

Université Abou Bekr Belkaid
Tlemcen Algérie



جامعة أبي بكر بلقايد

تلمسان الجزائر

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE**

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de

MASTER en Maintenance industrielle

Présenté par

BENCHAIB SAID

THEME

**ETUDE DE L'INSTABILITE DES PALIES
HYDRODYNAMIQUE DU COMPRESSEUR
CENTRIFUGE BCL 405/C**

Soutenu en 2012 devant un jury composé de:

Mr A. BOUKHALFA	Président	MCA à l'université de Tlemcen
Mr BELALIA S.M	Examineur	MCB à l'université de Tlemcen
Mr ZINAIA	Examineur	MAA à l'université de Tlemcen
Mr. A.GUENIFED	Encadreur	MAA à l'université de Tlemcen
Mr. S.GUEZZEN	Co-Encadreur	MAB à l'université de Tlemcen

Année Universitaire 2012/2013

DEDICACE

*J'ai toujours **pensé** faire où **offrir** quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme 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 de la **reconnaissance**.*

- © *A mes **parents**.*
- © *A Mes frères, et Mes sœurs, et, je vous réserve toujours une place dans mon cœur et mes pensées.*
- © *A toute ma famille **BENCHAIB** et **SI ALLI**.*
- © *A tous mes **Amis sans exception**.*
- © *A tout le groupe **MASTER MAINTENANCE INDUSTRIELLE** que les étudiants de **TLEMCEN**.*

BENCHAIB SAID



Remerciement

Nous tenons par cette occasion à présenter nos vifs remerciements à tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Nous remercions, en premier lieu, notre encadreur Monsieur GUENIFED et monsieur GUEZZEN pour leurs soins exceptionnels et conseils judicieux.

Nous remercions tous les enseignants du département de génie mécanique de la faculté de technologie, qui ont assurés notre formation durant tout le cycle d'étude.

Nos remerciement vont également a toute l'équipe de SH/DP de oued-noumer Hassi R'mel surtout le groupe maintenance mécanique.

BENCHAIB SAID



Introduction

L'énergie occupe une place prépondérante dans la vie des êtres humains.

Les sciences et les progrès techniques ont permis à l'homme de découvrir de nouvelles ressources énergétiques en savant tous les produits à vocation énergétique dont nous citons ; Le pétrole et le gaz naturel ; seuls capables de répondre à l'accroissement des besoins en énergie.

Face au pétrole ; le gaz, son concurrent sur les marchés des combustibles ; sont associés dans les exploitations. Le gaz est apparu comme une forme d'énergie difficile à mettre en œuvre ; tout particulièrement en raison du poids des investissements et des coûts de transport jusqu'au consommateur.

Avec les années soixante ; les découvertes de gaz et la multiplication des projets entraînent un véritable décollage de la production mondiale au bout des dix années de croissance ; à la fois de la production et des réserves prouvées.

L'intérêt croissant pour le gaz naturel a quitté sa place de fait que celui-ci est choisi pour sa souplesse et sa propreté et enfin l'abondance relative des ressources.

L'objectif de ce mémoire est d'étudier l'instabilité des compresseurs centrifuges au niveau des paliers. Notre sujet intitulé : Instabilité des paliers des compresseurs – Calcul des paliers du compresseur centrifuge BCL 405 /C se divise en quatre chapitres :

- Le premier chapitre : qui contient Description de lieu de stage.
- Le deuxième chapitre : c'est une génialité sur les compresseur et description de compresseur BCL 405/C que nous avons vu en fonctionnement à la station de production Oued-Noumer Hassi R'mel.
- Le troisième chapitre : se rapporte à la maintenance appliquée au compresseur centrifuge BCL405/C.
- Le quatrième chapitre : qui contient de l'instabilité des paliers hydrodynamiques et les usagers de se pliers et enfin, on a donné le calcul des paliers du compresseur centrifuge BCL 405/C.

I.1.Introduction :

Le gisement de Hassi R'mel, découvert en 1956 par le forage HR-1 à une superficie de 3500 km² et à une profondeur de 2132m.

C'est un réservoir de gaz humide qui contient en plus du gaz du condensât et du GPL.

Les études complémentaires du réservoir ont mis en évidence la présence de pétrole brut (plus particulièrement dans les parties Est et Sud du champ) On parle ainsi de présence d'anneau d'huile. [13]

I.2.Direction d'oued-noumer :

I.2.1.Situation géographique :

La Direction de Oued-Noumer est située à 140 Km au Sud-Est du champ gazier de Hassi-R'Mel et à 220 Km à l'Ouest-Nord du champ pétrolier de Hassi-Messaoud. Son siège administratif et sa base de vie sont installés à 5 Km au nord de la RN 49, axe routier reliant Ghardaïa à Ouargla et à environ 45 Km de la ville de Ghardaïa. [13]

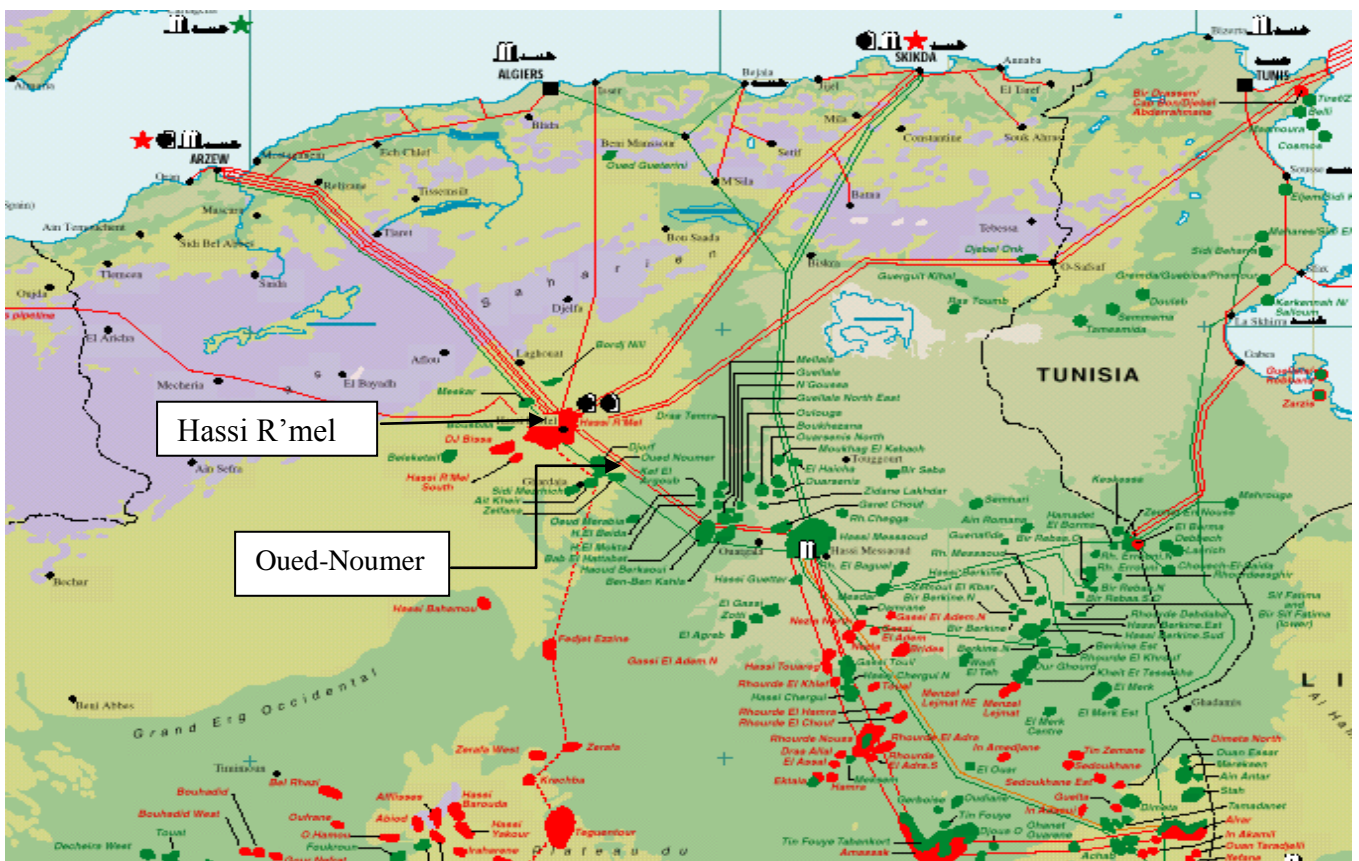


Fig. (I -1) : Situation géographique de OUED NOUMER

I.2.2. Gisements :

Le champ de Oued–Noumer se compose de cinq petites structures :

- *Oued-Noumer*
- *Aït-Kheir*
- *Djorf*
- *Sidi-Mezghich*
- *Makouda*

I.2.3. Présentation des gisements :

Le champ de Oued-Noumer faisant partie, géologiquement, de la province triasique a été découvert par Sonatrach en 1969 et mis en production à partir de 1972.

Les deux niveaux producteurs (A et B) du trias argilo gréseux ont donné du gaz, du condensât et de l'huile à une profondeur moyenne de 2750m.

Production

Le gisement a produit jusqu'à présent par déplétion naturelle (expansion du gaz dissout et water-drive).

En 1991 le maintien de pression a démarré à Aït-Kheir avec l'injection de tout le gaz produit dans le secteur.

L'unité d'extraction de GPL à partir des gaz associés a été mise en service en 1997. Le champ de Oued-Noumer faisant partie, géologiquement, de la province triasique a été découvert par Sonatrach en 1969 et mis en production à partir de 1972.

En 1991 le maintien de pression a démarré à Aït-Kheir avec l'injection de tout le gaz produit.

I.2.4. Organigramme d'Oued-Noumer :

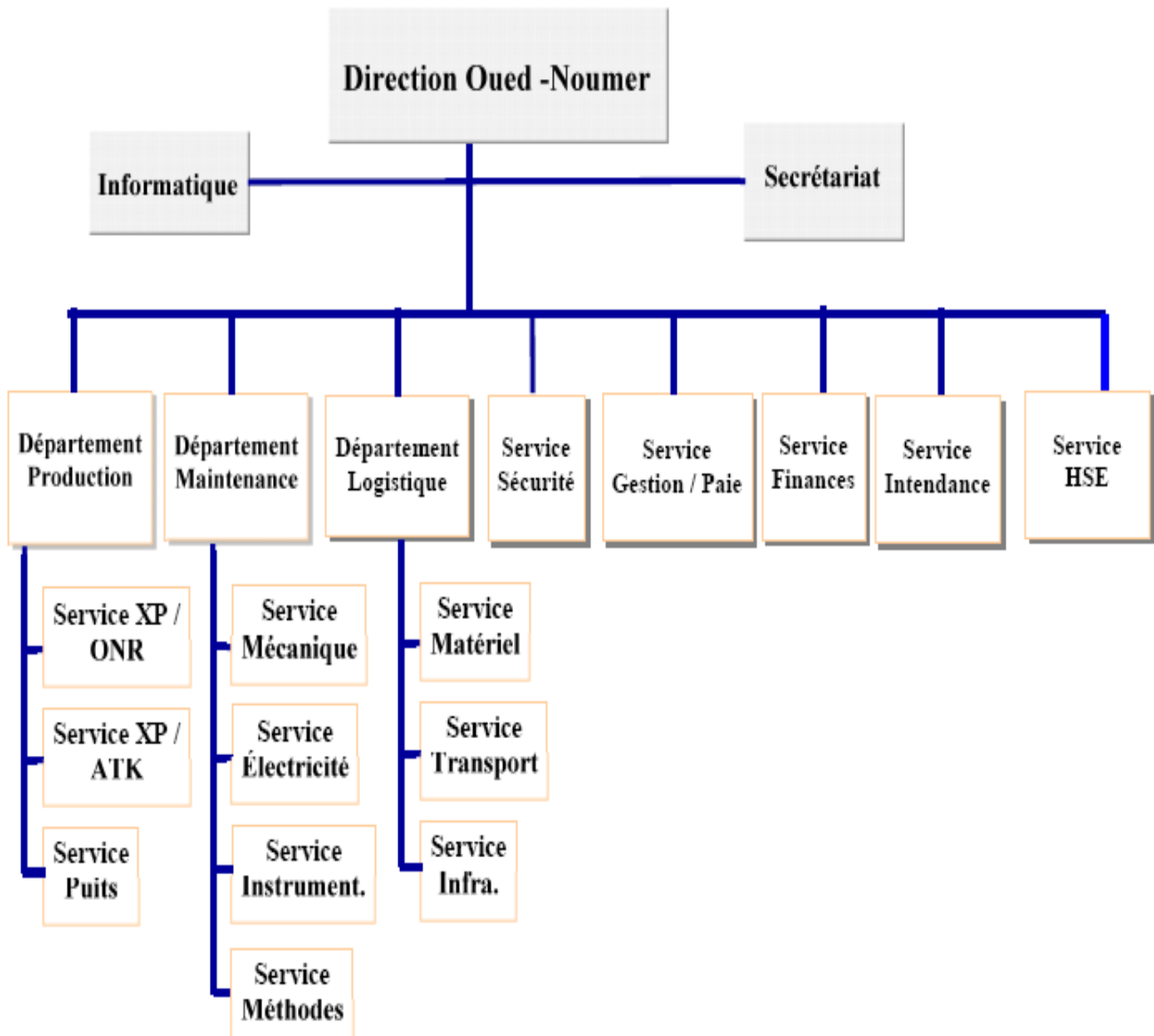


Tableau. (I -1) : Organigramme d'Oued-Noumer [13]

I.3. Description de centre de production d'oued-noumer :

Le centre de production d'Oued-Noumer a pour but de produire :

- Pétrole brut.
- Condensat.
- Gaz

I.3.1. Capacité de production et de stockage :

- GPL : 2 400 m³/jour (1 200 T/J)
- HUILE/CONDENSAT : 8 750 T/Jour
- GAZ : 3 x 3 x 10⁶ Millions de SM³/jour

I.3.2. Données techniques :

- ☞ L'unité se compose de :
 - ✓ Unité de séparation de brut en 03 étages avec deux fours de stabilisations
 - ✓ 04 Bacs de stockage de brut de 5000m³ chacun
 - ✓ 01 Bac de test 480 m³
 - ✓ 02 Électropompes d'expédition brut
 - ✓ 03 Turbo – compresseurs
 - ✓ 01 Unité de compression d'air
 - ✓ 02 Générateurs d'électricité de secours 1000 KW

I.3.3. Caractéristiques de la séparation :**CARACTERISTIQUES DE LA SEPARATION**

CHAMPS	TYPE SEPARATION	PRESSION DE SEPARATION			TEMP. DE SEPARATION (°C)			CAPACITE (m ³)	OBSERVATIONS
		HP	MP	BP	HP	MP	BP		
ONR	TEST	13	-	1,50	27	-	22	1 200	Pour tests périodiques
	PRODUCTION	13,2 20	3,4	0,75	35 28	45	42	8 795	HP ONR Gaz ATK
ATK	TEST	24	-	1,8	25	-	17	600	Pour tests périodiques
	PRODUCTION	24			44			3 000	ATK + SMZ

Tableau. (I-2) : Caractéristiques de la séparation**I.3.4. Machines tournantes (caractéristiques) :**

DESIGNATION	SC / ATK	URGT *	GPL
TURBINE	GENERAL ELECTRIC 25 - 680 CR 19 000 Kw	GENERAL ELECTRIC GE MS 5002 17 721 KW	SOLAR - Modèle Mars 90 12 600 CH
COMPRESSEUR	NUEVO PIGNONE 2 BCL 406/B : 8300 KW BCL 304 / B : 73780 KW BCL 306/C - 6250 KW Total : 18330 KW	DRESSER BP (SIDE FLOW) 1218 KW HP (BACK TO BACK) 17721 KW	NUEVO PIGNONE BCL 404 / N : 6085 KW
TURBO EXPANDER			ROTOFLOW Expander Compresseur 6378 KW 6260 KW 304 Ton/h 218 Ton/h 18 300 tpm

Tableau. (I-3) : Machines tournantes (caractéristiques) :

I.3.5. Capacité de stockage :**I-OUED NOUMER**

DESIGNATION	Nombre	Volume	Pression	Cap.Globale
Bacs stockage Brut	4	4 880 m3	Atm.	20 520 m3
Bacs test	1	1 000 m3	Atm	
Sphère GPL	2	540 m3	13 bars	1080 m3

II-AIT KHEIR

DESIGNATION	Nombre	Volume	Pression	Cap.Globale
Ballon Stock. Brut	3	70 m3	Atm.	1140 m3
Bacs test	1	1 000 m3	Atm	

Tableau. (I-4) : Capacité de stockage**I.3.6. Date de début de construction :**

- Première unité de séparation de brut : 1970
- Nouvelle unité de séparation de brut et de récupération des gaz : 1983
- Unité d'extraction de GPL : 1993

I.3.7. Date de démarrage :

- Première unité de séparation de brut : 1972
- Nouvelle unité de séparation de brut et de récupération des gaz : 1986
- Unité d'extraction de GPL : 1997

I.4. Unité de traitement de brut et de gaz de ONR :

Cette unité a pour but de séparer le gaz associé de l'huile brute. Cette séparation s'effectue en plusieurs étages travaillant à des pressions décroissantes, de façon à dégazer le plus possible l'huile brute, avant de la stocker.

Afin d'améliorer la stabilisation de l'huile, deux fours de stabilisation permettent d'ajuster la Tension de Vapeur Reid (TVR) de l'huile pour éviter un dégazage dans les bacs de stockage.

Le centre ONR étant le centre principal de traitement, il est alimenté par :

- Six puits producteurs de Brut reliés individuellement au centre.
- Une pipe 30" (15 Km) acheminant toute la production de gaz d'ATK.

I.4.1. Unité 20 (traitement de brut et de gaz de ONR) :

Cette séparation de l'huile s'effectue en trois (3) étages de séparation. Les gaz de séparation des trois étages sont récupérés et comprimés dans l'unité de compression. [13]

1) Séparateur HP (20B01)

Le séparateur reçoit, à partir du manifold existant du centre, le mélange (gaz, huile, eau), effluent des puits de ONR.

La pression de séparation déclinera dans le temps, de 15 à 12 bars absolus.

L'eau de gisement décantée, est expédiée sous régulation de niveau, vers le bournier.

Le gaz HP effluent, est expédié sous régulation de pression vers le ballon 20B02.

L'huile brute est envoyée sous régulation de niveau dans le séparateur MP 20B03.

2) Fours de Stabilisation (20F01 A/B)

Les deux fours de stabilisation sont identiques, chacun étant dimensionné pour assurer 50% du service.

La puissance des fours a été dimensionnée de manière à pouvoir à couler aux bacs de stockage, un mélange stabilisé (huile, condensats), de TVR très faible.

L'alimentation des deux fours est constituée de :

- L'huile brute du séparateur 20B01.
- L'huile brute d'ATK.
- Les condensats récupérés au niveau de l'unité de production de GPL.

Le mélange réchauffé à une température donnée (voisine de 65°C) est envoyé au séparateur MP 20B03.

3) Séparateur MP (20B03)

Le séparateur 20B03 de pression de service 3 bars absolus, reçoit les effluents chauds des 2 fours de stabilisation.

L'eau de gisement éventuelle est décantée puis expédiée au bournier sous régulation de niveau.

L'huile est envoyée sous régulation de niveau au séparateur BP.

Le gaz MP effluent est expédié sous régulation de pression vers l'unité de compression.

4) Séparateur BP (20B04)

Le séparateur BP de pression de service 01 bar et alimenté par l'huile effluent du séparateur MP.

Il est installé à une hauteur de 10 mètres, sur une structure métallique.

L'eau de gisement éventuelle, est décantée puis expédiée au borbier sous régulation de niveau. L'huile est envoyée sous régulation de niveau aux bacs de stockage.

Le gaz BP effluent (1 bar), est expédié sous régulation de pression vers l'unité de compression.

5) Séparateur HP de gaz (20B02)

Le séparateur HP de pression de service 15 bars est alimenté par :

- Le gaz effluent du séparateur HP du brut (20B01).
- Le gaz HP issu de l'unité de compression (sortie compresseur 31K01).
- Le gaz venant du ATK dans un pipe de 30".

L'eau de gisement éventuelle est décantée puis expédiée au borbier sous régulation de niveau.

I.4.2. Unité 30 (unité de compression) :

Les installations de compression des gaz venant de l'unité de séparation (unité 20), ces unités sont de conception strictement identique (unités 031/032/033)

Chaque unité comprend essentiellement (exemple 031)

- Compresseur 031 K01 comprenant un étage BP et un étage MP.
- Compresseur 031 K02 comprenant un étage MP et un étage HP.
- Une turbine à gaz 031 KG 01 avec ses auxiliaires.

Le gaz BP venant du 20B04 arrive en alimentation du 31B01 à une pression d'environ 1 bar absolu. Le gaz sort du séparateur filtre 31B01 se dirige vers l'aspiration du 1^{er} étage du 31 K01.

Le gaz MP venant du 20B03 arrive en alimentation du 31B02 à une Pression d'environ 3 bars absolus. Le gaz sort du séparateur filtre 31B02 se dirige vers l'aspiration du 2^{ème} étage du 31 K01.

Le gaz HP issu du 31K01 est le produit de compression des gaz MP et BP est dirigé principalement vers le séparateur HP 20B02, après refroidissement dans l'aéro-réfrigérant 31A01.

Le gaz HP venant du 20B02 arrive en alimentation du 31B03 à une pression d'environ 15 bars absolus. Le gaz sort du séparateur filtre 31B03 est dirigé vers l'aspiration 1^{er} étage du 31 K02 (3^{ème} étage de la compression).

Le gaz sort du compresseur à une pression de 45 bars absolus, et est dirigé vers le séparateur filtre 31B04 après refroidissement dans les aéro-réfrigérants 31A02 et 31A01, le gaz est dirigé vers l'aspiration 2^{ème} étage du 31K02.

Le gaz HP sort du 31K02 à une pression de 100 bars absolus, il est dirigé directement vers l'unité du GPL.

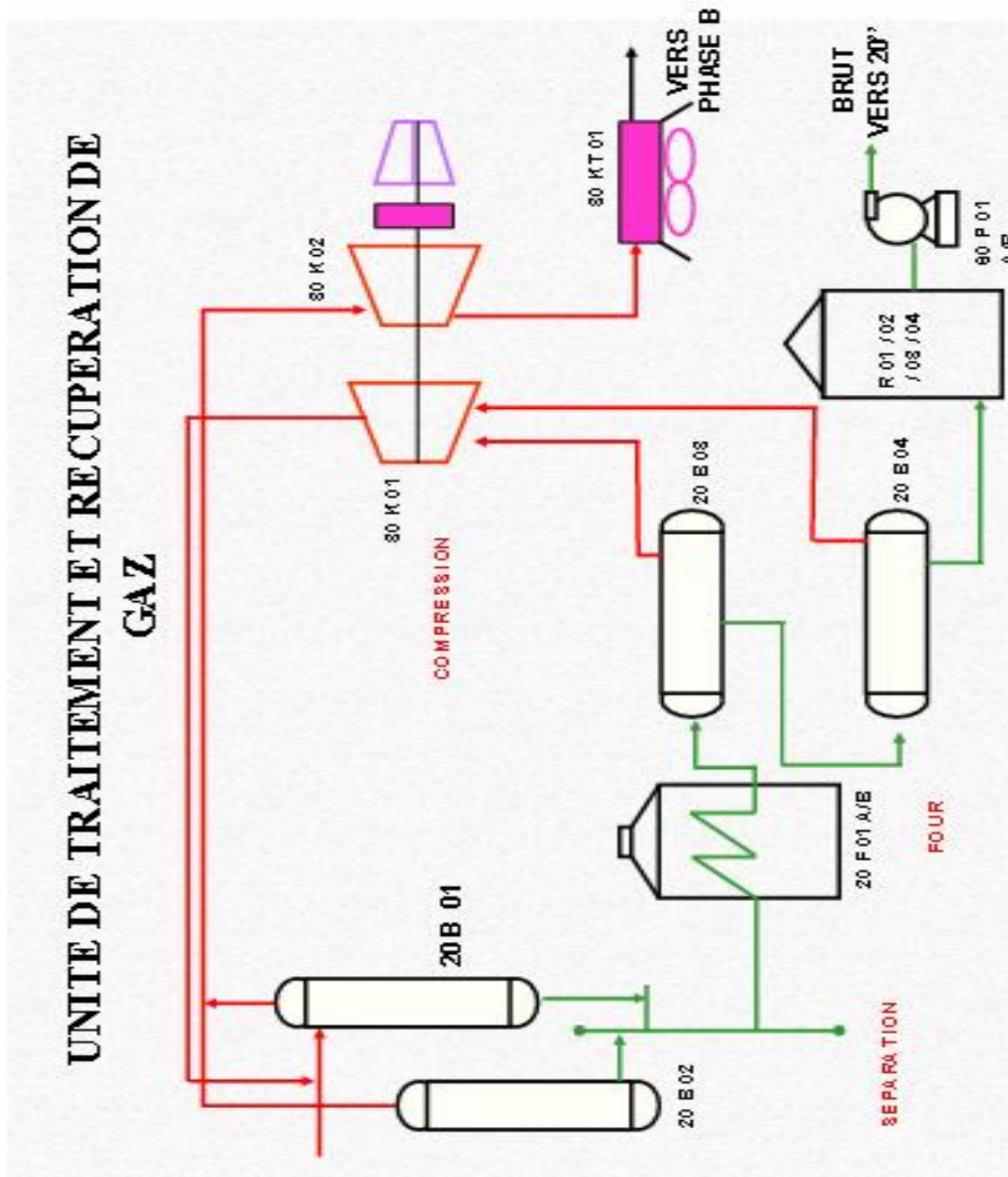


Fig. (I-2) : Schéma globale d'une unité traitement et récupération de gaz

I.5. Unité d'extraction du GPL :

L'installation d'extraction du GPL est implantée à proximité des unités de compression.

L'usine se compose essentiellement des unités suivantes :

- Unité 100 : Pré-refroidissement et déshydratation du gaz
- Unité 200 : Récupération du GPL
- Unité 300 : Ré compression du gaz traité
- Unité 400 : Fractionnement du GPL
- Unité 500 : Stockage et expédition du GPL
- Unité 600 : Circulation huile chaude
- Installations communes (Les utilités)

I.5.1. Définition de GPL :

Le gaz de pétrole liquéfié est un mélange gazeux composé essentiellement de Butane et propane à température ambiante et pression atmosphérique, mais il peut demeurer à l'état liquide sous des pressions relativement basses (4 -18 bars).

La composition chimique de G.P.L. est variable selon les normes et ses utilisations dans différent pays (50%,50% en France et 95%,5% aux état- unis). Il peut contenir ; le propylène, butène, et une faible quantité de méthane, éthylène, pentane, et exceptionnellement d'hydrocarbures tels que le butadiène, l'acétylène et le méthylacrylique.

Le G.P.L. est également utilisé comme carburant efficace pour les véhicules, et dans diffèrent domaines tels que la pétrochimie, la production électrique, et la climatisation....etc.

I.5.2. Les sources des GPL :

Les gaz de pétrole liquéfié (GPL) sont Produit principalement :

Dans les raffineries de pétrole brut, soit au cours de la distillation du pétrole ; soit pendant le craquage thermique ou reforming catalytique des produits en vue de la production des essences.

- Dans les unités de traitement et de séparation du gaz naturel (GN) qui a pour but de séparer et de recueillir les condensâts (propane, butane, essences légère etc.....)
- Par récupération directe des gaz séparés du brut.

