas du non respect des exigences de sécurité, par formation, Safety meeting.....etc.
- Renforcer la maintenance des installations et les révisions quotidiennes des installations.

La région ROURD ELBAGUEL a lancé une étude de danger sur le site. Les images qui ces trouve dans [l'annexe 4] sont des résultats de simulation des accidents qu'on peut rencontrer sur la ligne de sortie du train de compression, vers les puits. L'étude est effectué par BERTIN le logiciel de simulation est FAST.



Conclusion

Générale



Conclusion générale

Le thème du sujet de fin d'étude qui nous a été proposé par l'entreprise SONTRACH RHOURDE EL BAGUEL est « Initiation au calcul du compresseur centrifuge de type BCL305/c : » ce thème comporte deux parties : le calcul thermodynamique et mécanique du compresseur BCL et la maintenance de ce dernier.

La première partie nous a permis de mettre en application les connaissances acquises durant notre cycle de formation en énergétique, la deuxième par partie par contre, nous a permis d'acquérir une grande expérience dans le domaine de la maintenance industrielle et la sécurité du compresseur BCL.

La conclusion de ce travail, on peut retenir :

-Avant le démarrage ou mise sous pression de compresseur

- ✓ Il faut fermer tous les robinets de purge et vérifier le système de lubrification et étanchéité
- ✓ Il ne faut jamais faire fonctionner un compresseur lorsque il y a le pompage

-Avant de se mettre en route le compresseur après un arrêt normal, d'assurer que tous les purges du corps sont ouverts pour évacuer tous le condensat.

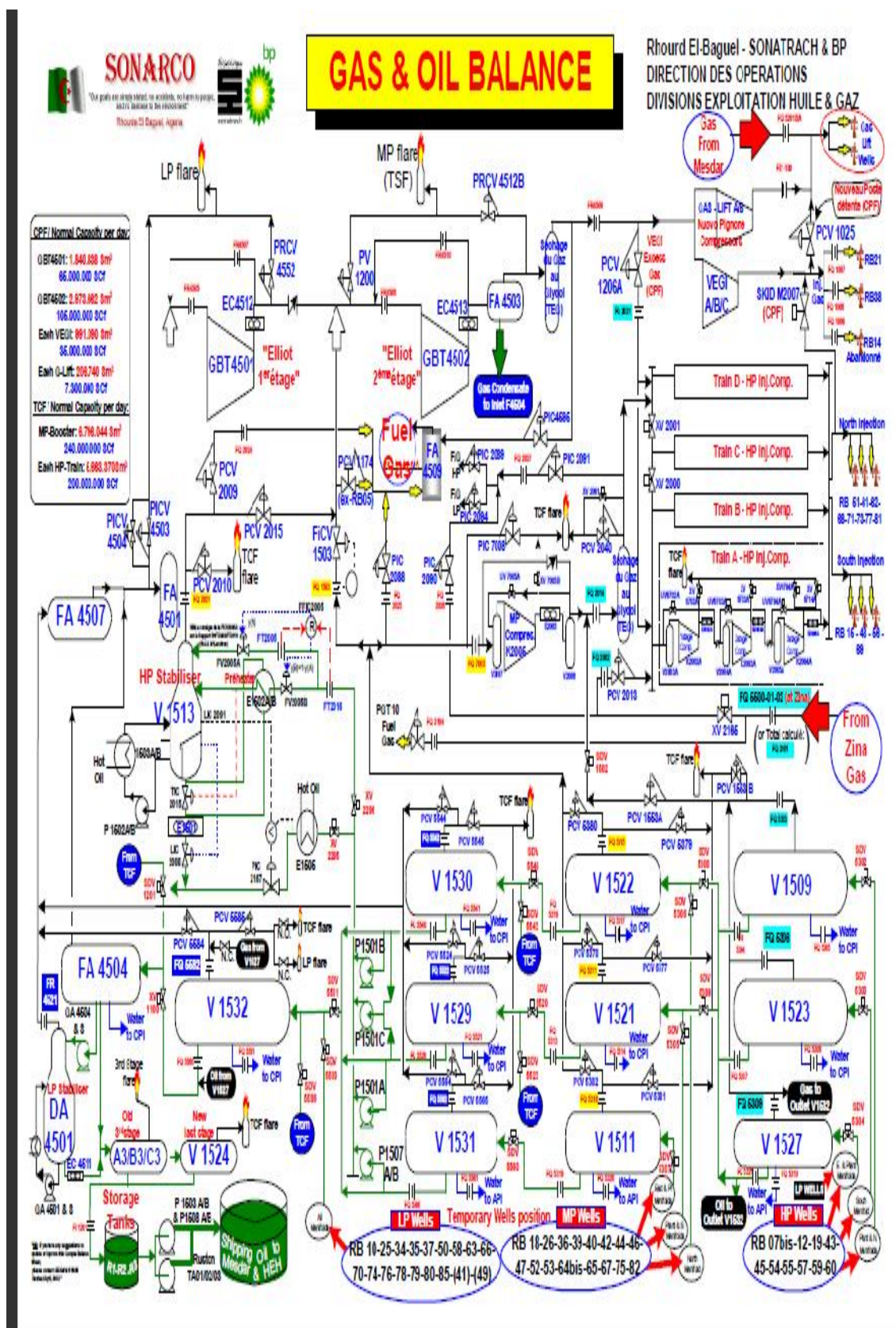
D'après les résultats thermodynamique et mécanique effectués nous avons remarqué que ces résultats sont proches de ceux du constructeur du NUOVO PIGNONE (annexe 5) pour le même débit et la même vitesse de rotation.

