

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE
L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE KASDI MERBAH-OUARGLA



Faculté des hydrocarbures, des énergies renouvelables et des sciences de la terre et
de l'univers

Département de forage et de mécanique des chantiers pétroliers

Mémoire

Pour l'obtention du diplôme de **MASTER en**
Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par:

Chabane Seif Eddine, Mesai Mohammed Taha, Bouchareb Cherif

Thème:

**étude énergétique d'un compresseur centrifuge
multi étagée K101A**

Encadré par : Mr. BOUKSANI

Nom & Prénom

Qualité

Université

Mme Rezaiguia Yamina

Président

Ouargla

M^r Bouchierb Abdelouahab

Examineur

Ouargla

Année Universitaire 2020/2021



Remerciements

***En** premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.*

***Nous** remercions **Mr. Bouksani**, notre promoteur, pour son grand soutien et ses conseils considérables.*

***Nous** remercions également les membres du jury qui nous ont honorés d'avoir accepté le verdict pour notre travail.*

***Nous** remercions également tous les professeurs du Département de forage et de mécanique des chantiers pétroliers.*

***Que** toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.*

Sommaire

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Généralité sur les compresseurs

I.1. Introduction.....	2
I.2. Définition.....	2
I.3. But de la compression.....	2
I.4. Classification des compresseurs.....	3
I.5. Principe de fonctionnement.....	4
I.6. différents types de compresseur.....	4
I.6.1. Les compresseurs volumétriques.....	4
I.6.1.1. Compresseurs volumétriques alternatifs.....	5
A. Compresseurs à piston.....	5
B. Compresseur à membrane.....	6
I.6.1.2. Compresseurs rotatifs.....	7
A. Le compresseur à palet.....	8
B. Le compresseur à vis.....	8
C. Compresseur à lobes.....	9
I.6.2. Les turbocompresseurs (compresseurs dynamiques).....	10
I.6.2.1. Compresseurs centrifuges.....	10
I.6.2.2. Compresseurs axiaux.....	11

Chapitre II: Le compresseur centrifuge

II. Le compresseur centrifuge.....	12
II.1. Définition de compresseur centrifuge.....	12
II.2. Caractéristiques de compresseur centrifuge.....	13
II.3. Fonctionnement de compresseur centrifuge.....	13
II.4. Domaine d'utilisation de compresseur centrifuge.....	14
II.5. Les différents types des compresseurs centrifuges.....	14
II.5.1. Compresseurs avec corps ouverts horizontalement.....	14
II.5.1.1. Compresseurs MCL.....	15
II.5.1.2. Compresseurs 2MCL.....	16
II.5.1.3. Compresseurs 3MCL.....	16
II.5.2. Compresseur avec corps ouverts verticalement.....	17
A. Compresseurs BCL.....	17
B. Compresseurs 2BCL.....	17
C. Compresseurs DBCL.....	18

Sommaire

II. 5.3. Compresseurs avec corps en forme de cloche.....	18
A. DBCL avec corps en forme de cloche.....	18
B. Compresseurs type PCL-VHP.....	18
II.6. Pompage dans un compresseur centrifuge.....	19
II.6.1. Explication du pompage.....	19
II.6.2. les méthodes utilisées pour éviter le pompage.....	21
II.7. Les avantages et les inconvénients des Compresseurs Centrifuge.....	22
II.8. Conclusion.....	22

Chapitre III: Description du compresseur centrifuge K101A

III.1. Définition du compresseur K101A.....	23
III.2. La construction du compresseur K101A.....	24
III.3. Les organes constituant le compresseur.....	24
III.3.1. Le bâti.....	24
III.3.2. Diaphragme.....	25
III.3.3. Rotor.....	26
III.3.4. Arbre.....	27
III.3.5. les roues.....	27
III.3.6. Tambour d'équilibrage.....	28
III.3.7. Arbre d'accouplement.....	29
III.3.8. Collet du palier de butée.....	30
a). Douilles intermédiaires.....	30
b). Douilles sous garnitures d'étanchéités à huile.....	30
III.4. Paliers.....	31
a). Paliers porteurs.....	31
b). Paliers à patins inclinables.....	32
C). Paliers de butée.....	32
III.5. Système d'étanchéité du compresseur centrifuge K101A.....	33
A). Garnitures à labyrinthe.....	33
B) Garnitures d'étanchéités d'huile.....	34
C). Garnitures mécaniques.....	35
III.6. Système de graissage ou lubrification.....	35
III.6.1. Circuit de l'huile de graissage.....	35

Chapitre IV: Calcul thermodynamique

IV.1. Introduction.....	37
IV.2. Calcul des pressions intermédiaires	37
IV.3. Calcul des températures intermédiaires	38
IV.4. Les caractéristiques du gaz	41
IV.4.1. Masse molaire du mélange gazeux	41
IV.5. Calcul des travaux au 1 ^{ère} étage	42
IV.5.1. Travail adiabatique.....	42
IV.5.2. Travail polytrophique.....	43

Sommaire

IV.6. Calcul de rendement au 1 ^{ère} étage	43
IV.7. Calcul de puissance au 1 ^{ère} étage	43
IV.8. Calcul des travaux au 2 ^{ème} étage	44
IV.8.1.Travail adiabatique.....	45
IV.8.2.Travail polytropique.....	45
IV.8.3.Travail réel.....	45
IV.9. Calcul de rendement au 2 ^{ème} étage	45
IV.10. Calcul de puissance au 2 ^{ème} étage	46
IV.11.Travail global du compresseur.....	46
IV.11.1.Travail adiabatique.....	46
IV.11.2.Travail polytropique.....	46
IV.11.3.Travail réel.....	46
IV.12. Rendement globale du compresseur.....	46

Chapitre V: Influence de la température d'aspiration de la région Ouargla sur la performance du compresseur centrifuge K101A

V.1.Introduction.....	48
V.2.Le calcul thermodynamique et Résultats.....	48
V.3. calcul de la pousse axiale du compresseur centrifuge K101A.....	57
V.3.1. But du calcul.....	57
V.3.2. Calcul de la poussée axiale.....	57
V.3.3. Poussée axiale sur le piston d'équilibrage.....	58
V.4.calcul de résistance.....	62
V.4.1. Mécanique.....	62
V.4.2. Détermination des efforts tranchants et des moments fléchissant.....	64
A)Poids des roues.....	64
B)Poids du disque d'équilibrage.....	65
C)Poids du manchon d'accouplement.....	65
d) Le poids du collet de butée.....	66
e)Poids de l'arbre.....	66
f)Calcul des réactions.....	67
I) Le calcule RDM.....	68
G)Calcul du moment résultant total.....	69
K)Calcul du moment résultant total.....	72
L)Vérification à la résistance.....	73
Conclusion générale.....	74
bibliographie	75

Liste des figures et tableaux

Liste des figures:

Figure I.1:	Classification des compresseurs.....	3
Figure I.2:	Principe de fonctionnement.....	4
Figure I.3:	Les différents types des compresseurs volumétriques.....	4
Figure I.4:	Compresseur à piston.....	6
Figure I.5:	Compresseur à membrane.....	6
Figure I.6:	Compresseurs rotatifs.....	7
Figure I.7:	Compresseur à palettes.....	8
Figure I.8:	Compresseur à vis.....	9
Figure I.9:	Compresseur à lobes, A)-La forme huit de rotor B)- La circulation de gaz.....	9
Figure I.10:	Les types des compresseurs dynamiques.....	10
Figure I.11:	Compresseur centrifuge.....	11
Figure I.12:	Compresseur axial.....	11
Figure II.1 :	Le compresseur centrifuge en éléments sépare.....	12
Figure II.2:	Compresseur horizontal.....	15
Figure II.3:	Compresseurs MCL.....	15
Figure II.4:	Compresseurs 2MCL.....	16
Figure II.5:	Compresseurs 3MCL.....	16
Figure II.6:	Compresseurs BCL.....	17
Figure II.7.	Compresseur 2BCL.....	17
Figure II.8:	DBCL avec corps en forme de cloche.....	18
Figure II.9:	Compresseurs type PCL-VHP.....	18
Figure II.10:	Compresseurs type SR.....	19
Figure II.11:	Diagramme typique de la charge d'une roue.....	21
Figure III.1:	Constitution des compresseurs centrifuges K101A.....	24
Figure III.2:	Le bâti.....	25
Figure III.3:	Diaphragme de compresseur centrifuge.....	25
Figure III.4:	Arbre du compresseur.....	27
Figure III.5:	les roues.....	28
Figure III.6:	Tambour d'équilibrage.....	29
Figure III.7:	Palier de butée.....	30
Figure III.8:	Paliers Porteur de compresseur centrifuge.....	31
Figure III.9:	Le palier de butée.....	33
Figure III.10:	Garniture à labyrinthe.....	34
Figure III.11:	Garnitures d'étanchéités d'huile.....	34
Figure III.12:	Garnitures mécaniques.....	35
Figure III.13:	Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge.....	36
Figure IV.1:	Évolution de la température en fonction de la pression.....	39
Figure IV.2:	Évolution de la température en fonction de la pression.....	39
Figure IV.3:	Évolution de la pression en fonction de la température.....	40
Figure V.1:	La colonne graphique représentent l'évolution de Travail adiabatique dans l'indication d'un mois.....	51

Liste des figures et tableaux

FigureV.2:	La colonne graphique représentent l'évolution de Travail polytropique dans l'indication d'un mois.....	52
FigureV.3:	La colonne graphique représentent l'évolution de Travail réel dans l'indication d'un mois.....	52
FigureV.4:	La colonnes graphiques représentent l'évolution puissance absorbée au 1 ^{er} étage dans l'indication d'un mois.....	54
FigureV.5:	La colonnes graphiques représentent l'évolution puissance absorbée au 2 ^{ème} étage dans l'indication d'un mois.....	55
FigureV.6:	Schéma des poussées axiales agissant sur l'impulseur.....	57
FigureV.7:	Graphe de La poussée axiale en fonction de la pression.....	61
Figure.V.8:	Dessin de définition de l'arbre.....	63
Figure.V.9:	Poids du disque d'équilibrage.....	65
Figure.V.10:	Poids du manchon.....	66
Figure.V.11:	Le poids du collet de butée.....	66
FigureV.12:	Réactions des efforts.....	68
FigureV.13:	Épure du moment fléchissant.....	72

Liste des tableaux:

Tableau 2.1 :	Les avantages et les inconvénients.....	22
Tableau 4.1 :	Paramètre de fonctionnement du compresseur de la Constructeur.....	37
Tableau 4.2 :	Pression intermédiaires dans chaque roue.....	38
Tableau 4.3 :	Température intermédiaires dans chaque roue.....	38
Tableau 4.4:	Caractéristiques des gaz présent dans le compresseur.....	41
Tableau 4.5 :	le travail du première étage du compresseur.....	43
Tableau 4.6 :	le travail du deuxième étage du compresseur.....	45
Tableau 4.7 :	le travail global du compresseur.....	46
Tableau 5.1 :	Un tableau indiquant les températures mensuelles moyennes dans la région de Ouargla pour l'année 2016.....	48
Tableau 5.2 :	Un tableau montrant les résultats du compresseur 1 ^{ère} étage.....	49
Tableau 5.3 :	Un tableau montrant les résultats du compresseur 2 ^{ème} étage.....	50
Tableau 5.4 :	Le travaille globale du compresseur.....	51
Tableau 5.5 :	Le Rendement globale du compresseur.....	53
Tableau 5.6 :	Un tableau montrant les changements apportés à la puissance.....	54
Tableau 5.7 :	Interprétation des résultats.....	56
Tableau 5.8:	Poussé axiale du roues et piston d'équilibrage et collet de buté.....	60
Tableau 5.9:	Présent les calculs effectués pour les différentes valeurs de b.....	64
Tableau 5.10	Poids de l'arbre.....	67

List des symboles

441B 5/5

44: la capacité à la pression maximale

1: diamètre de l'alésage

B: désigne la ligne de produit

5/:5: le nombre des roues

P_r : pression de refoulement.

P_a : pression d'aspiration

Z : Coefficient de compressibilité

Q_m : Débit massique

T_a : Température d'aspiration

T_r : Température de refoulement

C_p : Chaleur spécifique

n: Vitesse de rotation

R : Constante de gaz

T_{cr} : Température critique du mélange

P_{cr} : Pression critique du mélange:

T_{red} : Température redou

p_{red} : pression redou

K : Coefficients adiabatiques

\mathcal{E} : Taux de compression

N : Coefficient polytropique

W_{ad} : Travail adiabatique

W_p : Travail polytropique

W_r : Travail réel

η_{ad} : Rendement adiabatique

η_p : Rendement polytropique

List des symboles

η_g : Rendement global

P_i : Pression dans l'étage (i)

P_{i+1} : Pression dans l'étage (i+1)

T_{i+1} : Température dans l'étage (i+1)

T_i : Température dans l'étage (i)

P_u : La puissance transmise au gaz

N_a : La puissance absorbée

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

D_e : Diamètre de piston d'équilibrage.

D_a : Diamètre de l'arbre.

D_1 : Diamètre de l'ouïe d'aspiration

b : La largeur de la roue

d : Diamètre de la roue

d_a : Diamètre de l'arbre

P_{de} : Le poids du disque

P_{ma} : Le poids de manchon

P_{cd} : Poids du disque d'équilibrage

P_d : Poids du collet de butée

V_d : Volume du disque d'équilibrage

V_{cb} : Le volume de collet de butée

V_{ma} : De manchon

P_i : Poids du cylindre

M_t : Moment de torsion

M_{eq} : Moment équivalent

M_f : Moment fléchissant

N_{abs} : Puissance absorbée du compresseur

ω : Vitesse angulaire de l'arbre

RESUME

Compte tenu de l'importance des compresseurs dans les compagnies pétrolières, il est nécessaire de les préserver et de les maintenir.

Dans ce travail nous avons effectué une vérification thermodynamique de vérification des performances du compresseur centrifuge k101.

Enfin, nous avons étudié l'évolution de l'effet de la température d'aspiration dans la région de Ouargla sur les performances

Compresseur centrifuge K101A et une vérification de l'arbre du compresseur.

ABSTRACT

Considering the importance in compressors in oil companies, it is necessary to preserve and maintain them.

In this work we have carried out a thermodynamic verification of performance verification of the centrifugal compressor k101.

is Finally, we studied the evolution of the effect of the suction temperature in the Ouargla region on the performance

Centrifugal compressor K101A and a compressor shaft check.

ملخص

نظرا لأهميتها في الضواغط في شركات النفط ، من الضروري الحفاظ عليها وصيانتها.

في هذا العمل قمنا بإجراء تحقق ديناميكي حراري للتحقق من أداء ضاغط الطرد k101 المركزي.

أخيراً ، قمنا بدراسة تطور تأثير درجة حرارة الشفط في منطقة ورقلة على الأداء ضاغط الطرد المركزي K101A وفحص عمود الضاغط.

Introduction générale

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

Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer par exemple les compresseurs. Pour être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques et de les exploiter d'une façon compétente, un spécialiste doit parfaitement connaître les constructions de ces machines, leurs principes de fonctionnement et la base théorique qui sert à expliquer leurs caractéristiques.

Les compresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie. Cette énergie permet au fluide de couler dans des conduites et de monter aux niveaux les plus élevés.

Ajoutons aussi que chaque entreprise doit être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques, les paramètres principaux, les règles de l'entretien et la base théorique pour prévoir l'état de la machine dans les différentes conditions d'exploitation.

L'objectif de ce mémoire est d'étudier étude énergétique d'un compresseur centrifuge multi étagée. se divise en cinq chapitres :

- Le premier chapitre : généralités sur les compresseurs.
- Le deuxième chapitre : Qu'est-ce compresseur centrifuge.
- Le troisième chapitre : Description du compresseur centrifuge K101A.
- Le quatrième chapitre : Calcul thermodynamique et vérification
- Le cinquième chapitre : Influence de la température d'aspiration de la région Ouargla sur la performance du compresseur centrifuge K101A

Enfin

Ceci nous a permis une approche appréciable des systèmes des compresseurs centrifuges ainsi que de leurs régimes d'exploitation.

I.1. Introduction

Le présent chapitre a pour but de découvrir les différents types de compresseurs, critères de choix et de présenter les caractéristique de construction de ces compresseurs.

Un compresseur est un organe mécanique destiné à augmenter par un procédé uniquement mécanique la pression d'un gaz. Pour exercer la même fonction sur un liquide, quasi incompressible, on utilise une pompe.

Les fluides traversant les compresseurs peuvent être de nature diverse :

- Gaz pur.
- Mélange gazeux.
- Vapeur surchauffée ou saturée.

Pour obtenir un accroissement de pression des fluides il y a eu recours à l'une des deux méthodes suivantes :

- La première, de beaucoup la plus importante en quantité, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique.
- Tandis que la seconde, la pression est élevée en convertissant, de façon continue, l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression.

I.2. Définition

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression; (en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux).