I.5.3. Parc équipements unités ONR :

PARC EQUIPEMENTS DES UNITES ONR
--

MAINTENANCE ONR	Désignation	Nbre	Equipements Principaux
	Machines Tournantes	> 400	Dont : - 5 Turbines à gaz - 8 Compresseurs Centrifuges
	Equipements Statiques	> 450	Dont : - 137 Ballons - 56 Aéroréfrigérants - 34 Echangeurs
	Equipements Electriques	> 470	Dont : - 79 Disjoncteurs - 24 Transformateurs
	Equipements Instrumentation	> 2500	Dont : - 302 Vannes de Régulation (de 1" à 30")

Tableau. (I-5) : Parc équipements unités ONR

I.5.4. Prévisions des révisions et inspections des turbomachines 2007-2010 :

Années		2007	2008	2009	2010
Unités	CI	01	02	00	00
	HGPI	01	00	01	01
	MI	02	00	01	02

CI : Inspection combustion

HGPI : Inspection intermédiaire

MI: Inspection majeure

Tableau. (I-6) : Prévisions des révisions et inspections des turbomachines 2007-2010

I.6.Conclusion :

La période d'apprentissage, nous a permis de bien comprendre le rôle de la station de production oued-noumer, Ainsi que l'importance de la compression et de réinjection de gaz dans la nappe de Hassi R'mel.

Aussi durant cette période nous avons assisté le travail d'équipe de maintenance mécanique sur tous les équipements de station, pour connaître au mieux les différents éléments des compresseurs centrifuges, les auxiliaires et tous les équipements de la station.

II.1. Introduction :

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression. [1]

L'élévation de pression d'un gaz pour un compresseur est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tels que :

1. Les réactions chimiques (pression convenable le catalyseur)
2. Le stockage dans les cavités
3. La liquéfaction ou la séparation
4. Les cycles de réfrigération
5. L'alimentation des réseaux d'air comprimé,etc.

II.2. Type des compresseurs et classification :

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 dynamiques, 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. [1]

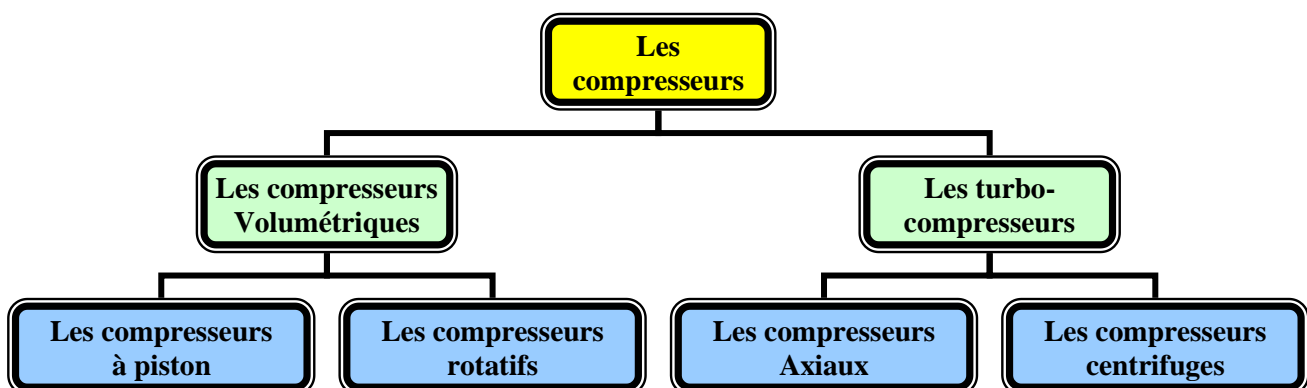


Fig. (II-1) : Classification des compresseurs

II.2.1. Compresseurs volumétriques :

On divise cette famille en deux catégories :(alternatifs, rotatifs) donc cette dernière famille on trouve plusieurs types donc (à palette, roots, à vis, à lobes et le compresseur rotatif spiral). [5]

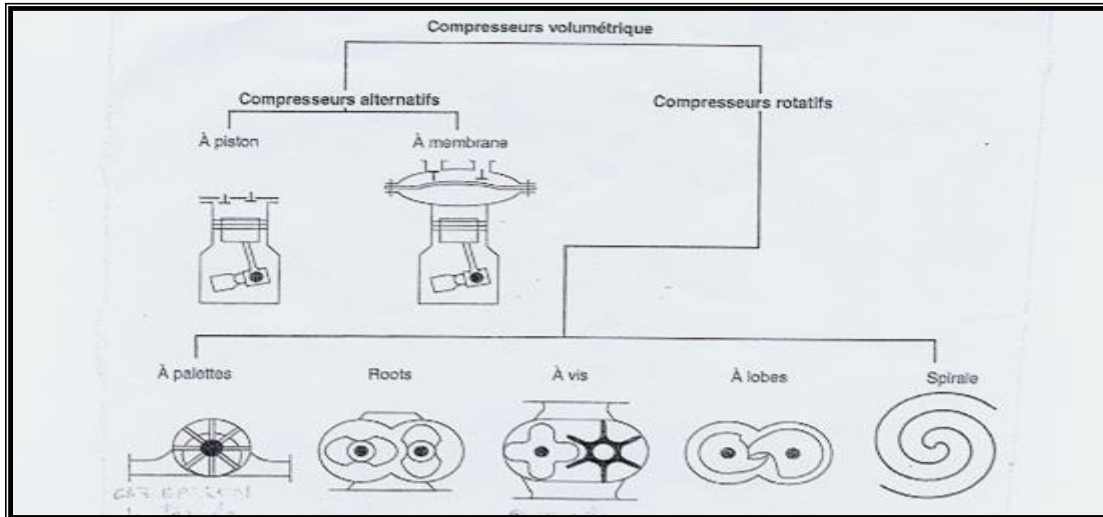


Fig. (II-2) : Les différents types des compresseurs volumétriques

II.2.1.1. Compresseurs alternatifs:

Le gaz est introduit dans l'espace limité par des parois métalliques (cylindre et piston)

L'espace à disposition du gaz est réduit (le piston avance) et par conséquent la pression augmente, quand la pression est parallèle à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé. [1]

On distingue deux types :

1. Compresseur à piston : (Système bielle manivelle ; Système à barillet)
2. Compresseur à membrane

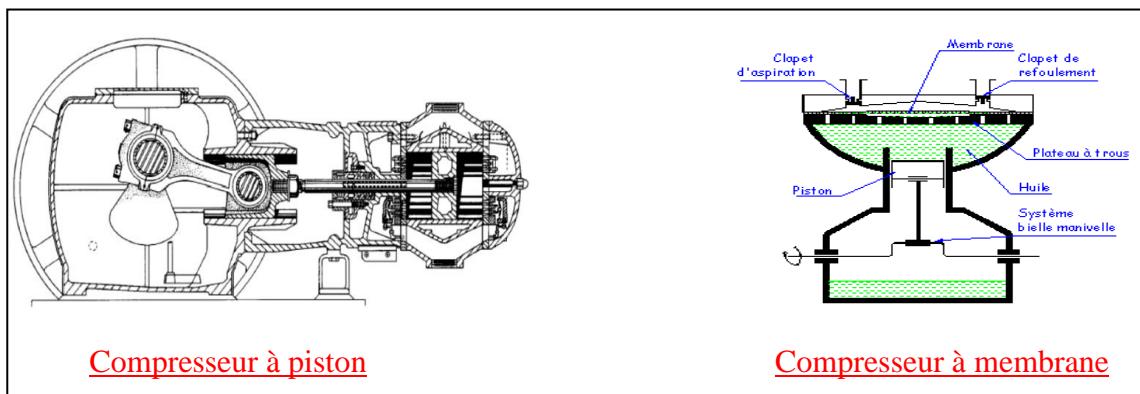


Fig. (II-3): Compresseurs alternatifs

a) Compresseur à piston :

Les compresseurs à mouvement alternatif sont constitués de 1 ou plusieurs pistons qui se déplacent dans un cylindre.

En déplaçant le piston, un volume de gaz est aspiré, coté opposé au déplacement du piston

Les compresseurs à mouvement alternatif sont largement utilisés dans la pétrochimie où les débits de gaz sont faibles à moyens et les taux de compression élevés

Le corps de la pompe est appelé **CYLINDRE**

La partie en mouvement à l'intérieur du cylindre est appelée **PISTON**

Lorsque le piston se déplace vers le haut un nouveau volume d'air est entraîné dans le cylindre.

Si le piston comprime le gaz seulement sur une course (mouvement aller) alors on dit que le compresseur est à simple effet.

Si le piston comprime le gaz sur les deux courses (aller et retour) on dit que le compresseur est à double effet.

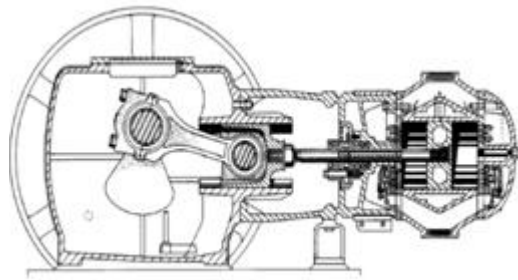


Fig. (II- 4) : Schéma de principe d'un compresseur à piston simple actions

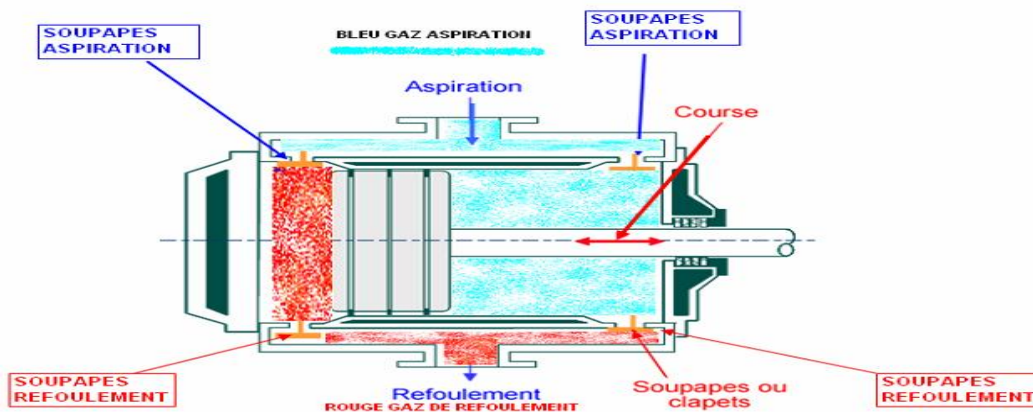


Fig. (II- 5) : Schéma de principe d'un compresseur à piston à double effet

b) Compresseur a membrane :

C'est la déformation élastique d'une membrane qui assure l'aspiration et la compression du gaz. Un système hydraulique permet d'assurer la flexion de la membrane : un piston se déplace dans le cylindre et agit sur le fluide hydraulique qui transmettra son mouvement oscillatoire à la membrane. [1]

Le rôle du plateau à trous est d'assurer une bonne répartition du fluide sous la membrane. Celle-ci est souvent constituée de trois disques métalliques : ce système a l'avantage de permettre la détection de la rupture de la membrane par une mesure de pression.

La membrane assure une étanchéité statique côté gaz procédé. De ce fait, les compresseurs à membrane sont utilisés pour des gaz dangereux, nocifs et corrosifs.

La membrane permet également de réaliser l'étanchéité vis à vis de la partie mécanique.

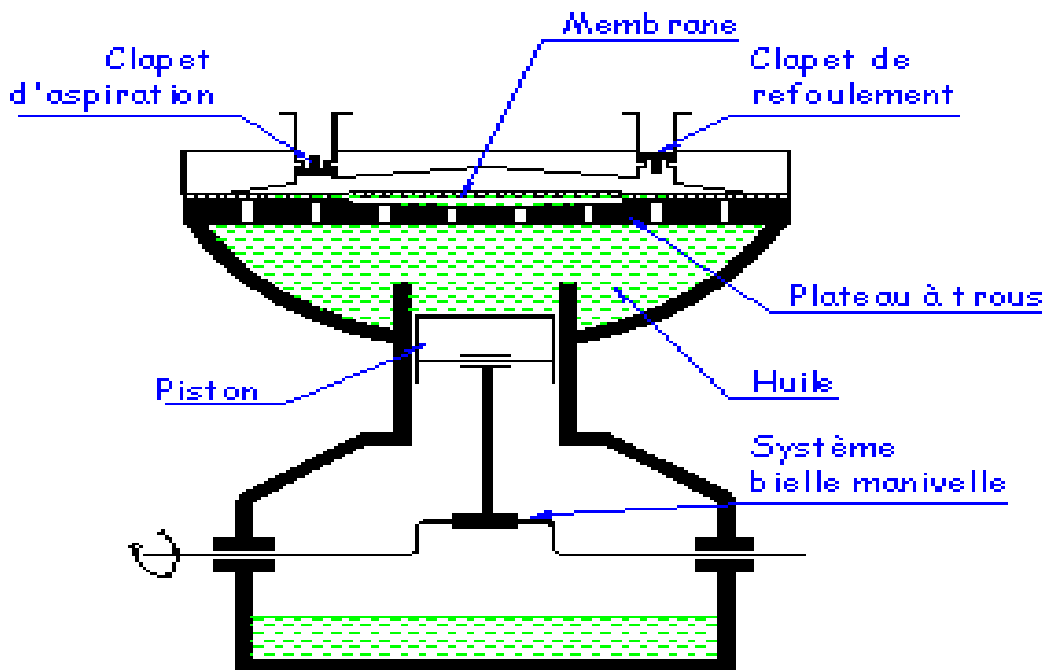


Fig. (II-6) : Compresseur à membrane

II.2.1.2. 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). [1]

1. Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
2. 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.

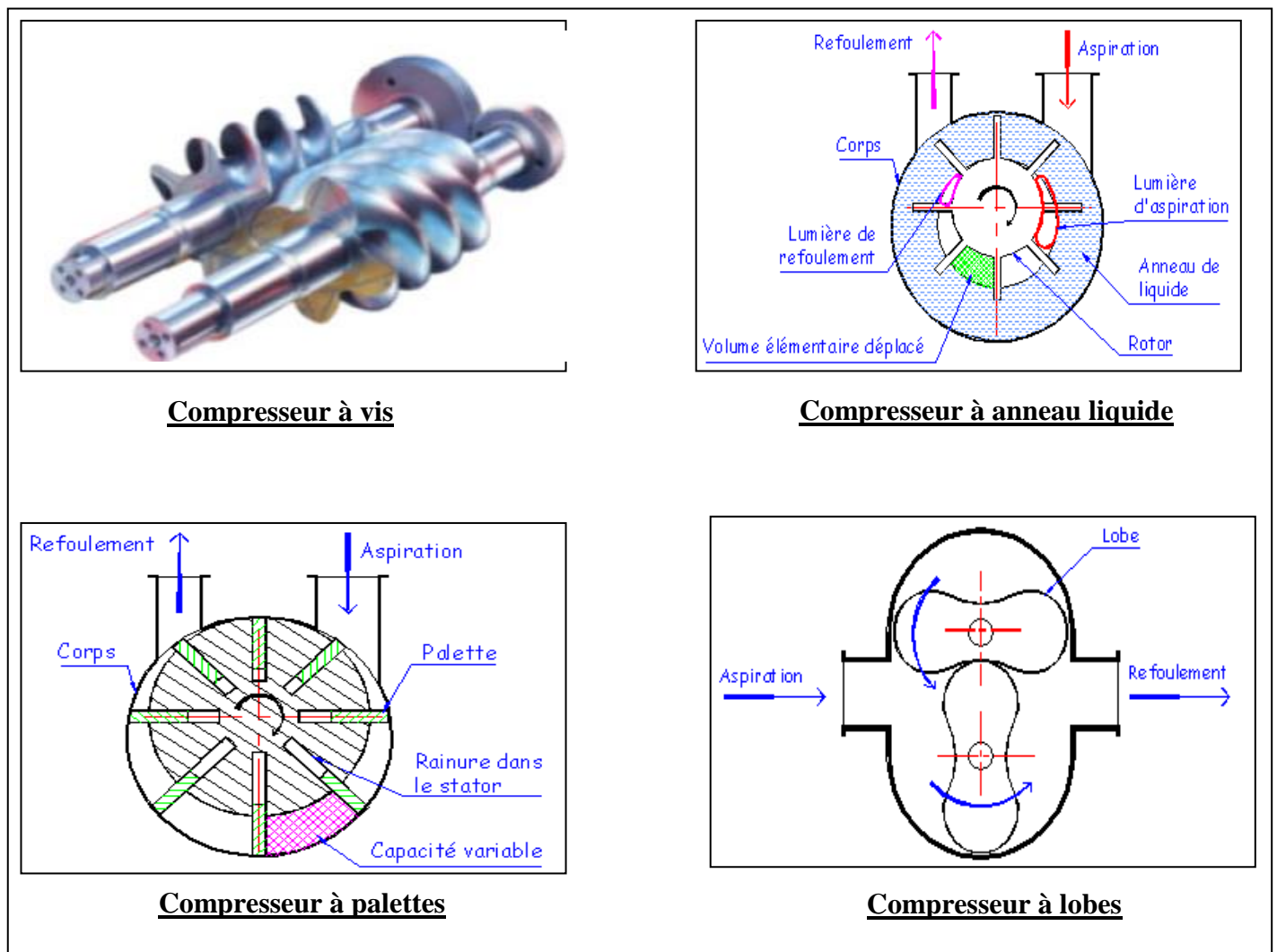


Fig. (II-7) : Les Compresseurs rotatifs

a) Le compresseur à palettes :

Il est constitué d'un stator dans lequel tourne un rotor excentré. Ce dernier est muni de rainures dans lesquelles coulisent des palettes qui sont plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge

Sous l'action de la force centrifuge, les palettes sont continuellement appliquées contre le cylindre. Le volume compris entre deux palettes est variable.

Le gaz aspiré par augmentation progressive du volume est ensuite emprisonné entre deux palettes et transporté vers le refoulement.

Dans cette zone refoulement, le volume diminue et le gaz comprimé s'échappe dans la tuyauterie de refoulement.

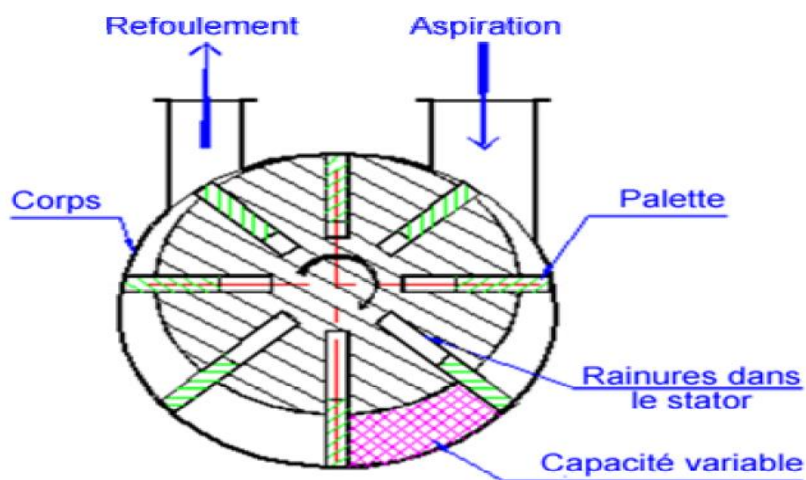


Fig. (II-8) : Compresseur à palettes

b) Le compresseur à vis :

La partie mobile est composée de deux vis s'engrenant l'une dans l'autre.

Ces deux vis tournent en sens contraire. Le passage du gaz s'effectue parallèlement aux axes des deux vis.

La vis femelle comporte toujours un pas de plus que la vis mâle avec un profil différent.

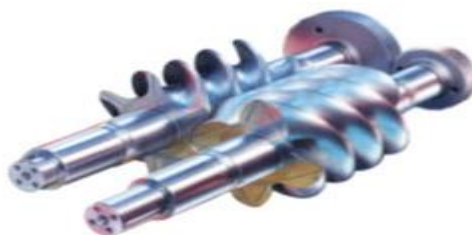


Fig. (II-9) : Vis mâle et femelle

Le gaz est comprimé progressivement en traversant des capacités de plus en plus petites jusqu'à la tubulure de refoulement (les chambres sont formées par les parois du corps et les filets des deux vis).



Fig. (II-10) : Cycle de compression

On peut dire qu'une cannelure joue le rôle d'un cylindre dont le volume est réduit progressivement par un lobe qui l'obstrue et remplit le rôle du piston.

1ère phase : Aspiration

Côté tubulure d'aspiration, une cannelure se remplit de gaz tant qu'elle est en contact avec la lumière d'aspiration.

2ème phase : Compression

Du fait de la rotation des rotors, la cannelure se trouve séparée de la lumière d'aspiration. Le gaz qui y est emprisonné est comprimé car le volume qui lui est offert est réduit par l'engrènement des lobes du rotor male avec le rotor femelle.

3ème phase : Refoulement

La compression se termine lorsque la cannelure atteint le bord de la lumière de refoulement. Le gaz comprimé est alors refoulé régulièrement jusqu'à ce que la lumière de refoulement soit à nouveau obstruée.

Remarque :

Pour assurer un débit de gaz continu au refoulement, le système est conçu de telle sorte qu'il y ait toujours 2 cannelures en contact avec la lumière d'aspiration et de refoulement. Une cannelure communique donc avec la lumière de refoulement avant que la précédente ne se soit complètement vidée et soit passée au-delà

c) Compresseur à lobes

Ils comprennent deux rotors engrenés qui ont le profil d'un lobe. Ils sont logés dans un corps muni de deux orifices, un pour l'aspiration, l'autre pour le refoulement.

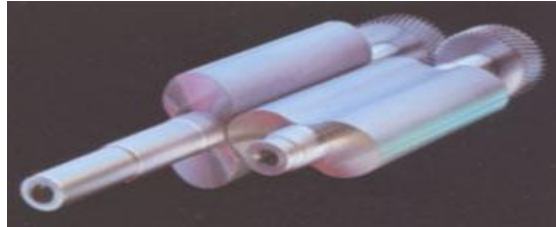


Fig. (II-11) : Lobes

L'engrenage des deux rotors est réalisé à l'aide d'un couple de pignons de synchronisation placé à l'extérieur de la machine.

Le jeu entre les rotors peut varier de 0,1 à 1 mm suivant le type de machine.

Les arbres des rotors sont portés par des roulements placés à l'extérieur. L'étanchéité vers l'extérieur est assurée soit par des presses étoupes, soit par des garnitures mécaniques. L'entraînement des deux rotors se fait en sens inverse l'un de l'autre.

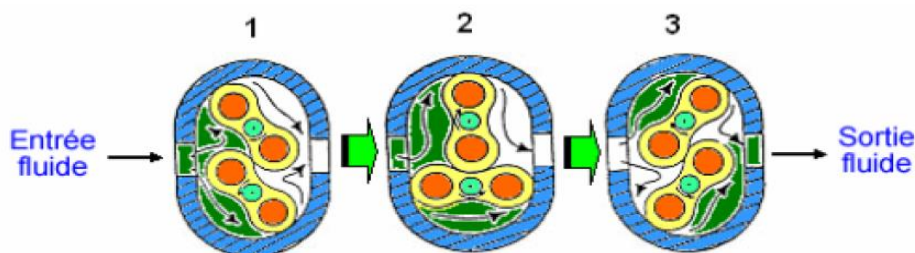


Fig. (II-12): Principe de fonctionnement du compresseur à lobes

Le gaz est entraîné par la rotation des lobes de l'aspiration vers le refoulement, sans variations de volume au cours du passage de l'aspiration vers le refoulement.

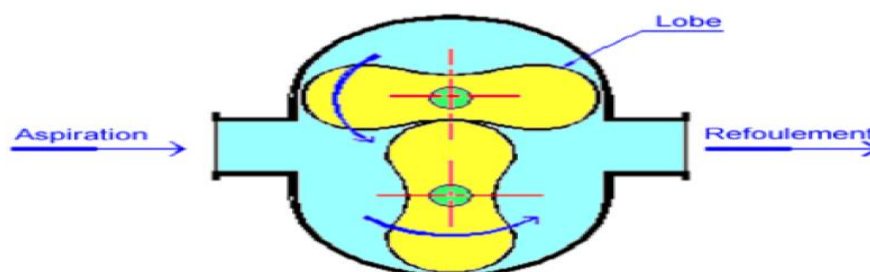


Fig. (II-13) : Coupe compresseur à lobes

La rotation des rotors se faisant sans contact, il n'est pas nécessaire de les lubrifier et la compression est donc exempte d'impuretés.

Caractéristiques générales :

1. débit : de 200 à 30 000 m³/h
2. taux de compression usuel : de 1,2 à 1,8
3. vitesse de rotation courante : 1500 à 2000 tr/mn

II.2.2. Compresseurs dynamiques :

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges.

Les compresseurs centrifuges augmentent l'énergie du gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le mouvement de rotation des roues à aube.