Enfin, nous espérons être à la hauteur de la tâche qui nous a été confiée.



Les annexes

Annexe 1



Annexe 2

Le choix de compresseur

Types		M ^{vt} linéaire	M ^{vt} rotatif	Débit	Pression	Rendement
Volumétrique	à pistons	+		faible à moyen	Élevée	très bon
	Rotatif		+	Faible	Basse	Faible
Turbocompresseur	Centrifuge		+	Important	Élevée	très bon
	Axial		+	très important	Basse	très bon

Annexe 3

Les constantes de corrélations, qui sont en fonction des pressions et des températures réduites.

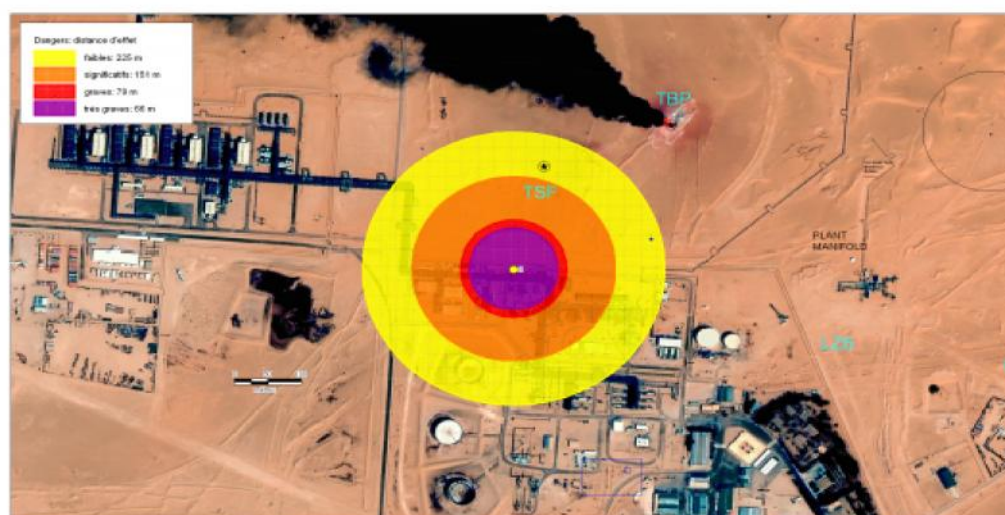
	$1.05 \leq T_R$ ≤ 1.2	$1.2 \leq T_R$ ≤ 1.4	$1.4 \leq T_R$ ≤ 2.0	$2.0 \leq T_R \leq 3.0$
$0.2 \leq P_R$ ≤ 1.2	A= 1.6643 B= - 2.2114 C= - 0.3647 D= 1.4385	A= 0.5222 B= - 0.8511 C= - 0.0364 D= 1.0490	A= 0.1391 B= - 0.2988 C= 0.0007 D= 0.9969	A= 0.0295 B= - 0.0825 C= 0.0009 D= 0.9967
$1.2 \leq P_R$ ≤ 2.8	A= - 1.357 B= 1.4942 C= 4.6315 D= - 4.7009	A= 0.1717 B= - 0.3232 C= 0.5869 D= 0.1229	A= 0.0984 B= - 0.2053 C= 0.0621 D= 0.8580	A= 0.0211 B= - 0.0527 C= 0.0127 D= 0.9549
$2.8 \leq P_R \leq$ 5.4	A= - 0.3278 B= 0.4752 C= 1.8223 D= - 1.9036	A= - 0.2521 B= 0.3871 C= 1.6087 D= - 1.6635	A= - 0.0284 B= 0.0625 C= 0.4714 D= - 0.0011	A= 0.0041 B= 0.0039 C= 0.0607 D= 0.7927