I.3. But de la compression

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

Cette opération à pour but de:

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

I.4. Classification des compresseurs [1]

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques Selon :

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

On général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les compresseurs turbocompresseurs, Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique, Dans les seconds, on augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue

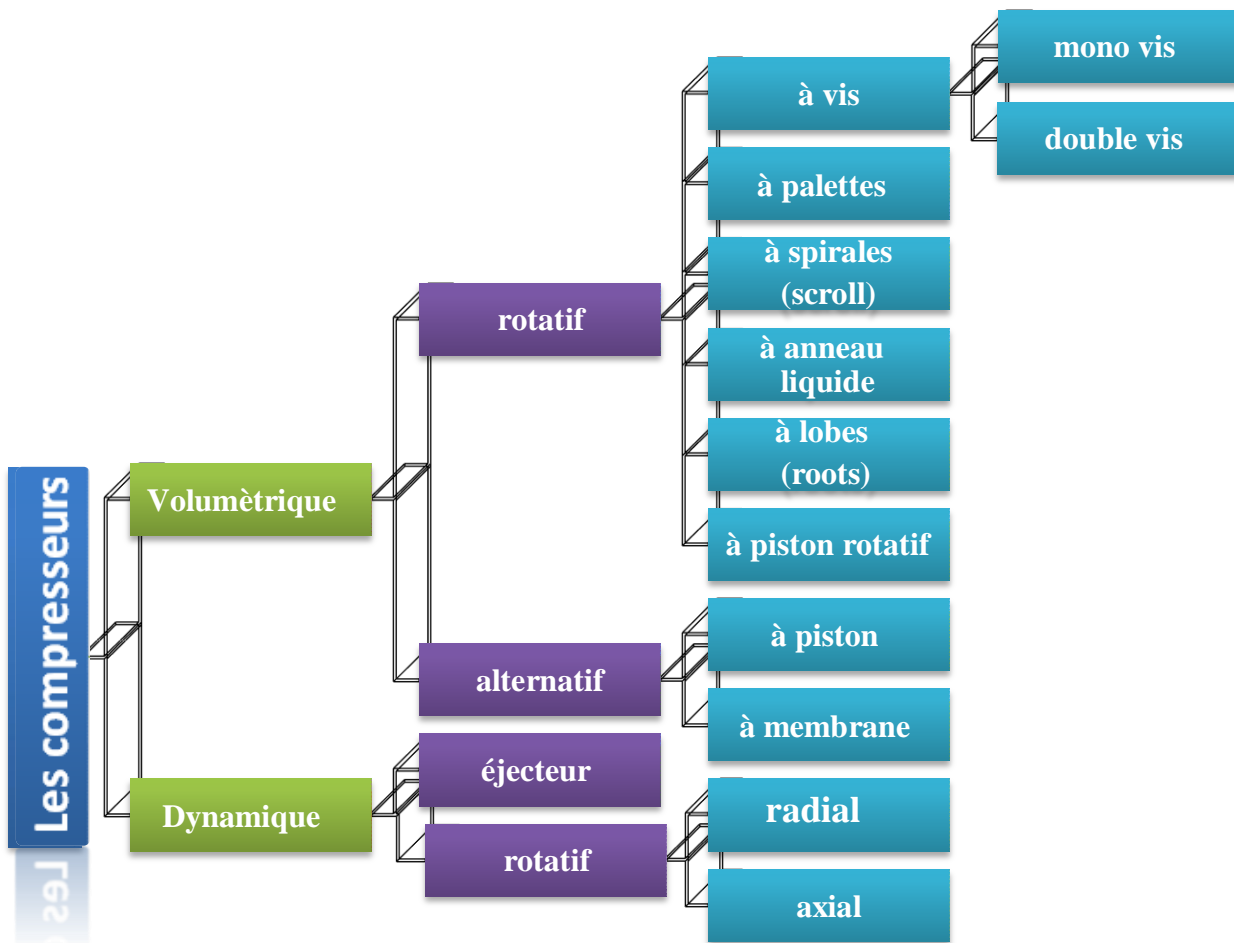


Figure I.1: Classification des compresseurs

I.5.Principe de fonctionnemen

Leur principe de fonctionnement est le suivant (Figure I.2), une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée généralement, la transformation suit une loi voisine d'un polytropique.

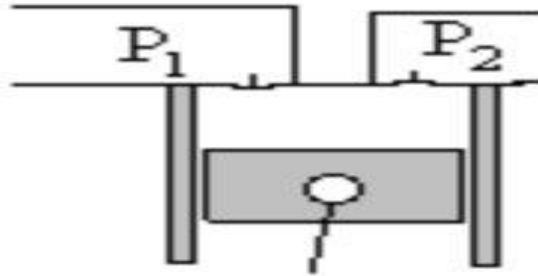


Figure I.2:principe de fonctionnement

I.6.différent types de compresseur

I.6.1. Les compresseurs volumétriques [1]

Ces compresseurs réalisent la compression du gaz par réduction du volume qui distingue:

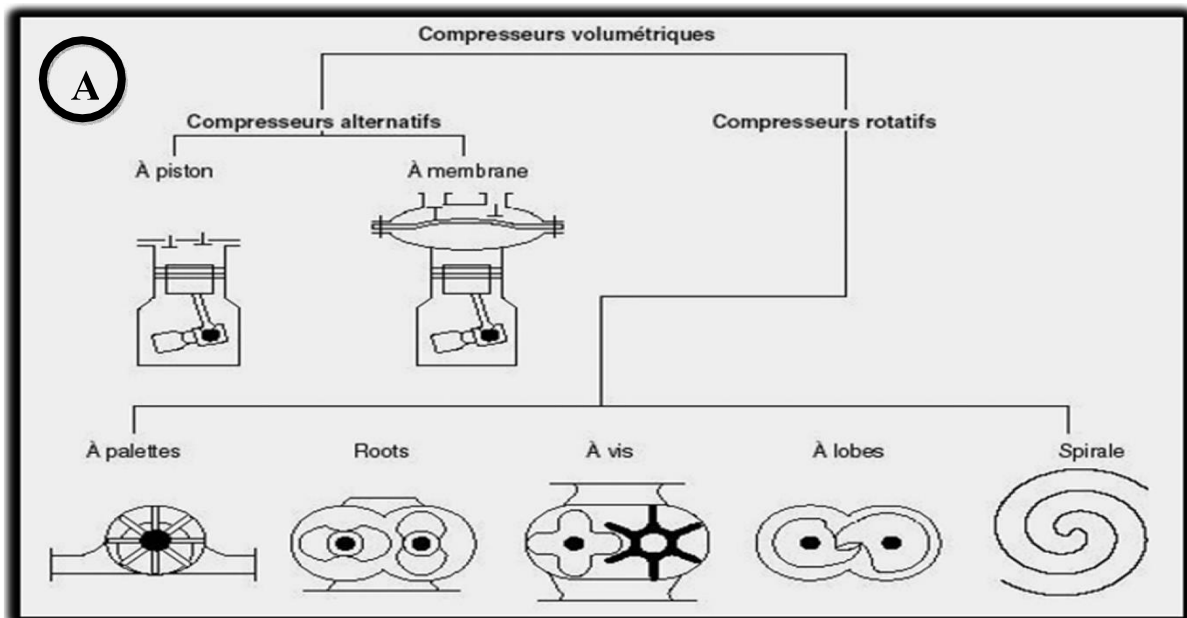


Figure I.3:Les différents types des compresseurs volumétriques

I.6.1.1. Compresseurs volumétriques alternatifs

Il existe deux types de ces compresseurs

A. Compresseurs à piston

Ces compresseurs réalisent la compression du gaz par réduction du volume qui lui est offert, la variation du volume et le déplacement du gaz sont obtenue par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre, on classe les compresseurs à piston d'après les différents indices:

❖ Classification des compresseurs alternatifs à piston [1]

- On classe les compresseurs a pistons d'après différent indices :
- disposition des cylindres (horizontale, verticale) ;
- nombre des cylindres (monocylindrique ;
- principe de fonctionnement ;
- méthode de refroidissement (air, eau) ;
- méthode de graissage (barbotage, sous pression,.....).

❖ conception Compresseurs à piston

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

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

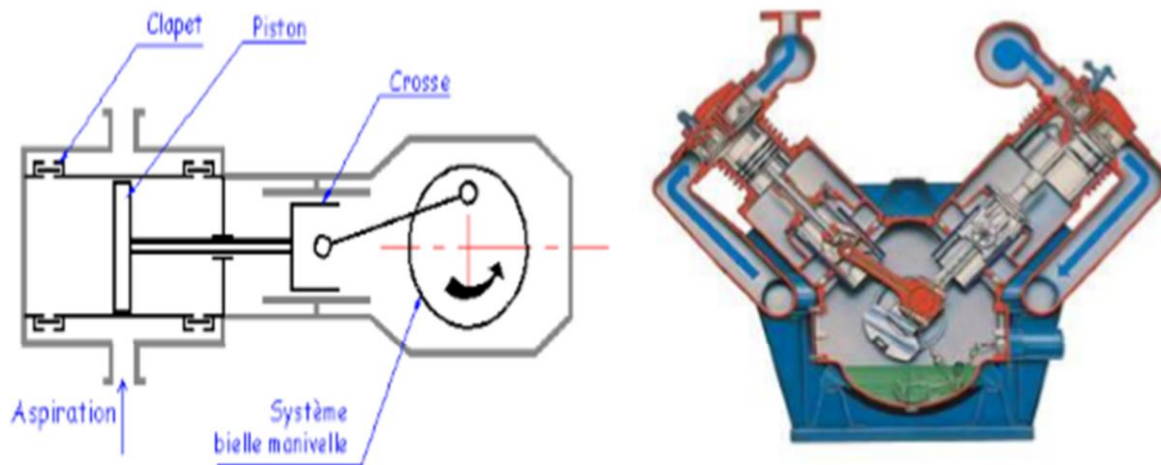


Figure I.4: Compresseur à piston

B. Compresseur à membrane

Ce compresseur est caractérisé par une 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. 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 sur le 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.

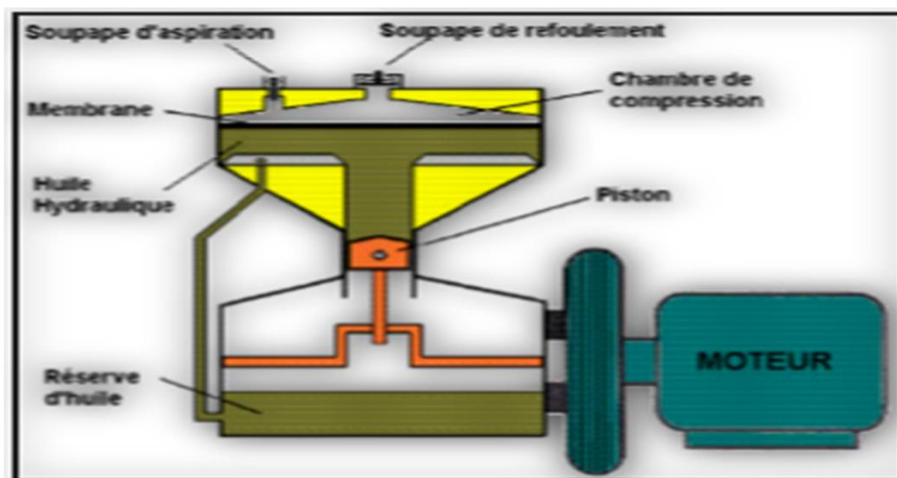


Figure I.5: Compresseur à membrane

I.6.1.2. Compresseurs rotatifs

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

- ❖ Le gaz est introduit dans un espace limité par le corps du compresseur et une partie de l'élément qui tourne (palettes, lobes, vis) (voir Figure I.6).
- ❖ Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
- ❖ Mise en contact avec le circuit à haute pression. On distingue les types suivants :

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

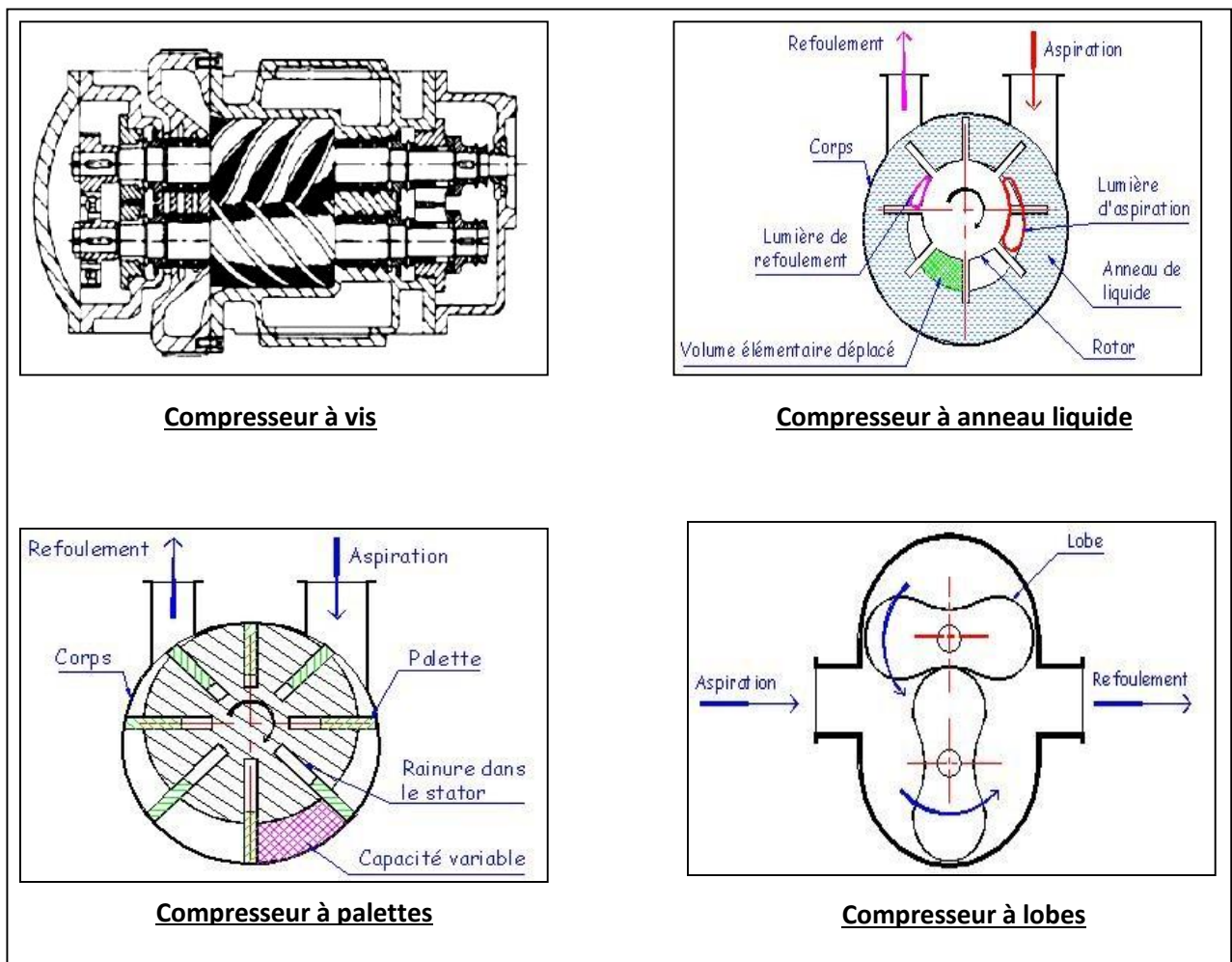


Figure I.6: Compresseurs rotatifs [1]

A. Le compresseur à palet

Le principe de fonctionnement d'un compresseur à palettes est le même que celui de nombreux moteurs d'expansion à air comprimé. Les palettes sont habituellement fabriquées en alliages spéciaux et la plupart des compresseurs à palettes sont lubrifiés à l'huile. Un rotor avec des palettes radiales mobiles en forme de lames est monté de manière excentrique dans un boîtier de stator. Lorsqu'il tourne, les palettes sont pressées contre les parois du stator par la force centrifuge. L'air est aspiré lorsque la distance entre le rotor et le stator augmente. L'air est emprisonné dans les différentes poches du compresseur, dont le volume diminue avec la rotation. L'air est évacué lorsque les palettes dépassent l'orifice de sortie.

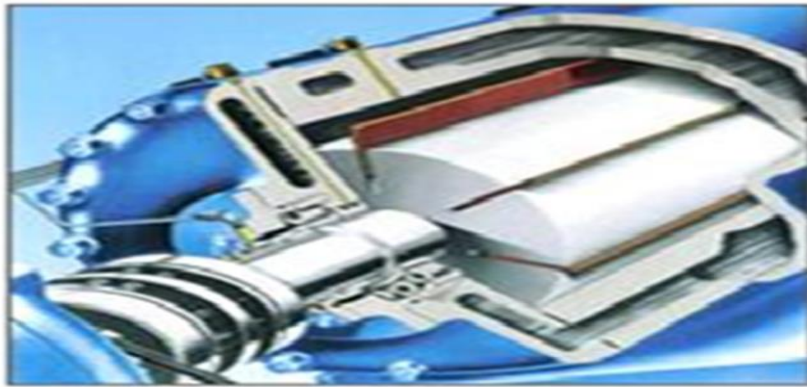


Figure I.7: Compresseur à palettes

B. Le compresseur à vis :

Le compresseur à vis comprime l'air dans un espace formé entre deux vis rotatives tournant en sens opposé. Avec le carter du compresseur d'air qui les entoure, ces vis forment l'entraînement à vis. Le fonctionnement d'un compresseur à vis repose essentiellement sur deux principes : l'injection de liquide ou non.