L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement de l'entrée à la sortie, A l'entrée de la roue se passe la compression du gaz et l'augmentation de l'énergie cinétique. L'énergie cinétique obtenue par le gaz est transformée en énergie potentielle dans les éléments immobiles. [5]

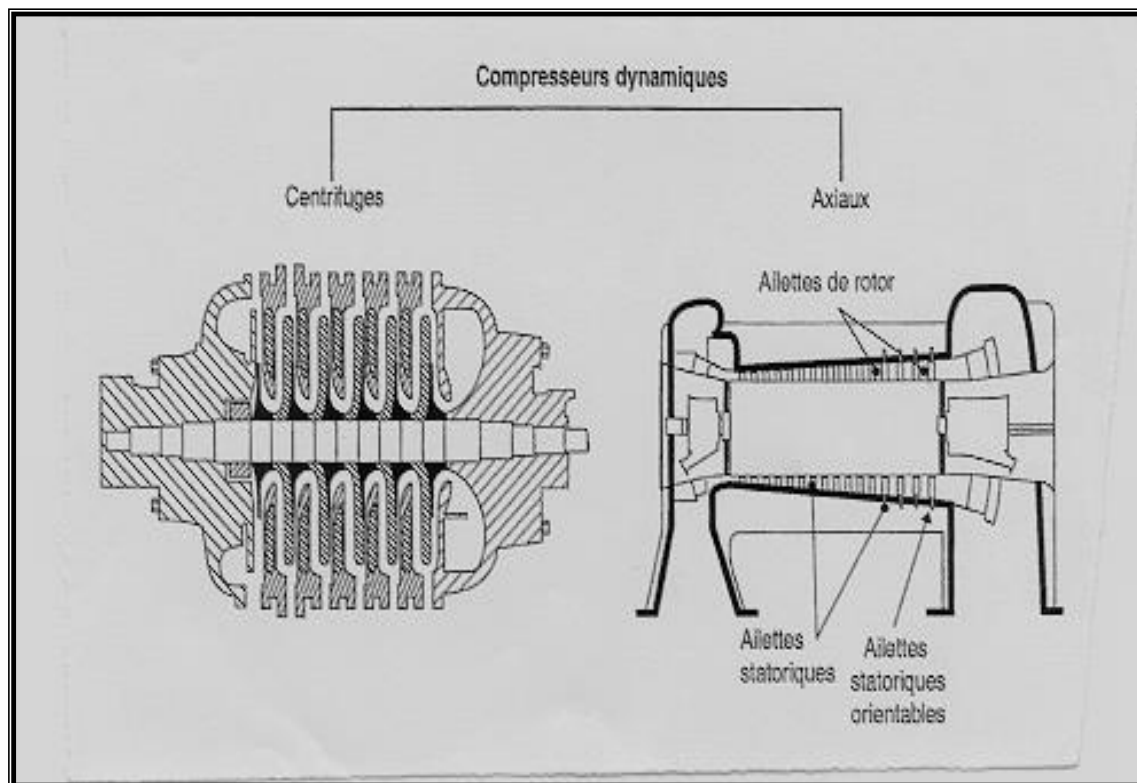


Fig. (II-14) : les compresseurs dynamiques

II.2.2.1. Compresseurs axiaux :

Les compresseurs axiaux ne sont pas refroidis, la compression est faite sans échange de chaleur avec l'extérieur ;

Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation, ils sont caractérisés par le nombre d'étage important et le taux de compression n'est pas élevé. [1]

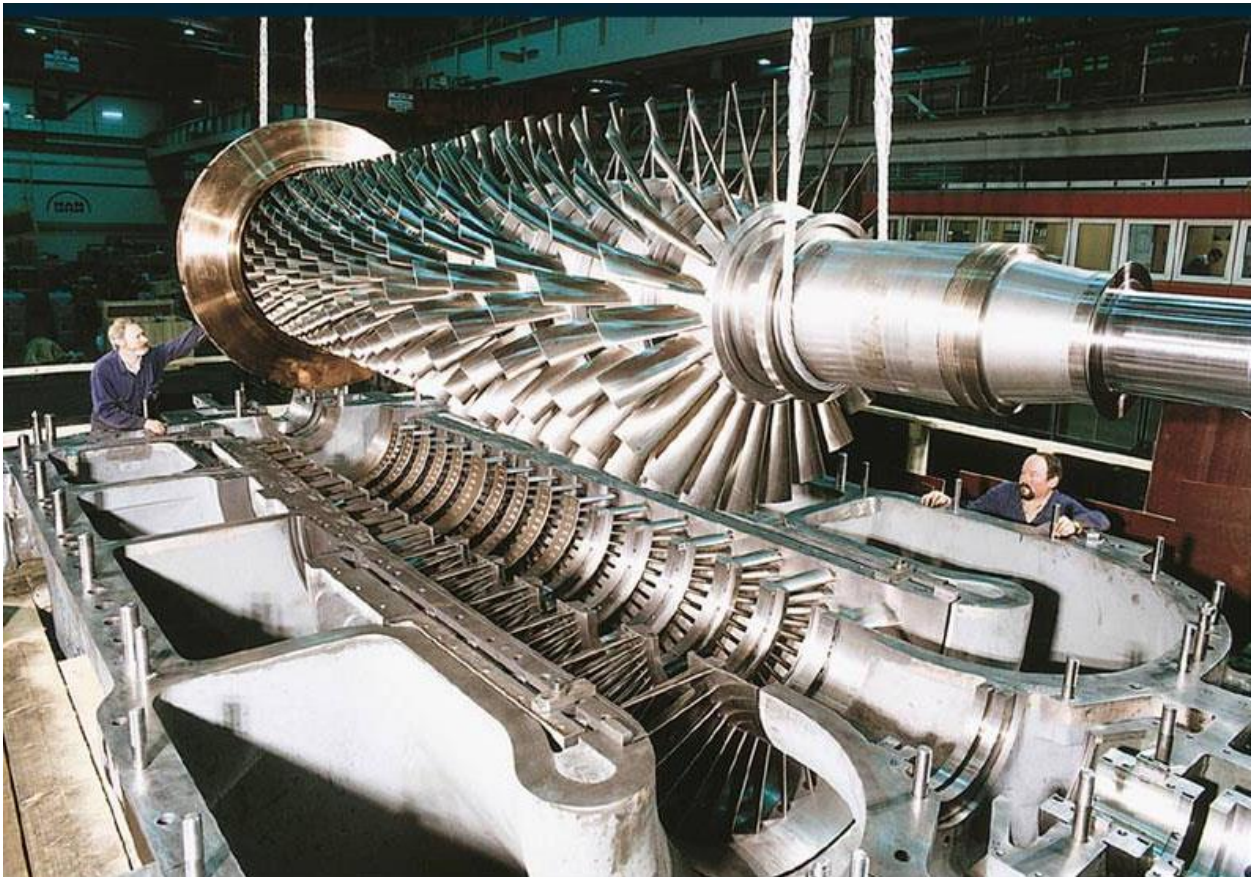


Fig. (II-15) : Compresseur dynamique axial

II.2.2.2. Compresseurs centrifuges :

Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimiques et pétrochimiques ; ils sont très compact et peuvent développer des puissances importantes comparées à leur taille, Dans leur plage de fonctionnement, ils n'engendrent pas de pulsation de pression au niveau des tuyauteries, ces qualités permettent des installations légères, pour l'environnement de ces compresseurs.

Ils sont particulièrement appréciés pour leurs fiabilités, car de part de leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal, la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans. [1]

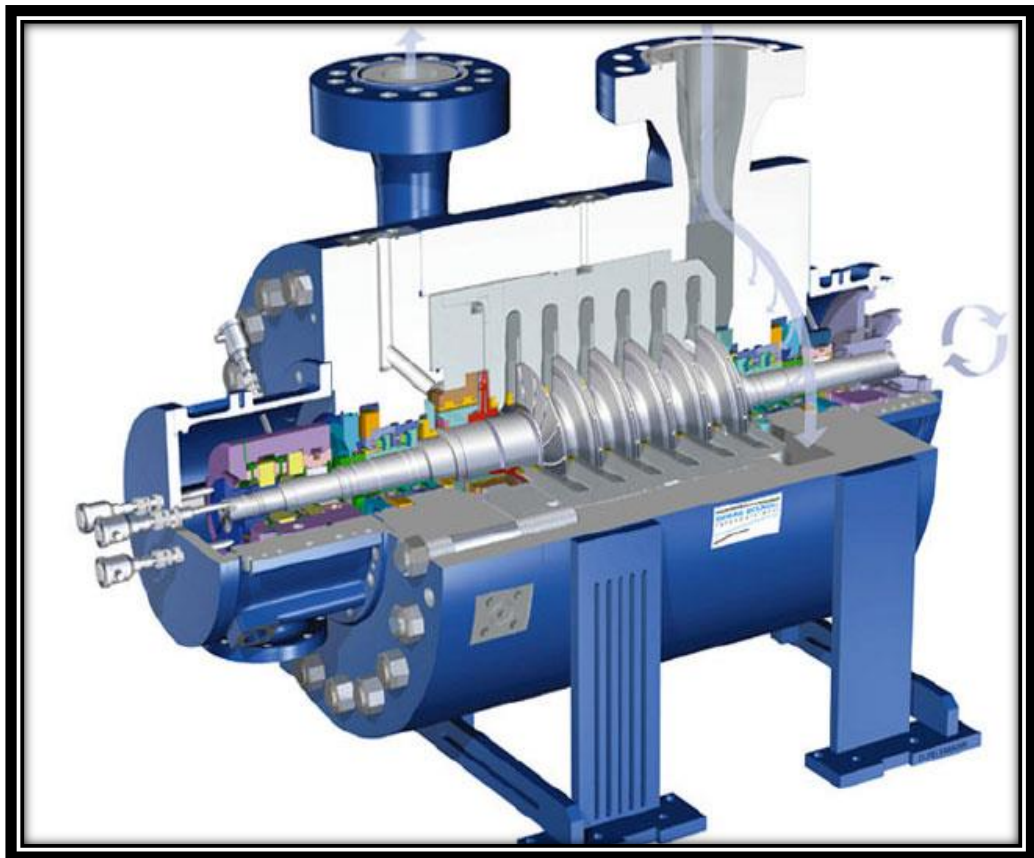


Fig. (II-16) : Compresseur centrifuge

a) Description générale :

Le 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 augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator, c'est-à-dire dans le diffuseur. [2]

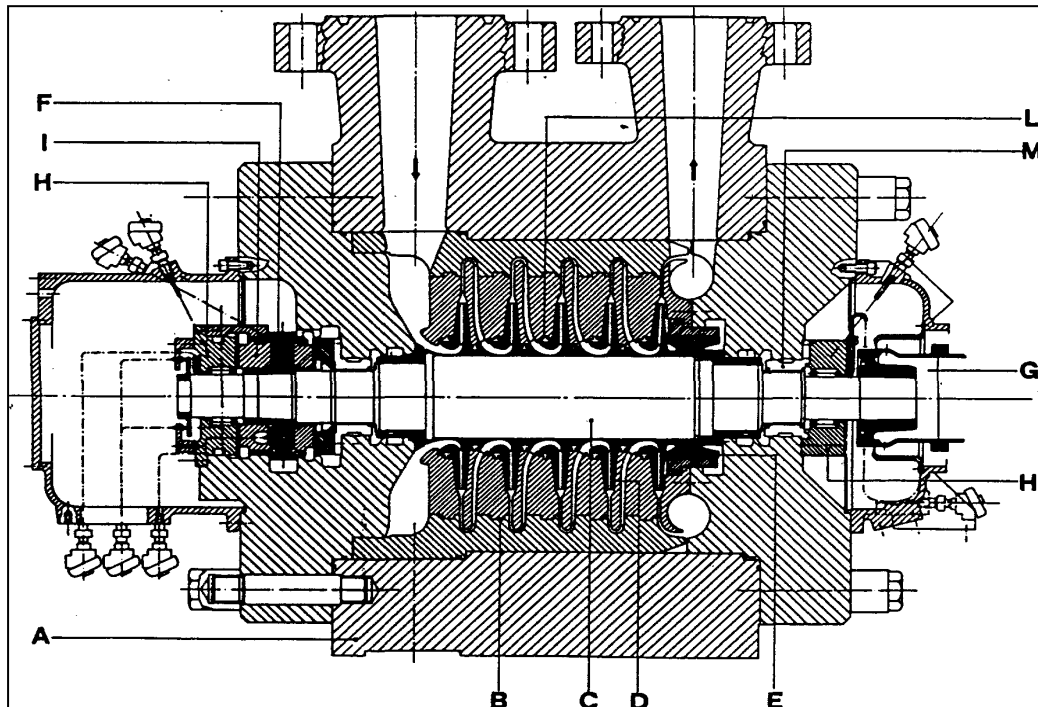


Fig. (II-17) : Schéma d'un Compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par (voir Fig. II.17) un corps extérieur contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par l'arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le piston d'équilibrage (E) et le collet (F) du palier de butée.

Le rotor entraîné par la machine motrice moyennant le moyeu (G) tourne sur les paliers porteurs (H) et est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I). Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L) et, si nécessaire, des étanchéités huile d'extrémité agissent sur le rotor.

b) Principe de fonctionnement :

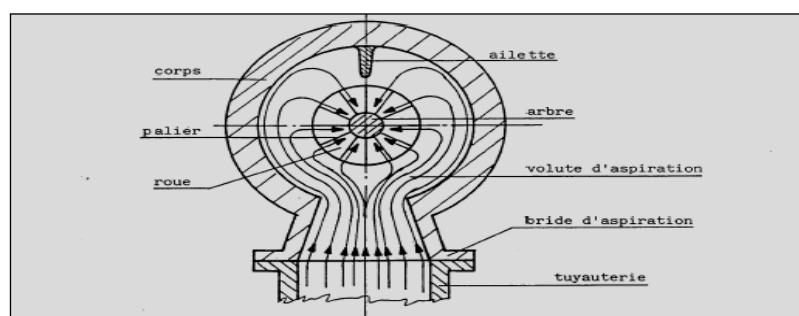


Fig. (II-18) : volute d'aspiration [2]

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé **volute d'aspiration** et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales.

FIG 17

Dans la chambre annulaire du coté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz.

Le gaz entre dans **le diaphragme** d'aspiration et donc aspiré par la première roue. La **roue** pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle.

Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.

éviter la formation de tourbillons du gaz.

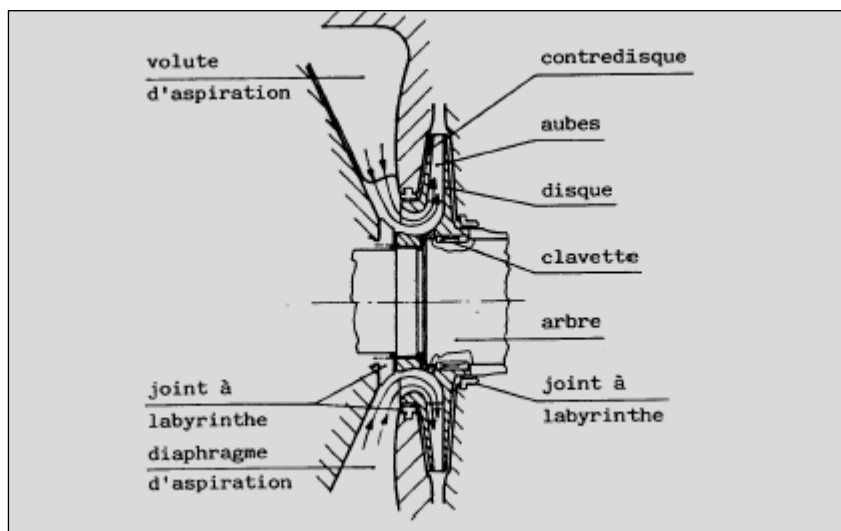


Fig. (II-19) : diaphragme d'aspiration

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-20)) qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

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

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-20)) qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

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

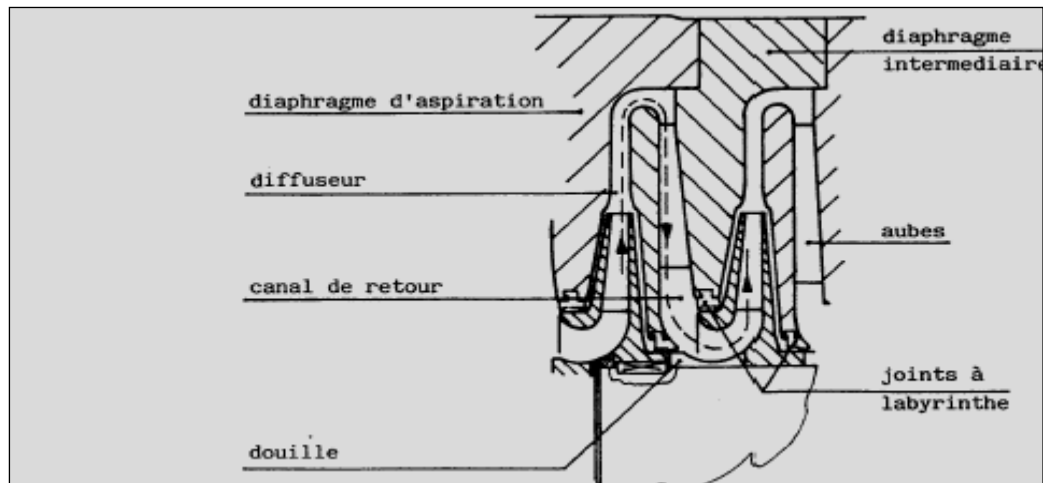


Fig. (II-20): diaphragme intermédiaire

Pour réduire au minimum les fuites internes de gaz, des joints labyrinthes formés de 2 ou plusieurs segments de bagues (fig.12.) sont montés sur le diaphragme

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée **volute de refoulement (Fig. II.21)** qui collecte 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 le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement.

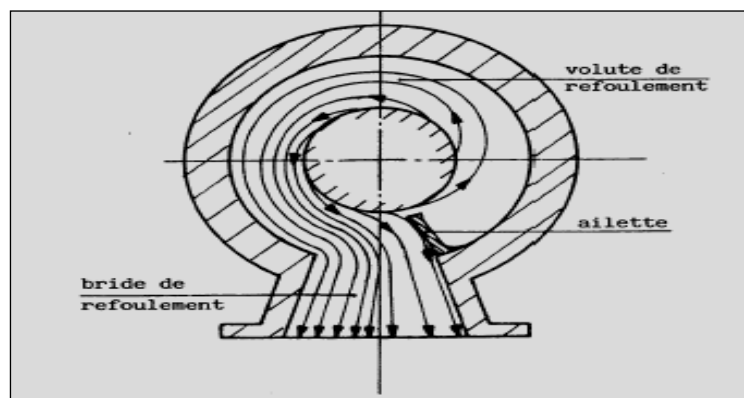


Fig. (II-21) : volute de refoulement

II.2.2.3. Technologie des organes principaux :

Un corps de compresseur doit remplir un certain nombre de fonctions : [3]

- Il reçoit toutes les pièces internes du compresseur :
 - rotor avec ses paliers, sa butée, ses dispositifs d'étanchéité.

- stator avec les pièces constituant diffuseur et canal de retour. Le diamètre extérieur d'un diffuseur est de 1,5 à 2 fois le diamètre extérieur des roues correspondantes, c'est ce qui conditionne la taille du corps.
- capteur de vibration ou de déplacement axial.
- Il doit donc permettre la visite commode de tous les composants et présenter un plan de démontage :
 - soit horizontal : corps à plan de joint horizontal,
 - soit vertical et radial : corps type "barrel".
- Il assure la liaison avec le procédé par l'intermédiaire des brides d'aspiration et de refoulement.
- Il réalise la résistance mécanique de l'ensemble de la machine à la pression interne ainsi que l'étanchéité de l'enceinte intérieure vis à vis de l'atmosphère.
- Il assure le supportage et le positionnement du compresseur.

II.2.2.4. Caractéristiques technologiques des corps du compresseur :

Les corps de compresseurs centrifuges peuvent être :

1. en acier moulé, cette solution convient aussi bien au corps à plan de joint horizontal qu'aux corps "barrel",
2. en acier forgé, solution bien adaptée au corps barrel.

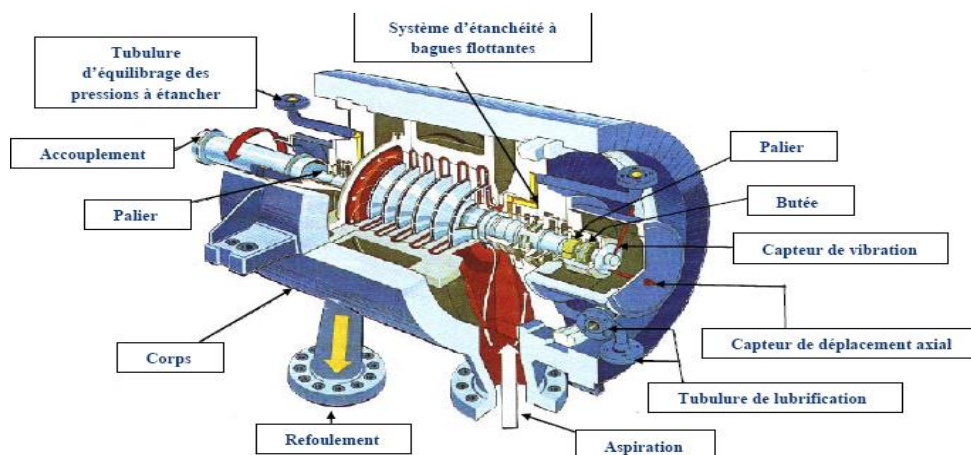


Fig. (II-22) : Organes principaux d'un compresseur centrifuge [3]

II.2.2.5. Rôle et fonctionnement des auxiliaires d'un compresseur centrifuge :

L'environnement du compresseur proprement dit est très important puisqu'il conditionne la sécurité et la fiabilité d'exploitation du groupe.

Bien que les fonctions principales : lubrification, étanchéité, alarmes et sécurités soient interconnectées et utilisent des équipements communs, leur fonctionnement sera étudié de façon séparée. [3]

a) Le circuit lubrification :

Sa fonction est d'assurer le graissage du **Groupe** en marche et à l'arrêt, c'est-à-dire de fournir à la ligne d'arbre **un débit d'huile de qualité fixée** en viscosité, pression, température et degré de filtration.

Cette fonction est en général assurée par une **centrale d'huile** qui peut être commune au circuit d'étanchéité.

1. La centrale d'huile comporte :
2. la caisse ou le réservoir d'huile,
3. les réfrigérants,
4. les filtres,
5. le cas échéant un réservoir en charge,
6. les tuyauteries de distribution et de retour d'huile,
7. l'appareillage de contrôle, d'alarme et de sécurité.

b) Caractéristiques de la lubrification :

Le fonctionnement des paliers et butées est subordonné au caractère "hydrodynamique" c'est-à-dire à l'établissement et à la stabilité du **coin d'huile**.

La **pression** de lubrification n'aide en rien à la formation de ce coin d'huile, elle n'intervient qu'au niveau du remplissage et du débit qui lui-même conditionne la température du palier et par là même **la viscosité** de l'huile dans le palier et la butée.

Le maintien d'une température convenable de l'huile est assuré par les réfrigérants installés sur le circuit. Ils assurent l'enlèvement des calories apportées :

par les sections pleines de l'arbre (en particulier côté refoulement),
par le fonctionnement propre des paliers et butées.

La pression mesurée au refoulement des pompes dépend principalement des tuyauteries de liaison entre la centrale et la machine (longueurs et diamètres qui conditionnent la perte de charge en fonction du débit demandé).

Le débit de lubrifiant ne dépend que de la quantité de chaleur à évacuer au niveau du palier.

La viscosité de l'huile nécessaire au bon fonctionnement du palier déterminera la qualité du lubrifiant choisi en fonction des paramètres de la machine : vitesse de rotation, poids du rotor,

charge spécifique, type du palier, température de fonctionnement en charge de la machine, matériau constitutif du rotor, etc...

La filtration dépend des jeux de fonctionnement du palier et du type de palier. Pour les compresseurs centrifuges une filtration de 25 μm est en général admise.

c) Le système d'étanchéité :

Sa fonction consiste à interposer un fluide de barrage à une pression supérieure à la pression de gaz à étancher.

Ce fluide peut être du gaz inerte ou du gaz propre dans le cas d'étanchéité" par labyrinthes ou garnitures sèches.

L'étanchéité utilise de l'huile sous pression injectée à une pression légèrement supérieure à la pression de gaz à étancher de manière à limiter la fuite vers l'intérieur de la machine.

Le système est conçu :

1. pour fournir une pression d'huile supérieure à la pression de gaz,
2. pour maintenir cette pression jusqu'à l'arrêt complet de la machine en cas de disjonction, pour créer cette pression avant la mise en route de la machine et pendant le temps nécessaire au réchauffage de la turbine d'entraînement dans le cas des turbo-compresseurs.

Le système comprend :

1. la caisse ou le réservoir d'huile,
2. les pompes à huile,
3. les réfrigérants,
4. les filtres,
5. un réservoir d'accumulation d'huile en charge,
6. les tuyauteries de distribution d'huile sous pression,
7. les tuyauteries de retour d'huile non polluée, en circuit atmosphérique vers la caisse
8. à huile principale,
9. les tuyauteries de retour d'huile sous pression de gaz à la caisse d'huile polluée,
10. les purgeurs et la caisse d'huile polluée, l'appareillage de contrôle, d'alarme et de sécurité.

d) Caractéristiques du système d'étanchéité :

La pression de fluide auxiliaire est le paramètre essentiel demandé au système. En cas d'urgence (arrêt des pompes, rupture de canalisation), cette pression est assurée par la pression de gaz à étancher s'exerçant par exemple sur la surface de l'accumulateur de sécurité, lui-même en charge et de volume de rétention suffisant pour alimenter les étanchéités jusqu'à l'arrêt de la machine et isolement.

Dans le cas d'étanchéité par gaz auxiliaire ce dispositif peut être remplacé par des bouteilles de gaz neutre sous forte pression détendu à la pression de sécurité exigée.

Le débit d'huile global peut être nécessité par l'enlèvement des calories migrant par la section d'arbre ou provenant du fonctionnement même de l'étanchéité.

La viscosité de l'huile est un paramètre déterminé par le type d'étanchéité et les conditions du procédé : nature du gaz, températures.

La filtration demandée par les étanchéités à l'huile est en général de l'ordre de 15 μ .

De plus en plus pour réduire le coût d'investissement et augmenter la fiabilité, les circuits auxiliaires de graissage et d'étanchéité sont combinés c'est-à-dire utilisent des éléments communs : caisse à huile, pompes primaires.

e) Alarmes et sécurités :

La fonction de ces auxiliaires est d'assurer :

1. le fonctionnement correct du compresseur dans toute la plage de caractéristique exigée par le procédé : l'appareillage avertira l'opérateur de l'approche des zones de pompage et de surcharge de la machine et, le cas échéant, mettra en service les auxiliaires d'anti-pompage ou de limitation de vitesse correspondant,
2. le démarrage du groupe sans incidence néfaste sur l'état mécanique de ses composants : compresseur, machine d'entraînement, accouplement, multiplicateur...,
3. l'arrêt d'urgence : signalisation, ralentissement et isolement du compresseur.

La fonction principale des alarmes est de permettre à temps les opérations de correction d'anomalies de fonctionnement et de réglage sans arrêter la machine.

Parmi ces diverses fonctions, le système d'anti-pompage devient de plus en plus élaboré car il vise à utiliser le compresseur dans les zones des faibles débits nécessités par le procédé, dans des conditions économiquement acceptables.

II.2.3. Avantages et inconvénients des différents types :

Dans ce chapitre nous allons traiter des différents avantages et inconvénients qui sont associés aux deux grands types de compresseurs :

1. Les compresseurs volumétriques
2. Les compresseurs dynamiques

Le tableau ci-dessous fait une synthèse des avantages et inconvénients relatifs aux différents types de compresseurs. [3]

Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
Alternatifs	Rotatifs	Centrifuges	Axiaux
<p>Bien adaptés aux petits débits</p> <p>Peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions</p> <p>Relativement souples à exploiter</p> <p>Meilleur rendement</p>	<p>Peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit</p> <p>Débit régulier</p> <p>Fiabilité satisfaisante</p> <p>Véhicule les matières toxiques en ce qui concerne les compresseurs à membrane</p>	<p>Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz</p> <p>Relativement souple à exploiter</p> <p>Excellente fiabilité</p>	<p>Très bon rendement</p> <p>Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées</p> <p>Excellente fiabilité</p>

Table (II-1) : Avantages des différents types de compresseurs

Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
Alternatifs	Rotatifs	Centrifuges	Axiaux
<p>Débit pulsé</p> <p>Fiabilité moyenne au niveau des soupapes</p> <p>Avoir une machine en secours</p> <p>Vibrations importantes</p>	<p>Peu appliqué aux hautes pressions</p>	<p>Pas adapté aux faibles débits</p> <p>Pompage à faible débit rend l'exploitation délicate</p>	<p>Rotors de grande taille, délicats à construire et coûteux</p>

Table. (II-2) : Inconvénients des différents types de compresseurs

Le choix d'un compresseur alternatif ou centrifuge sera tributaire des débits et pressions que l'on souhaite obtenir. D'autres paramètres seront à prendre en compte pour le choix final (taille, poids, prix,... etc.) [2]

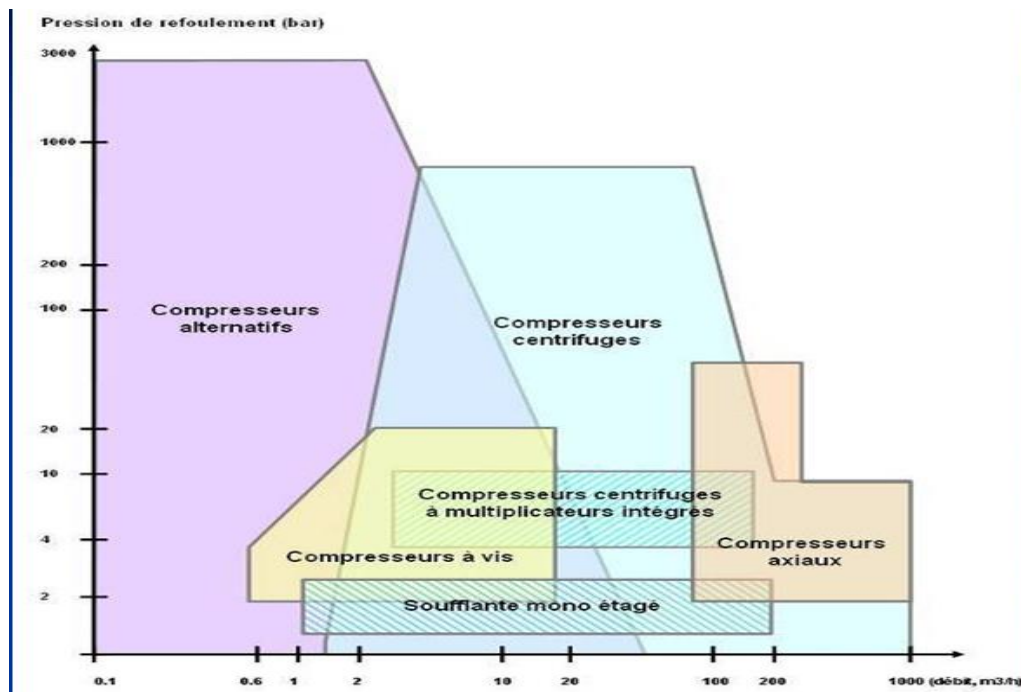


Figure. (II-23): Type de compresseur en fonction du Débit de la pression

Le tableau ci-dessous nous donne une comparaison entre les différents types de compresseurs suivant leur débit, pression, rendement et leur mouvement : [2]

Types		M* linéaire	M* 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

Table. (II-3): comparaison entre les différents types de compresseurs

II.3.description du compresseur BCL 405/C :

Dans notre étude nous avons choisie étudié l'instabilité des paliers du compresseur BCL 405 /C.