Annexe 4

Les résultats de simulation des accidents qu'on peut rencontrer

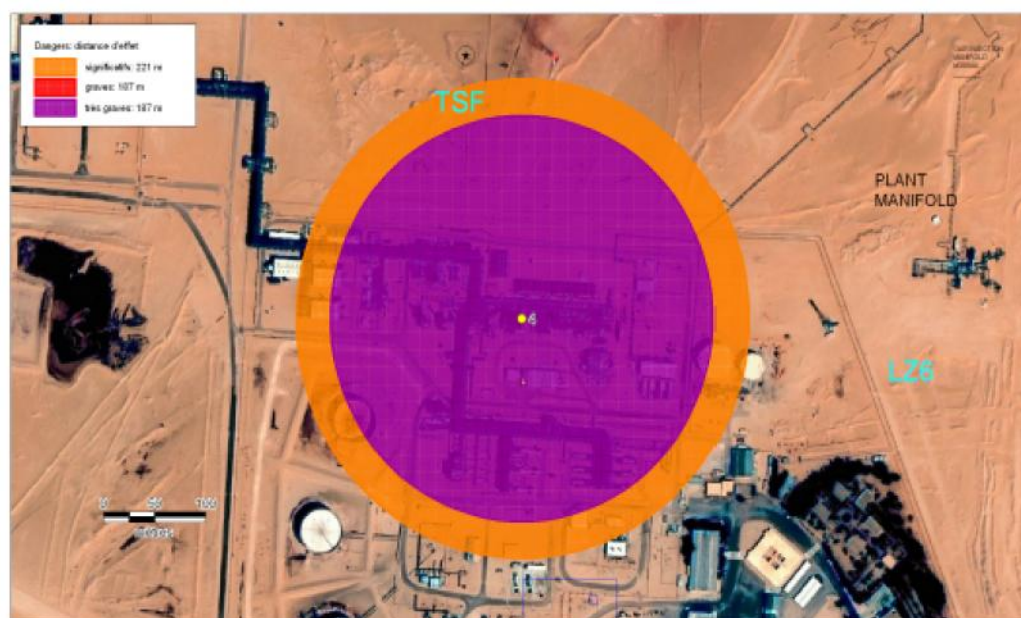
Sur la ligne de sortie du train de compression

Phénomène dangereux n° 3: PhD OPT3-RF-3a : UVCE



70/117

Phénomène dangereux n° 4: PhD OPT2-RF-3b : UVCE



62/117

NUOVO PIGNONE

**COMPRESSEUR TYPE « BCL 305/C »Année de construction
1997**

Poids	13500Kg
rendement	68%
Puissance absorbe	7400 kw
Poids moléculaire	22.226 kg/k mol
Vitesse de rotation	10456 tr/min
Pression de refoulement	426 bar
Température de refoulement	80.5 C°
Débit normale	8865 LB/MM
Vitesse de turbine HP	5095 tr/min
Pression d'huile de lubrification	1.75 bar
Température d'huile de lubrification	35C°minimal et 55C° normal

Les équations de la thermodynamique

Thermodynamique de la compression du gaz :