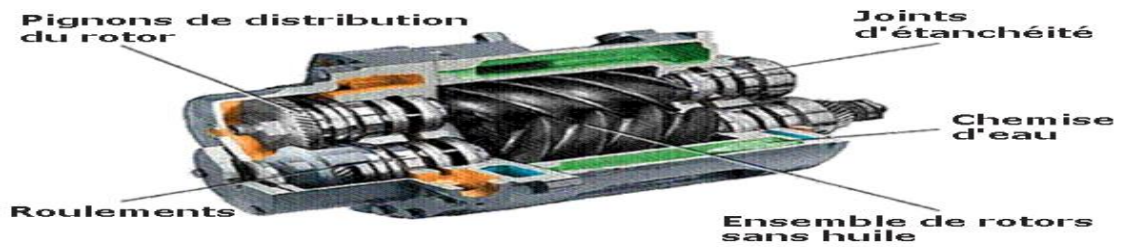


Figure I.8: compresseur à vis

C. Compresseur à lobes :

Dans un compresseur à lobes, l'élément compresseur se compose de deux rotors qui tournent en sens inverse à l'intérieur d'une chambre de compression. Le processus de compression comprend l'admission, la compression et la sortie. Au cours de la phase d'admission, l'air est aspiré dans la chambre de compression jusqu'à ce que les rotors bloquent l'admission. Au cours de la phase de compression, l'air aspiré est comprimé dans la chambre de compression, qui devient plus petite au fur et à mesure que les rotors tournent. L'orifice de sortie est bloqué lors de la compression par l'un des rotors, tandis que l'entrée est ouverte pour aspirer de l'air neuf dans la section opposée de la chambre de compression.

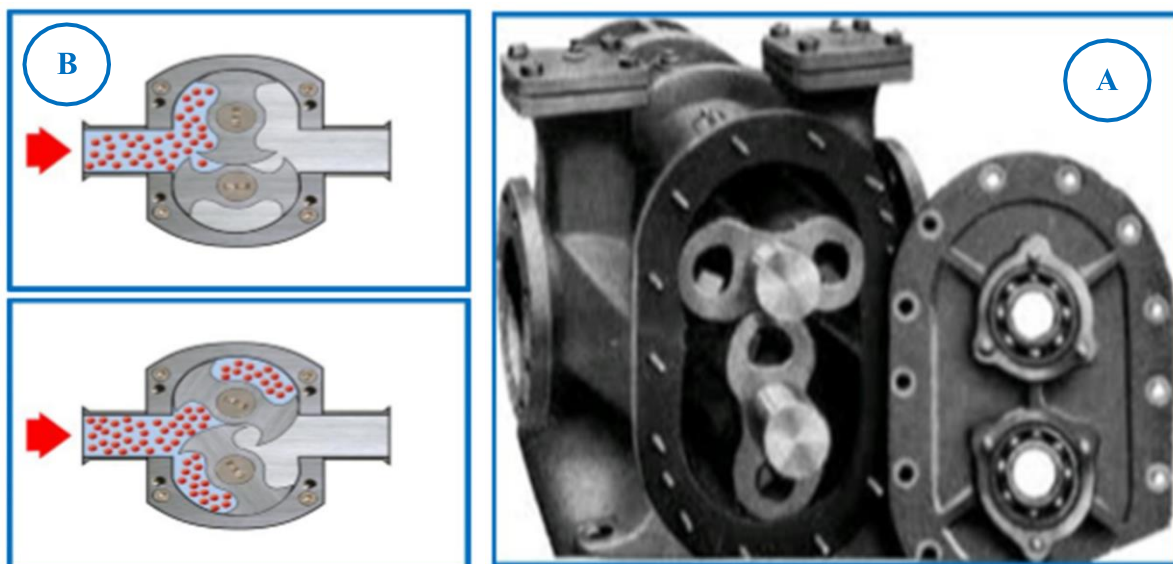


Figure I.9: Compresseur à lobes, A)-La forme huit de rotor B)- La circulation de gaz

I.6.2. Les turbocompresseurs (compresseurs dynamiques) [2]

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges (Figure I.10)

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

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

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

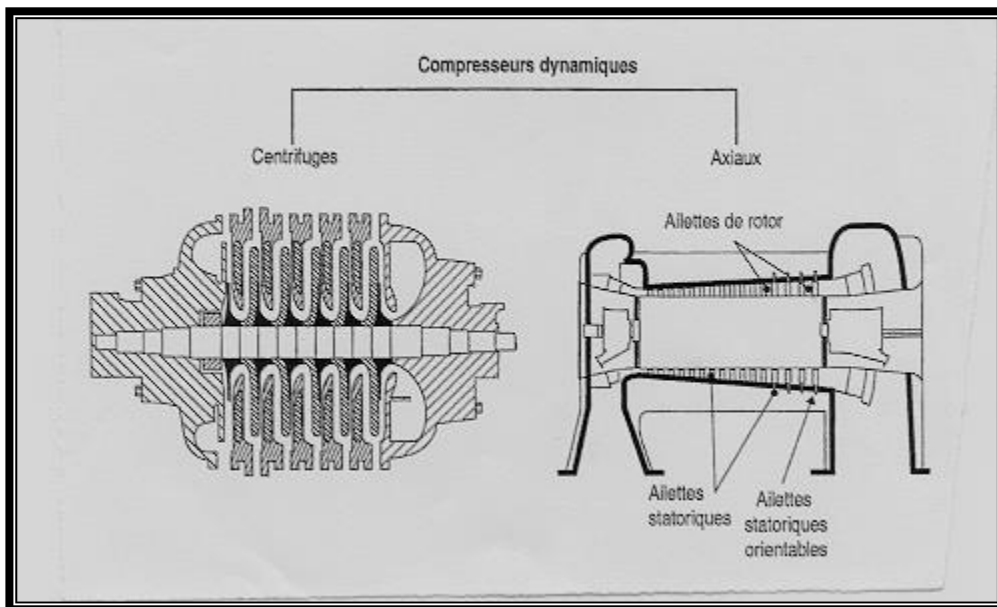


Figure I.10: Les types des compresseurs dynamiques

I.6.2.1. Compresseurs centrifuges

Ce genre des compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimique et pétrochimique, ils sont très compacts 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 par leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal ; la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans. [3]



Figure I.11: compresseur centrifuge

I.6.2.2. Compresseurs axiaux

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

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

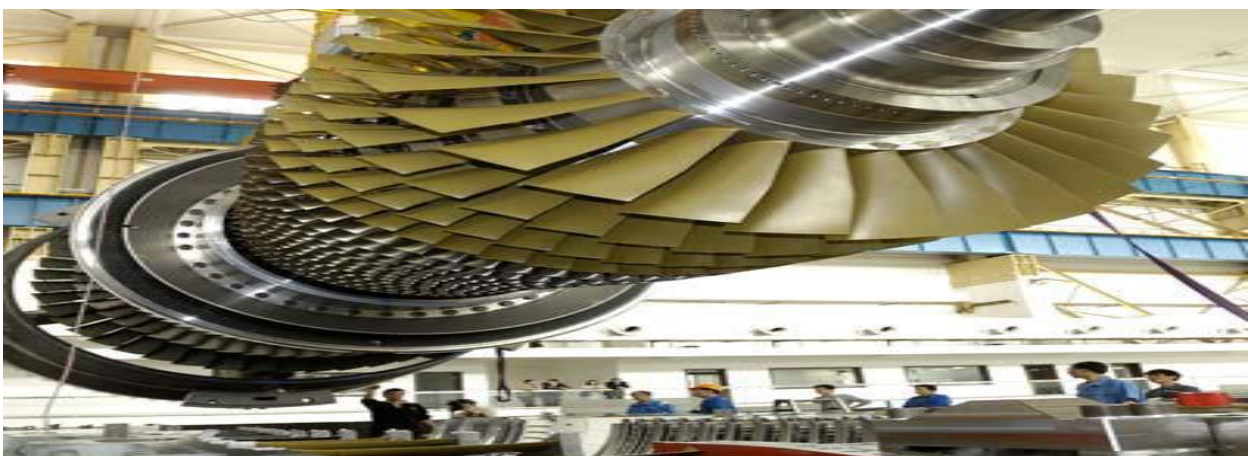


Figure I.12: compresseur axial



Chapiter II

Le compresseur centrifuge

II. Le compresseur centrifuge

II.1. Définition de compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge est une turbomachine dans laquelle le gaz s'écoule principalement dans le sens radial. L'énergie nécessaire pour augmenter la pression de est fournie en fluide par les aubes d'une roue centrifuge.

Ces aubes divisent la surface latérale de la roue en secteurs servant de canaux d'écoulement, et forment un aubage. Les 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 les diffuseurs.

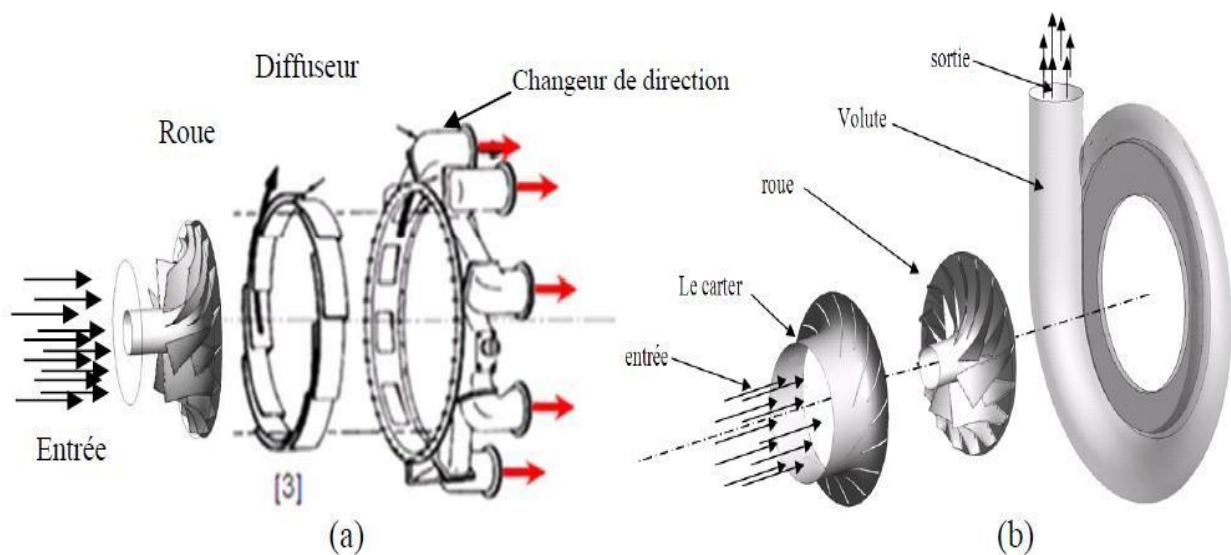


Figure II.1 : Le compresseur centrifuge en éléments séparés.

II. 2. Caractéristiques de compresseur centrifuge:

- ☒ L'écoulement pénètre axialement dans une roue à aubes tridimensionnelle à travers un conduit d'entrée. La roue à aubes peut être précédée d'une rangée d'aubes de guidage d'entrée.
- ☒ La roue à aubes, à travers ses aubes, transmet la vitesse et la pression au gaz qui s'écoule dans la direction radiale.
- ☒ L'augmentation de la pression se produit en raison de l'action centrifuge de la roue et des passages divergents du diffuseur et / ou de la volute en aval.
- ☒ Un diffuseur à ailettes ou sans ailettes avec volute est prévu pour convertir l'énergie cinétique à la sortie de la roue en pression statique à la sortie du compresseur.
- ☒ Les compresseurs centrifuges sont utilisés pour produire de grands rapports de pression.
- ☒ Un compresseur centrifuge à un étage peut avoir un rapport de pression typique d'environ. Certains compresseurs d'essai sont conçus pour un rapport de pression .

- ☒ Les compresseurs centrifuges conviennent aux applications à faible vitesse spécifique, à haute pression par étage et à faible débit massique.
- ☒ En fonction de l'application, les compresseurs centrifuges peuvent être du type à un ou plusieurs étages.

II. 3. Fonctionnement de compresseur centrifuge:

- ☒ L'impulseur c'est la roue de rotation de compresseur constitué d'ailettes qui tourne de grande vitesse.
- ☒ Quand l'impulseur est en rotation, il aspire le fluide vers le centre et il le pousse vers les cotés à l'aide d'une force centrifuge.
- ☒ Le fluide entre dans l'impluseur a faible vitesse et sorte avec une grande vitesse ce qui signifie que l'impluseur transfert leur énergie de rotation au fluide. Mais une grande vitesse ça veux pas dire une grande pression.
- ☒ pour atteindre la pression désirée le fluide passe par le diffuseur. Le diffuseur est constitué essentiellement d'aubes fixes, qui sont tangentes l'impulseur.

- ☒ Les passages entre les aubes fixes divergent pour convertir la vitesse de fluide en pression En ralentissant la vitesse. La plupart de l'énergie cinétique, en quittant l'impulseur est convertie en énergie de pression.
- ☒ La volute collecte le fluide avec une basse vitesse et haute pression d'autour le diffuseur et le dirige vers la sortie de compresseur (décharge).

II. 4. Domaine d'utilisation de compresseur centrifuge :

Les applications des compresseurs sont très diversifiées, on donne quelques exemples

- dans les gazoducs (pour déplacer le gaz naturel du gisement au consommateur).
- pour le stockage souterrain du gaz naturel ou du dioxyde de carbone,
- dans les raffineries de pétrole et sur les sites de traitement de gaz naturel, pétrochimiques et chimiques.
- sur les sites de séparation de l'air (pour fabriquer des produits gaziers).
- dans les appareils de réfrigération ou de climatisation.
- dans les appareils fournissant de l'air comprimé.
- dans les turbines à gaz et les unités auxiliaires de puissance.
- dans les systèmes de pressurisation à bord des avions (dans le but de maintenir une pression sécuritaire et confortable aux personnes)
- dans les turbocompresseurs et les turbochargers en (qui servent à augmenter la puissance des moteurs à essence ou Diesel).
- Sur les sites d'exploitation des champs pétrolifères, pour injecter des gaz dans le sous-sol dans le but d'augmenter le taux d'extraction, ou pour faciliter la remontée du pétrole par injection dans le puits (gas lift).

II. 5. Les différents types des compresseurs centrifuges

On peut distinguer 3 groupes principaux suivants :

II.5.1. Compresseurs avec corps ouverts horizontalement

Les corps ouverts horizontalement, constitués évidemment de demi-corps unis sur le plan de joint horizontal (Figure II.2) sont utilisés pour des pressions de fonctionnement restant au-dessous de 60 bars. S'il y en a, les tuyauteries de l'huile de graissage et tous les autres raccordements du compresseur avec le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi-corps inférieur. Grâce à ce système il suffit d'enlever les boulons de

liaison le long du plan de joint horizontal pour pouvoir soulever le demi corps supérieur et accéder facilement à tous les organes internes du compresseur tels que rotor, diaphragmes et joints labyrinthe.

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

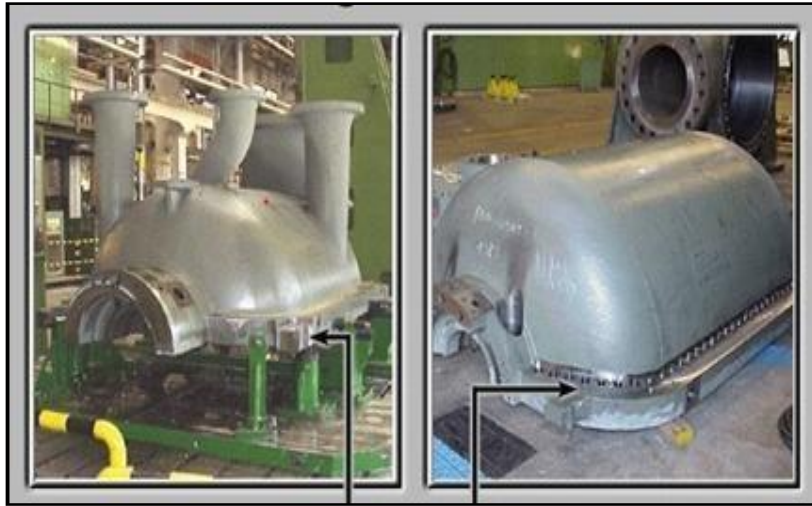


Figure II.2:Compresseur horizontal [1]

II. 5.1.1.Compresseurs MCL.

Ce sont des compresseurs multi-étagés (**Figure II.3**) comprenant un étage de compression

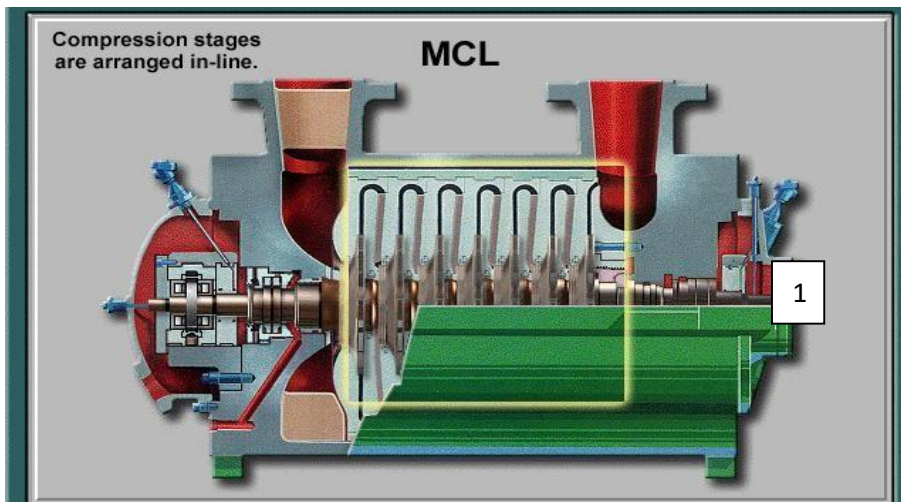


Figure II.3:Compresseurs MCL.[1]

II. 5.1.2. Compresseurs 2MCL.

Il s'agit de compresseurs multi-étages (**Figure II.4**) Groupant deux étages de compression en série avec réfrigération intermédiaire dans la même machine.