Le gaz industriel est comprimé de 70 bar à 350 bar par deux étapes de compression avec un compresseur centrifuge basse pression du type BCL 405/A et un compresseur haute pression du type BCL 405/C. Les deux compresseurs sont actionnés par deux turbines à gaz MS5002/C (fournie par Nuovo Pignone). [15]

II.3.1. Dénomination :

1. Compresseur **BCL 405/A** du type "barrel" pour basse pression .
2. Compresseur **BCL 405/C** du type 'Barrel pour haute pression.

Exemple : BCL 405 a ou c.

B	Type barrel
C	Ferme
L	Diffuseurs libres
40	Diamètre moyen des roues en cm
5	Nombre des roués
a	Code de la pression d'étude de la caisse ≤ 200 bars
c	Code de la pression d'étude de la caisse ≤ 500 bars

Tableau. (II-4): Dénomination de compresseur BCL 405/C [15]

II.3.2.Conditions de fonctionnement du compresseur BCL 405/C:

Les conditions de fonctionnement du compresseur BCL 405/C sont :

1. Gaz comprimé : C_1 et C_2 ;
2. Pression à l'aspiration : 70 bar ;
3. Température à l'aspiration : 45°C ;
4. Pression de refoulement : 350 bar ;
5. Température de refoulement : 100°C ;
6. Vitesse de rotation : 8500 tr /min.

II.3.3. Les différents composants du compresseur BCL 405/C :

Le BCL 405/C est conçu pour comprimer les gaz à haute pression, il se divise en: [15]

1. Éléments stator (enveloppe, diaphragme, paliers ...) ;
2. Éléments rotor (arbre, roues, tambour d'équilibrage ...) ;
3. L'étanchéité ;

4. Les raccords du gaz.

II.3.3.1. le stator :**a) Le corps ou l'enveloppe:**

Le corps du compresseur BCL est en forme de barillet en acier forgé, fermé aux extrémités par deux brides verticales (brides de tête), chacune une des deux brides de tête contient les logements des supports du rotor et des étanchéités d'extrémités.

Quatre pieds ressortant de la ligne médiane sont placés sur des piliers spéciaux soutiennent le corps. [15]

b) Diaphragme :

Les diaphragmes constituent le passage d'écoulement dynamique du gaz comprimé dans les pièces du stator du compresseur. Ils sont divisés en trois types : diaphragme d'aspiration, intermédiaire et de refoulement.

Le diaphragme d'aspiration conduit le gaz dans l'œil de la première roue, celui qui est intermédiaire est constitué de deux parties, l'une forme le passage de diffusion à travers lesquelles l'énergie cinétique du gaz est transformée en pression, l'autre forme le passage de retour pour porter le gaz vers l'œil de la roue qui suit, le diaphragme de refoulement constitue le diffuseur dernier étage, il constitue la volute de refoulement.

Tous les diaphragmes sont faits en acier tandis que les diaphragmes de refoulement sont faits en fonte.

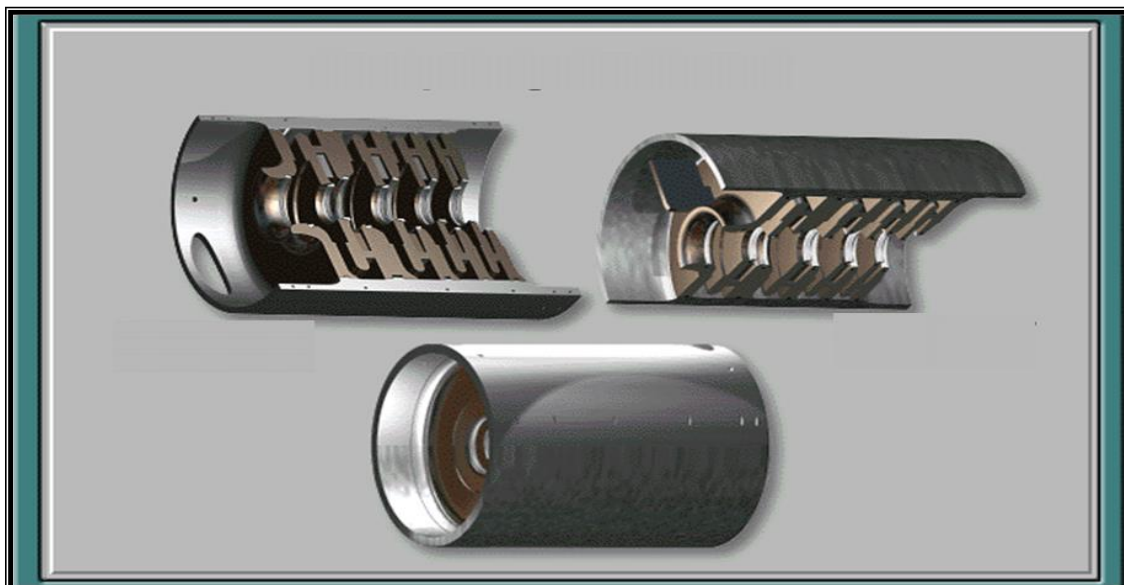


Fig. (II-24): Le Diaphragme de compresseur centrifuge BCL 405/C

II. 3.3. 2. Le rotor :

A. L'arbre:

L'arbre est fait en acier forgé, il est complètement usiné et posé sur les sections des paliers, la surface de l'arbre est protégée par des manchons en acier afin d'empêcher le contact direct avec le gaz, les roues, les manchons, le tambour d'équilibrage sont tous ajustés sur l'arbre.

Le rotor étant équilibré d'une façon statique et dynamique quoi qu'il arrive-il est conseillé de ne pas les détacher de l'arbre. [15]

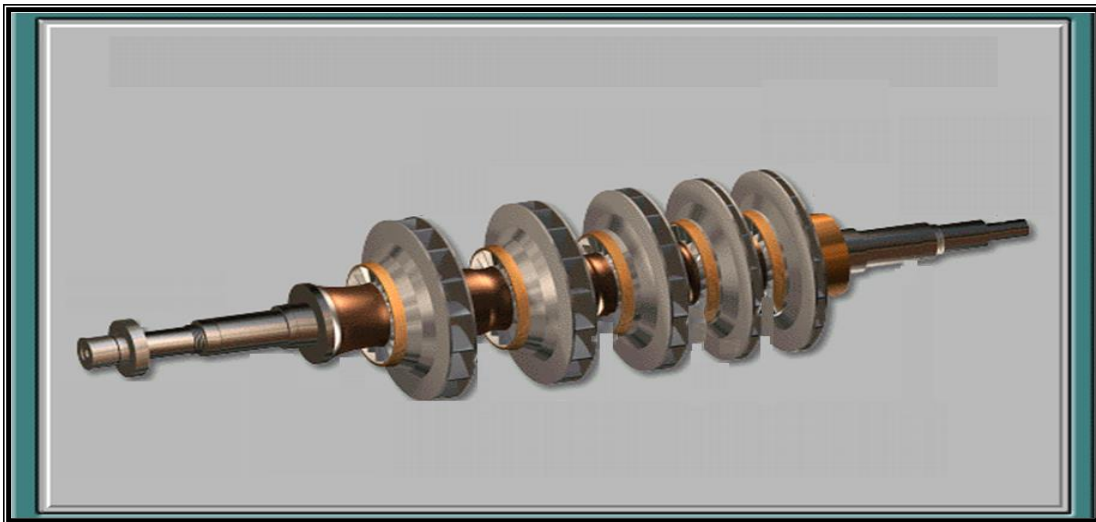


Fig. (II -25) : Le rotor de compresseur centrifuge BCL 405/C

B. Les roues :

Les roues sont constituées de deux disques appelés disques et contre disques unis au moyen d'aubes par un procédé de soudure spéciale, elles sont calées à chauds sur l'arbre et fixé par une ou deux clavettes.

Le choix du matériau et du traitement thermique relatif est effectué en tenant compte de la contrainte dû à la force centrifuge et des conditions de travail telles que la corrosion, la basse température, etc...

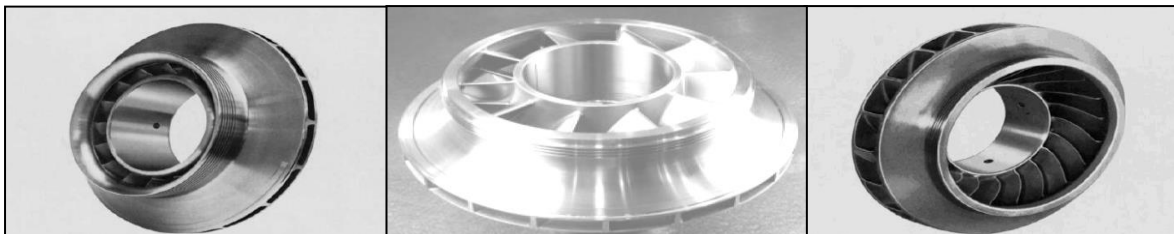


Fig. (II-26): Schéma des roues

c) Tambour d'équilibrage :

Il est construit en acier forgé et bien ajusté sur l'arbre. Le rotor du compresseur reçoit une force de poussée axiale dans la direction de l'aspiration qui est produit par la différence de pression du gaz comprimé à l'entrée et à la sortie de chaque roue, le tambour d'équilibrage est utilisé pour réduire cette poussée, il est monté à chaud sur l'arbre, son étanchéité à labyrinthe forme avec celle en bout d'arbre, la chambre d'équilibrage. [15]

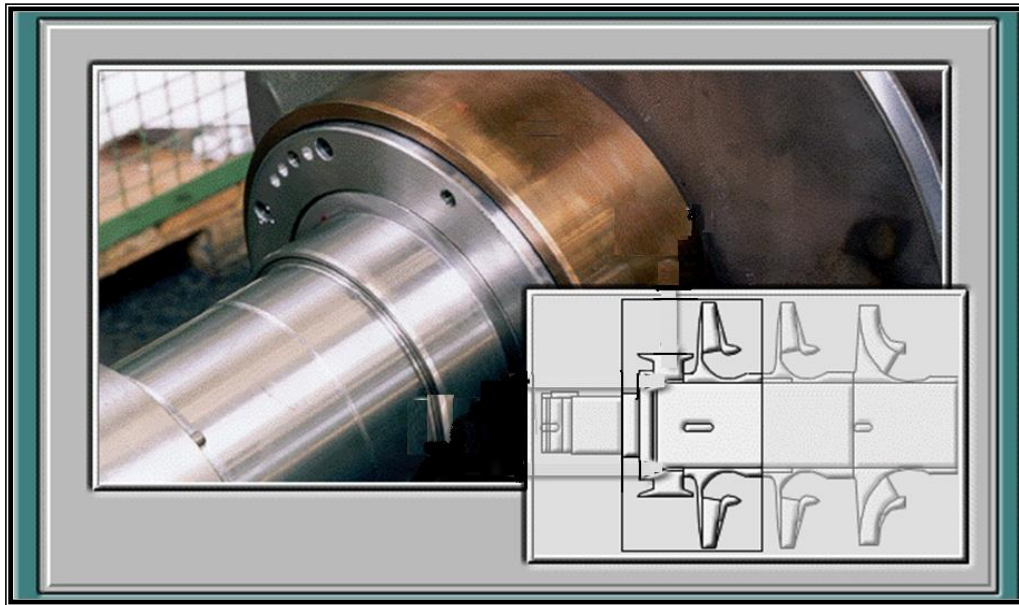


Fig. (II-27): Le tambour d'équilibrage de compresseur centrifuge BCL 405/C

II. 3.3.3. Les paliers du BCL 405:**a) Paliers porteurs :**

Les paliers porteurs sont du type à patin oscillant, à lubrification forcée. L'huile sous pression arrive aux paliers radialement et passe à travers des orifices pour lubrifier les patins.

Les patins sont réalisés en acier revêtu de métal blanc, ils sont solidaires aux taquets en acier ils sont placés dans leur logement formé par un carter et par deux bagues d'étanchéité d'huile.

Ils peuvent osciller dans le carter aussi bien dans le sens radial que dans le sens axial afin d'atténuer au maximum les vibrations du rotor. La rotation des patins dans le carter est bloquée par des goujons fixés sur le carter.

Les paliers porteurs sont axialement positionnés sur la bride de tête ou sur le corps du compresseur grâce à des vis. [15]

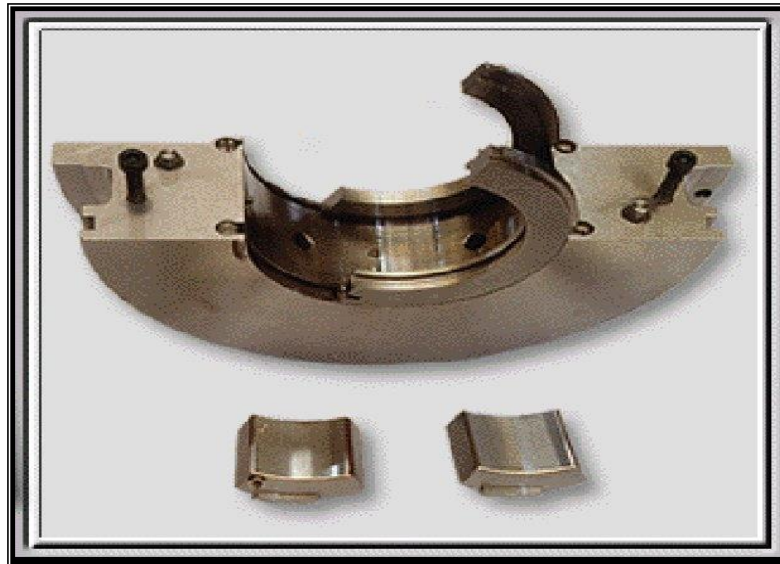


Fig. (II-28): Le palier de compresseur centrifuge BCL 405/C

b) Paliers de butée :

Le palier de butée monté sur l'extrémité de l'arbre du côté de l'aspiration est conçu pour absorber la poussée axiale sur le rotor qui n'est pas entièrement équilibré par le tambour d'équilibrage. [15]

Il est muni d'une bande élastique de raclage d'huile.

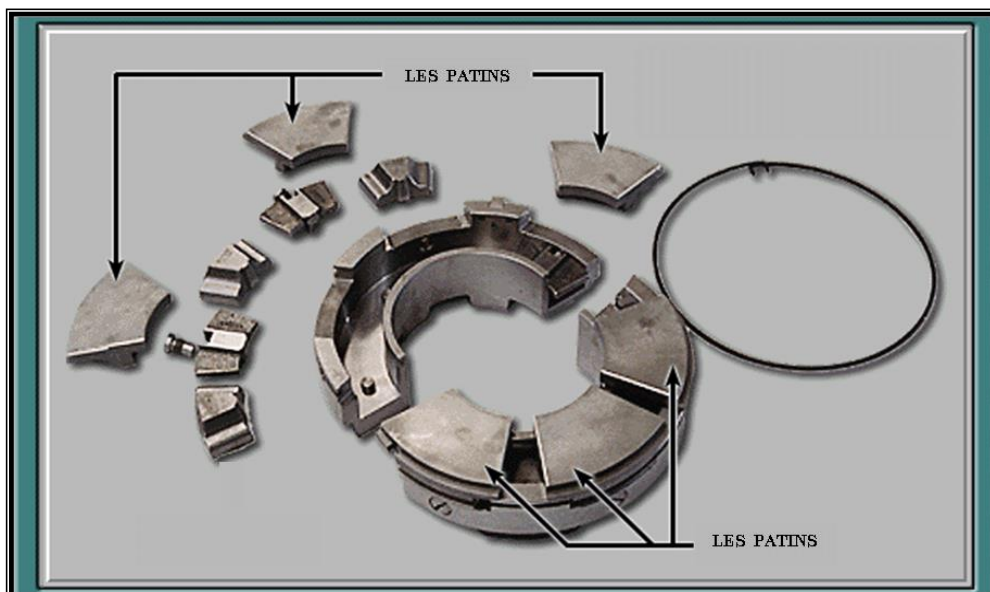


Fig. (II -29): Le palier de butée de compresseur centrifuge BCL 405/C

II.3.4. Système d'étanchéité du BCL 405/C :**a) Étanchéités à labyrinthe (internes) :**

Les étanchéités internes installées entre les ensembles stator et rotor du compresseur et servant à réduire les pertes de gaz pouvant se produire entre des zones à pression différentes, sont du 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 d'endommager le rotor en cas de contact accidentel. Ces bagues sont fabriquées en deux moitiés.

La moitié supérieure de chaque bague est vissée au diaphragme correspondant. Les demis-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 suivants de l'arbre : 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 en bout d'arbre pour réduire les pertes de gaz de la partie interne du compresseur. [3]

b) Étanchéités à huile (étanchéités en bout d'arbre) :

Les étanchéités à huile sont montées aux extrémités de l'arbre.

A chaque extrémité, on assure l'étanchéité par une combinaison d'étanchéité à huile labyrinthe.

Avant de rentrer dans les détails du système d'étanchéité à huile, il est nécessaire d'expliquer les conditions de fonctionnement de celui-ci Liaison de gaz.

Puisque les deux extrémités du rotor sont soumises à des valeurs de pression différentes (Aspiration et Refoulement), il a été nécessaire de réaliser un système de liaison pour équilibrer les pressions.

Cela nous permettra de :

- Utiliser des anneaux d'étanchéité de même type et interchangeables ;
- Employer un seul système d'alimentation d'huile d'étanchéité.

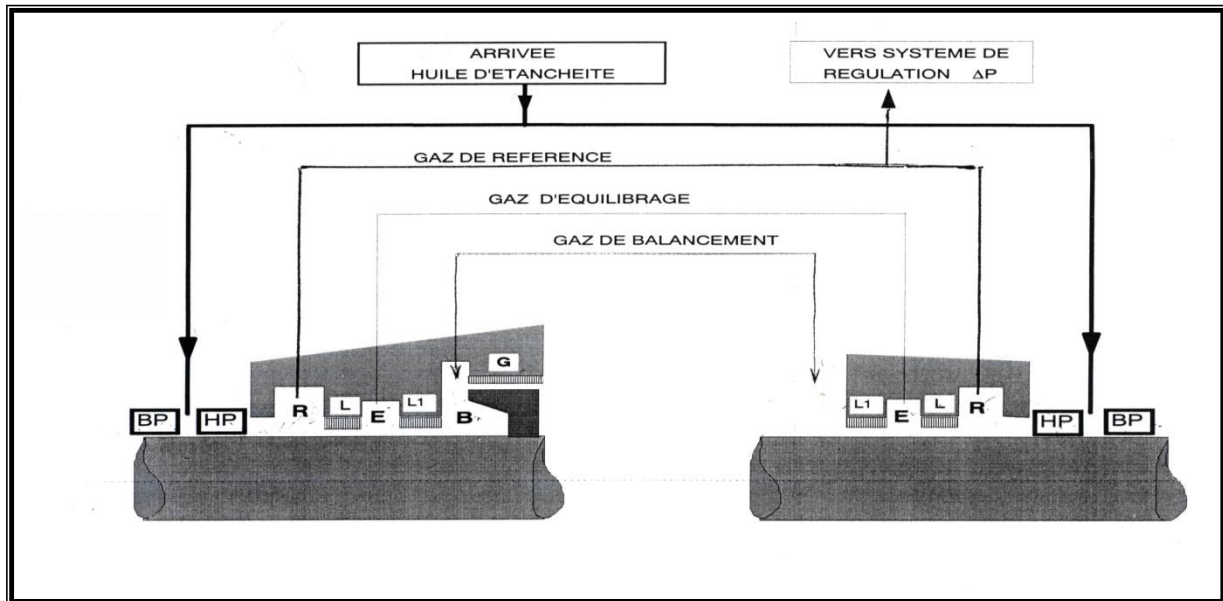


Fig. (II-30) : Le schéma d'étanchéité de compresseur centrifuge BCL 405/C

Le gaz de refoulement, qui sort entre l, labyrinthe "G" (nid d'abeille) et l'équilibreur, arrive dans la chambre "B" qui relie à l'aspiration à l'aide d'une tubulure. Cette ligne est appelée gaz de balancement.

Cette liaison nous permet d'avoir:

- Un équilibrage préliminaire des pressions ;
- Un équilibrage de la poussée axiale.

En général, la pression dans la chambre "B" est supérieure à la pression d'aspiration.

Pour avoir aux deux extrémités du rotor la même pression, on a monté un double étanchéité à labyrinthe " L - L1" combiné dans le labyrinthe d'extrémité.

Les deux chambres "E" gaz sortant à travers le labyrinthe " L1" de chaque extrémité, sont reliées à l'aide d'une tubulure.

Cette liaison est appelée ligne gaz d'équilibrage.

Le gaz qui sort à travers le labyrinthe " L" de chaque extrémité, arrive dans les chambres adjacentes " R " qui sont reliées à leur tour.

Cette liaison est appelée ligne gaz de référence.

La valeur de la pression référence est communiquée au système de la pression de l'huile d'étanchéité. Ce système maintient la pression de l'huile à l'entrée des anneaux d'étanchéité HP et BP toujours supérieure d'environ 1 bar à la pression du gaz de référence.

II.3.5.Circuit d'huile de graissage et d'étanchéité: [3]

Les circuits d'huile de graissage et d'étanchéité est commun, le système (voir la figure.31) se compose de :

a) Réservoir (170-T-01) :

Le réservoir de capacité de 9400 L est équipé d'une chaufferette électrique pour donner la viscosité souhaitée à l'huile pendant le démarrage, et un clarificateur (GP 201) pour séparer les polluants.

Dans quelque cas, il pourrait entrer dans le réservoir une telle quantité de gaz qu'en formeraient des mélanges explosifs ; pour l'éviter, on injecte à la surface d'huile un léger flux de gaz inerte (N₂).

b) Pompes de lancement et entraînement:

L'huile est soutirée du réservoir et envoyée dans le circuit grâce à un circuit de pompes.

Le système comprend deux pompes:

1. Une turbopompe (GA 207 B) (En marche).
2. Une motopompe (GA 207 A) (En arrêt).

Ces deux pompes sont appropriées pour le fonctionnement continu et ont la même capacité. Elles sont entraînées par des moteurs électriques. La pompe auxiliaire est munie d'une commande de démarrage automatique.

La tuyauterie de refoulement de chaque pompe est munie d'une soupape de sectionnement, une soupape de sûreté, un clapet anti-retour, et une soupape d'isolement.

Les deux tuyauteries de refoulement se réunissent en une seule tuyauterie.

c) Réfrigérant (171 ; 172 ; 173 –A-01 ABC) :

L'huile sort du compresseur à 64 c° d'où elle doit être refroidie de manière à conserver une bonne viscosité et il est donc prévu un système de refroidissement constitué par 3 train en parallèle chaque tain 3 aire.

d) Accumulateur :

L'huile qui sort des échangeurs est envoyée dans un accumulateur qui a une capacité de 1400 L et dispose d'une ligne (vanne) d'arrivée d'azote.

e) Filtre :

Pour disposer d'une excellente lubrification des paliers et des dispositifs d'étanchéité, mais aussi pour éviter l'usure, il faut maintenir en circulation de l'huile propre ; c'est la raison pour laquelle deux filtres en parallèle travaillent alternativement.

II.3.6. La distribution de l'huile :

L'huile filtrée sera distribuée en deux branches : [3]

a) L'huile de graissage :

L'huile filtrée à la température et pression exigée, arrive à une conduite principale dans laquelle les conduites d'huile de graissage des paliers sont taraudées.

Il y a un orifice calibré dans chaque conduite d'huile de palier, en adaptant ainsi un niveau de pression approprié. Le niveau de pression est indiqué par un manomètre local.

Il y a des thermo-éléments installés sur chaque palier pour le contrôle de la température du métal blanc.

Il y a des indicateurs de débit et des thermomètres locaux installés sur les conduites de retour de l'huile des points de graissage.

Les conduites de sortie de l'huile sont taraudées dans le seul récepteur duquel l'huile est portée vers le réservoir principal.

Les débits et pression au niveau des paliers : de la turbine, le compresseur GB 201 BP, multiplicateur de vitesse, le compresseur HP sont donnés dans le tableau suivant :

	Paliers de			
	Turbine	Compresseur BP	Multiplicateur de vitesse	Compresseur HP
Pression [bar]	2.05 2.26	2.05...2.26	2.05...2.26	2.05...2.26
Débit [l / mn]	41.7 174	22.7 89	89	27.4 105

Tableau. (II-5) : Pression et débit des paliers

b) L'huile d'étanchéité :

	Compresseur BP	Compresseur HP
Pression [bar]	5	11.34
Débit [l / mn]	55.2	96

Tableau. (II-6): Pression et débit d'huile d'étanchéité

Comme on peut le voir sur la figure.31 le circuit d'huile d'étanchéité est piqué du circuit de graissage, il est conçu pour empêcher les fuites de gaz de l'intérieure du corps du compresseur.

L'huile est envoyée entre les deux bagues (HP et BP) à une pression maintenue constamment supérieure à la pression du gaz d'environ 0.5 Kg/cm^2 , de façon à éviter la fuite du gaz vers l'extérieur et ne permettre qu'à une petite quantité d'huile de traverser la bague de HP et d'entrer en contact avec le gaz.

Pour maintenir un ΔP constant de l'ordre de 0.4 à 0.5 Kg/cm² entre l'huile et le gaz, on utilise un système qui se base fondamentalement sur la régulation automatique d'une soupape différentielle huile/gaz qui maintient le ΔP souhaité.

- L'huile contaminée passe dans des séparateurs afin de séparer l'huile du gaz.
- L'huile séparée est récupérée dans une caisse d'huile où elle sera purgée. L'huile propre retourne au réservoir grâce à un by-pass avec une vanne automatique assurant le retour de l'huile.