D'après la thermodynamique, la quantité d'énergie fournie au gaz à savoir le travail " dW " et la quantité de chaleur " dQ " peuvent être exprimées par la variation de l'enthalpie " dh " et celle de l'énergie cinétique " $d(\omega^2/2)$ " pour l'unité de masse " $m = 1\text{kg}$ ".

$$dW + dQ = dh + d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) \quad \text{En [J/kg]}$$

ω : Vitesse angulaire du gaz en [rad/s]

Cette équation représente une des formes de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

La chaleur est toujours négative pour les compresseurs et la vitesse ($d\omega = 0$) car les vitesses du gaz à l'entrée et la sortie d'un compresseur sont approximativement égales et le travail nécessaire à la compression du gaz peut être calculé de la forme suivante:

On a: $d(\omega^2/2) = 0$

Et donc :

$$dh = dw + dq \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$dw = dh - dq \quad \dots\dots\dots (2)$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes (h, s), permet de déterminer la variation de l'enthalpie ($\Delta h = h_2 - h_1$) dans le compresseur.

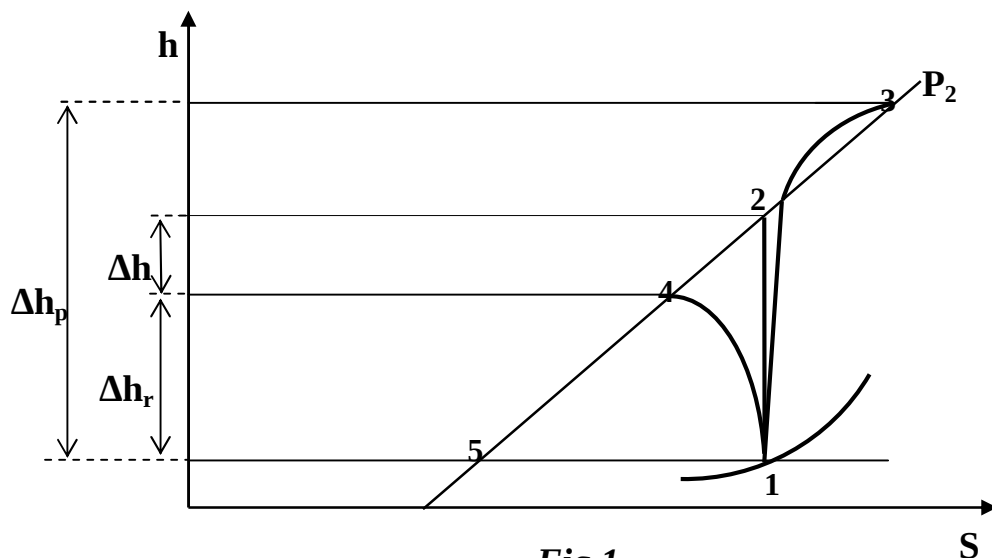


Fig.1

1-2 : la compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie parce que dans ce cas ($Q = 0$) et la variation de l'entropie ($S_2 - S_1 = 0$). $\Rightarrow \Delta h = W$

Annexe 6

1-3 : la compression réelle sans refroidissement et elle est toujours accompagnée des pertes Δh_p ainsi que l'augmentation de l'entropie ($dS > 0$).

1-4 : la compression avec refroidissement pour laquelle d'après l'équation (2) $\Delta h = W - Q$.

➤ pour les gaz parfaits Δh se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante C_p .

$$W = \Delta h = C_p (T_2 - T_1) \dots\dots\dots(3)$$

Où:

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

Il est plus commande parfois d'analyser le fonctionnement des compresseurs à l'aide d'un diagramme (P, V) parce que l'aire dans ce diagramme correspond à la valeur du travail.