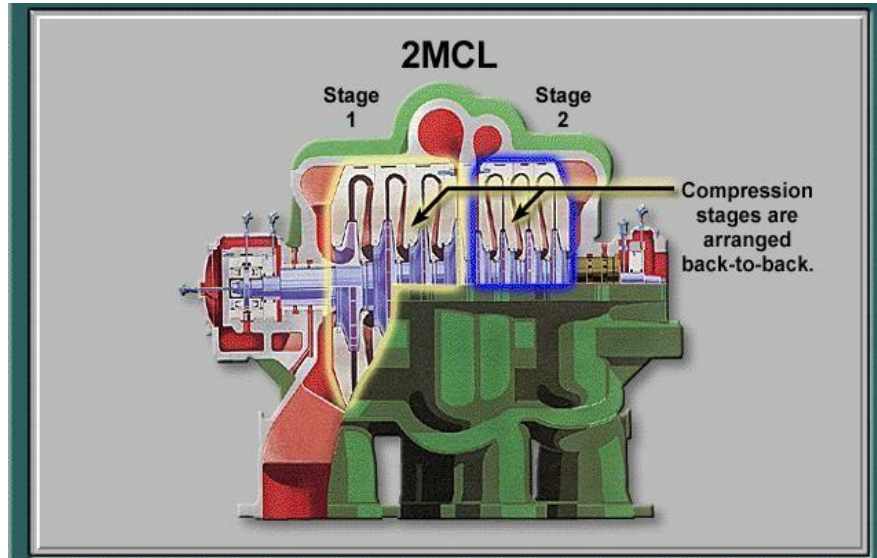


Figure II.4: Compresseurs 2MCL [1]

II. 5.1.3. Compresseurs 3MCL

Ce sont des compresseurs multi-étages généralement avec plus de deux étages de compression réalisés dans un seul corps (**Figure II.5**). En général ils sont utilisés pour des services où on a besoin de comprimer des débits de gaz divers à des niveaux de pression différents, soit avec injection ou avec extraction de gaz pendant la compression.

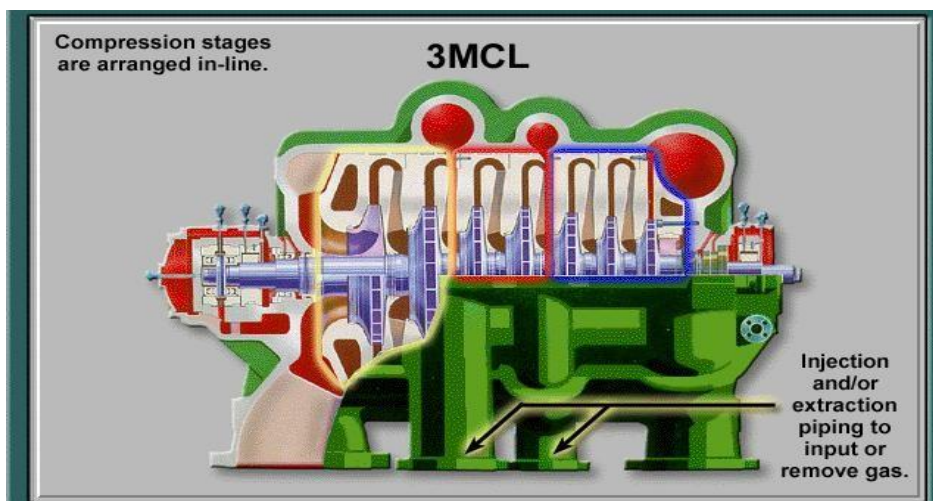


Figure II.5: Compresseurs 3MCL.[1]

II. 5.2. Compresseur avec corps ouverts verticalement

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques c'est pour cette raison que ce type de compresseur est dénommé baril ces compresseurs, généralement multi étagés, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700k kg/cm²) le rotor et les diaphragmes situés à l'intérieur du corps ne diffèrent pas fondamentalement de ceux des compresseurs MCL.

A. Compresseurs BCL

Ce sont des compresseurs du type baril prévoyant un seul étage de compression (**Figure II.6**)

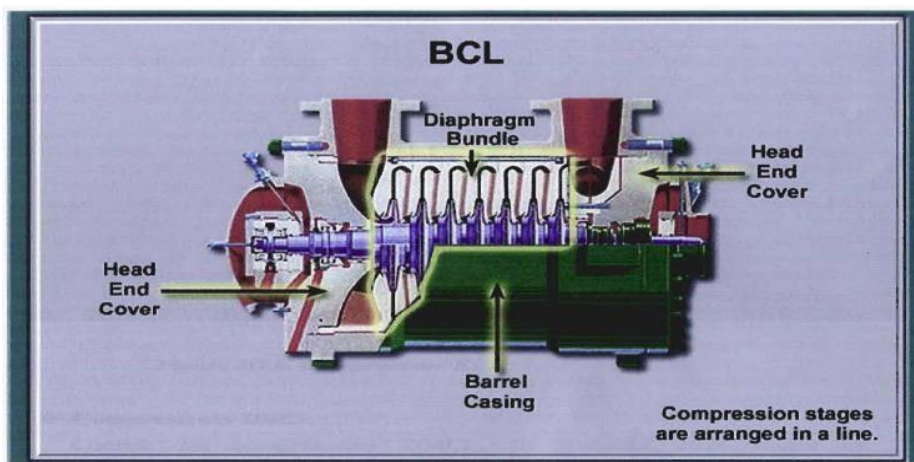


Figure II.6: compresseurs BC

B. Compresseurs 2BCL

Il s'agit de compresseurs de type baril avec deux étages de compression en série dans un seul corps (**Figure II.7**).

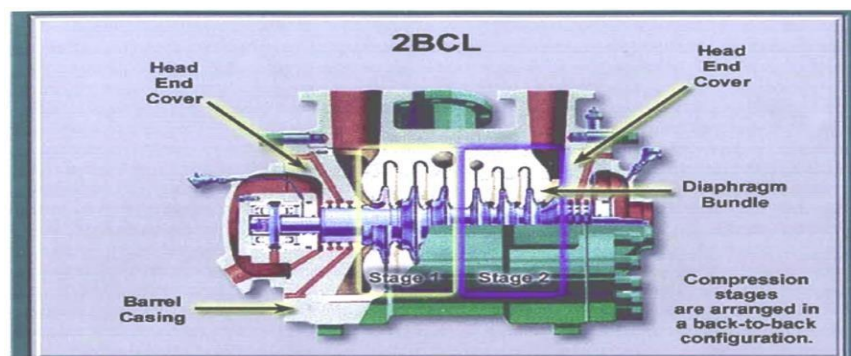


Figure II.7: compresseur 2BCL

C .Compresseurs DBCL

Comme les compresseurs DMCL, ils réalisent deux étages de compression en parallèle dans un seul corps.

II.5.3.Compresseurs avec corps en forme de cloche

A. DBCL avec corps en forme de cloche

Les compresseurs baril à haute pression ont des corps en forme des cloches et sont fermés par des segments à la place des boulons (**Figure II.8**).

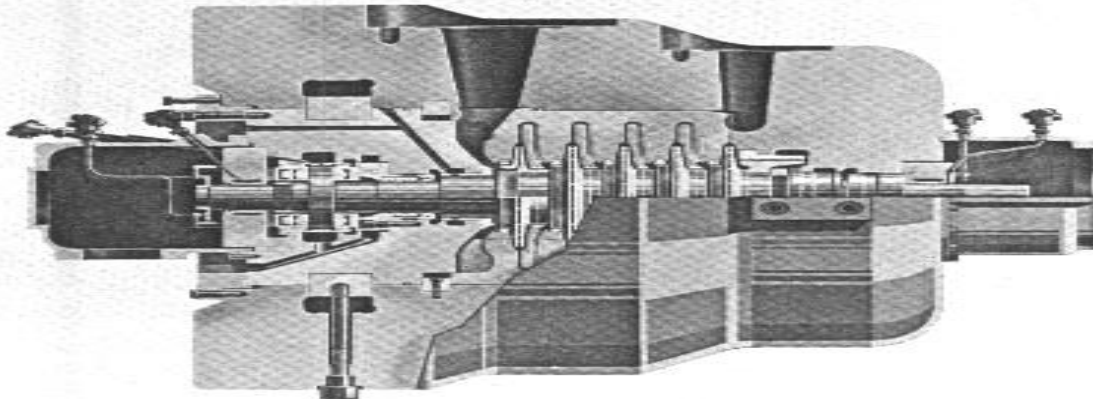


Fig. 2.9

Figure II.8:DBCL avec corps en forme de cloche

B. Compresseurs type PCL-VHP

Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical au lieu de deux; comme pour les BCL, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc

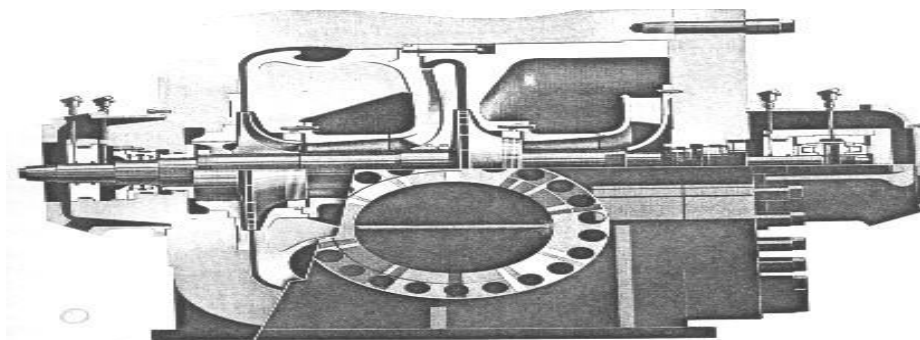


Fig. 2.10

Figure II.9:compresseurs type PCL-VHP

A. Compresseurs type SR

Il s'agit de compresseurs pour des services à des pressions relativement basses (**Figure II.10**) leurs caractéristiques est d'avoir plusieurs arbres et les roues relatives, montées en porte-à-faux. La roue est du type ouvert, c'est-à-dire sans contre disque, pour permettre des vitesses périphériques élevées de compression pour chaque étage. L'aspiration de chaque roue est axiale tandis que le refoulement est radial. Ces compresseurs sont généralement utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des applications géothermiques etc....

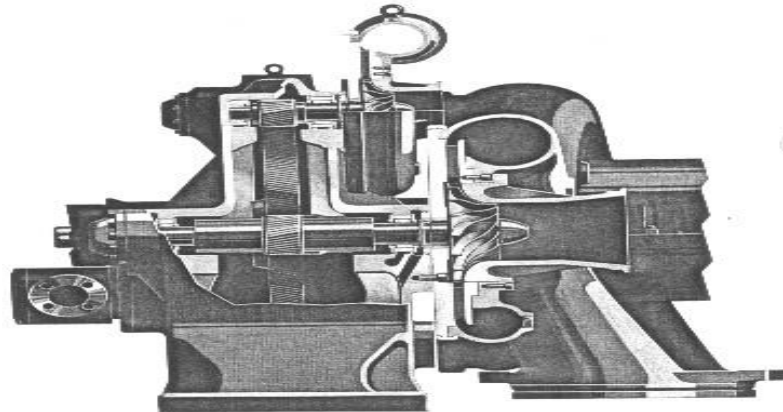


Fig- 2.11

Figure II.10:Compresseurs type SR

II. 6.Pompage dans un compresseur centrifuge:

Dans un compresseur centrifuge, il existe pour toute vitesse une certaine capacité en-dessous de laquelle le fonctionnement est instable. Ce point de rupture est appelé le point de pompage. Le fonctionnement instable pulsative en dessous de ce point est appelé pompage. Ce qui suit donne une explication du pompage, de ses effets et les moyens de l'éviter.

II. 6..1.Explication du pompage: [9]

Le pompage est un phénomène fondamental propre aux compresseurs dynamiques. Ces machines sont caractérisées par le fait que la compression est obtenue par échange d'énergie dans le gaz mis en mouvement dans des rangées d'ailettes. Les compresseurs axiaux et centrifuges appartiennent à cette catégorie de turbomachines.

Il est connu qu'une aile d'avion sous incidence élevée perd sa portance et « décroche ». Dans le cas des turbomachines, on assiste à un phénomène analogue.

Cette incidence élevée s'obtient à petit débit. Le décrochage aérodynamique ne permet plus de pousser le gaz ; le compresseur étant connecté à deux réseaux à pressions différentes, la capacité à haute pression du refoulement se vide dans la capacité à basse pression de l'aspiration par un débit à contre courant dans le compresseur.

Le pompage est cette instabilité aérodynamique d'ensemble du compresseur dans son environnement, lors du fonctionnement à petit débit. Quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration, le compresseur trouve de nouvelles conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence.

Ces grandes fluctuations de débit portent le nom de pompage, en raison de la nature de ce phénomène en oscillations de relaxation, qui s'apparente, vu de l'extérieur, à l'instabilité d'une boucle de régulation pompage de vitesse. Le pompage est un phénomène redouté des exploitants et des constructeurs. L'inversion soudaine du débit s'apparente à un choc et ses conséquences mécaniques sont désastreuses :

ruptures d'ailettes sur les compresseurs axiaux vibrations radiales de très grand niveau, avec destruction des dispositifs d'étanchéité internes sur les compresseurs centrifuges.

Il est donc évident qu'il faudra que des moyens spécifiques de protection soient installés sur les machines pour préserver leur intégrité et conserver leurs performances dans le temps. Ces moyens sont d'autant plus complexes que l'on souhaite toujours la plus grande plage possible en débit pour le fonctionnement de la machine afin d'adapter de façon permanente, économique et souple, la production aux impositions de la consommation.

Les dispositifs de protection contre le pompage, dits également d'antipompage, empêchent le compresseur de descendre trop bas en débit. Ils limitent donc quelque peu la plage de fonctionnement de la machine. Leur dimensionnement et leur réglage tient compte, bien sûr, de la performance aérodynamique du compresseur, des caractéristiques des réseaux amont et aval et de la nature du gaz, mais également du fait qu'ils doivent protéger la machine lors des régimes transitoires rapides.

Il faut être conscient que des services différents à assurer entre l'été et l'hiver, des taux de pression variant dans le temps (déplétion des champs de gaz naturel, unités de stockage...), ou encore la manipulation de gaz dont la nature change (augmentation de la masse molaire), exigent des moyens de protection antipompage spécifiques et adaptés. Leur définition ne peut alors être faite que par une action conjointe du constructeur de l'équipement et du concepteur.

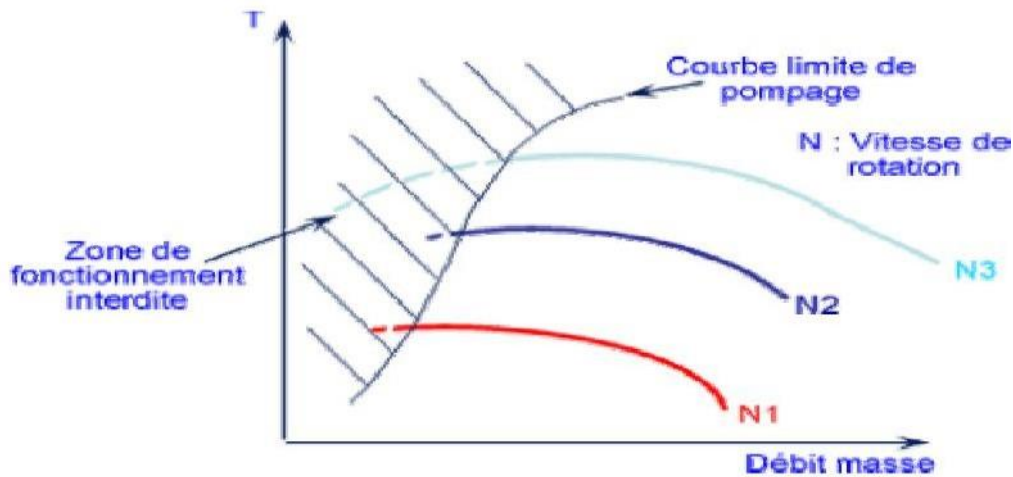


Figure II.11: Zone de fonctionnement interdite

II. 6..2.les méthodes utilisées pour éviter le pompage:

Plusieurs cas peuvent être réalisés pour sortir le compresseur du pompage :

- ❖ augmenter le débit du circuit vers l'aspiration du compresseur.
- ❖ augmenter le débit à travers le compresseur en retournant par un by-pass et un réfrigérant une partie du gaz pompé du refoulement à l'aspiration de l'unité.
- ❖ diminuer le rapport de pression à travers le compresseur en diminuant la pression de refoulement ou en augmentant la pression d'aspiration, ou les deux si le débit doit rester constant.