II.3.7. Instrumentation montée sur le circuit d'huile :

1. Vannes PCV.
2. Vanne PDCV.
3. Interrupteur de niveau monté sur le réservoir d'huile.
4. Indicateur de température.
5. Pressostat de démarrage de la pompe auxiliaire.
6. Manomètre différentiel sur les filtres.
7. Thermostat pour haute température du collecteur des paliers.
8. Pressostat pour alarme et arrêt d'urgence en cas de basse pression. [3]

II.3.8. Caractéristique de l'huile :

L'huile utilisée est le ISO VG 32, elle est constituée d'une base raffinée spéciale avec quelques additions pour améliorer ces caractéristiques qui est les suivants :

1. Bon index de viscosité
2. Bas point de congélation
3. Résistance au moussage

Bonne résistance à l'oxydation

Avec : 1 centistokes \rightarrow 1 mm²/s

Caractéristique	ISO VG 32
Masse volumique à 40° c	854.2 Kg/m ³
Viscosité cinématique à 40°c	32 centistokes
Viscosité cinématique à 100 c°	5.36 centistokes
Indice de viscosité	97
Point d'écoulement	-9°c
Point d'éclair	440

Tableau. (II-7): Caractéristique de l'huile

II.4. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté les différents types de compresseurs et leurs classifications ensuite la description générale du compresseur centrifuge avec les principaux modes de fonctionnements, les organes qui constituent ce compresseur et les fonctionnements des auxiliaires.

Nous avons passé par la suite à la description du compresseur centrifuge BCL 405/C avec tous ses composants ainsi que le système d'étanchéité et le circuit de graissage et de lubrification.

III.1. Introduction :

Maintenir un équipement, c'est gérer au coût optimal sa disponibilité dans le processus de production. La maintenance est aux machines ce qu'est la médecine pour les humains. Dans de nombreux cas, elle est un enjeu clé de la productivité et de la compétitivité des entreprises. Elle est devenue une discipline à part entière, avec un langage, des règles, des outils, des méthodes, des procédures contractuelles, une normalisation, des formations adaptées (BTS, DUT...).

La maintenance s'adresse et intéresse un grand nombre de secteurs d'activités. Elle peut être pratiquée par un service interne de l'entreprise, une entreprise de sous-traitance, un fabricant de matériel ou un distributeur. [6]

III.2. Définition de la maintenance :

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance est définie comme " l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ". [6]

III.2.1. Objectifs de la maintenance :

III.2.1.1. Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans un état acceptable ;
- Assurer la disponibilité maximale de l'outil de production à un prix raisonnable ;
- Créer un service qui élimine les pannes à tout instant ;
- Augmenter à la limite la durée de vie de l'outil de production ;
- Obtenir un rendement maximal.
- Maintenir les installations dans une priorité.
- Diminuer la probabilité de défaillance en service.
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne.
- Permettre de décider la maintenance corrective dans les bonnes conditions.
- Supprimer les causes des accidents graves.
- Améliorer les conditions de travail du personnel de production (ambiance de maintenance). [17]

III.2.1.2. Objectifs économiques :

- Réduire au maximum les coûts de la maintenance.
- Réduire les temps d'arrêt de production.

- Prévenir et aussi prévoir les interventions de maintenance corrective coûteuse.
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant...etc. [17]

III.2.2. Le différent type de maintenance :

III.2.2.1. La maintenance corrective :

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance corrective se définit comme "une maintenance effectuée après défaillance". [17]

Dans cette approche, les machines fonctionnent sans dépenses particulières pour l'entretien ni la surveillance, jusqu'à l'incident.

Dans la maintenance corrective, tout incident sur la machine a une influence sur l'exploitation, et puisque les arrêts sont aléatoires, la planification dans la production est difficile.

III.2.2.2. Les opérations de la maintenance corrective :

- Une analyse des causes de la défaillance (diagnostique).
- Une remise en état (dépannage, réparation).

Dépannage (palliative) : action de remise en état provisoire.

Réparation (curative) : action de remise en bonne état de fonctionnement définitif.

Condition d'application de la maintenance corrective :

La maintenance corrective est appliquée quand les conséquences ne sont pas graves.

III.2.2.3. Les avantages et les inconvénients de la maintenance corrective :

a) Les avantages :

- Budget de maintenance moyen.
- Coûts directe minimisées.
- Les frais de gestion de stocke moins important.
- Simplicité du travail.

b) Les inconvénients :

- Temps d'arrêt et d'intervention relativement long
- Coûts directe élevés.
- Achat de pièce de rechange à prix élevés.
- Organisation très difficile de l'intervention.

La maintenance corrective s'effectue après la défaillance et la caractéristique aléatoire de ce derrière fait qu'il n'est pas possible de planifier les interventions.

La qualité du remède est directement liée à la qualité du diagnostic.

III.2.2.4. La maintenance préventive :

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance préventive se définit comme " une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu".

C'est une intervention de maintenance prévue, préparée et programmée avant la date probable d'apparition d'une défaillance, elle doit permettre d'éviter les défaillances des matériels en cour d'utilisation.

Le programme de la maintenance préventive comporte les activités fondamentales suivantes :

- Inspections périodiques et surveillance des machines.
- Entretien de l'entreprise pour éviter les perturbations de production.

Dans la maintenance préventive on a deux types de maintenance :

- La maintenance préventive systématique.
- La maintenance préventive conditionnelle.

Le but de la maintenance préventive :

- Augmenter la durée de vie de matérielle.
- Diminuer la probabilité de défaillance.
- Diminuer le temps d'arrêt encas de pannes.
- Faciliter la gestion des stocks (consommation prévue).

a) La maintenance préventive systématique :

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance préventive se définit comme " Maintenance préventive effectuée suivant un échancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage"

Cette périodicité d'intervention est déterminée à partir de la mise en service ou après une révision partielle ou complète .Cette méthode nécessite de connaître :

- Le comportement de matériel en exploitation.
- Les usures.
- Les modes de dégradation.
- Le temps moyen de bon fonctionnement entre deux avaries.

Le but de la maintenance préventive systématique :

- Les inspections périodiques (cas de maintenance surveillée).
- Les interventions planifiées.
- Révision limitée ou partielle.
- Révision générale.

Cas d'application de la maintenance préventive systématique :

- Les équipements dans la panne risque de provoquer des accidents graves.
- Les équipements dont l'arrêt pouvant durée longtemps.
- Les équipements ayant un coût de défaillance élevé.
- Les équipements soumis à la législation (matérielle de haute pression).

b) La maintenance préventive conditionnelle :

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance conditionnelle se définit comme "Une maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé (auto diagnostique, information d'un capteur, mesure d'une usure) révélateur de l'état de dégradation du bien".

Elle consiste à ne changer l'élément que lorsqu'il présente des signes, de vieillissement ou d'usure mettant en danger, ses performances. On s'appuie sur des mesures physiques qui sont :

- La mesure des températures.
- Analyse des huiles.
- La mesure des vibrations et des bruits.

Cas d'application de la maintenance préventive conditionnelle :

- Central de surveillance des stations nucléaires.
- Le niveau et la qualité d'huile de lubrification.
- La tension et l'intensité des matériels électriques.
- Les paramètres physiques (pression, débit, température).
- L'analyse des vibrations et des bruits.

Les avantages maintenance préventive conditionnelle :

- Bonne préparation de l'entretien.
- Durée d'immobilisation minimisée.
- Facilité de la programmation et le planning des travaux.
- Coûts directe et indirecte acceptable.

III.2.2.5. Les opérations de maintenance :

- **Le dépannage :**

Action sur un bien en panne en vue de le remettre provisoirement en état de fonctionnement avant réparation.

- **La réparation :**

C'est une intervention définitive et limitée de maintenance corrective après panne ou défaillance. L'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquels il a été conçu.

- **Les inspections :**

Ce sont des activités de surveillance consistant à relever périodiquement des anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillages spécifiques ni l'arrêt de l'outil de production.

- **Les visites :**

Ce sont des opérations de surveillance qui entrent dans le cadre de la maintenance préventive systématique, elles s'opèrent selon une périodicité prédéterminée. Ces opérations définies au préalable peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation des matériels.

- **Les contrôles :**

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement.

- **Les révisions :**

C'est l'ensemble des actions d'examen de contrôle et des interventions effectuées en vue de protéger l'équipement contre toute défaillance majeure. Il y a des révisions partielles et des révisions générales et dans les deux cas il y a une nécessité de la dépose de différents sous-ensembles d'un matériel. [17]

III.2.2.6. Les niveaux de maintenance :**• 1^{er} niveau :**

Réglages simples au moyen des éléments accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement, ou échanges d'éléments consommables accessibles en toute sécurité (voyants, fusibles [17])

• 2^{ème} niveau :

Dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et opérations mineures de maintenance préventive telles que les graissages ou contrôles de bon fonctionnement (rondes).

• 3^{ème} niveau :

Identification et diagnostic des pannes réparations par échange de composants ou d'éléments fonctionnels, réparations mécaniques mineures et toutes opérations courantes de maintenance préventive telles que réglage général ou réaligement des appareils de mesure.

• 4^{ème} niveau :

Tous les travaux de maintenance corrective ou préventive sauf rénovation et reconstruction. Avec réglages des appareils de mesure utilisés. Au besoin vérification des étalons de mesure par des organismes spécialisés.

• 5^{ème} niveau :

Rénovation, reconstruction, et toutes les opérations importantes confiées à un atelier central ou à des unités extérieures.

III.2.2.7. Les activités connexes de la maintenance :**• Rénovation :**

Inspection de tous les organes, reprise dimensionnelle complète ou remplacement des pièces déformées, vérification des caractéristiques et éventuellement préparation des pièces, sous - ensemble défailtantes conservations des bonnes pièces. [17]

• Reconstruction :

Nécessite le remplacement des pièces vitales par des pièces d'origines ou des pièces neuves équivalentes.

Les modifications apportées peuvent concerner, en plus de la maintenance et de la durabilité, la capacité de production, l'efficacité, la sécurité entre la rénovation et la reconstruction, développe une forme intermédiaire, elle consiste à récupérer sur des matériels rebutés des éléments en bon état.

- **La modernisation :**

Remplacement des équipements, accessoires et appareils ou éventuellement des logiciels apportant, grâce à des perfectionnements techniques n'existant pas sur le bien d'origine

III.2.2.8. Organigramme des différents types de maintenance :

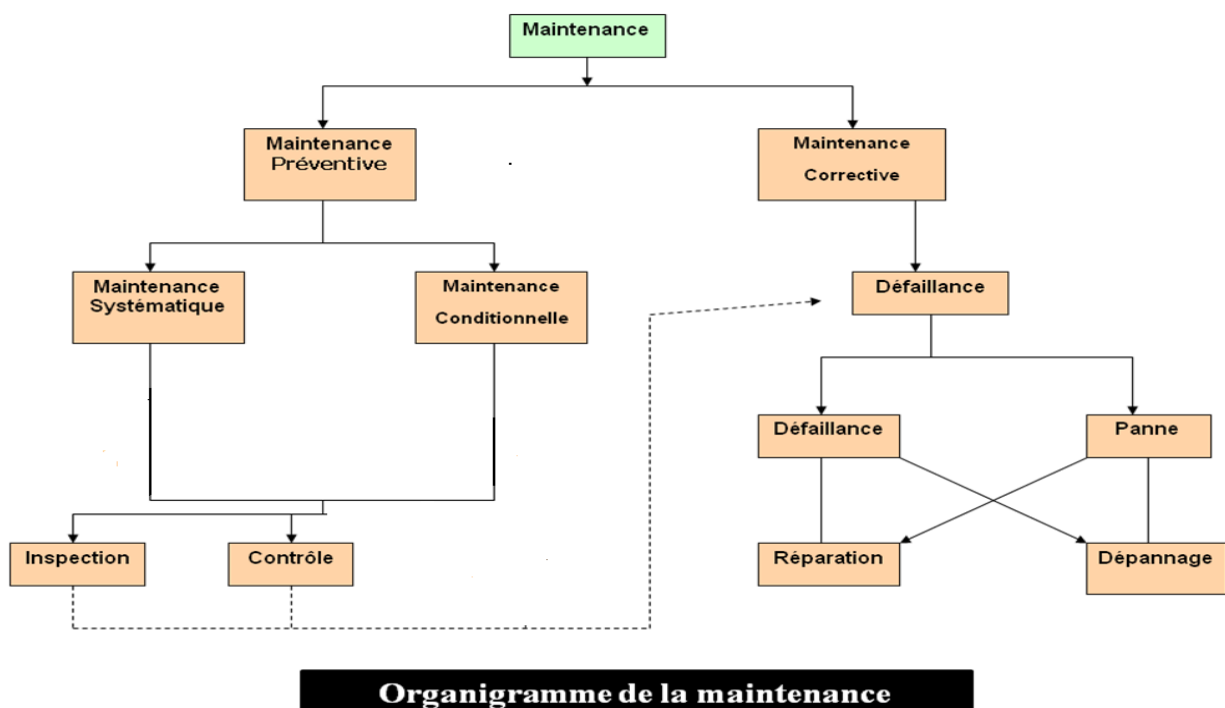


Fig. (III-1) : Organigramme de la maintenance [17]

III.2.2.9. Conséquences de la maintenance :

a) Conséquence d'une mauvaise maintenance :

Les conséquences d'une mauvaise maintenance sur le plan économique sont immédiatement vaste est sensible, on registre :

- Des pannes fréquentes qui se traduisent par l'arrêt de production, retard dans délais, pertes dans les exploitations.
- Les dépannages d'exception deviennent monnaie courante et se traduit par un travail non productif
- Le rendement diminue.
- Le matériel s'use plus rapidement, et son fonctionnement n'est jamais certain.

- Les retards s'accumulent et désorganisent tout le système économique.
- Exposer le personnel au danger.

Des consommations exagérées au niveau des machines.

- Nous traduisons ces conséquences dans le schéma suivant

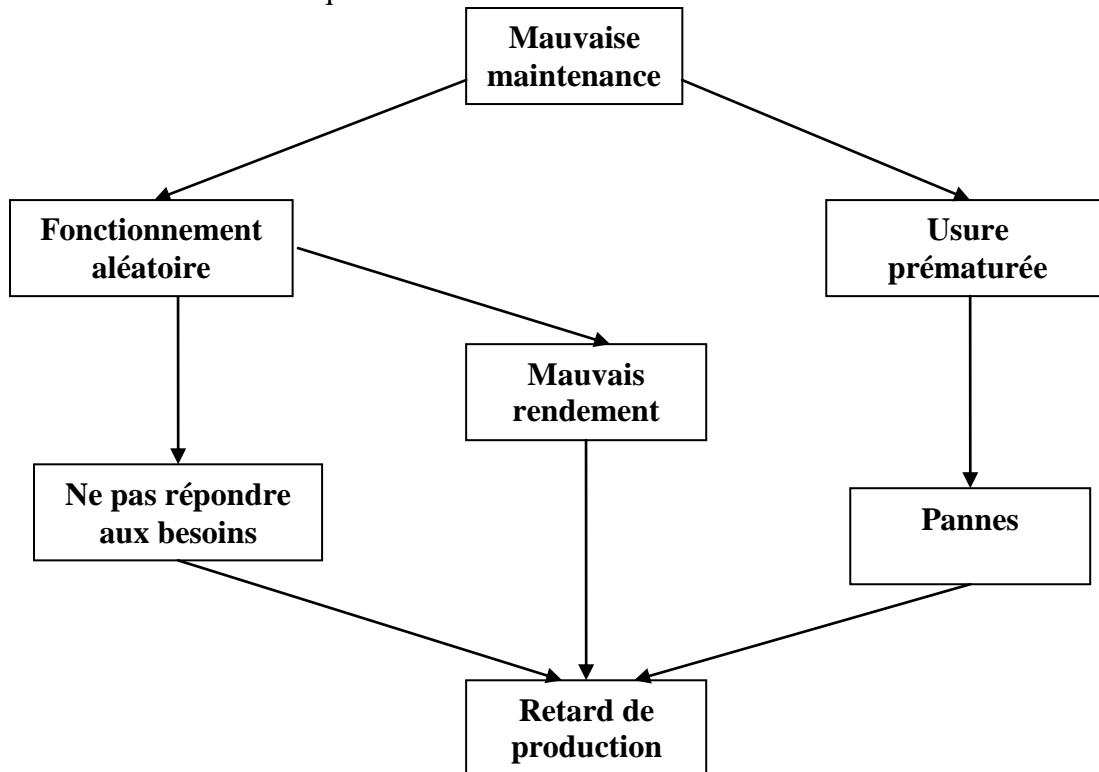


Fig. (III-2) : Conséquence d'une mauvaise maintenance [17]

b) Conséquences d'une bonne maintenance :

- Les pannes seront rares et les dépannages inutiles ne seront plus à l'ordre du jour.
- Très bon rendement au niveau de la production.
- Le matériel sera en bon état et fonctionnera régulièrement.
- Bonne organisation du côté économique.
- Ralentir le vieillissement du matériel.

Nous traduisons ces conséquences dans le schéma suivant :

III.3. La maintenance au compresseur BCL 405/C :

Vu le rôle important joué par le compresseur de type BCL 405/C on doit appliquer une maintenance adéquate de telle manière à augmenter sa disponibilité et sa durée de vie. [3]

Généralement pour ce type de compresseur on s'appuie sur la maintenance préventive qui est utilisée en ses deux formes à savoir :

- La maintenance préventive systématique.
- La maintenance préventive conditionnelle.

Ce type de maintenance nous permettra de diminuer la probabilité de défaillance en service et de supprimer les causes d'accident graves.

La maintenance corrective est aussi appliquée aux compresseurs pour le dépannage et le rétablissement du fonctionnement.

III.3.1. Critères influant sur les risques de panne (RP) :

- Technologie.
- Durée de vie calculer.
- Élément de variation d'utilisation.
- Conditions d'utilisation.
- Environnement, possibilité de maintenance. [6]

III.3.2. Critères influant sur les conséquences de panne (CP) :

- Coût indirect sur la production.
- Coût direct sur le matériel.
- Sécurité.

La classe de maintenance (CM) est définie par le produit des deux types de critères :

$$\mathbf{CM = RP \cdot CP}$$

Evaluation des risques de panne	RP _i
<p>1. Nature de la machine</p> <ul style="list-style-type: none"> • Standard • Petite série • Rares exemplaires, nouvelle technique • Prototype 	<p><u>1</u> 2 3 4</p>
<p>2. Complexité de la machine (nombre d'éléments (moteur, coupleur, réducteurs, etc.))</p> <ul style="list-style-type: none"> • N = 1 • N = 2 • N = 3 • N ≥ 4 	<p>1 <u>2</u> 3 4</p>
<p>3. Régime moteur</p> <ul style="list-style-type: none"> • Constant variation par plages (maxi / min) • < 50 % • ≥ 50% • Variation continue 	<p><u>1</u> 2 3 4</p>
<p>4. Vitesse maximale</p> <ul style="list-style-type: none"> • <600 tr/min • 600 à 1200 tr/min • 1200 à 3000 tr/min • > 3000 tr/min 	<p>1 2 3 <u>4</u></p>

Evaluation des risques de panne	RP _i
<p>5. Atmosphère ambiante</p> <ul style="list-style-type: none">• Neutre, filtrée• Peu chargée• Chargée• Très chargée	<p>1 <u>2</u> 3 4</p>
<p>6. Fluide véhiculé</p> <ul style="list-style-type: none">• Neutre• Défavorable• Abrasif• Très agressif	<p><u>1</u> 2 3 4</p>
<p>7. Température de fluide</p> <ul style="list-style-type: none">• < 50 °C• 50 à 100°C• 100 à 200 °C• > 200°C	<p><u>1</u> 2 3 4</p>

Evaluation des risques de panne	RP _i
8. Variation de température de fluide <ul style="list-style-type: none"> • t = constante • Δt = ±20°k • Δt = ±50°k • Δt ≥ ±100°k 	1 2 <u>3</u> 4
9. Charge, débit <ul style="list-style-type: none"> • Constant • Peu variable (±10%) • Variable (±30%) • Très variable 	<u>1</u> 2 3 4
10. Alarme, surveillance permanente <ul style="list-style-type: none"> • Enregistrement • 2 niveaux et plus • 1 niveau • Aucune 	<u>1</u> 2 3 4

Tableau. (III-1): Évaluation des risques de panne

$$RP = \frac{\sum RP_i}{\text{Nombre de critères qualifiés}} = \frac{17}{10}$$

→ RP = 1.7

Evaluation des conséquences de panne	CP _i
1. Conséquence sur la production <ul style="list-style-type: none"> • Aucune influence directe sur le produit, réparation possible en marche • Machine doublée, circuit de dépannage • Marche possible en cadence et productivité réduite • Arrêt de production total 	2 4 6 <u>8</u>
2. Temps de maintenance <ul style="list-style-type: none"> • Moins de 1 poste • De 1 à 2 postes • De 2 à 3 postes • Plus de 3 postes 1 postes = 8 heures de travail	1 <u>2</u> 3 4
3. Conséquence sur les machines voisines <ul style="list-style-type: none"> • Aucune • Faibles • Importantes • Très importantes 	1 2 3 <u>4</u>
4. Toxicité, dangers liés aux produits utilisés <ul style="list-style-type: none"> • Nulle • Faible • Elevée • Très élevée 	2 <u>4</u> 6 8

Tableau. (III-2) : Évaluation des conséquences de panne

$$CP = \frac{\sum CP_i}{\text{Nombre de critères qualifiés}} = \frac{18}{4}$$

$$\longrightarrow CP = 4.5$$

$$CM = RP \cdot CP$$

$$CM = 1,7 \cdot 4,5 \longrightarrow CM = 7,65$$

MC : Maintenance Corrective

MS : Maintenance préventive systématique

MO : Maintenance conditionnelle

CM	1	2	2	4	4	8	8	16
Mode de maintenance	MC	MS	MS	MO	MO		MO	
Conséquences	Faible		Modérées		Importantes		Très importantes	

Tableau. (III-3): Le type de maintenance appliquée

CM = 7,65 \Rightarrow MO Importantes

Le résultat obtenu par cette méthode est confirmée par la maintenance suggérée par le constructeur ce qui définit une méthode simple et rapide ; mais dans cette technique un poste important est volontairement négligé : le coût de réparation il peut cependant être utilisé, on l'exprimera par exemple en unité coût de la journée, mais il ne peut être défini rapidement sans étude précise et complète.

III.3.3. Cycle de révision :

Tous les équipements sont accompagnés d'un cycle de réparation établi par le constructeur, mais les conditions d'exploitation locales permettent de déterminer au mieux les intervalles préétablis. Pour le compresseur 46 M 8, Le cycle appliqué: **[16]**

Révision partielle	8000 heures
Révision générale	16000 heures

Tableau. (III-4): Cycle de révision de compresseur BLC 405/C

III.3.3.1. Révision partielle:

- Démontage des paliers des deux cotés, aspiration et refoulement ainsi que les paliers de butée.
- Vérification de l'usure des patins, en mesurant les jeux de diamètre et en les comparant aux cotes nominales.
- Démontage des boîtes d'étanchéités, contrôle de l'usure des bagues et les remplacer si nécessaire.
- Contrôle et nettoyage du système d'huile d'étanchéités et graissage.
- Etalonnage des instruments si nécessaire.

- Contrôle des systèmes d'alarme et déclenchement.

III.3.3.2. Révision générale:

La révision générale du compresseur consiste en l'ouverture complète du compresseur et la réalisation des tâches suivantes: **[16]**

- Nettoyage complet du compresseur, les accessoires, des conduites d'aspiration et refoulement.
- Déposer de l'aérodynamique.
- Relevé de l'ensemble des jeux de labyrinthe sur deux demi-coquilles.
- Comparaison avec les tolérances données par le constructeur.
- Changement des labyrinthes si nécessaire.
- Changement des pièces d'usure des sous-ensembles paliers porteurs et la butée, ainsi que la boîte d'étanchéité de refoulement et d'aspiration.
- Changement des joints plats et toriques.
- Vérification de l'équilibrage statique et dynamique du rotor.

III.3.4. Entretien:

Contrôles périodiques:

Lorsque le compresseur est en marche normale et ne requière donc aucun entretien particulier, il faudra effectuer des vérifications et des contrôles permettant d'évaluer leur fonctionnement et l'éventualité d'opérations de révision. **[16]**

Les contrôles devant être effectués à des intervalles réguliers pendant le fonctionnement normal, sont les suivant:

- Niveau de l'huile dans le réservoir surélevé d'huile d'étanchéité.
- Niveau de l'huile dans les purgeurs d'huile d'étanchéité.
- Niveau de l'huile dans la boîte de dégazage de l'huile d'étanchéité.
- Température de l'huile dans la boîte de dégazage.
- Température de l'huile dans le refoulement des paliers.
- Température de l'huile dans les refoulements des bagues d'étanchéité extérieures
- Pression de l'huile dans le collecteur d'huile de graissage.
- Pression de l'huile dans les paliers porteurs et de butée.
- Pression de l'huile en amont des pompes de suppression à huile d'étanchéité.
- Pression de l'huile en aval des pompes de suppression à l'huile d'étanchéité.
- Pression de l'huile dans le collecteur de l'huile d'étanchéité.

- Chute de pression de l'huile à travers les filtres d'huile d'étanchéité.
- Pression différentielle entre le gaz d'équilibrage et l'aspiration.
- Pression différentielle entre l'huile d'étanchéité et le gaz de référence.
- Débit de l'huile dans les conduits de refoulement.
- Température et pression du gaz à l'aspiration et au refoulement du compresseur.
- Déplacements axiaux du rotor.
- Vibrations radiales.

Les valeurs n'étant pas automatiquement enregistrées, devant être reportées sur le journal de travail des machines.

III.3.5. Recherche des pannes :

Toutefois, lorsqu'on remarque des inconvénients, la connaissance des causes éventuelles (et des remèdes à porter) devient extrêmement importante. [16]

Le tableau suivant contient les défauts les plus communs pour les compresseurs centrifuges, les causes possibles de ces défauts et les remèdes recommandés.

III.3.5.1. Vibrations ou bruit anormaux du compresseur :

Cause possibles	Remèdes
Désalignement	Retirer l'accouplement. Faire fonctionner le dispositif d'entraînement tout seul. S'il tourne sans produire des vibrations, la cause serait à rechercher dans le mauvais alignement. Pour le contrôle de l'alignement voir la section relative dans le livret d'instruction.
Endommagement de l'accouplement	Vérifier les conditions de l'accouplement.
Déséquilibre du rotor du compresseur	Contrôler le rotor et s'assurer qu'il ne soit pas déséquilibré à cause de l'encastrement. Equilibrer à nouveau si nécessaire.
Paliers usés par l'encrassement présent dans l'huile	Contrôler les paliers et substituer si nécessaire.
Efforts transmises au corps par les tuyauteries du gaz provoquant un mauvais alignement	Les tuyauteries devraient être bien ancrées de manière à prévenir des efforts excessifs sur le corps du compresseur, il faut que les tuyauteries soient suffisamment élastiques pour permettre les dilatations thermiques.
Déséquilibre de l'accouplement	Démonter l'accouplement et vérifier son équilibre

Pompage	Ecarter les conditions de marche du compresseur des conditions de pompage.
Machines fonctionnant à proximité du compresseur	Isoler les fondations des machines respectives et augmenter l'élasticité des tuyauteries de jonction éventuelles.

Tableau. (III-5): Vibrations ou bruit anormaux du compresseur**III.3.5.2. Endommagement des paliers porteurs :**

Mauvais graissage	S'assurer que l'huile utilisée soit du type recommandé. Vérifier régulièrement l'absence d'eau et d'encrassement dans l'huile.
Désalignement	Vérifier l'alignement et le corriger s'il y a lieu.
Jeu des paliers hors cotes	Vérifier le jeu et le corriger s'il y a lieu.