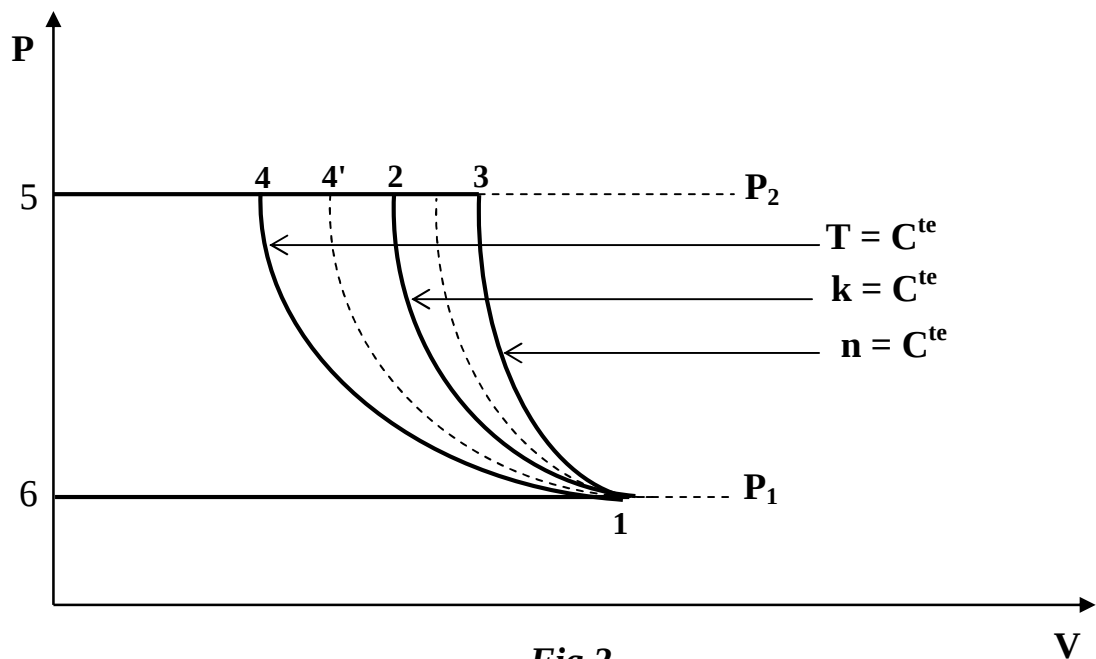


Fig.2

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.

D'où: $h = U + Pv \dots\dots\dots(4)$

$$dh = du + PdV + VdP \dots\dots\dots(5)$$

D'après l'équation du premier principe de la thermodynamique pour un système à volume variable telle que ($dP = 0$) ; pression constante.

On a : $dQ = dU + PdV \dots\dots\dots(6)$

Annexe 6

En rapportant (5) et (6) à (1) nous obtenons:

$$dW = VdP \dots\dots\dots (7)$$

$$W = \int VdP \dots\dots\dots (8)$$

Et donc le travail est représenté dans le diagramme (P-V) par l'aire qui est limitée par la courbe de transformation thermodynamique.

❖ pour la compression adiabatique (1-2) le travail (W) correspond à l'aire (1-2-5-6-1) qui se trouve entre l'adiabatique (1-2) avec l'exposant adiabatique (**k=cste**) et les deux droites (1-6) et (2-5).

La compression réelle accompagnée des pertes interne est effectuée avec l'exposant polytropique.

❖ la compression isothermique est représentée par l'isotherme (1-4).

Travail de compression des gaz

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression adiabatique sans refroidissement du corps de la machine, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (3) pour les gaz parfaits.

Mais il est plus commande parfois d'exprimer la valeur de W en fonction de taux de compression qui est habituellement connu.

$$e = \frac{p_2}{p_1} \dots\dots\dots (9)$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on a:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1/k)} \dots\dots\dots (10)$$

En remplaçant l'équation (10) dans l'équation (3) on trouve :

$$W_{ab} = z.c_p.T \left(e^{(k-1/k)} - 1 \right) \dots\dots\dots (11)$$

C_p : peut être calculé à partir de l'équation de MAYER:

$$C_p - C_v = r \dots\dots\dots (12)$$

R : constante de gaz en [KJ / Kg.°k]

Et $K = C_p / C_v$

$$C_p = (k / k-1). r \dots\dots\dots (13)$$

En remplaçant l'équation (13) dans (11) on trouve :

$$W_{ab} = (k / k - 1).z.r.T_1(e^{(k-1/k)} - 1)..... (14)$$

Cette équation permet de calculer le travail adiabatique de la transformation réversible et sans pertes internes dit: " Travail isentropique ".