Les mesures à prendre pour sortir un compresseur du pompage dépendant de ce qui peut être fait avec le processus concerné. Si la vitesse reste constante, il faut augmenter le débit dans le compresseur ou diminuer le rapport de pression à travers le compresseur pour éliminer le pompage.

Si le processus exige un rapport de pression plus élevé que celui que le compresseur peut développer à une vitesse donnée, une augmentation du rapport de pression peut être obtenu en augmentant la vitesse du compresseur. Cette augmentation de vitesse sera limitée par la vitesse de service maximale admise du compresseur et de l'entraînement.

Si le processus exige une capacité plus faible que celle que le compresseur peut développer à une vitesse donnée, la vitesse peut être diminuée si le rapport de pression peut être réduit. Pour la diminution de vitesse, la 1^{ère} vitesse critique du

compresseur de l'entraînement peut être le facteur de limitation

II. 7. Les avantages et les inconvénients de Compresseurs Centrifuge:

Tableau II.1: Les avantages et les inconvénients

Type de compresseur	Compresseurs Centrifuge	
	Avantages	Inconvénients
	<ul style="list-style-type: none"> -Bien adaptés aux moyens et grands débits de Gaz -Relativement Souple à exploiter -Excellent fiabilité 	<ul style="list-style-type: none"> -Pas adapté aux faibles débits. -Pompage à faible débit rend l'exploitation délicate.



Chapiter III

**Description du compresseur
centrifuge K101A**

III.1.Définition du compresseur K101A [4]

Le compresseur K101A est un compresseur centrifuge de type cylindrique modèle DRESSER-CLARK 441B 5/5 à joint vertical "barrel"

La désignation DRESSER-CLARK 441B 5/5 est :

- + Les deux premiers chiffres du numéro du modèle se rapportent à la capacité à la pression maximale supportée par le modèle en question.
- + Le troisième chiffre est la taille du bâti déterminée par des critères physiques(ex: diamètre de l'alésage du carter)
- + la lettre "B" désigne la ligne de produit,
- + 5/5 est le nombre des roues, de la première section et de la deuxième section successivement.
- + Deux types de configuration de rotor sont disponibles en fonction des conditions spécifiques de fonctionnement :
 - + Unité avec un rotor "direct" :
 - ❖ Toutes ses roues sont face à la même direction
 - ❖ un tambour d'équilibrage (piston) coté refoulement.
 - ❖ Le piston d'équilibrage est utilisé pour réduire la poussée du rotor à une valeur nominale admise par les semelles des coussinets.
 - + unité avec un rotor "dos-à-dos" :
 - ❖ Ce compresseur ayant un rotor avec des roues montées "dos-à-dos", est à deux sections. La première section c'est pour une moyenne pression "MP" ayant 5 roues, et la deuxième section à haute pression «HP" ayant 5 autres roues.
 - ❖ Les roues à aubes de la deuxième section sont face à la direction opposée à celles de la première section.
 - ❖ Les roues de rotor sont appelées de la première ou de deuxième section (d'un étage à l'autre étage),
 - ❖ Le refoulement de la première section est dans une canalisation montée sur le carter pour être dirigé vers l'aspiration de la deuxième section où il est mélangé avec l'arrivée du gaz HP.

III.2. La construction du compresseur K101A [4]

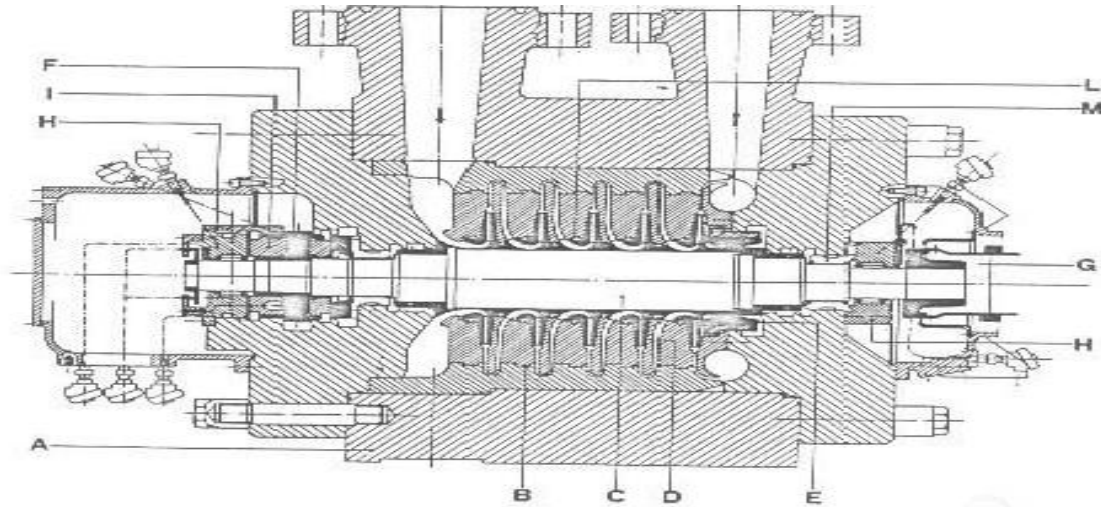


Figure III.1: Constitution des compresseurs centrifuges K101A [4]

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

III.3. Les organes constituant le compresseur : [5]

III.3.1. Le bâti:

Appelé aussi corps pour un compresseur centrifuge, les enveloppes et les couvercles d'extrémité sont obtenus par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant en considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs doivent travailler. Normalement, on utilise de l'acier au carbone pour le corps cylindrique. Les supports et les brides de fermeture, la teneur en carbone adoptée (0.2-0.25%) est suffisante pour obtenir de bonnes caractéristiques mécaniques et au même temps pour conférer des caractéristiques de soudabilité.



Figure III.2:Le bâti [1]

III.3.2.Diaphragme:

Les diaphragmes constituent le profilage fluo dynamique de la partie fixe du compresseur.

Ils sont divisés en quatre types :

- ☒ d'aspiration.
- ☒ Intermédiaires.
- ☒ entre étages.
- ☒ refoulement.



Figure III.3:Diaphragme de compresseur centrifuge[1]

➤ **Diaphragme d'aspiration :**

A la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue.

➤ **Diaphragmes intermédiaires :**

Ils ont une double tâche, former le diffuseur où la transformation de l'énergie cinétique en celle de pression, le canal de retour pour diriger le gaz vers l'entrée de la roue suivante.

➤ **Diaphragme de refoulement :**

Forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.

Chaque diaphragme contient des anneaux en labyrinthe qui servent d'étanchéité sur le contre-disque de la roue.

➤ **Les diaphragmes entre étages** séparent les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées.

III.3.3.Rotor :

Il consiste dans un arbre sur lequel sont montés les impulseurs et les entretoises.

Les entretoises sont rétractées sur l'arbre et positionnent les impulseurs dans le plan axial et protègent les sections de l'arbre, entre les impulseurs, contre le contact avec le gaz.

L'impulseur est la partie du compresseur centrifuge qui ajoute en vitesse au gaz.

Les impulseurs sont d'un type enfermé à aube arrière et sont rétractés et clavetés dans l'arbre.

Avant d'être monté sur l'arbre, chaque impulseur est dynamiquement équilibré et soumis à l'essai à une vitesse à 15% supérieure à la vitesse maximale continue.

Pendant l'exploitation du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dans la direction de l'extrémité d'aspiration, générée par la différence de pression actionnant sur la flasque et le disque de chaque impulseur.

La plus grande partie de la poussée est équilibrée par le tambour d'équilibrage. Poussée axiale résultante est absorbée par le palier de butée.

III.3.4.Arbre:

Il est constitué d'une partie centrale à diamètre constant où sont montées les roues et les douilles intermédiaires. Il est en acier à des propriétés mécaniques meilleurs 40NCD7.



Figure III.4:Arbre du compresseur

III.3.5.les roues :

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

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

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

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



Figure III.5: les roues

III.3.6. Tambour d'équilibrage:

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

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

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

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

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

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



Figure III.6: Tambour d'équilibrage

III.3.7 Arbre d'accouplement :

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

Les premiers sont à graissages continus à huile, aptes pour les hautes vitesses de rotation et sont pratiquement les plus employés pour les compresseurs.

Les deuxièmes sont les accouplements à diaphragmes, ils se sont répandus de plus en plus quoique quelques constructeurs ne soient pas très favorables à leur adoption, étant donné que contre l'avantage principal d'accepter des désalignements remarquables, il existe de nombreux désavantages tels que : un poids plus grand et donc une influence négative sur le comportement flexionnel du rotor, difficultés d'équilibrage, vitesse critique et la rupture par fatigue des lamelles.

Dans la transmission d'un couple, un accouplement denté peut produire une poussée axiale.

$$M_t = 716 \frac{N}{n} \quad (3.1)$$

N: puissance de compresseur

n : nombre de tours

L'effort tangentiel transmis $F_t = M_t/R$

R : rayon de la circonférence primitive de la denture de l'accouplement

Etant donné que la gamme des coefficients de frottement des dents est : $0.15 < f < 0.3$

pour vaincre le frottement sur les dents il faut un effort axial :

$$F_a = F_t \times f = 1074 \div 2148 \text{ Kgf.} \quad (3.2)$$

III.3.8. Collet du palier de butée :

Ce palier supporte les charges en direction longitudinale de l'arbre dans une manière hydrodynamique et sans usure. Il peut être combiné avec un palier radial. Selon l'application il dispose des cales fixes ou des patins oscillants.

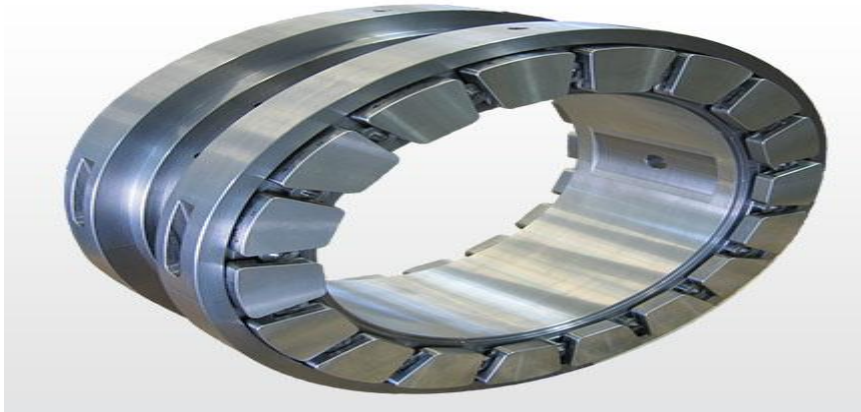


Figure III.7: palier de butée

☒ Application

- Vitesse jusqu'à environ 100 m/s
- Action simple ou double sens

☒ Avantages

- Palier divisé pour montage facile
- Adaptation aux défauts d'alignement avec patins oscillants
- Rotation simple ou double

a) Douilles intermédiaires :

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

Les douilles intermédiaires sont montées à force sur l'arbre avec tolérance négative de 0.5÷1%

b) Douilles sous garnitures d'étanchéités à huile :

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

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

Pour des pression élevées il faudra se passer des douilles en colmonoy étant donné que ces dernières ne peuvent pas être forcées au-delà d'une certaine limite ; dans ce cas, on emploie des douille en acier 40 NiCrMo7 durci et revenu (300÷350 brinell).

III.4.Paliers :

a)Paliers porteurs:

Les paliers porteurs sont du type à patin oscillants et à lubrification forcée.

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

Les patins porteurs (A) sont réalisés en acier revêtu de métal blanc. Ils sont solidaires des taquets en acier (B) et sont en place dans des logements formés par le carter (C) et par deux bagues d'étanchéité d'huile (F).

Les patins peuvent osciller dans le carter aussi bien dans le sens radial que dans le sens axial afin d'atténuer aux maximum les vibrations radiales du rotor. La rotation des patins dans le carter est bloquée par des goujons qui dépassent des vis (D) fixées sur le carter.

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

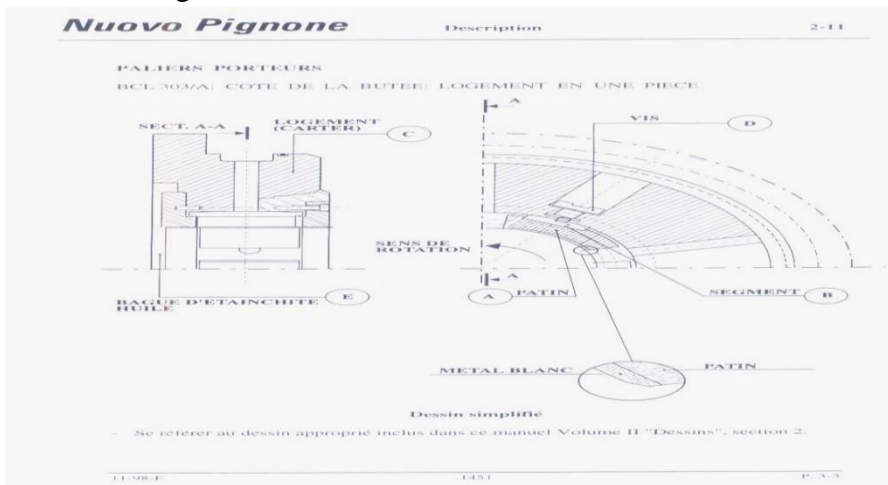


Figure III.8:Paliers Porteur de compresseur centrifuge [1]

b).Paliers à patins inclinables:

Ils sont installés sur pratiquement tous les compresseurs. En effet, ils sont plus aptes à faire obstacle aux éventuelles actions de déséquilibre du film d'huile. Leur emploi est subordonné à une étude faite entraînant la vérification des fréquences de vibration de l'arbre. Le métal de base adopté dans leur construction est l'acier au carbone. A ce dernier, on ajoute, dans les zones de travail des patins, un dépôt en métal blanc anti- frottement. Le dépôt est obtenu par fusion et centrifugation.

C).Paliers de butée :

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

Il est conçu de façon à absorber la poussée axiale agissant sur le rotor qui n'est pas entièrement équilibrée par le tambour d'équilibrage.

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

A l'extérieur du palier est montée une bague ayant un trou calibré dont le but est de régler la qualité d'huile pour le graissage. Les diamètres des paliers employés par Nuovo Pignone vont de 4 à 12 pouces.

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

Du réservoir, l'huile est ensuite réintroduite dans le système ; celle sortie du coté haute pression est purgée par des purgeurs automatiques.

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées d'une mince couche de métal blanc, ou de métal blanc sans cuivre lorsque ce dernier est incompatible avec le gaz comprimé.



Figure III.9:le palier de butée

III.5. Système d'étanchéité du compresseur centrifuge K101A:

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

A) Garnitures à labyrinthe :

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

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

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

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

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

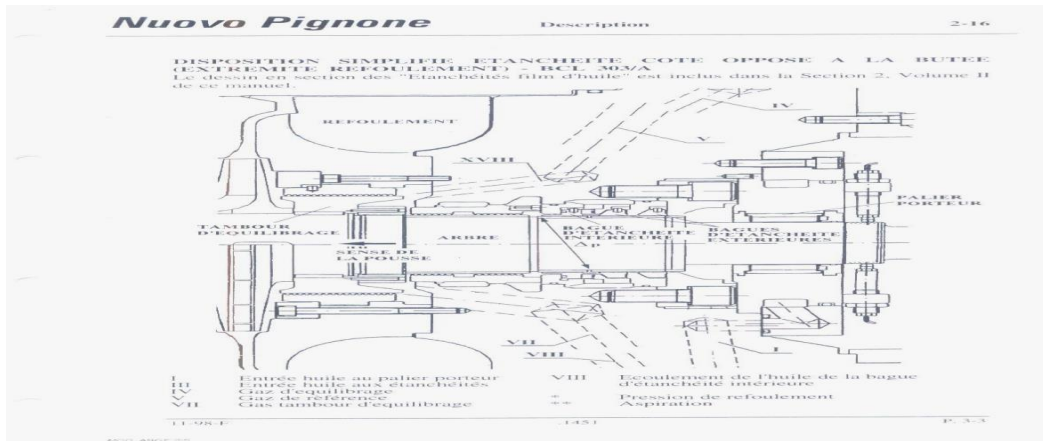


Figure III.10: Garniture à labyrinthe

B) Garnitures d'étanchéités d'huile:

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées de deux anneaux flottants (de haute pression du côté H.P. et de basse pression du côté B.P) revêtus à l'intérieur de métal antifrottement. (La Figure III.11) illustrent un dessin typique de l'extrémité d'un compresseur équipé de plusieurs bagues d'étanchéité cotée basse pression).