Tableau. (III-6): Endommagement des paliers porteurs**III.3.5.3. Endommagement du palier de la butée :**

Poussée axiale excessive	S'assurer que l'accouplement soit propre et qu'il soit monté de manière à ne pas transmettre une poussée excessive sur le compresseur.
Mauvais graissage	S'assurer que l'huile utilisée soit du type recommandé. Vérifier régulièrement l'absence d'eau et d'encrassement dans l'huile.

Tableau. (III-7): Endommagement du palier de la butée**III.3.5.4. Endommagement des bagues d'étanchéité à huile :**

Désalignement et vibrations	Chercher les causes et le corriger.
Encrassement de l'huile	Contrôler l'état des filtres et remplacer les cartouches encrassées. Vérifier l'état de propreté des canalisations.
Jeu des bagues hors cotes	Contrôler le jeu et le corriger s'il y a lieu
Pression de l'huile insuffisante	S'assurer que la pression du gaz de référence ne baisse au-dessous de la valeur minimale préconisée.

Tableau. (III-8): Endommagement des bagues d'étanchéité à huile

III.4. Conclusion :

La maintenance joue un rôle important dans les compagnies pétrolières ce qui a poussé les constructeurs à mettre une procédure bien étudiée pour augmenter la durée de vie de ces équipements stratégiques.

Dans ce chapitre nous avons défini la maintenance avec tous ses types et, présenté les différents critères qui influent sur les risques et les conséquences des pannes.

Pour finir nous avons donné les causes qui provoquent les défaillances et pannes du compresseur centrifuge BCL 405/A.

V.1.Introduction :

Un palier hydrodynamique est constitué de deux éléments, l'arbre généralement en acier de rayon R_a et le coussinet en bronze ou en acier régulé de rayon intérieur R_c et de longueur L . Ainsi, un palier peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs : le jeu radial $C = R_c - R_a$, le rapport C/R (ou jeu relatif de l'ordre de 10^{-3}) et le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier. La figure.1. Présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous charge. Les points O_a et O_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet et W désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

À l'arrêt, (fig. (V-1) a), l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance O_cO_a est égale au jeu radial C .

Au démarrage, (fig. (V-1)), l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet. Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge, (fig. (V-1) c). Pour une vitesse de rotation stable, et une charge W constante, le centre de l'arbre O_a occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet.

Si le torseur des forces extérieures se réduit à une force unique \vec{W} qui agit dans le plan de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et du coussinet sont parallèles. Deux paramètres sont alors nécessaires pour positionner O_a par rapport à O_c . On utilise habituellement la distance O_cO_a appelée excentricité e et l'angle que fait la direction de la charge \vec{W} avec la ligne des centres O_cO_a appelé angle de calage Φ .

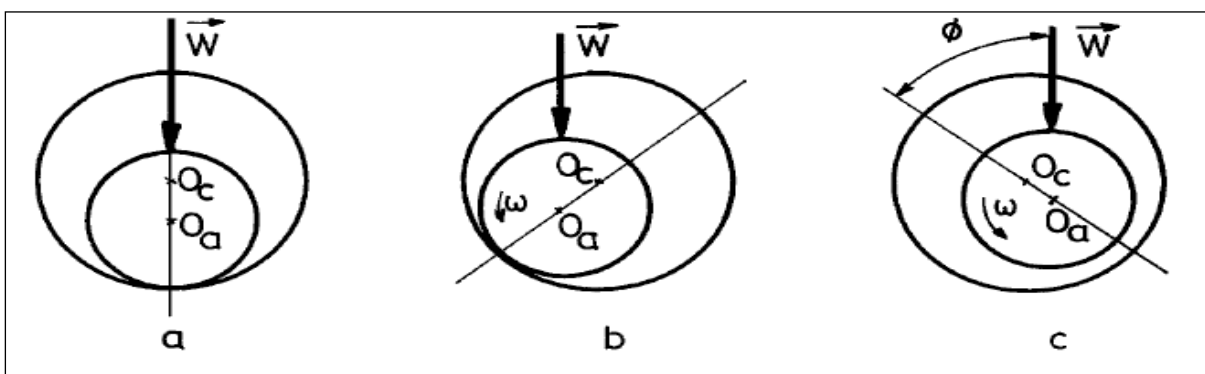


Fig. (V-1) : Schématisation d'un palier hydrodynamique [12]

V.2. Description du palier hydrodynamique :

L'ensemble des pièces qui constituent le palier hydrodynamique et leur description sont représentés dans la figure et le tableau suivants:

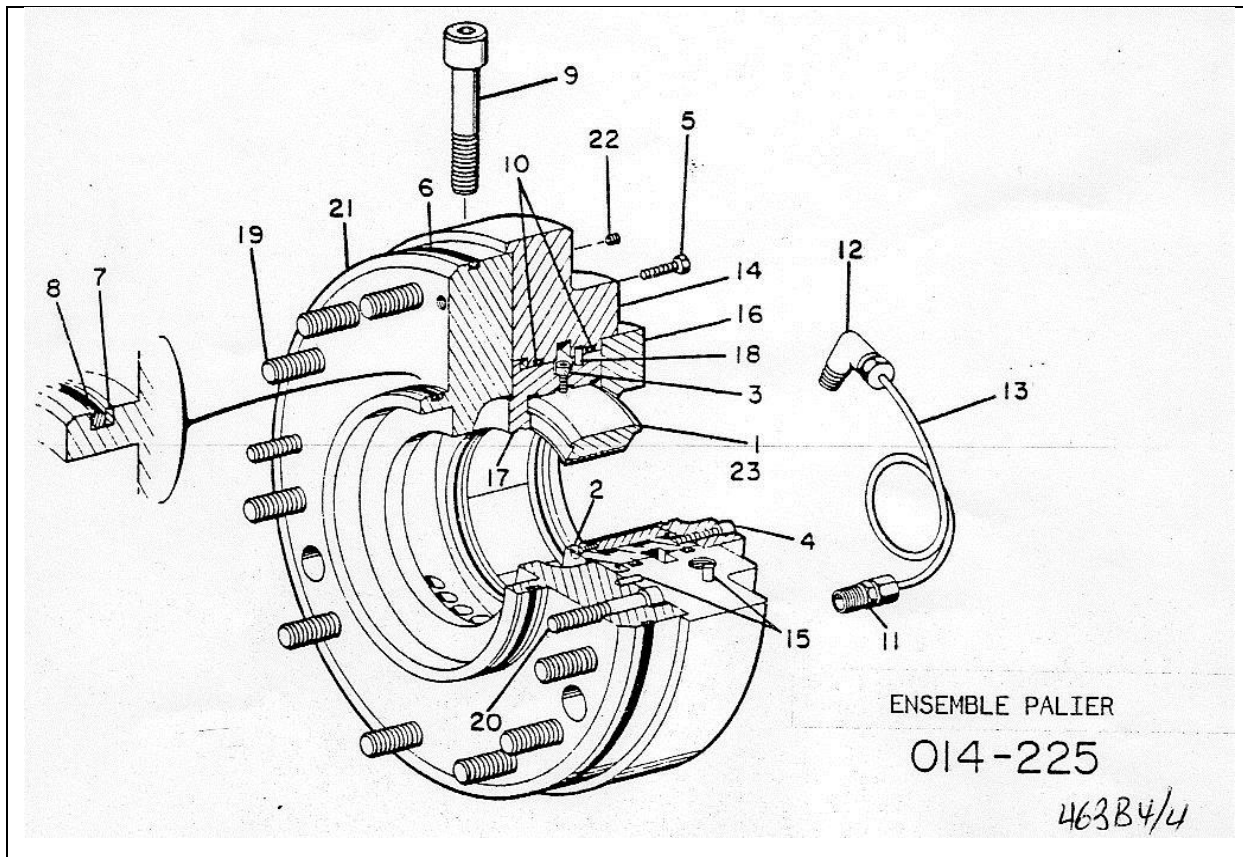


Fig. (V-2) : Ensemble palier hydrodynamique [18]

ITEM	PART NO	QTY	DESCRIPTION
-	601-116-201	-	ENSEMBLE PALIER
1	444-125-001	3	Patin de palier
2	407-723-001	5	Vis à tête fraisée
3	000-007-016	5	Vis
4	000-007-022	4	Vis
5		NU	Vis
6	002-272-279	1	O-ring
7	045-061-006	1	Joint d'épaulement
8	002-272-264	1	O-ring
9	000-007-862	2	Vis

10	045-061-048	2	O-ring
11	000-077-240	1	Raccord droit
12	000-077-245	1	Raccord coudé
13	090-705-001	AR	Tub
14	601-117-201	1	Cage de plier
15	001-333-068	2	Goupille
NS	001-333-006	2	Goupille
16	601-119-001	1	Couvercle de la cage de palier
17	601-826-201	1	Porte de palier
18	001-333-064	1	Goupille
19	000-007-918	12	Vis
20	000-007-116	2	Vis
21	436-870-001	1	Etanchéité intérieur du plier
22		NU	Bouchon
23	441-125-001	2	Patin

Tableau. (V-1) : Description des pièces qui constitue le palier hydrodynamique

V.2.1. Caractéristiques et performances des paliers hydrodynamiques :

Les principales caractéristiques stationnaires étudiées dans la littérature sont :

- la charge portante ou capacité de charge du palier,
- le couple de frottement en phase de frottement sec et en fonctionnement, c'est à dire une fois que le film d'huile est créé,
- les débits de fluide dans le palier,
- l'élévation de la température en fonctionnement du fluide, (pertinent pour les vitesses de rotation élevées).

Ces différentes caractéristiques dépendent bien entendu de la géométrie du palier et de ces propriétés mécaniques :

- dimensions extérieures : longueur, diamètre,
- géométrie interne : nombre et forme des lobes, jeux radiaux,
- raideur de la structure, variation d'une extrémité à l'autre des lobes,

Mais aussi des conditions de fonctionnement qui sont en général :

- l'excentricité de l'arbre dans le palier,

- la vitesse de rotation du mobile,
- la viscosité d'huile,
 - la pression ambiante,
 - la température ambiante.

Les principales tendances présentées sont, par exemple :

- évolution de la capacité de charge en fonction de la vitesse à excentricité constante,
- évolution de la capacité de charge en fonction de l'excentricité à vitesse constante,
- évolution de la capacité de charge en fonction de la raideur de la structure,
- évolution de la capacité de charge avec la température de fonctionnement.
- évolution du couple de frottement fluide en fonction de la vitesse de rotation,
- évolution du couple de frottement fluide en fonction de la charge appliquée au palier.

Dans notre étude nous nous limiterons au régime hydrodynamique établi et nous supposons que l'écoulement du fluide à travers le palier est isotherme, laminaire et permanent. Le processus de calcul des caractéristiques et performances stationnaires d'un palier peut être divisé en 4 parties:

- Ecriture de l'équation donnant l'épaisseur du film lubrifiant,
- Ecriture de l'équation de Reynolds correspondant au palier étudié,
- Définition des conditions aux limites sur la pression,
- Résolution des équations et calcul des performances.

V.3. Équation de base :

La figure suivante représente les différentes forces qui réagissent sur une section droite du palier [8].

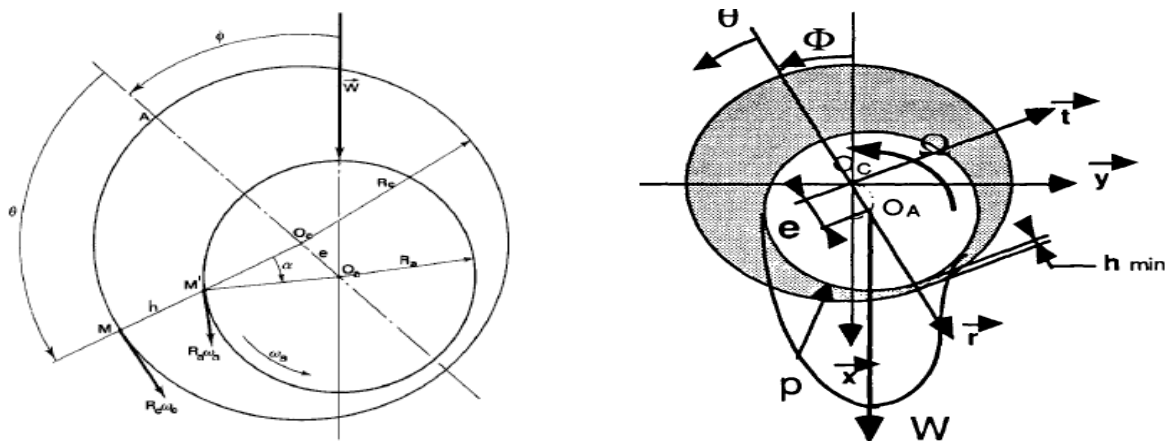


Fig. (V-3) : Section droite du palier

V.3.1. Epaisseur du film d'huile :

Pour un coussinet cylindrique et rigide, l'équation géométrique du film s'écrit :

$$h=C(1+\varepsilon\cos\theta) \quad (1) \quad [19]$$

Tel que h : représente l'épaisseur du film d'huile, C : Jeu radial ; ε : Excentricité relative.

V.3.2. Équations de Reynolds : [7]

L'équation de Reynolds en lubrification peut être déduite des équations de la mécanique des milieux continus et de la loi de comportement des fluides newtoniens, en tenant compte de la forme particulière du film lubrifiant pour lequel l'épaisseur est très faible devant la largeur et la longueur du contact. Il existe différentes formes de cette équation qui permet de tenir compte de l'effet thermique et de la rugosité des surfaces.

V.3.2.1. Hypothèses :

- Le milieu est continu : l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans les zones où il y a rupture du film.
- Le fluide est newtonien : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles aux taux de cisaillement.
- L'écoulement est laminaire : dans le cas contraire, il faudra utiliser une équation autre que l'équation de Reynolds.
- Les forces massiques extérieures dans le fluide sont négligeables, ce qui est très généralement vérifié sauf en magnétohydrodynamique.
- Les forces d'inertie dans le fluide sont négligeables devant les forces de viscosité et de pression ; cela est vérifié dans le cas des films minces tant que l'écoulement est laminaire.
- Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact : ainsi, sur les parois, la vitesse du fluide est égale à celle des parois.
- La courbure générale du film est négligée. On peut démontrer qu'en film mince, dans un palier par exemple, l'effet de courbure est du second ordre.
- La vitesse d'une des parois du contact est toujours tangente à cette paroi, ce qui permet de placer le système d'axes sur la paroi. Cette hypothèse exclut l'emploi de l'équation de Reynolds pour l'étude des contacts rugueux ou comportant des défauts de forme. L'étude de ce type de contact peut être cependant effectuée à partir d'une équation plus générale dite équation de la mécanique des films minces visqueux.
- La viscosité du fluide ne varie pas selon l'épaisseur du contact ; cela correspond à une température constante à travers l'épaisseur du film. Cette hypothèse n'est généralement pas

vérifiée ; elle est cependant très utilisée, car la résolution de l'équation de Reynolds généralisée qui tient compte de l'effet thermique est très difficile.

— La masse volumique du fluide est constante, ce qui, en lubrification hydrodynamique, est pratiquement le cas pour tous les liquides.

— L'épaisseur du film est très faible devant la largeur et la longueur du contact ; le rapport entre ces grandeurs doit être de l'ordre de 10^{-3} . C'est l'hypothèse fondamentale de la lubrification hydrodynamique. Si cette hypothèse n'est pas vérifiée, l'équation de Reynolds ne peut s'appliquer.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \frac{6\mu V}{R} \frac{dh}{d\theta} \quad (2) \text{ [19]}$$

Lorsque le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier est faible, on peut négliger le gradient de pression circonférentiel devant le gradient de pression axial. Les résultats obtenus sont applicables aux paliers dont le rapport $L/D < 0.125$ en pratique cette hypothèse est utilisée encor pour des rapports L/D de 0.5. Car l'erreur commise reste faible sur le couple et le débit, elle est d'un ordre de grandeur acceptable sur la charge mais très importante sur la valeur du maximum de pression dans le film. Ces erreurs diminuent lorsque l'excentricité décroît.

L'équation de Reynolds s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\mu V}{R} \frac{dh}{d\theta} \quad (3) \text{ [19]}$$

V.3.3. Le champ de pression :

Avec les conditions aux limites de Gumbel, qui supposent que la zone de pression est limitée à la partie convergente du film :

$$\left\{ \begin{array}{l} P(\theta, Z = -\frac{L}{2}) = P(\theta, Z = +\frac{L}{2}) = 0 \\ P(\theta, Z) \geq 0 \end{array} \right\} \quad (4)$$

Le champ de pression s'écrit :

$$P(\theta, Z) = -\frac{3\mu V}{C^2 R} \left(Z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \frac{\xi \sin \theta}{(1 + \xi \cos \theta)^3} \quad (5) \text{ [19]}$$

En admettant qu'il s'agit d'un palier complet sans rainure axiale d'alimentation. La condition de Gumbel (Fig.03) à la frontière dans le cas du palier court est la plus fréquemment employée, car elle corrobore assez bien les résultats expérimentaux et conserve à l'équation de Reynolds son caractère linéaire. Elle prend l'hypothèse que les pressions négatives sont négligeables, donc que:

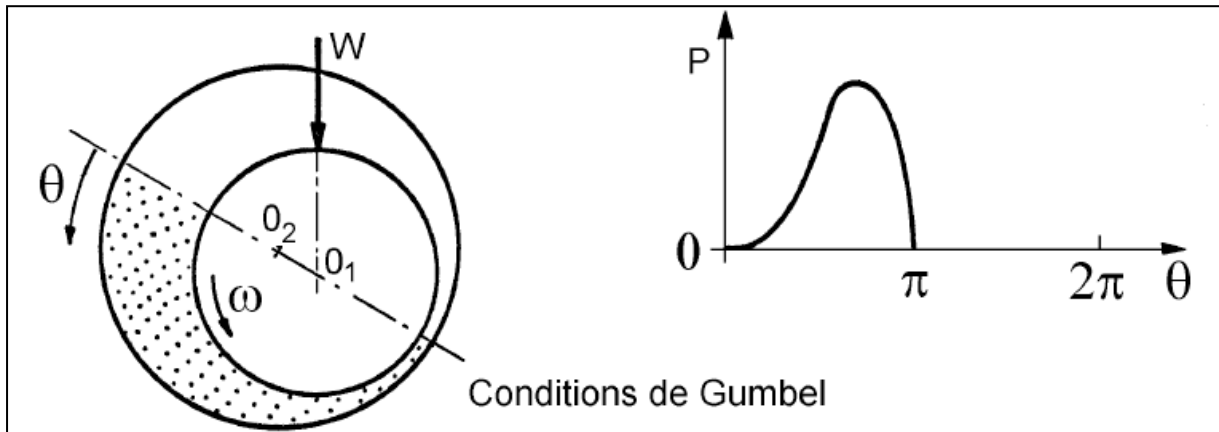


Fig. (V-4) Conditions de Gumbel [12]

V.3.4. La charge apparente et l'angle de calage :

Pour calculer la charge apparente W et l'angle de calage Φ, il faut intégrer le champ de pression sur la surface de l'arbre. Pour cela, on projette les forces de pression selon deux directions orthogonales \vec{r} et \vec{t} dont l'une est colinéaire à la ligne des centres (Fig.05).

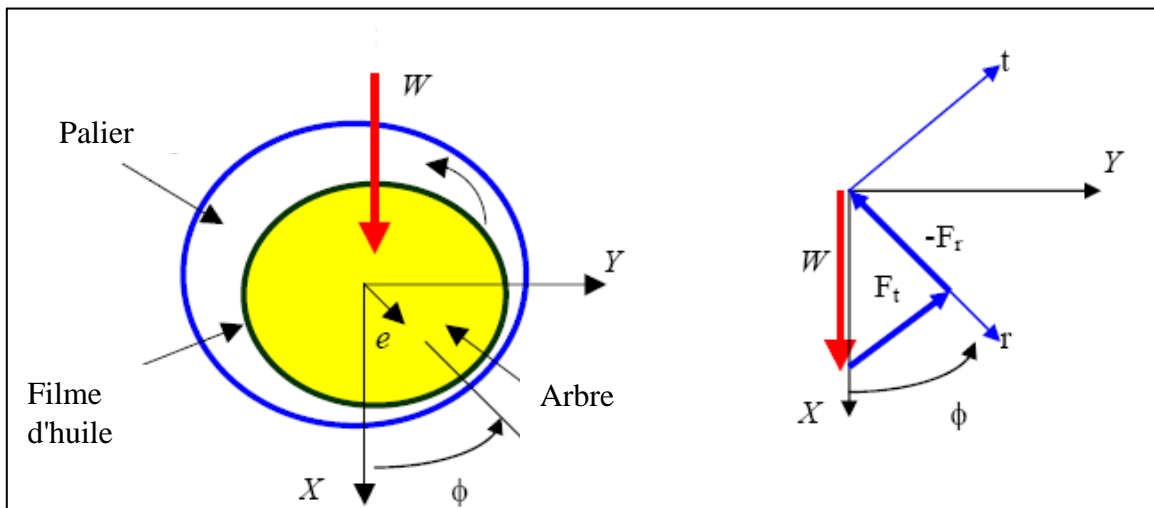


Fig. (V.5) : Les forces d'équilibre stationnaire [19]

Donc les équations d'équilibre statique s'écrivent :

$$\begin{cases} W + F_X = 0 \Rightarrow -W = F_X = F_r \cos \phi - F_t \sin \phi \\ F_Y = 0 \Rightarrow 0 = F_Y = F_r \sin \phi + F_t \cos \phi \end{cases} \quad (6)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{aligned} F_r &= \frac{3}{C^2} \mu R \frac{L}{2} \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left(\frac{L^2}{4} - z^2 \right) dz \left\{ \left(\Omega - 2\dot{\phi} \right) \int_0^\pi \frac{\varepsilon \sin \theta \cos \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta - 2\varepsilon \int_0^\pi \frac{\cos^2 \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \right\} \\ F_t &= \frac{3}{C^2} \mu R \frac{L}{2} \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left(\frac{L^2}{4} - z^2 \right) dz \left\{ \left(\Omega - 2\dot{\phi} \right) \int_0^\pi \frac{\varepsilon \sin^2 \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta - 2\varepsilon \int_0^\pi \frac{\sin \theta \cos \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \right\} \end{aligned} \right. \quad (7)$$

$$\Longrightarrow \left\{ \begin{aligned} F_r &= - \frac{\mu R L^3 \Omega}{C^2} \frac{\varepsilon^2}{(1 - \varepsilon^2)^2} & (8) \\ F_t &= + \frac{\mu R L^3 \Omega}{C^2} \frac{\pi \cdot \varepsilon}{4(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} & (9) \end{aligned} \right.$$

A partir de la détermination des composantes de l'action du film d'huile sur l'arbre, on peut définir la charge apparente W et l'angle de calage Φ . Cet angle repère la force développée par le palier par rapport à la ligne des centres $OcOa$. Leurs expressions sont les suivantes :

$$\left\{ \begin{aligned} W &= \sqrt{(F_r^2 + F_t^2)} = \mu \Omega R L \left(\frac{L}{C} \right)^2 \frac{\varepsilon}{4} \frac{\sqrt{16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)}}{(1 - \varepsilon^2)^2} & (10) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \tan \phi &= - \frac{F_t}{F_r} = \frac{\pi \sqrt{(1 - \varepsilon^2)}}{4 \cdot \varepsilon} & (11) \end{aligned} \right.$$

L'étude des caractéristiques stationnaires du palier circulaire montre que le centre de l'arbre se déplace sur un demi-cercle en fonction de la charge apparente (Fig.05.). A partir de cette courbe, on peut savoir si la position d'équilibre stationnaire est stable ou instable. On note que :

$$\text{L'excentricité} \begin{cases} \varepsilon \rightarrow 0 \text{ si } \phi \rightarrow \pi/2 \\ \varepsilon \rightarrow 1 \text{ si } \phi \rightarrow 0 \end{cases}$$

La figure (V-6) représente la variation de l'angle de calage ϕ en fonction de l'excentricité relative.

Pour des valeurs de l'excentricité comprise entre 0 et 1 ($0 < \varepsilon < 1$) la variation de l'angle de calage ϕ est inversement proportionnel à la variation de l'excentricité.

Plus l'excentricité augmente, l'angle de calage diminue.

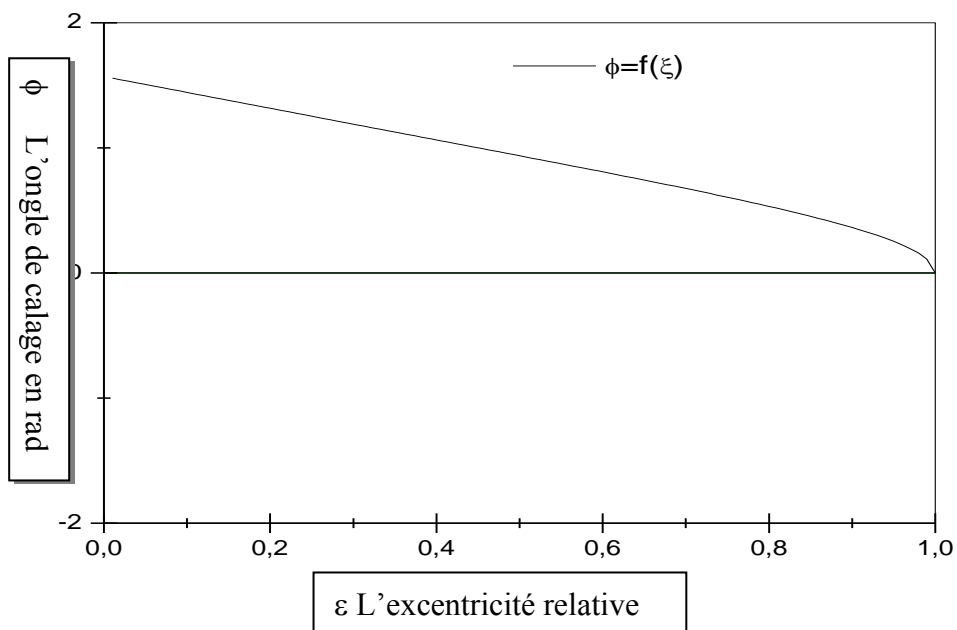


Fig. (V-6) : Variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative

La figure (V-7) représente la variation de la charge apparente en fonction de l'excentricité relative.

En remarque que pour des valeurs de l'excentricité entre (0 et 1) la charge apparente tend vers 0.

L'augmentation de la charge apparente est plus visible pour une valeur de l'excentricité comprise entre 0,4 et 0,8.

Au de la $\varepsilon=0,8$ la valeur de la charge apparente est plus importante.