En remplaçant l'exposant adiabatique **k** par l'exposant polytropique "**n**" on peut utiliser toutes les équations adiabatiques pour calculer les transformations polytropiques. Il en ressort que le travail polytropique d'une transformation réversible sans pertes d'énergie avec (**n = var**) se calcule à partir de l'équation:

$$W_p = (n/n-1).z.r.T_1.(e^{(n-1/n)} - 1)..... (15)$$

Le travail adiabatique réel **W_r** d'une transformation irréversible avec (**n = var**) suivant l'expression (3) est égal à:

$$W = c_p(T_{2r} - T_1) (16)$$

Où: **T_{2r}** : Température réelle de gaz au refoulement.

Si l'on sait que l'exposant (**n = c^{te}**) du polytrope (1-3) (fig.2) qui passe par le point 3 correspond à la compression réelle nous pouvons écrire:

$$T_{2r}/T_1 = (e^{(n-1/n)}) (17)$$

Rapportant les équations (13) et (17) à l'équation (16) on obtient:

$$W_r = (k/k-1).Z.r.T_1.(e^{(n-1/n)} - 1).....(18)$$

Rendement thermodynamique d'un compresseur

Afin de calculer le travail réel **W_r** nécessaire à comprimer (**1kg**) de gaz, on utilise un des rendements thermodynamiques du compresseur:

$$h^{th} = W_{th}/W_r (19)$$

W_{th} : travail thermodynamique du compresseur

Annexe 6

Il doit être adapté selon les particularités de la compression réelle. Pour les turbocompresseurs qui sont souvent dépourvus de refroidissement du corps, on emploie généralement le travail adiabatique W_{ad} et le rendement adiabatique.

$$h_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} \dots\dots\dots (20)$$

$$h_{iso} = \frac{W_{is}}{W_r} \dots\dots\dots (21)$$

$$h_p = \frac{W_p}{W_r} \dots\dots\dots (22)$$

Ce rendement poly tropique ne tient pas compte exactement des pertes réelles mais il caractérise seulement la différence entre le travail réel et le travail thermodynamique avec ($n = c^{te}$).

Des relations (11), (16) et (20) pour les compresseurs sans refroidissement on a:

$$h_{ad} = \left(e^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} - 1 \right) \left/ \left(\frac{T_{2r}}{T_1} - 1 \right) \right. \dots\dots\dots (23) \text{D'après: (15), (18) et (22):}$$

$$h_p = \left(\frac{n}{n-1} \right) \left(\frac{k-1}{k} \right) \dots\dots\dots (24)$$

Dans la pratique l'exposant poly tropique n'est pas connu et il doit être remplacé par le taux de compression et la température réelle de refoulement T_{2r} à l'aide de la relation (17) on tire:

$$\left(\frac{n}{n-1} \right) = \frac{\log e}{\log \left(\frac{T_{2r}}{T_1} \right)} \dots\dots\dots (25)$$

$$h_p = \left(\frac{k-1}{k} \right) \left(\frac{\log e}{\log \left(\frac{T_{2r}}{T_1} \right)} \right) \dots\dots\dots (26)$$



Bibliographique

Bibliographie

[1] DOC CONTROLE – archive d'entreprise de SONATRACH RHOURE EL BAGUEL -2015-

[2] SOURCE DIVISION ENGENIRI PRODUCTION (DEP) .
SONATRACH RHOURE EL BAGULE -1997-

[3] COURS TURBOMACHINE MASTER I-semester 2-2014 -

[4] TECHNIQUE DE L'INGENIEUR.
MICHAEL PLUVIOSE- TURBOMACHINE –2003-

[5] INSTRUCTION MANUL VOLUME II
Descriptions – NUOVO PIGNONE– Type «BCL»-1997-

[6] REKAI ,OUHAB, photos prise sur le site de RHOURE EL BAGUEL - 2015-

[7] NUOVO PIGNONE (manuel maintenance) – 1997-

[8] SYSTEME COMMANDE MARK V (salle de contrôle) 2015

[9]FRANCIS Meunier « thermodynamique de l'ingénieur »

2^{er} édition DUNOD -2004 –

[10]RESISTANCE DES MATERIAUX

ROBERT pinto . S.TIMOSHENKO-tome 1. Edition DUNOD-1999-