L'huile d'étanchéité, à une pression légèrement supérieure à celle du gaz, arrive dans l'espace annulaire compris entre les deux bagues et passe dans l'espace annulaire laissé par le jeu entre les bagues et l'arbre

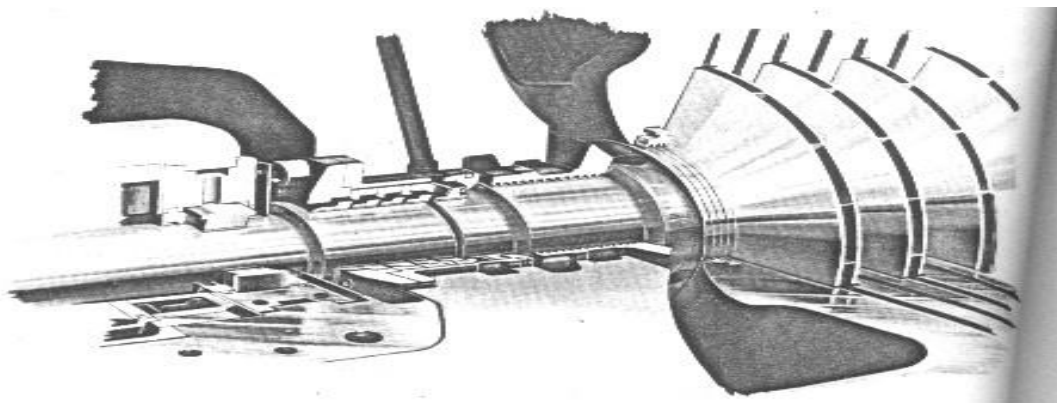


Figure III.11: Garnitures d'étanchéités d'huile

d) Garnitures mécaniques:

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

Les garnitures mécaniques sont employées surtout là où il est important de limiter au maximum la quantité d'huile pouvant polluer le gaz. En effet la perte d'huile de la bague H.P. est environ 5÷10 fois plus petite que les pertes des garnitures d'étanchéité à huile ordinaires.

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



Figure III.12: Garnitures mécaniques

III.6. Système de graissage ou lubrification:

III.6.1. Circuit de l'huile de graissage:

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

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

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

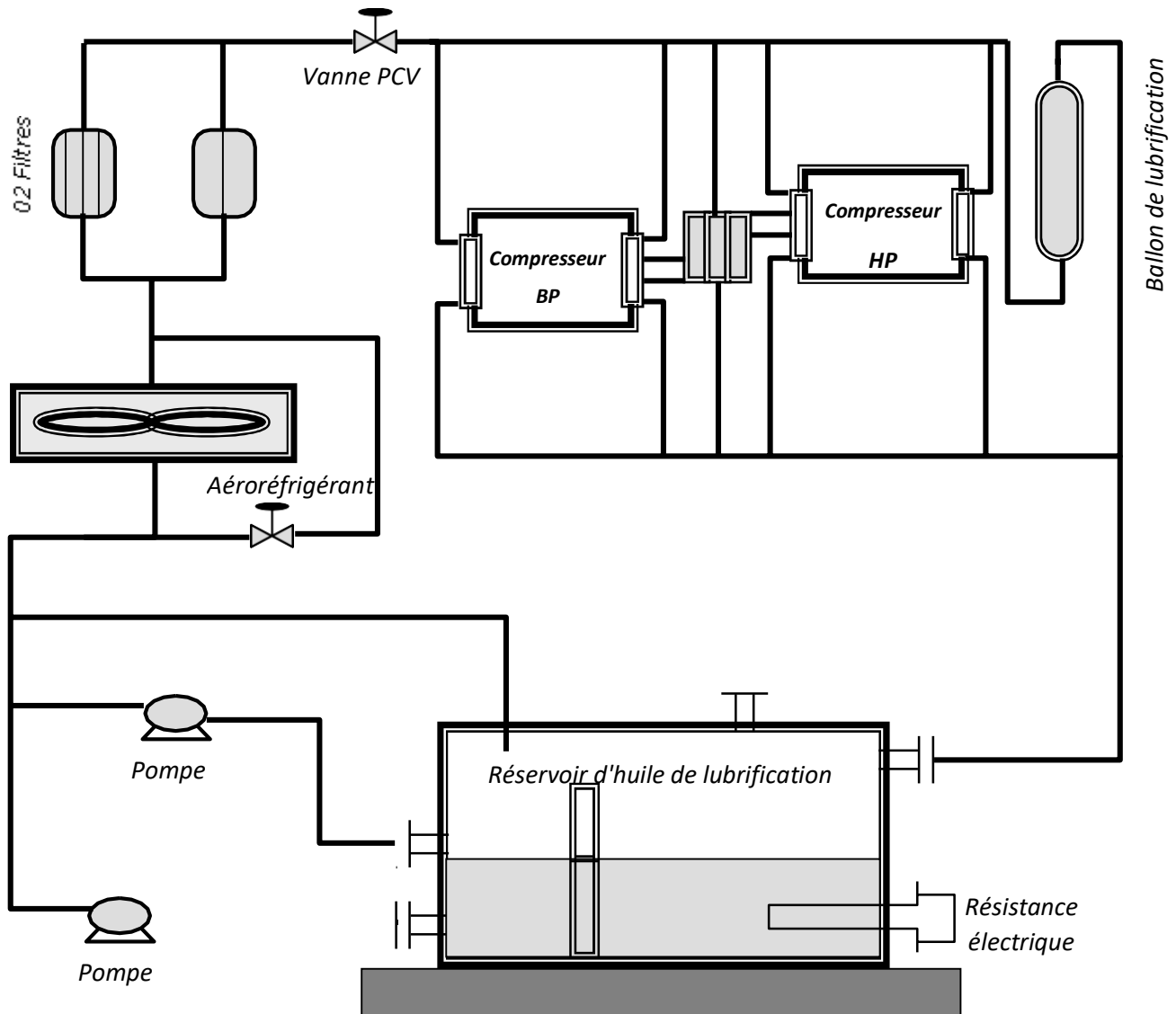


Figure III.13: Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge[1]



Chapitre IV

calcul thermodynamique

IV.1.Introduction

Le calcul thermodynamique a pour but la détermination des performances du compresseur ; pour obtenir des résultats réalistes. nous avons utilisé les paramètres de fonctionnement relevés sur site et qui sont résumés dans les tableaux ci-dessous :

Paramètres de fonctionnement:

Tableau IV.1 : paramètre de fonctionnement du compresseur de la Constructeur [6]

	1 ^{ère} étage	2 ^{ème} étage
paramètre de fonctionnement		
Pression d'aspiration; en [bars]	$P_a = 2,1$	$P_a = 9,8$
Pression de refoulement; en [bars]	$P_r = 9,8$	$P_r = 33,5$
Température d'aspiration ; en [k]	$T_a = 300,15$	$T_a = 349.15$
Température de refoulement ;en [k]	$T_r = 412.46$	$T_r = 420.64$
Débit massique ;en [kg/h]	$Q_m = 4460,4$	$Q_m = 27424.8$
Number de roués	$N = 5$	$N = 5$
coefficient de compressibilité	$Z = 0,983$	
chaleur spécifique; en [kj/kg.C°]	$C_p = 2,35$	$C_p = 2,42$
Vitesse de rotation; en [tr/min]	$n = 13060$	$n = 13060$

IV.2.Calcul des pressions intermédiaires

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

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

- P_i : pression dans les roués (i);
 - P_{i+1} : pression dans les roués (i+1);
 - ζ : taux de compression
- (4.1)

$$\zeta = \sqrt[n]{\epsilon_1}$$

$$\zeta_1 = \sqrt[5]{4.6} \Rightarrow \zeta_1 = 1.36$$

$$\zeta_2 = \sqrt[5]{3.41} \Rightarrow \zeta_2 = 1.27$$

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau IV.2 :

Tableau IV.2 : Pression intermédiaires dans chaque roue

1 ^{ère} étage					
P_{as} [bar]	P ₁ [bar]	P ₂ [bar]	P ₃ [bar]	P ₄ [bar]	P ₅ [bar]
2,1	2,85	3,88	5,28	7,18	9,8
2 ^{ème} étage					
P_{as} [bar]	P ₆ [bar]	P ₇ [bar]	P ₈ [bar]	P ₉ [bar]	P ₁₀ [bar]
9,8	12,4	15,75	20,01	25,41	33,5

IV.3.Calcul des températures intermédiaires [7]

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

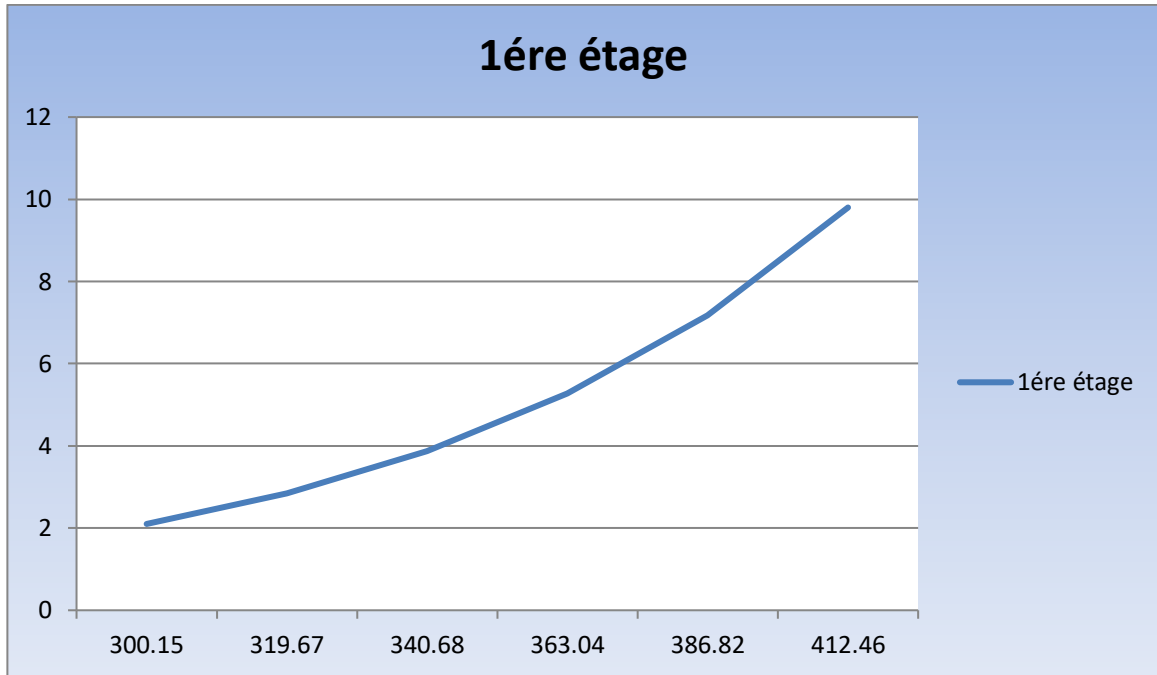
- **T_{i+1}** : température dans les roués (i+1);
- **T_i** : température dans les roués (i). (4.2)

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau IV.3 :

Tableau IV.3: Température intermédiaires dans chaque roue

1 ^{ère} étage					
T_{as} [en [K]]	T ₁ [en [K]]	T ₂ [en [K]]	T ₃ [en [K]]	T ₄ [en [K]]	T ₅ [en [K]]
300,15	319,67	340,68	363,04	386,82	412,46
2 ^{ème} étage					
T_{as} [en [K]]	T ₆ [en [K]]	T ₇ [en [K]]	T ₈ [en [K]]	T ₉ [en [K]]	T ₁₀ [en [K]]
412.46	349.15	365.1278	381.8438	399.2892	420.4691

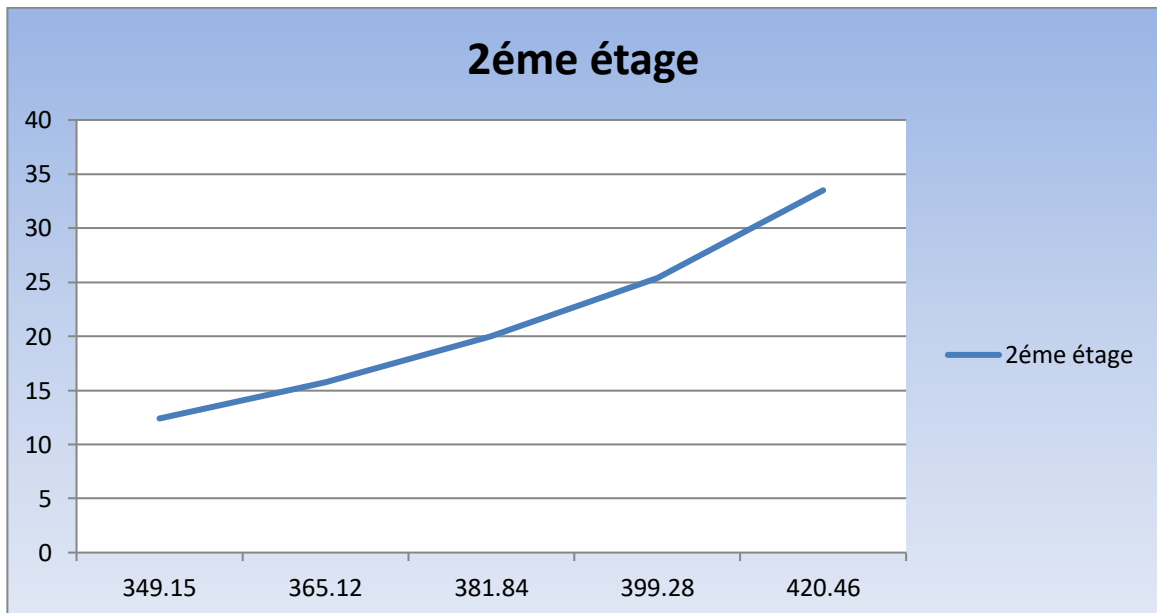
Pression[bar]



Température [k]

Figure IV.1: Évolution de la température en fonction de la pression

Pression[bar]



Température [k]

Figure IV.2: Évolution de la température en fonction de la pression

Interprétation des résultats

La thermodynamique prouve qu'une compression du gaz est accompagnée par une élévation de température, les résultats du tableau 4.2 et 4.3 les figures VI.1 et VI.2 nous a montré l'influence de pression sur la température dans les roues de 1^{ère} de 2^{ème} étage du compresseur.

Température [k]

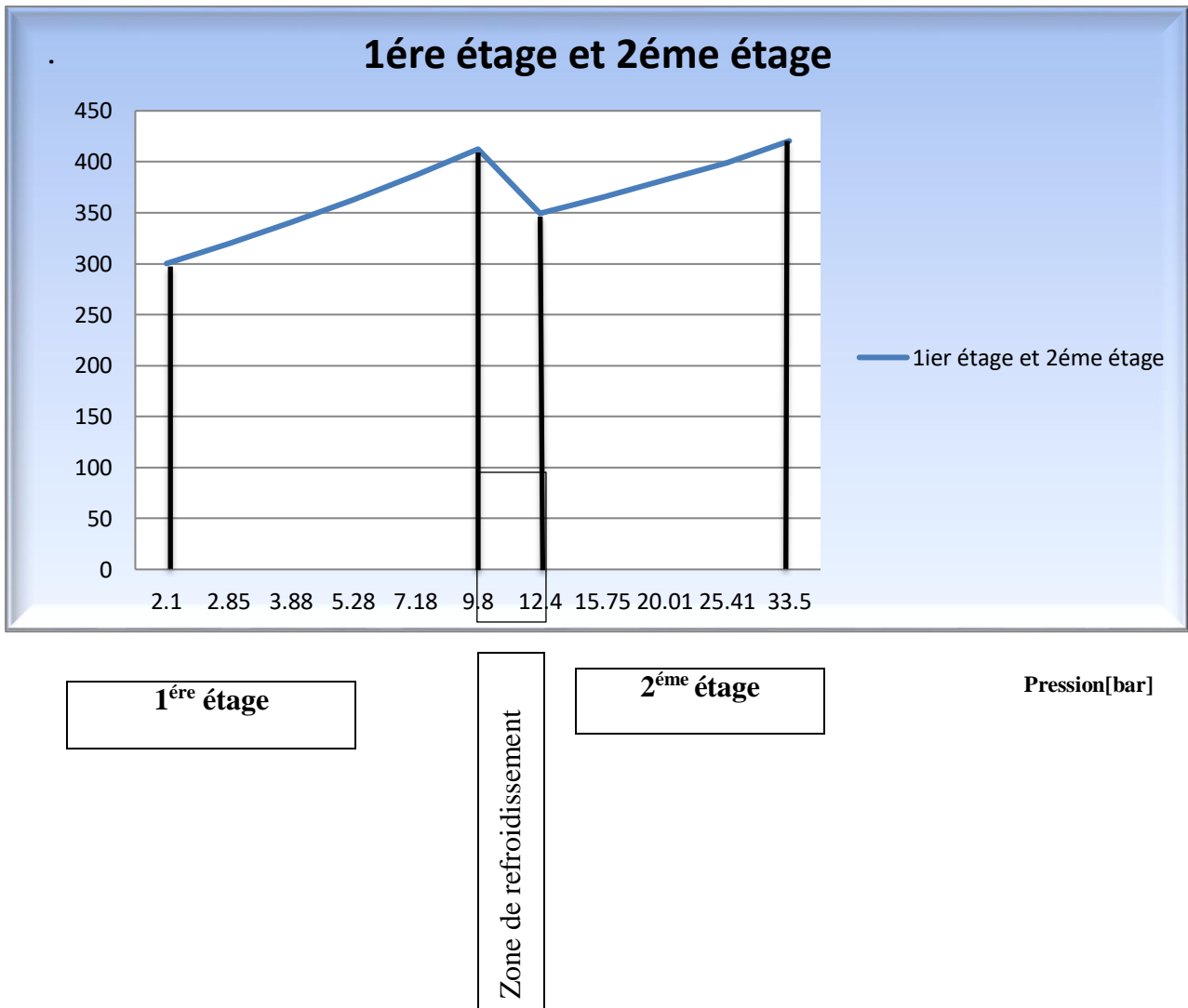


Figure IV.3: Évolution de la pression en fonction de la température

Interprétation des résultats

Nous remarquons que la température augmente au fur et à mesure de la première roue à la cinquième roue de 300.15 à 412.49 et cela est dû à l'augmentation de pression dans 1^{ère} étage.