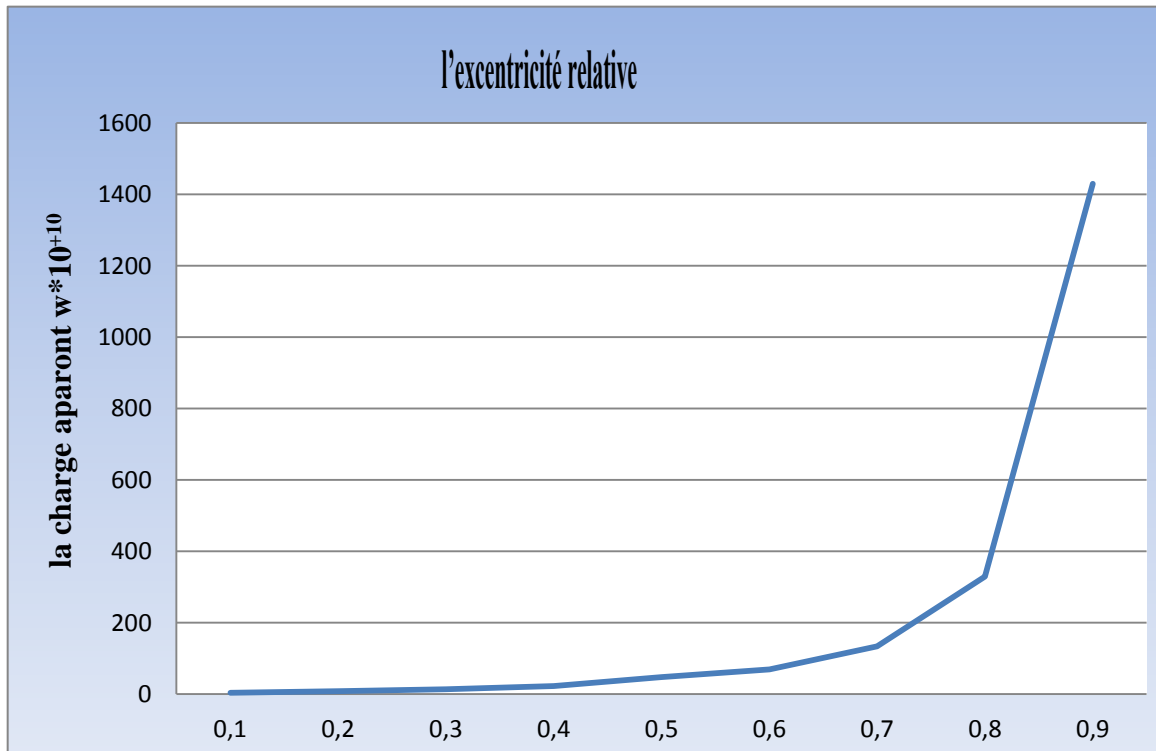


Fig. (V-7) : Variation de la charge apparente en fonction de l'excentricité

V.3.5. Le couple de frottement :

Le couple de frottement est donné par la relation

$$\varphi = \frac{\mu R^2 V L}{C} \frac{\pi(2 + \varepsilon)}{(1 + \varepsilon)\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \quad (12)$$

V.3.6. Le nombre de Sommerfeld :

Il est d'usage en lubrification d'introduire le nombre sans dimensions S appelé nombre de Sommerfeld [19] :

$$S = \frac{\mu N L D}{W} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \quad (13)$$

Le nombre de Sommerfeld modifié (σ) en fonction de ε s'écrit : [19]

$$\sigma = \pi S (L/D)^2 = \frac{\mu \Omega L R}{4 W} \left(\frac{L}{C}\right)^2 = \frac{(1 - \varepsilon^2)^2}{\varepsilon \sqrt{\{16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)\}}} \quad (14)$$

Dans les conditions de fonctionnement, σ est connu ainsi que les paramètres géométriques du palier (R, L, C), la vitesse de rotation Ω , la viscosité dynamique d'huile μ et la charge sur les paliers. On utilisant la relation (11) on peut déterminer l'excentricité relative ε et la charge apparente W.

Plus précisément, le nombre de Sommerfeld représente la capacité de portance du film, lorsque σ décroît, l'excentricité relative croît et le centre du rotor tend à s'écartier de l'axe du palier (σ faible \leftrightarrow charge apparente élevée, vitesse de rotation réduite) Inversement, lorsque σ croît (σ grand \leftrightarrow charges faibles, vitesse de rotation élevée) l'arbre tend à se stabiliser à l'équilibre sur l'axe du palier.

Figure (V-8) représente la variation de nombre de Sommerfeld en fonction de l'excentricité relative.

Peur des valeurs de l'excentricité relative comprise entre 0 et 1 ($0 < \varepsilon < 1$) en voir que plus l'excentricité relative augmente la valeur de nombre de Sommerfeld diminué.

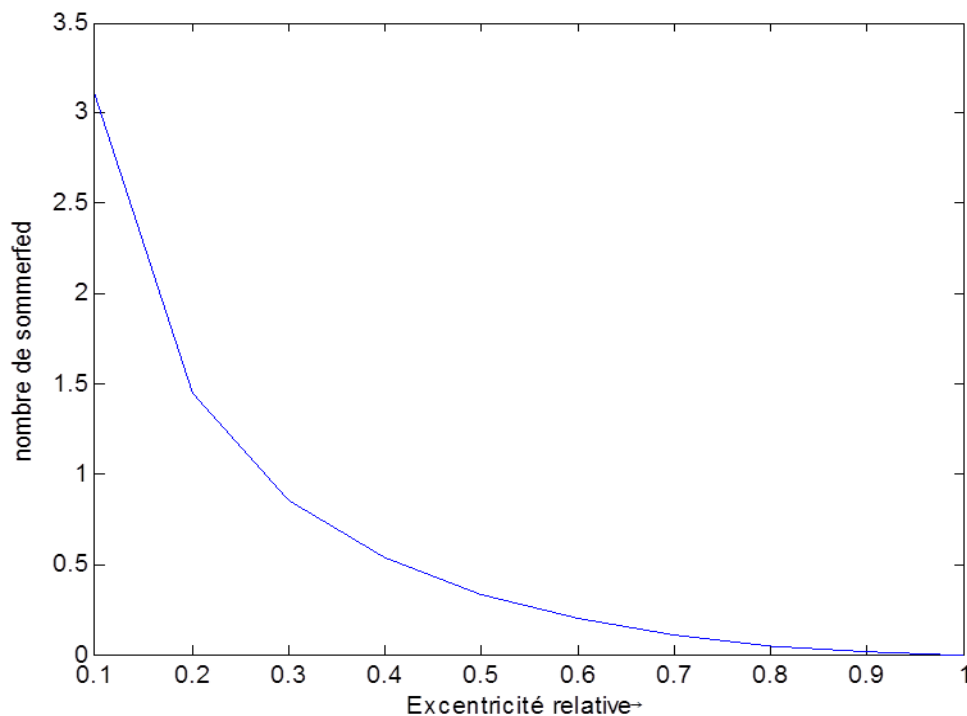


Fig. (V-8) : Variation du nombre de Sommerfeld modifié en fonction de l'excentricité relative

V.4. Caractéristiques et performances dynamiques :

L'analyse du comportement dynamique d'un palier lisse hydrodynamique peut être effectuée selon deux approches :

- Méthode linéaire : calcul des coefficients dynamiques (matrices de raideur et d'amortissement) du palier. Pour un chargement donné, on perturbe la position d'équilibre statique du centre du rotor et on étudie les petits mouvements.

- Méthode non linéaire : calcul de la trajectoire du centre de l'arbre à l'intérieur du palier grâce à la résolution couplée de l'équation de Reynolds et des équations de la dynamique par une méthode pas à pas.

La plupart des études théoriques s'intéressant aux caractéristiques dynamiques assimilent la ligne d'arbre à un rotor rigide supporté de façon symétrique par deux paliers identiques. La modélisation de l'action dynamique des paliers se fait par l'approche linéaire.

V.4.1. Analyse linéaire :

Le type d'étude dynamique le plus répandu est basé sur l'approche linéaire. La détermination des coefficients dynamiques du palier permet de déterminer la stabilité du point de fonctionnement considéré. Cette analyse permet d'établir des cartes de stabilité décrivant la vitesse seuil du palier ou la masse critique du rotor supportée par le palier en fonction des conditions de fonctionnement (géométrie et charge statique appliquée).

L'excentricité relative ε et l'angle de calage Φ pour une configuration géométrique donnée ne fluctuent plus qu'en fonction que d'un seul paramètre: le nombre de Sommerfeld. Du fait de la répartition asymétrique de la pression par rapport à OcOa, les déplacements s'effectuent sur les axes horizontal et vertical .Alors que la charge appliquée à l'arbre est toujours dirigée dans le sens vertical .C'est pourquoi le palier possède des propriétés anisotropes.

Il est doté de composantes de raideur et d'amortissement directes et croisées variables en fonction de S et de ε .C' est l'étude des valeurs de ces coefficients qui va nous permettre de fixer les seuils de stabilité.

Les relations liant les forces hydrodynamiques aux déplacements et vitesse du centre de l'arbre sont non linéaires et dépendent des conditions du chargement.

En évaluant les coefficients linéaires et en se mettant dans l'hypothèse de petits déplacements et de petites variations de vitesse autour de la position d'équilibre, les forces additionnelles F_X et F_Y engendrées par les valeurs élémentaires (x, y, \dot{x}, \dot{y}) s'écrivent:

$$\begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{ij} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{ij} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} \quad (15) \quad [10]$$

K_{ij} Et C_{ij} correspondent respectivement aux raideurs et aux amortissements dus à l'existence du film lubrifiant .Le premier indice indique la direction de la force, le second celle du déplacement (ou vitesse de déplacement).

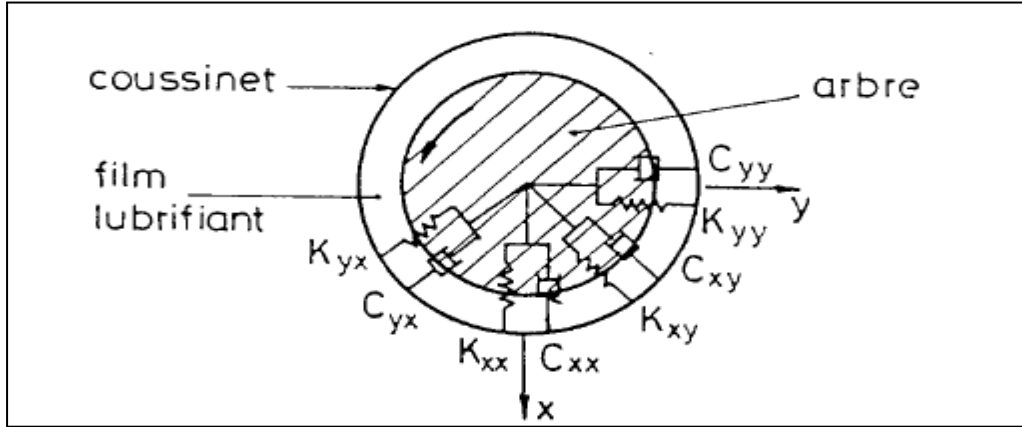


Fig. (V-9): Représentation physique des coefficients dynamiques du film fluide [20]

Les composantes dynamiques adimensionnées $k_{ij} = K_{ij} \frac{C}{W}$ et $c_{ij} = C_{ij} \frac{C\Omega}{W}$ s'exprime

dans la base polaire \vec{r}, \vec{t} par :

$$k_{rr} = -\pi S \left(\frac{\partial F_r}{\partial \varepsilon} \right)_{\substack{\varepsilon=\varepsilon_0, \phi=\phi_0 \\ \text{position} \\ \text{d'équilibre}}} = \frac{8(1+\varepsilon^2)}{(1-\varepsilon^2)} \frac{1}{\sqrt{[\pi^2 + (16-\pi^2)\varepsilon^2]}} \quad (15)$$

On pose :

$$f(\varepsilon) = \frac{1}{\sqrt{[\pi^2 + (16-\pi^2)\varepsilon^2]}} \quad (16)$$

$$k_{tt} = -\frac{\pi S}{\varepsilon_0} \left(\frac{\partial F_t}{\partial \phi} \right)_{\varepsilon=\varepsilon_0, \phi=\phi_0} = 4 f(\varepsilon)$$

$$k_{rt} = -\frac{\pi S}{\varepsilon_0} \left(\frac{\partial F_r}{\partial \phi} \right)_{\varepsilon=\varepsilon_0, \phi=\phi_0} = \frac{\pi}{\varepsilon} \sqrt{1-\varepsilon^2} f(\varepsilon) \quad (17)$$

$$k_{tr} = -\pi S \left(\frac{\partial F_t}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon=\varepsilon_0, \phi=\phi_0} = -\frac{\pi(1+2\varepsilon^2)}{\varepsilon \sqrt{1-\varepsilon^2}} f(\varepsilon)$$

$$c_{rr} = -\pi S \left(\frac{\partial F_r}{\partial \left(\frac{\cdot}{\varepsilon/\Omega} \right)} \right)_{\varepsilon=\varepsilon_0, \phi=\phi_0} = \frac{2\pi (1+2\varepsilon^2)}{\varepsilon \sqrt{1-\varepsilon^2}} f(\varepsilon) = -2k_{tr} \quad (18)$$

$$c_{tt} = \frac{2 \sin \phi_0}{\varepsilon_0} = \frac{2\pi}{\varepsilon} \sqrt{1-\varepsilon^2} f(\varepsilon) = 2k_{rt}$$

$$c_{rt} = -\frac{2 \cos \phi_0}{\varepsilon_0} = -8f(\varepsilon) = -2k_{tt} \quad (19)$$

$$c_{tr} = -\pi S \left(\frac{\partial F_t}{\partial \left(\frac{\cdot}{\varepsilon/\Omega} \right)} \right)_{\varepsilon=\varepsilon_0, \phi=\phi_0} = -8f(\varepsilon) = -2k_{tt}$$

Soit dans le système d'axes xy, on effectue un changement de base :

$$k_{xx} = \frac{4 \left\{ \pi^2 (1-\varepsilon^2) (1+2\varepsilon^2) + 32\varepsilon^2 (1+\varepsilon^2) \right\}}{(1-\varepsilon^2)} f^3(\varepsilon) \quad (20)$$

$$k_{yy} = 4 \left\{ \pi^2 (2-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2 \right\} f^3(\varepsilon)$$

$$k_{xy} = \frac{\pi \left\{ \pi^2 (1-\varepsilon^2) (1+2\varepsilon^2) + 32\varepsilon^2 (1+\varepsilon^2) \right\}}{\varepsilon \sqrt{1-\varepsilon^2}} f^3(\varepsilon)$$

$$k_{yx} = -\frac{\pi \left\{ \pi^2 (1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^4 \right\}}{\varepsilon \sqrt{1-\varepsilon^2}} f^3(\varepsilon)$$

$$c_{xx} = -\frac{2\pi \left\{ \pi^2 (1-\varepsilon^2)^2 + 48\varepsilon^2 \right\}}{\varepsilon \sqrt{1-\varepsilon^2}} f^3(\varepsilon) \quad (21)$$

$$c_{yy} = 2\pi \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{\varepsilon}} \left\{ \pi^2 (1+2\varepsilon^2) - 16\varepsilon^2 \right\} f^3(\varepsilon)$$

$$c_{xy} = c_{yx} = 8 \left\{ \pi^2 (1+2\varepsilon^2) - 16\varepsilon^2 \right\} f^3(\varepsilon)$$

V.4.2. Analyse de l'instabilité des paliers hydrodynamiques :

Newkirk, en 1924, fut le premier à montrer qu'il existait une vibration induite uniquement par le support de paliers fluides. Elles apparaissaient lorsque la vitesse de rotation était voisine du double de la première vitesse critique et persistait à fréquence constante lorsque la vitesse de rotation de l'arbre augmentait. Elle fut appelée fouettement d'huile (Oil whip).

En 1947, Haag a mis en évidence sur un palier long, peu chargé, un petit tourbillon naissant de l'équilibre des écoulements du film fluide entrant et sortant (Oil whirl). Cet équilibre s'établit lorsque le rotor précessionne à une demi fois la fréquence de rotation. En pratique, on observe plutôt le phénomène pour des valeurs typiquement égales de 0.46 à $0.48\Omega r$ donc juste en dessous de l'harmonique $1/2$.

Le cas du palier chargé est plus compliqué car il fait intervenir le gradient de pression, influant sur le débit (Fig. V.09). On constate alors que le rapport de la vitesse moyenne du fluide à la vitesse de rotation diminue et que l'excentricité relative augmente.

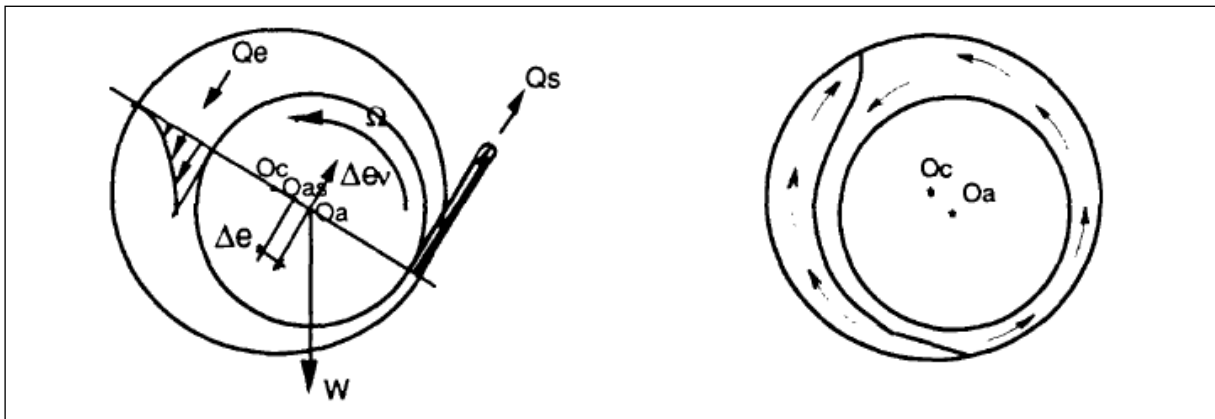


Fig. (V-10): Écoulement de l'huile dans un palier circulaire chargé

V.4.3. Seuil de stabilité (arbre rigide) :

Le modèle le plus couramment utilisé est celui du rotor rigide symétrique supporté symétriquement par deux paliers identiques Fig.(V-11). L'avantage de ce modèle réside dans sa simplicité [10].

Chaque palier supporte la masse M du rotor. Les équations du mouvement du rotor à l'intérieur de chaque palier s'écrivent alors sous forme matricielle [20]:

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = 0 \quad (22)$$

Où X et Y sont les composantes dans le repère fixe, du déplacement du centre de l'arbre à partir de la position d'équilibre statique.

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \quad \text{Est la matrice de masse.}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \quad \text{Est la matrice d'amortissement définie précédemment.}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \quad \text{Est la matrice de raideur définie précédemment.}$$

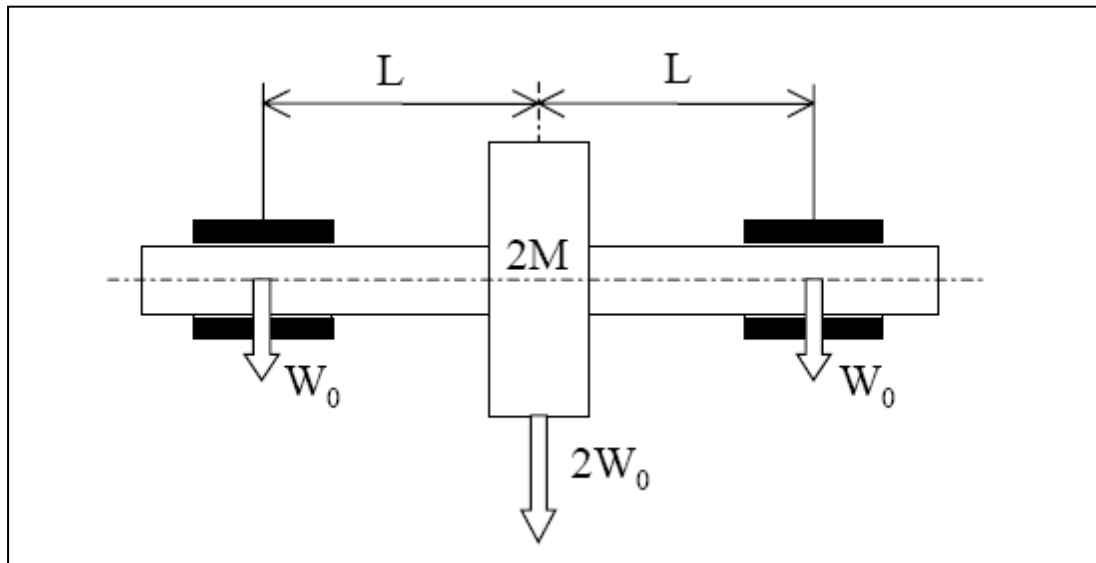


Fig. (V-11) : Schématisation de la configuration de rotor pour l'étude de la stabilité

On recherche une solution harmonique du type :

$$X = Ae^{st} \text{ et } Y = Be^{st} \quad (23)$$

Où $s = \delta + j\omega$ est une fréquence complexe. Le signe du coefficient δ permet de définir la stabilité du régime de fonctionnement de l'arbre. Lorsque δ est inférieur à zéro, le régime est stable et vice versa.

A la limite de la stabilité, $\delta = 0$, le mouvement est purement harmonique $s = j\omega$. Dans ces conditions le report de X et Y dans les équations du mouvement conduit au système homogène [20]:

$$\begin{bmatrix} K_{xx} - M\omega^2 + j\omega C_{xx} & K_{xy} + j\omega C_{xy} \\ K_{yx} + j\omega C_{yx} & K_{yy} - M\omega^2 + j\omega C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (24)$$

Qui admet une solution non triviale lorsque le déterminant est nul. L'annulation des parties réelles et imaginaires permet de déterminer la fréquence d'instabilité. Si l'on utilise les variables sans dimensions suivantes :

$$\overline{M} = \frac{MC\Omega^2}{W} ; k_{ij} = K_{ij} \frac{C}{W} ; c_{ij} = C_{ij} \frac{C\Omega}{W} ; \lambda = \frac{\omega}{\Omega} \quad (25)$$

Où C le jeu radial du palier, Ω la vitesse de rotation du rotor, $(\overline{M}, c_{ij}, k_{ij})$ masse et coefficients dynamiques adimensionnés. Le système (15) s'écrit :

$$\begin{bmatrix} k_{xx} - \overline{M}\lambda^2 + j\lambda c_{xx} & k_{xy} + j\lambda c_{xy} \\ k_{yx} + j\lambda c_{yx} & k_{yy} - \overline{M}\lambda^2 + j\lambda c_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (26)$$

L'annulation de son déterminant conduit aux équations :

$$\overline{M}_c \lambda_s^2 = k_{eq} = \frac{k_{xx} c_{yy} + k_{yy} c_{xx} - c_{yx} k_{xy} - c_{xy} k_{yx}}{c_{xx} + c_{yy}} \quad (27)$$

$$\text{Et} \quad \lambda_s^2 = \frac{(k_{eq} - k_{xx})(k_{eq} - k_{yy}) - k_{xy} k_{yx}}{c_{xx} c_{yy} - c_{xy} c_{yx}} \quad (28)$$

Pour un palier donné les coefficients k_{ij}, c_{ij} , la masse critique sans dimension \overline{M}_c et la fréquence critique λ_s ne dépendent que de l'excentricité de fonctionnement. L'expression de la masse sans dimension \overline{M}_c permet pour une masse M du rotor de déterminer la vitesse critique de rotation Ω_c au-delà de laquelle il y aura instabilité.

$$\Omega_c = \sqrt{\frac{M_c W}{MC}} \quad (29)$$

Ainsi que la fréquence de précession ou de tourbillonnement est donné par :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k_{eq}}{M}} = \omega_n \quad (30)$$

Alors la fréquence du tourbillonnement d'huile (oil-whirl) est égale à la fréquence naturelle du rotor rigide. Pour une position d'équilibre stationnaire ($\varepsilon \rightarrow 0$), les coefficients de la raideur et d'amortissement s'écrivent :

$$k_{xx} = k_{yy} = 0 ; c_{xx} = c_{yy} ; k_{xy} = -k_{yx} ; c_{xy} = c_{yx} = 0$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_c}{\Omega_c} = \frac{k_{xy}}{c_{xx}} = 0,5$$

$$\Rightarrow \omega_c = 0,5\Omega_c$$

Donc la fréquence du tourbillonnement d'huile (oil-whirl) est égale à la moitié de la fréquence de rotation.

Il est donc possible d'évaluer si un point de fonctionnement donné est stable ou non. Des cartes de stabilité du palier peuvent être construites à cet effet, on peut tracer les courbes de stabilité donnant la masse critique en fonction du nombre de Sommerfeld.

V.5. Calcul de palier :

L'huile de graissage sert à créer la portance grâce à la formation d'un film d'huile entre la surface de l'arbre et du palier, et à refroidir le palier en question pour maintenir à température optimale ; pendant la marche, en effet, il y a dissipation de puissance dans le palier et, donc, apparition de chaleur.

La viscosité de l'huile est un paramètre très important qui, avec les caractéristiques géométriques des supports, joue un rôle important sur le comportement dynamique de l'arbre et donc sur les vibrations ; l'effet atténuateur du lubrifiant peut être suffisamment important pour permettre le fonctionnement même à des vitesses proches des vitesses critiques.

Une basse viscosité due aux hautes températures dans le palier rendrait son fonctionnement précaire : sous le poids du rotor non supporté par une portance suffisante, le film d'huile pourrait se casser et faire travailler en contact les surfaces de l'arbre et du palier ; la conséquence serait une augmentation de la température avec danger de fusion du métal blanc enrobant le palier.

Dans ce chapitre, notre objectif est de calculer les caractéristiques des paliers du compresseur.