Afin d'améliorer le rendement du compresseur pour augmenter la densité du gaz introduit dans le 2^{ème} étage, le gaz a été refroidi par un échangeur de chaleur de type aeroréfrigérant, Nous remarquons que la température diminue après refoulement de la cinquième roue jusqu'à 349,15, la pression est maintenue constante. Dans cette phase une deuxième séparation est effectuée pour enlever le reste de brute des gaz.

Enfin la température augmente au fur et à mesure de la sixième roue à la dixième roue et cela est dû à l'augmentation de pression dans 2^{ème} étage.

IV.4. Les caractéristiques du gaz :

Le Tableau IV.4 : caractéristiques des gaz présent dans le compresseur

Composantes	Concentration moléculaire X%	Masse molaire(μ) [Kg/K°.mol]	Chaleur spécifique à pression constant Cp [KJ/Kg.K°]	Température critique [K°]	Pression critique [bars]
N_2	4,19	28,02	1,621	126,2	33,92
CO_2	0,6	44,01	1,031	304,1	73,84
CH_4	67,34	16,04	2,204	190,56	45,96
C_2H_6	20,02	30,07	1,714	305,33	48,72
C_3H_8	6,08	44,09	1,624	369,85	42,48
C_4H_8	0,44	58,12	1,678	407,85	36,41
nC_4H_{10}	1,02	58,12	1,620	425,16	37,97
iC_5H_{12}	0,12	72,15	1,625	460,4	33,82
nC_5H_{12}	0,19	72,15	1,601	469,7	33,70

IV.4.1.Masse molaire du mélange gazeux [7]

$$M = \sum M_i Y_i \quad (4.3)$$

$$M = M_{(N_2)} Y_{(N_2)} + M_{(CO_2)} Y_{(CO_2)} + M_{(CH_4)} Y_{(CH_4)} + M_{(C_2H_6)} Y_{(C_2H_6)} + M_{(C_3H_8)} Y_{(C_3H_8)} + M_{(C_4H_8)} Y_{(C_4H_8)} + M_{(nC_4H_{10})} Y_{(nC_4H_{10})} + M_{(iC_5H_{12})} Y_{(iC_5H_{12})} + M_{(nC_5H_{12})} Y_{(nC_5H_{12})}$$

Application numérique:

$$M = \frac{1}{100} [(4.19 \times 28.02) + (0.6 \times 44.01) + (67.34 \times 16.04) + (20.02 \times 30.07) + (6.08 \times 44.09) + (0.44 \times 58.12) + (1.02 \times 58.12) + (0.12 \times 72.15) + (0.19 \times 72.15)] =$$

$$M = 21,94 \text{ Kg/k}^\circ \cdot \text{mole}$$

IV.5. Calcul des travaux au 1^{ère} étage

- **détermination de la constante spécifique du gaz [8]**

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8.314}{21.94} \quad (4.4)$$

$$r = 0.38 \text{ [Kj/Kg.k}^\circ\text{]}$$

- **calcul des coefficients adiabatiques [8]**

$$r = C_p - C_v \quad (4.5)$$

$$K = \frac{C_p}{C_p - r}$$

$$K = \frac{2.35}{2.35 - 0.38} = 1.19$$

$$K = 1.19$$

- **taux de compression [8]**

$$\varepsilon = \frac{P_r}{P_a} = \frac{9.8}{2.1} = 4.66 \Rightarrow \varepsilon = 4.66 \quad (4.6)$$

- **coefficient polytropique [8]**

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\log \varepsilon}{\log \frac{T_r}{T_a}} \quad (4.7)$$

$$n = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon - \log T_r/T_a}$$

$$n = \frac{\log 4.66}{\log 4.66 - \log (412.46/300.15)} = 1.26 \Rightarrow n = 1,26$$

IV.5.1. Travail adiabatique: [7]

Le coefficient de compressibilité et la température T_a sont donné par le constructeur dans le tableau 4.1 où $T_a = 300,15 \text{ K}$ et $Z = 0,983$

$$W_{ad} = \frac{K}{K-1} Z \cdot r \cdot T_a \left(\varepsilon^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (4.8)$$

$$W_{ad} = \left(\frac{1.19}{1.19-1} \right) \times 0,983 \times 0,38 \times 300,15 \times \left(4.66^{\frac{1.19-1}{1.19}} - 1 \right)$$

$$W_{ad} = 195.6 \text{ [kJ/Kg]}$$

IV.5.2.Travail polytropique: [7]

$$W_p = \frac{n}{n-1} Z.r. Ta(\epsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1) \tag{4.9}$$

$$W_p = \left(\frac{1.26}{1.26-1}\right) \times 0,983 \times 0,38 \times 300,15 \times (4.66^{\frac{1.26-1}{1.26}} - 1)$$

$$W_p = 203,1[\text{kJ}/\text{Kg}]$$

IV.5.3.Travail réel : [7]

$$W_r = \frac{k}{k-1} Z.r. Ta(\epsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1) \tag{4.10}$$

$$W_r = \left(\frac{1.19}{1.19-1}\right) \times 0,983 \times 0,38 \times 300,15 \times (4.66^{\frac{1.26-1}{1.26}} - 1)$$

$$W_r = 260,1[\text{kJ}/\text{Kg}]$$

Les résultats obtenus sont représentés dans le tableau IV. 5.

Tableau IV.5 : le travail du première étage du compresseur

R	N	K	Z	T _a	ε	W _{ad}	W _p	W _r
0,38	1,26	1,19	0,983	300,15	4,66	195,6	203, 1	260.1

IV.6. Calcul des rendements au 1^{ère} étage [8]

❖ rendement polytropique 1^{ère} étage

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r} \tag{4.11}$$

$$\eta_p = \frac{203,1}{260,1} = 0,78 \Rightarrow \eta_p = 78 \%$$

IV.7.Calcul de puissance au 1^{ère} étage [7]

❖ la puissance transmise au 1^{ère} étage

$$Pu = Q_m \cdot W_r \tag{4.12}$$

Où : Q_m : débit massique [Kg /s]

$$Pu = 1,239 \times 206,1 = \Rightarrow Pu = 322.26 [\text{kw}]$$

❖ la puissance absorbée 1^{ère} étage

$$Na = Pu / \eta_p = 322,26 / 0,78 = 412,70 \text{KW.} \quad (4.13)$$

IV.8. Calcul des travaux au 2^{ème} étage

❖ Calcul Coefficient de compressibilité du 2^{ème} étage [8]

a) aspiration:

➤ Température critique du mélange: $T_{cr} = \sum g_i T_{cri} \Rightarrow T_{cr} = 226,62 \text{ [K°]} \quad (4.14)$

➤ Pression critique du mélange: $P_{cr} = \sum g_i P_{cri} \Rightarrow P_{cr} = 45,80 \text{ [bars]} \quad (4.15)$

$$T_{red} = \frac{T_a}{T_{cr}} = \frac{349,15}{226,62} = 1,54$$

$$P_{red} = \frac{P_a}{P_{cr}} = \frac{9,8}{45,80} = 0,214$$

$$z_a = 1 - 0,4273 \times \frac{0,214}{1,32 \times 3,66} = 0,983786$$

b) refoulement:

$$T_{red} = \frac{T_r}{T_{cr}} = \frac{420,46}{226,62} = 1,85 \quad (4.16)$$

$$P_{red} = \frac{P_r}{P_{cr}} = \frac{33,5}{45,80} = 0,73$$

$$z_r = 1 - 0,4273 \times \frac{0,73}{1,82 \times 3,66} = 0,953974$$

$$\Rightarrow z_a = 0,953974$$

$$z_{moy} = (z_a + z_r) / 2 = (0,983786 + 0,953974) / 2 = 0,96888 \quad (4.17)$$

$$z_{moy} = 0,97$$

❖ Calcul des coefficients adiabatiques [8]

$$r = C_p - C_v$$

$$k = \frac{C_p}{C_p - r}$$

$$k = \frac{2,425}{2,425 - 0,38} = 1,18 \Rightarrow k = 1,18$$

❖ taux de compression

$$\varepsilon = \frac{P_r}{P_a} = \frac{33,5}{9,8} = 3,41 \Rightarrow \varepsilon = 3,41$$

❖ coefficient polytropique

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\log \varepsilon}{\log \frac{T_r}{T_a}}$$

$$n = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon - \log T_r/T_a}$$

$$n = \frac{\log 3.41}{\log 3.41 - \log (440.67/349.15)} = 1.23 \Rightarrow n = 1,23$$

IV.8.1.Travail adiabatique: [7]

$$W_{ad} = \frac{K}{K-1} Z_{moy} \cdot r \cdot T_a (\varepsilon^{\frac{K-1}{K}} - 1)$$

$$W_{ad} = \frac{1.18}{1.18-1} \times 0.97 \times 0.38 \times 349.15 \times (3.41^{\frac{1.18-1}{1.18}} - 1) = 173.4105 [kj / kg]$$

$$\Rightarrow W_{ad} = 173.4105 [kj / kg]$$

IV.8.2. Travail polytropique: [7]

$$W_p = \frac{n}{n-1} Z_{moy} \cdot r \cdot T_a (\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1)$$

$$W_p = \frac{1.23}{1.23-1} \times 0.97 \times 0.38 \times 349.15 \times (3.41^{\frac{1.23-1}{1.23}} - 1) = 177.2435 [kj / kg]$$

$$\Rightarrow W_p = 177.2435 [kj / kg]$$

IV.8.3.Travail réel : [7]

$$W_r = \frac{k}{k-1} Z_{moy} \cdot r \cdot T_a (\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1)$$

$$W_r = \frac{1.18}{1.18-1} \times 0.97 \times 0.38 \times 349.15 \times (3.41^{\frac{1.23-1}{1.23}} - 1) = 213.207 [KJ / Kg]$$

$$\Rightarrow W_r = 213.207 [KJ / Kg]$$

Tableau IV. 6: le travail du deuxième étage du compresseur

R	N	K	Z _{moy}	T _a	ε	W _{ad}	W _p	W _r
0,38	1,23	1,18	0,97	349.15	3,41	173.4105	177.2435	213.207

IV.9. Calcul des rendements au 2^{ème} étage [8]

❖ rendement polytropique 2^{ème} étage

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r} \tag{4.18}$$

$$\eta_p = \frac{177.24}{213.207} = 0,83 \Rightarrow \eta_p = 83 \%$$

IV.10. Calcul de puissance au 2^{ème} étage [7]

❖ la puissance transmise au gaz 2^{ème} étage

$$P_u = Q_m \cdot W_r \quad (4.19)$$

Où : Q_m : débit massique [Kg /s]

$$P_u = 7.618 \times 213.207 = 1624.211 \Rightarrow P_u = 1624.211 \text{ [kw]}$$

❖ la puissance absorbée 2^{ème} étage

$$N_a = P_u / \eta_p = 1624.211 / 0,83 = 1954.3 \text{ KW}$$

IV.11. Travail global du compresseur [7]

IV.11.1. Travail adiabatique:

$$\begin{aligned} W_{ad} &= W_{ad1} + W_{ad2} \\ W_{ad} &= 173.4105 + 195.6 = 369.0105 \text{ [KJ / Kg]} \\ &\Rightarrow 369.0105 \text{ [KJ / Kg]} \end{aligned} \quad (4.20)$$

IV.11.2. Travail polytropique:

$$\begin{aligned} W_p &= W_{p1} + W_{p2} \\ W_p &= 177.2435 + 203.1 = 380.3435 \text{ [KJ / Kg]} \\ &\Rightarrow 380.3435 \text{ [KJ / Kg]} \end{aligned} \quad (4.21)$$

IV.11.3. Travail réel:

$$\begin{aligned} W_r &= W_{r1} + W_{r2} \\ W_r &= 213.27 + 260.1 = 473.37 \text{ [KJ / Kg]} \end{aligned} \quad (4.22)$$

Tableau IV.7 : le travail global du compresseur

Travail adiabatique W_{ad}	Travail polytropique W_p	Travail réel W_r
369.0105	380.3435	473.37

IV.12. Rendement globale du compresseur [8]

❖ rendement globale adiabatique: η

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

$$\eta_{ad} = \frac{369.01}{473.37} = 0,78 \Rightarrow \eta_{ad} = 78 \% \quad (4.23)$$

❖ rendement global polytropique:

$$\eta_p = \frac{W_p}{W} \quad (4.24)$$

$$\eta_p = \frac{380.3435}{473.37} = 0,80 \Rightarrow \eta_p = 0.80 \%$$

❖ rendement global

Le rendement mécanique du compresseur : $\eta_{méc} = 0.95$.

Le rendement volumétrique du compresseur : $\eta_{vol} = 0.98$. (4.25)

$$\eta_g = \eta_{ad} \times \eta_{vol} \times \eta_{méc}$$

$$\eta_{méc} = (0.92 \div 0.96)$$

$$\eta_g = 0.78 \times 0.98 \times 0.95 = 0.72 \Rightarrow \eta_g = 0.72 \%$$



Chapitre V

**Influence de la température
d'aspiration de la région
Ouargla sur la performance du
compresseur centrifuge K101A**

V.1.Introduction

Ouargla est dominé par un climat désertique, caractérisé par de faibles précipitations, des températures élevées et une forte évaporation.

Le climat ici est continental, caractérisé par des différences thermiques (quotidiennes et saisonnières), poussiéreuses, selon les références de l'année 2016, Ses températures sont élevées en été, dépassant 41 °C en moyenne, et tombant en hiver, et surtout pendant la nuit, jusqu'à (30) ° Celsius.

Ainsi, la température maximale a été enregistrée (42,1 ° C), à Hassi Messaoud, elle a été enregistrée (43,1 ° C) et il a été enregistré (44,2 ° C) à Ouargla, alors qu'il atteignait un degré de température minimale (7,5 ° C) à Hassi Messaoud et (5,6 ° C) à Ouargla.

Tableau V.1 : Un tableau indiquant les températures mensuelles moyennes dans la région de Ouargla pour l'année 2016.

Les mois	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
Température minimale [°C]	4.1	5.4	9.1	14.1	19	23.8	27.1	26.8	23	16.6	9.9	5.3
Température maximale [°C]	21.2	22.7	25.7	32.8	36	41	42.6	41.3	38	34.2	24.5	19.5
Température moyenne générale [°C]	12.6	14.1	18	23	28	32.7	35.8	35.2	31.2	24.9	17.5	12.8

V.2.Le calcul thermodynamique et Résultats

Comme il a été mentionné précédemment, la température ambiante influe directement sur les performances du compresseur, néanmoins, la variété des valeurs de température au cours de l'année nous oblige à calculer ou à déterminer d'abord les meilleurs paramètres de fonctionnement et qui nous donne les meilleurs paramètres, et qui nous pousse par la suite à penser comment peut-on assurer les paramètres optimales de fonctionnement.

Tableau V.2 : Un tableau montrant les résultats du compresseur 1^{ère} étage.