V.5.1. Spécification des calculs pour les paliers du compresseur BCL

405/A :

- **Les dimensions du palier :**

Diamètre nominal	D	114 mm
Rapport L/D	L/D	0.5
Jeu radial relatif	C/R	$0.2 \cdot 10^{-3}$

Tableau. (V-2) : Les dimensions du palier

- **Conditions de fonctionnement :**

Vitesse de rotation	N	10839 tr/min
Charge radiale appliquée	W	4950 N
Pression d'alimentation	Pa	1.7 bar
Température d'alimentation	Ta	50 °C

Tableau. (V-3) : Conditions de fonctionnement

- **Caractéristiques du lubrifiant :**

Lubrifiant	-	ISO 32 VG
Masse volumique à 40 °C	ρ	854.2 kg/m ³
Viscosité cinématique à 40 °C	ν	32 centistokes
Viscosité cinématique à 100 °C	ν	5.36 centistokes
Chaleur massique	Cp	$2,1 \cdot 10^3$ J/kg °K

Tableau. (V-4) : Caractéristiques du lubrifiant

V.5.2. Application numérique :

V.5.2.1. Calcul des caractéristiques du palier on utilisant la température moyenne (50°C) du lubrifiant dans le palier :

- Calcul de la viscosité dynamique (μ):

D'après l'annexe 1 (Caractéristiques du lubrifiant ISO VG 32) :

$$\Rightarrow \nu_{50^\circ\text{C}} = 21,451 \text{ centistokes} \quad (1 \text{ centistokes} \Rightarrow 1 \text{ mm}^2/\text{s})$$

$$\Rightarrow \nu_{50^\circ\text{C}} = 21,451 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ et } \rho_{50^\circ\text{C}} = 847,5 \text{ kg/m}^3$$

Donc la viscosité dynamique :

$$\mu_{50^\circ\text{C}} = \rho_{50^\circ\text{C}} \cdot \nu_{50^\circ\text{C}} = (847,5) \cdot (21,451 \cdot 10^{-6})$$

$$\Rightarrow \mu_{50^\circ\text{C}} = 18,17 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

- **Calcul du nombre de Sommerfeld (S) :**

D'après la formule (10) le nombre de Sommerfeld :

$$S = \frac{\mu.L.N.D}{W} \left(\frac{R}{C}\right)^2 = \frac{\mu.N}{W} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot D^2$$

$$\Rightarrow S = \frac{18,17 \cdot 10^{-3} \cdot 142 \cdot 0,5 \cdot (555)^2 \cdot (0,114)^2}{4950}$$

$$\Rightarrow S = 1,04$$

D'après l'annexe 2, en fonction du nombre de Sommerfeld, on tire les paramètres suivants :

- Excentricité relative $\varepsilon = 0,3$

- Débit axial sans dimension $\bar{Q} = \left(\frac{Q}{C.L.V}\right) = 0,281$

- Nombre de frottement sur l'arbre $f = \left(\frac{R}{C}\right) f_a = 22,55$

- **Calcul de la force de frottement (F_R) :**

$$F_R = f_a \cdot W = \left(\frac{C}{R}\right) f W = (0,2 \cdot 10^{-3}) \cdot (22,55) \cdot (4950)$$

$$\Rightarrow F_R = 22,32 \text{ N}$$

- **Calcul de la puissance dissipée (P) :**

$$P = F_R V = F_R \cdot \omega R$$

$$\Rightarrow P = (22,32) \frac{\pi \cdot 10839 \cdot 0,010893}{30}$$

$$\Rightarrow P = 275,83 \text{ W}$$

Si l'on suppose que 70 % de cette puissance a été évacuée par le fluide donc :

$$\Rightarrow P_U = (0,7) \cdot P = (0,7) \cdot (275,83)$$

$$\Rightarrow P_U = 193,08 \text{ W}$$

- **Calcul des paramètres (C, L, V) :**

$$\left\{ \begin{array}{l} C = \frac{C}{R} \times \frac{D}{2} \times (0.2 \times 10^{-3}) \times \frac{0.114}{2} = 0.0114 \times 10^{-3} \text{ m} \\ L = \frac{L}{D} \times D = (0.5) \times (0.114) = 0.057 \text{ m} \\ V = W \times R = \frac{\pi \times N}{30} \times \frac{D}{2} = \frac{\pi \times 10839}{30} \times \frac{0.114}{2} = 64.63 \text{ m/s} \end{array} \right.$$

- **Calcul de la variation de température (ΔT) :**

$$P_U = \rho \cdot \bar{Q} \cdot C_m \cdot \Delta T = \rho \cdot \bar{Q} \cdot C \cdot L \cdot V \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\Rightarrow \Delta T = \frac{P_U}{\rho \cdot \bar{Q} \cdot C \cdot L \cdot V \cdot C_p}$$

$$\Rightarrow \Delta T = \frac{193,08}{(847,7) \cdot (0,281) \cdot (0,0114 \cdot 10^{-3}) \cdot (0,057) \cdot (64,63) \cdot (2,1 \cdot 10^3)}$$

$$\Rightarrow \Delta T = 59,4^\circ\text{C}$$

Donc la température moyenne du lubrifiant dans le palier est évaluée approximativement par la relation :

$$T_m = T_a + \Delta T$$

$$\Rightarrow T_m = 50 + 59,4$$

$$\Rightarrow T_m = 109,4^\circ\text{C}$$

V.5.2.2. Calcul des caractéristiques du palier on utilisant la température moyenne (80°C) du lubrifiant dans le palier :

- Calcul de la viscosité dynamique (μ) :

D'après l'annexe 1 (Caractéristiques du lubrifiant ISO VG 32) :

$$v_{80^{\circ}\text{C}} = 8,4821 \text{ centistokes} \quad (1 \text{ centistokes} \Rightarrow 1 \text{ mm}^2/\text{s})$$

$$\Rightarrow v_{80^{\circ}\text{C}} = 8,4821 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ et } \rho_{80^{\circ}\text{C}} = 827,7 \text{ Kg/m}^3$$

Donc la viscosité dynamique :

$$\mu_{80^{\circ}\text{C}} = \rho_{80^{\circ}\text{C}} \cdot v_{80^{\circ}\text{C}} = (827,7) \cdot (8,4821 \cdot 10^{-6})$$

$$\Rightarrow \mu_{80^{\circ}\text{C}} = 7,02 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

- Calcul du nombre de Sommerfeld (S) :

D'après la formule (10) le nombre de Sommerfeld :

$$S = \frac{\mu \cdot L \cdot N \cdot D}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2 = \frac{\mu \cdot N}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot D^2$$

$$\Rightarrow S = \frac{7,02 \cdot 10^{-3} \cdot 142 \cdot 0,5 \cdot (555)^2 \cdot (0,114)^2}{4950}$$

$$\Rightarrow S = 0,40$$

- D'après l'annexe 2, en fonction du nombre de Sommerfeld, on tire les paramètres suivants :

- Excentricité relative $\varepsilon = 0,5$

- Angle de calage $\phi = 55$

- Débit axial sans dimension $\bar{Q} = \left(\frac{Q}{C \cdot L \cdot V} \right) = 0,468$

- Nombre de frottement sur l'arbre $f = \left(\frac{R}{C} \right) f_a = 9,94$

- Couple de frottement sans dimension sur l'arbre $\bar{C}_a = 19,57$

- **Calcul de la force de frottement (F_R) :**

$$F_R = f_a \cdot W = \left(\frac{C}{R} \right) f W = (0.2 \cdot 10^{-3}) \cdot (9.94) \cdot (4950)$$

$$\Rightarrow F_R = 9.8 \text{ N}$$

- **Calcul de la puissance dissipée (P) :**

$$P = F_R \times W \times R = (9.8) \times \frac{\pi \times 10839}{30} \times \frac{0.114}{2}$$

$$\Rightarrow P = 633,72 \text{ W}$$

Si l'on suppose que 70 % de cette puissance a été évacuée par le fluide donc :

$$\Rightarrow P_U = (0,7) \cdot P = (0,7) \cdot (633,72)$$

$$\Rightarrow P_U = 443,6 \text{ W}$$

- **Calcul de l'épaisseur minimale du film d'huile (h_{\min}) :**

D'après la formule (1) l'épaisseur du film d'huile :

$$h = C \cdot (1 + \varepsilon \cos \theta) \text{ tel que } 0 < \theta < \pi$$

Lorsque $\theta = \pi \Rightarrow h_{\min} = C \cdot (1 - \varepsilon)$

$$\Rightarrow h_{\min} = 0,0114 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 0,5)$$

$$\Rightarrow h_{\min} = 5,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

V.6. Conclusion :

L'étude du comportement statique et dynamique linéaire des paliers hydrodynamiques a permis la mise en place d'outils de calcul numérique permettant d'évaluer leurs performances.

Dans un premier temps, nous avons présenté les caractéristiques statiques du palier hydrodynamique qui sont : le champ de pression \mathbf{P} dans le film d'huile qui sépare le rotor du stator, la charge portante \mathbf{W} sur le palier, l'angle de calage Φ et le nombre de Sommerfeld \mathbf{S} et aussi l'influence de l'excentricité relative ε sur ces paramètres.

Les paliers sont utilisés pour guider des rotors à des vitesses de rotation élevées. Ainsi la considération des phénomènes dynamiques doit faire l'objet d'une attention particulière.

Pour cela, dans un deuxième temps, on s'est intéressé aux caractéristiques dynamiques des paliers et notamment le niveau de stabilité.

Nous avons présenté la mise en équation relative à la modélisation linéaire avec notamment le calcul des matrices de raideurs et d'amortissement des paliers hydrodynamiques. Et enfin calcul numérique de caractéristiques dynamiques des paliers et notamment le niveau de stabilité.

IV.1. Introduction :

Considérons une machine tournante dans un état permanent, c'est à dire où les valeurs de ses paramètres sont constants pendant la durée d'une observation .La stabilité, l'instabilité concernent la nature des comportements autour des états permanents possibles de la machine.

L'analyse théorique se fait en général, par la manipulation d'équations différentielles à coefficients constants définies dans un domaine linéaire, à l'intérieur duquel les amplitudes sont faibles. Si l'amplitude des vibrations diverge, le système devient instable .En théorie, l'amplitude devient infinie pour des systèmes linéaires. En pratique, ils suivent un comportement non linéaire qui freine l'amplitude des mouvements .Il en résulte un état vibratoire que l'on appelle "cycle limite" dont l'amplitude, dès lors limitée, est déterminée par les non linéarités du système. La plupart des vibrations subsynchrones sont auto-excitées, par opposition par exemple aux vibrations forcées d'un balourd qui sont elles synchrones. Leur caractéristique est d'être indépendante de toute force externe inhérente aux machines tournantes. Le système possède un mécanisme de transfert énergétique interne qui délivre l'énergie de façon périodique et la fréquence à laquelle cette énergie est fournie coïncide avec une fréquence propre du système.

La gravité de ce type d'instabilités est souvent relativisée étant donné qu'aux basses fréquences, on n'enregistre que des accélérations faibles sur le rotor .Les niveaux vibratoires atteints n'occasionnent donc pas de risques transitoires de destruction totale de la structure.

En revanche on constate que les seuils de déclenchement d'alarme en déplacement sur les paliers sont largement dépassés. Parallèlement, les cycles limitent provenant de frottements solides entre un rotor et son enveloppe provoque en général des usures qui obligent à des remplacements de pièces pour éviter une perte de rendement voire une destruction de la machine. [7]

IV.2. Les paliers :

Les paliers sont des composants mécaniques conçus pour soutenir les axes. Le rôle des paliers est d'assurer le mouvement libre et la position dans l'espace des arbres et des essieux et, en même temps, de reprendre les charges qui agissent sur eux et les transmettre à la partie fixe de la machine. De plus, les paliers sont aussi utilisés dans le montage des pièces rotatives sur des essieux fixes, comme par exemple: poulies, roues, engrenages, etc...

La transmission des charges à la partie fixe de la machine se réalise par l'intermédiaire des surfaces en contact: la surface extérieure de l'axe qui est supporté et la surface intérieure de

l'alésage du palier utilisé. Pour réduire le frottement et par conséquent l'usure des surfaces en mouvement relatif, trois techniques distinctes peuvent être utilisées: [7]

- On place des éléments roulants (billes, rouleaux, aiguilles, etc...) et on obtient ainsi des paliers (ou des glissières) à roulements.
- On place des éléments magnétiques (bobines, aimants,..) et on obtient ainsi des paliers magnétiques.
- On introduit un film de lubrifiant (huile, graisse ou oxyde de surface) entre les surfaces en mouvement relatif et on obtient ainsi des paliers lisses.

IV.2.1. Les paliers à roulements (liaison rigide) :

Les roulements sont manufacturés en série. Ils sont offerts en plusieurs dimensions et capacités de charge. Afin de pouvoir comparer les produits d'un manufacturier à l'autre, les capacités de charge sont évaluées pour des conditions de vitesse et de durée normalisées. Essentiellement, on choisit un roulement en ramenant les conditions particulières de l'application aux conditions normalisées. [7]

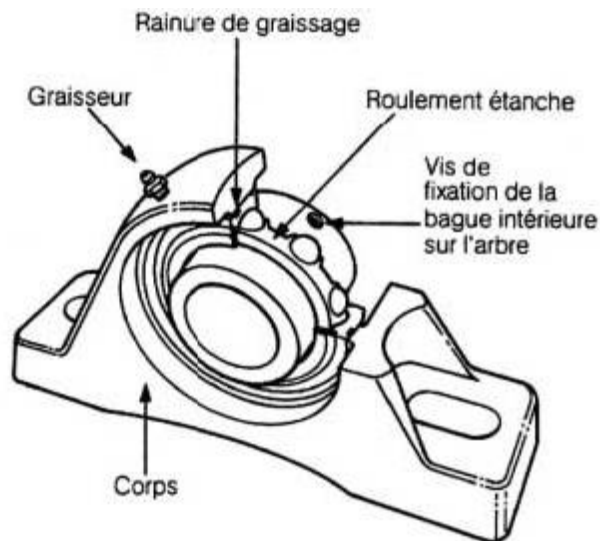


Fig. (IV-1) : Les paliers à roulements [11]

IV.2.2. Les paliers magnétiques :

Les paliers magnétiques sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement ni contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour les quelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par des poussières ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance.

IV.2.3. Les paliers lisses :

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique tournant à l'intérieur un alésage en présence de lubrifiant. Sur certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, etc...

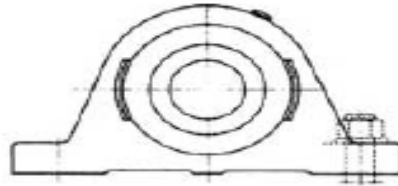


Fig. (IV-2) : Les paliers lisses [11]

IV.3. les usures sur palier hydrodynamique :

IV.3.1. palier porteur :

Les traces qui sont sur les régules des coussinets affirment que l'huile utilisée renferme des particules dures qui ont laissé des traces d'usures, alors il faut avoir une bonne filtration d'huile pour éviter la formation de ces particules dures. [16]

Palier n° 1:

Inspection : la couche du régule présente une usure avec strie de moyenne taille, et adhérence irrégulière du régule avec trace de brûlure.



Fig. (IV-3) : Une usure avec strie de moyenne taille

Action : changement par un autre réparé.

Palier n° 2:

Inspection : le régule présente des stries et traces d'huiles brûlées plus une empreinte sur la partie inférieure

Action : changement par un autre réparé.



Fig. (IV-4) : Stries et traces d'huiles brûlées

Inspection : une partie du métal blanc présente trace de rayure de moyenne taille variée, et trace d'huile brûlée sur les patins oscillants.

Action : Changement par un autre réparé.



Fig. (IV-5) : Une partie du métal blanc trace d'huile brûlée

Inspection : Une partie du métal blanc présente des légères stries de petite taille.

Action : Changement par un autre réparé.



Fig. (IV-6) : Une partie du métal blanc

IV.3.2. Palier de butée

Palier de butée p#1:

Inspection : présente des lignes de stries, et légère usure sur le régule.

Action : nettoyage des patins et corps de butée.

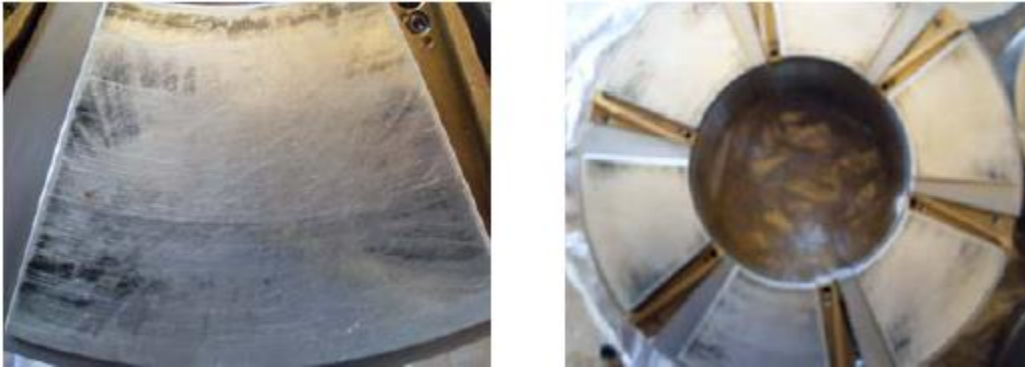


Fig. (IV-7) : Des stries et trace de brulure sur les patins

Palier de butée p#2:

Inspection : Présence des traces d'usures importantes sur les patins et traces de brûlures.

Action : nettoyage puis remontage, les cales ont été rectifiées pour avoir les jeux dans les tolérances.



Fig. (IV-8) : Traces d'usures importantes sur les patins

IV.4. Conclusion :

Les paliers sont des organes très sensibles pour assurer la rotation de l'arbre (Liaison Pivot). La transmission des charges à la partie fixe de la machine se réalise par l'intermédiaire des surfaces en contact: la surface extérieure de l'axe qui est supporté et la surface intérieure de l'alésage du palier utilisé

Dans ce chapitre nous avons présenté la définition des différents types des paliers ainsi que usure sur les paliers hydrodynamiques, les paliers porteurs et les butées.

CONCLUSION GENERALE

Notre étude porte sur l'étude de l'instabilité des paliers hydrodynamique de compresseur centrifuge BCL/405C.

Dans un premier temps nous avons présenté la description du lieu de stage, sa situation géographique ainsi que les gisements et le parque machine que dispose le site de oued-noumer.

Dans le deuxième chapitre nous avons présenté les différents types de compresseurs et leurs descriptions.

Le troisième chapitre est consacré à la maintenance dans lequel nous avons présenté les différents types de maintenance spécifiques pour les compresseurs BCL405/C.

Nous avons passé ensuite à l'étude des différents types des paliers ainsi que l'usure des paliers hydrodynamiques.

Le dernier chapitre est consacré à l'étude de l'instabilité des paliers hydrodynamique, Pour finir nous avons présenté quelques applications numériques sur des paliers lisses du compresseur centrifuge BCL 405/A et présenté les questions relatives à sa maintenance.

LISTE DES SYMBOLE

SYMBOLE	DISIGNATION
C	Jeu radial $C = R_c - R_a$ [mm]
R_a	Rayon de l'arbre [mm]
R_c	Rayon du coussinet [mm]
D	Diamètre du palier [mm]
L	Longueur du palier [mm]
N	Vitesse de rotation de l'arbre [tr/s]
R	Rayon du palier [mm]
W	Charge portante [N]
e	$e = O_aO_c $ Excentricité [mm]
Ω	Vitesse angulaire de l'arbre [rad/s]
F_r	Composantes radial de l'action du film d'huile sur l'arbre
F_t	Composantes Transversal de l'action du film d'huile sur l'arbre
P	Pression hydrodynamique [Pa]
S	Nombre de Sommerfeld
θ	Coordonnées circonférentielles et axiales du palier.
N	Vitesse de rotation de l'arbre [tr/s]
Q	Débit axial [m ³ /s]
R	Rayon du palier [mm]
V	Vitesse linéaire de l'arbre [m/s]
f	Nombre de frottement sur l'arbre
f_a	Coefficient de frottement sur l'arbre
P	Puissance dissipée [W]
h	Epaisseur du film d'huile [mm]
e	Excentricité [mm]
ε	Excentricité relative $\varepsilon = e/C$
φ	Angle de calage
ν	Viscosité cinématique [m ² /s]
μ	Viscosité dynamique [Pa.s]
Ω	Vitesse angulaire de l'arbre [rad/s]
C_a	Couple de frottement sur l'arbre [mN]
$\overline{C_a}$	Couple de frottement adimensionné sur l'arbre

LISTE DES SYMBOLE

\bar{Q}	Débit axial sans dimension
S	Nombre de Sommerfeld
C_p	Chaleur massique [J/kg.°K]
ρ	Masse volumique [Kg/m ³]
σ	Le nombre de Sommerfeld modifié

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre I : Description de lieu de stage.

Tableau. (I -1) : Organigramme d'Oued-Noumer	5
Tableau. (I-2) : Caractéristiques de la séparation.....	6
Tableau. (I-3) : Machines tournantes (caractéristiques)	6
Tableau. (I-4) : Capacité de stockage	7
Tableau. (I-5) : Parc équipements unités ONR.....	12
Tableau. (I-6) : Prévisions des révisions et inspections des turbomachines 2007-2010.....	12

Chapitre II : généralités sur les compresseurs.

Table (II-1) : Avantages des différents types de compresseurs.....	33
Table. (II-2) : Inconvénients des différents types de compresseurs.....	34
Table. (II-3): comparaison entre les différents types de compresseurs.....	35
Tableau. (II-4): Dénomination de compresseur BCL 405/C	36
Tableau. (II-5) : Pression et débit des paliers.....	44
Tableau. (II-6): Pression et débit d'huile d'étanchéité.....	44
Tableau. (II-7): Caractéristique de l'huile.....	45

Chapitre III : maintenance du compresseur centrifugeBCL405/C.

Tableau. (III-1): Évaluation des risques de panne.....	59
Tableau. (III-2) : Évaluation des conséquences de panne.....	60
Tableau. (III-3): Le type de maintenance appliquée.....	61
Tableau. (III-4): Cycle de révision de compresseur BLC 405/C.....	61
Tableau. (III-5): Vibrations ou bruit anormaux du compresseur.....	64
Tableau. (III-6): Endommagement des paliers porteurs.....	64
Tableau. (III-7): Endommagement du palier de la butée.....	64
Tableau. (III-8):Endommagement des bagues d'étanchéité à huile.....	64

LISTE DES TABLEAU

Chapitre V : étude de l'instabilité des paliers hydrodynamique.

Tableau. (V-1) : Description des ensembles palier.....75

Tableau. (V-2) : Les dimensions du palier.....91

Tableau. (V-3) : Conditions de fonctionnement.....91

Tableau. (V-4) : Caractéristiques du lubrifiant.....91

Tableau (annexe I -1) : Caractéristiques du lubrifiant ISO VG 32.

Tableau (annexe II -1) : Palier en régime laminaire.

ANNEXE 1

Température [°C]	Viscosité cinématique [Centistokes]	Masse volumique [Kg/m ³]
0	341.62	881.5
5	232.12	878.0
10	162.74	874.6
15	117.36	871.1
20	86.813	867.7
25	65.704	864.3
30	50.767	860.9
35	39.966	857.6
40	32.000	854.2
45	26.018	850.9
50	21.451	847.5
55	17.912	844.2
60	15.130	840.9
65	12.915	837.6
70	11.130	834.3
75	9.6774	831.0
80	8.4821	827.7
85	7.4897	824.5
90	6.6585	821.2
95	5.9568	818.0

Tableau (annexe I -1) : Caractéristiques du lubrifiant ISO VG 32

ANNEXE 2

Paramètres		$\varepsilon = e/C$									
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95
L/D ≤ 1/8 (palier infiniment court)	$S \left(\frac{L}{D}\right)^2$	0.99	0.461	0.272	0.17	0.106	0.0625	0.033	0.0139	0.00331	0.000812
	ϕ	83	75	68	61	54	47	39	31	21	15
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a \left(\frac{L}{D}\right)^2$	18.75	8.514	4.98	3.14	2.016	1.25	0.722	0.355	0.114	0.0388
	$\overline{C_a}$	18.94	18.47	18.31	18.5	19.02	20.02	21.89	25.55	34.58	47.79
L/D = 1/4	S	16.2	7.57	4.49	2.83	1.78	1.07	0.58	0.263	0.0728	0.0221
	ϕ	82.5	75.5	68.5	61.5	54	47	39.5	31.5	21.5	15.5
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	307	140	82.5	52.67	34.26	21.85	13.18	6.97	2.70	1.20
	\overline{Q}	0.0983	0.196	0.295	0.393	0.491	0.590	0.688	0.787	0.885	0.933
	$\overline{C_a}$	18.95	18.49	18.37	18.61	19.24	20.42	22.74	26.5	37.09	54.3
L/D = 1/2	S	4.32	2.03	1.21	0.784	0.508	0.3180	0.184	0.0912	0.0309	0.0116
	ϕ	82	75	68.5	61.53	55	48	41	33	23.5	17
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	82.10	37.71	22.55	14.75	9.94	6.67	4.33	2.59	1.27	0.70
	\overline{Q}	0.0938	0.187	0.281	0.374	0.468	0.562	0.657	0.751	0.845	0.890
	$\overline{C_a}$	19	18.57	18.64	18.81	19.57	20.97	23.53	28.4	41.1	60.34
L/D = 1	S	1.33	0.631	0.388	0.260	0.178	0.120	0.0776	0.0443	0.0185	0.00831
	ϕ	79.5	74	68	62.5	56.5	50.5	44	36	26	19
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	25.36	11.87	7.35	5.07	3.67	2.70	1.99	1.40	0.859	0.563
	\overline{Q}	0.0801	0.159	0.237	0.314	0.390	0.466	0.542	0.616	0.688	0.721
	$\overline{C_a}$	19.06	18.81	18.94	19.5	20.62	22.5	25.64	31.6	46.43	67.75
L/D = 2	S	0.559	0.271	0.13	0.122	0.0893	0.0654	0.0463	0.0297	0.0143	0.00707
	ϕ	75	71	67	62.5	58	52.5	46.5	39	29	21
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	10.76	5.21	3.40	2.50	1.96	1.60	1.31	1.04	0.730	0.517
	\overline{Q}	0.0538	0.104	0.153	0.199	0.243	0.285	0.329	0.369	0.406	0.422
	$\overline{C_a}$	19.25	19.22	19.65	20.49	21.95	24.46	28.29	35.01	51.05	73.12
L/D ≥ 4 (palier infiniment long)	S	0.247	0.123	0.0823	0.0628	0.0483	0.0389	0.0297	0.0211	0.0114	0.00605
	ϕ	69	67	64	62	58	54	49	42	32	23
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	5.02	2.61	1.84	1.47	1.25	1.10	0.98	0.852	0.658	0.494
	$\overline{C_a}$	19.54	19.85	20.68	22.03	24.03	26.89	31.39	38.80	55.42	78.42

Tableau (annexe II -1) : Palier en régime laminaire

Bibliographie

[1].Les équipements Les compresseurs.

Manuel de formation cours exp-pr-eq130 révision 0.3.

[2].Utilisateurs et choix des compresseurs Cours rédigé par Monsieur GRAILLE.

Intervenant : Monsieur Benoît CAZENAVE Ingénieur au Département Transport Centre..

[3].LE PROCESS LA COMPRESSION.

Manuel de formation cours EXP-PR-PR080 Révision 0.1.

[4].MACHINES A FLUID COMPRESSIBLES TURBIES ET COMPRESSURS.

ROBERT REY NOVEMBRE 2008.

[5].TECHNOLOGIE ET FONCTIONNMENT DES COMPRESSEURS.

ENSPM formation industrie IFP TRANING.

[6].Maintenabilité Maintenance.

Technique de l'ingénieur Pierre CHAPOUILLE.

[7].Butées et paliers hydrodynamiques.

Technique de l'ingénieur Jean FRÊNE.

[8].Eléments de machines.

G.NICOLET ET E.TROTTET.

[9].R. BIGRET, J-L. Féron.

Diagnostic - maintenance, disponibilité des machines tournantes.

MASSON. Paris.1995.

[10].R.BIGRET.

Stabilité des machines tournantes et des systèmes.

Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM).Paris.1997.

[11].Roulements et butées à billes et à rouleaux.

Technique de l'ingénieur Michel MORET

[12].Cours de Lubrification.

« Lubrification hydrodynamique : paliers et butées » par Jean Frêne, Daniel Nicolas N°72,1990.

[13]. Situation et organisation du champ de Oued Noumer SONATRACH .

[14]. Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, NUOVO PUGNONE, SONATRACH.

[15]. GIANLUCA ALBERATI - TECHNICAL TRAINER.

Introduction NUOVO PIGNONE centrifugal compressors .

[16]. Rapport d'expertise Oued Noumer le 11/05/2011, SONATRACH.

[17].R. BIGRET, J-L. FERON,

Diagnostic - maintenance, disponibilité des machines tournantes.

MASSON.Paris.1995.

[18].Catalogue de compresseur centrifuge NUOVO PUGNONE , SONATRACH.

[19]. Mécanique des fluides.

OUZIAUX et PERIER.

[20]. Dynamique des rotors en flexion

Technique de l'ingénieur par Michel LALANNE et Guy FERRARIS.

Professeurs à l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon.

RESUME

Les compresseurs centrifuges resteront des machines importantes dans la procédure du traitement du gaz naturel. Les responsables de ces équipement signalent une consommation anormale des paliers de compresseur centrifuge BCL405/A au site de OUED NOUMER a HASSI R'MEL.

Le but de notre étude est d'étudier l'instabilité des paliers, présentation de l'usure et des différents types de défaillance et enfin faire quelques applications numériques.

SUMMARY

The centrifugal compressor machines remain donations import procedure of processing natural gas, including those responsible for equipment abnormal consumption signal bearing centrifugal compressor BCL405 / C site OUED Noumer in Hassi R'Mel. The goal of our project is to study the instability bearings and to wear this bearing is finally calculated bearings.

الموجز

يعتبر ضاغط الطرد المركزي ماكثات أساسية في معالجة الغاز الطبيعي، بما في ذلك المسؤولين عن إشارة غير طبيعية في استهلاك حامل ضاغط الطرد المركزي BCL405 / C موقع واد نومر في حاسي الرمل .

الهدف من مشروعنا هو دراسة عدم استقرار هذا الحامل وتآكله وأخيرا حسابه.