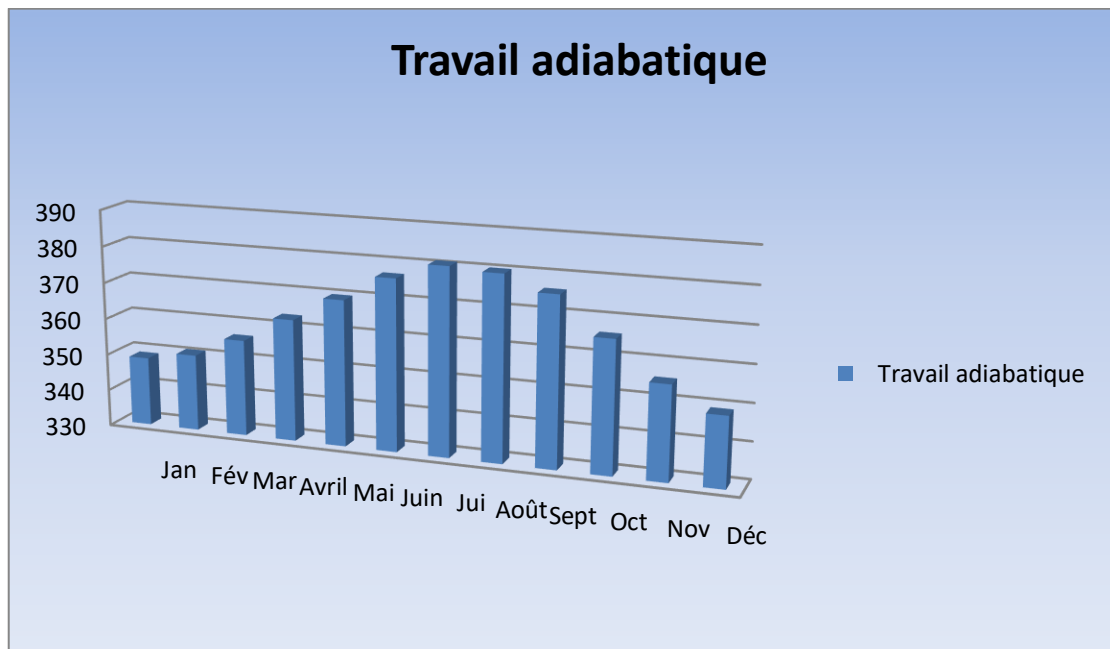
1 ^{ère} étage										
Les résultats										
Les mois	T _a	T _r	r	n	K	Z	ε	W _{ad}	W _p	W _r
Janvier	285.6	392.47	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	186.12	193.25	249.76
Février	287.1	394.53	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	187.09	194.26	251.07
Mars	291	399.89	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	189.64	196.9	254.48
Avril	296	406.76	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	192.89	200.29	258.85
Mai	300.7	413.22	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	195.96	203.47	262.96
Juin	305.7	420.09	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	199.22	206.85	267.33
Juillet	308.8	424.35	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	201.24	208.95	270.045
Août	308.2	423.52	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	200.85	208.54	269.52
Septembre	305.2	419.4	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	198.89	206.51	266.9
Octobre	297.9	409.37	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	194.13	201.57	260.51
Novembre	290.5	399.2	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	189.31	196.57	254.04
Décembre	285.8	392.74	0.38	1.26	1.19	0.983	4.66	186.25	193.39	249.93

Tableau V.3 : Un tableau montrant les résultats du compresseur 2^{ème} étage.

2 ^{ème} étage										
Les mois \ Les résultats	T_a	T_r	r	N	K	Z_{moy}	ϵ	W_{ad}	W_p	W_r
Janvier	328.26	395.3	0.38	1.23	1.18	0.966899	3.41	162.7019	166.2982	203.8542
Février	330.41	397.9	0.38	1.23	1.18	0.967115	3.14	163.8042	167.4248	205.2353
Mars	336.02	404.64	0.38	1.23	1.18	0.967663	3.14	166.6798	170.364	208.8382
Avril	343.2	413.29	0.38	1.23	1.18	0.96834	3.14	170.3604	174.126	213.4498
Mai	350	421.42	0.38	1.23	1.18	0.968952	3.14	173.8456	177.6882	217.8166
Juin	357.13	430.06	0.38	1.23	1.18	0.969575	3.14	177.5011	181.4245	222.3966
Juillet	361.58	435.42	0.38	1.23	1.18	0.969949	3.14	179.7823	183.7561	225.2548
Août	360.71	434.39	0.38	1.23	1.18	0.969878	3.14	179.3365	183.3004	224.6962
Septembre	356.41	429.2	0.38	1.23	1.18	0.969514	3.14	177.1321	181.0473	221.9343
Octobre	345.92	416.57	0.38	1.23	1.18	0.968589	3.14	171.7548	175.5512	215.1969
Novembre	335.3	403.78	0.38	1.23	1.18	0.967594	3.14	166.3108	169.9868	208.3759
Décembre	328.55	395.65	0.38	1.23	1.18	0.966928	3.14	162.8506	166.4501	204.0405

Tableau V.4 : le travail global du compresseur.

Les mois	travaile globale	Wad [Kj/Kg]	Wp [Kj/Kg]	Wr [Kj/Kg]
Janvier		348.8219	359.5482	453.6142
Février		350.8942	361.6848	456.3053
Mars		356.3198	367.264	463.3182
Avril		363.2504	374.416	472.2998
Mai		369.8056	381.1582	480.7766
Juin		376.7211	388.2745	489.7266
Juillet		381.0223	392.7061	495.2998
Août		380.1865	391.8404	494.2162
Septembre		376.0221	387.5573	488.8343
Octobre		365.8848	377.1212	475.7069
Novembre		355.6208	366.5568	462.4159
Décembre		349.1006	359.8401	453.9705



FigureV.1: La colonne graphique représente l'évolution de le Travail adiabatique dans l'indication d'un mois

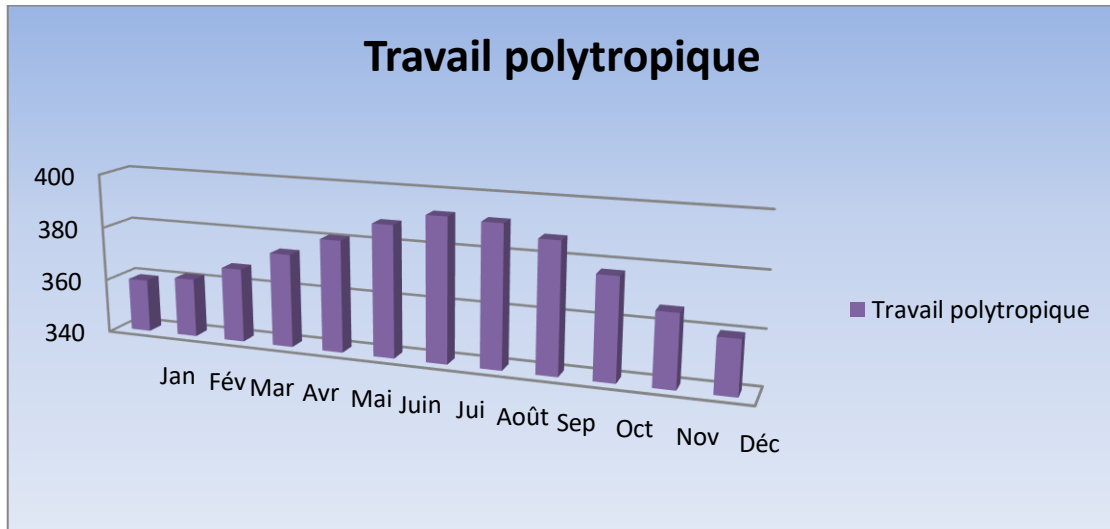


Figure V.2: La colonne graphique représente l'évolution de le Travail polytropique dans l'indication d'un mois

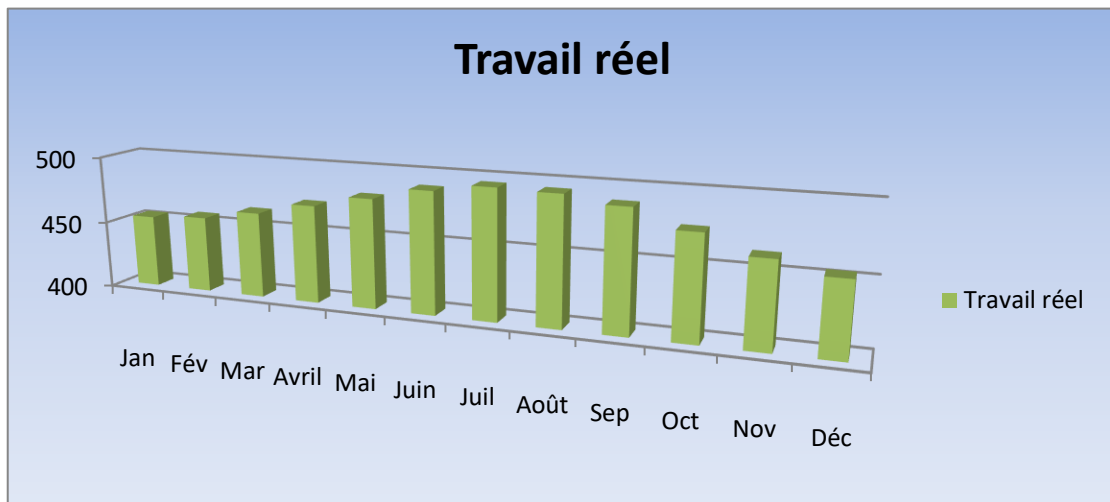


Figure V.3: La colonne graphique représente l'évolution de le Travail réel dans l'indication d'un mois

Interprétation des résultats

Nous remarquons, à chaque fois, que le travail nécessaire pour assurer la compression du gaz change avec les conditions opératoires pour chaque mois, c'est-à-dire la température à l'aspiration de sorte que nous remarquons qu'il augmente dans les mois où les températures moyennes du mois sont élevées et après cela il diminue. Alors, la température est affectée négativement sur le compresseur centrifuge.

Tableau V.5 : le Rendement globale du compresseur.

Les mois	1 ^{ère} étage		2 ^{ème} étage	rendement global				
	η_p	η_{ad}	η_p	η_{gp}	η_{ad}	η_{mec}	η_{vol}	η_g
						0.95	0.98	
Janvier	0.773742793	0.745195388	0.815770081	0.7926299	0.768984			0.715924
Février	0.773728442	0.74517067	0.815770081	0.7926378	0.76899			0.71593
Mars	0.773734675	0.74520591	0.815770081	0.7926819	0.769061			0.715995
Avril	0.773768592	0.745180607	0.815770081	0.7927506	0.76911			0.716041
Mai	0.773767873	0.745208397	0.815770081	0.792797	0.769184			0.71611
Juin	0.773762765	0.745221262	0.815770081	0.7928393	0.769248			0.71617
Juillet	0.773759929	0.745209132	0.815770081	0.7928655	0.769276			0.716196
Août	0.773745919	0.745213713	0.815770081	0.7928523	0.769272			0.716192
Septembre	0.773735481	0.745185463	0.815770081	0.7928195	0.769222			0.716146
Octobre	0.773751487	0.745192123	0.815770081	0.7927596	0.769139			0.716069
Novembre	0.773775783	0.745197607	0.815770081	0.7926994	0.76905			0.715985
Décembre	0.773776657	0.745208658	0.815770081	0.7926509	0.768994			0.715933

Tableau V.6 : Un tableau montrant les changements apportés à la puissance

Les mois	Transmise du gaz [kw]		Absorbée du gaz [kw]	
	1 ^{ère} étage	2 ^{ème} étage	1 ^{ère} étage	2 ^{ème} étage
Janvier	309.4526	1288.155	396.3005	1551.649
Février	311.0757	1296.882	402.0477	1589.764
Mars	315.3007	1319.649	407.505	1617.672
Avril	320.7152	1348.789	414.4846	1653.394
Mai	325.8074	1376.383	421.0661	1687.219
Juin	331.2219	1405.324	428.0664	1722.697
Juillet	334.5858	1423.385	432.4155	1744.836
Août	333.9353	1419.855	431.5826	1740.509
Septembre	330.6891	1402.403	427.393	1719.115
Octobre	322.7719	1359.829	417.1519	1666.927
Novembre	314.7556	1316.727	406.7788	1614.091
Décembre	309.6633	1289.332	400.1972	1580.509

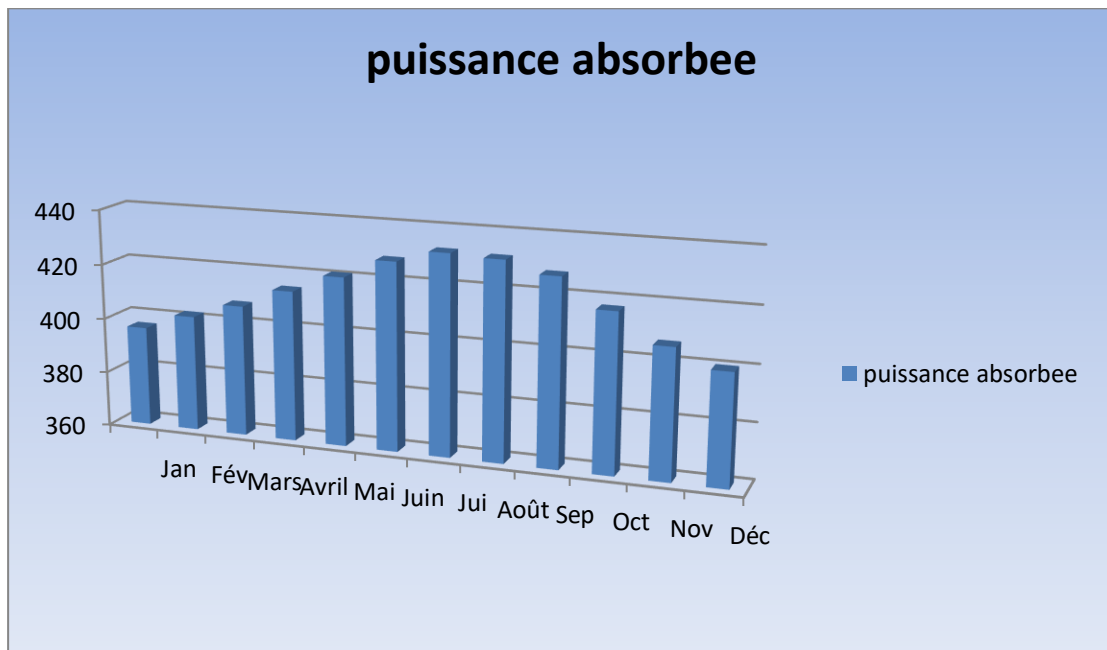


Figure V.4: La colonne graphique représente l'évolution puissance absorbée au 1^{ère} étage dans l'indication d'un mois

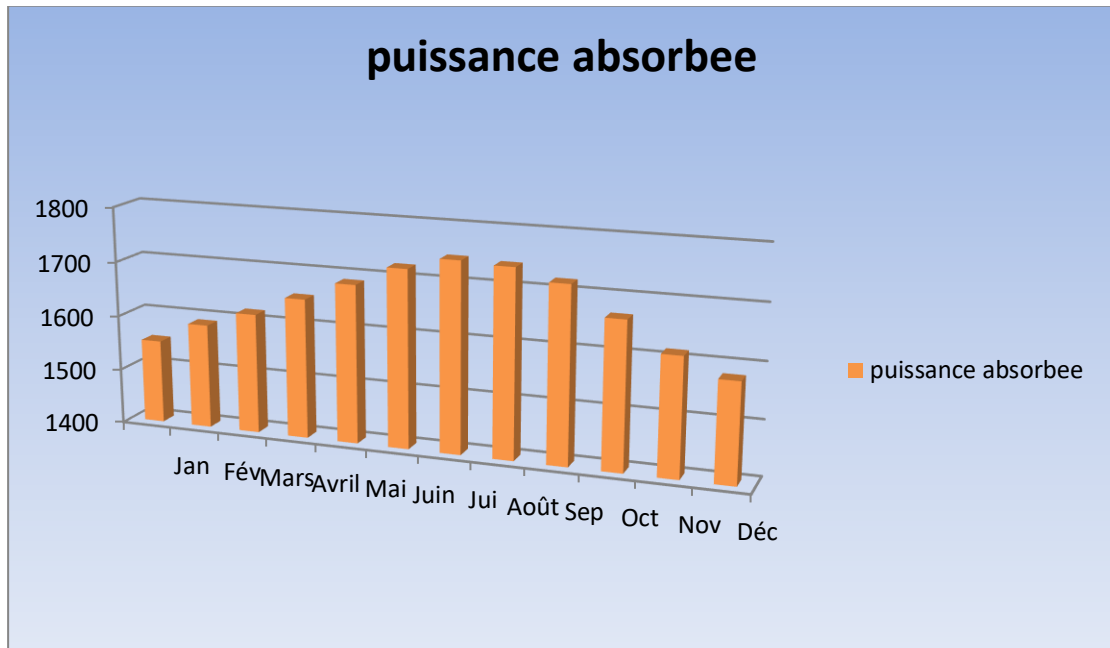


Figure V.5: La colonne graphique représente l'évolution puissance absorbée au 2^{ème} étage dans l'indication d'un mois

Interprétation des résultats

Puisque le travail de compression du gaz varie avec la température à l'aspiration, alors, même la puissance absorbée et le rendement seront influés aussi par la température. On constate, en général, qu'une augmentation de la puissance absorbée en été, entre les mois de mai, juin, juillet, août et septembre dépassant 1722.697 [kW], et cette raison est due aux températures moyennes élevées dans la région désertique, où les températures atteignent 45 [°C].

Tableau V.7 : Interprétation des résultats

Les mois		1 ^{ère} étage			2 ^{ème} étage				1 ^{ère} étage			2 ^{ème} étage		
		η_p	Wr	pa	η_p	Wr	pa		η_p	Wr	pa	η_p	Wr	pa
Janvier	Service	0.7737	249.76	396.3	0.8158	203.85	1551.6	Écart relatif %	0.8022	3.9754	3.9737	1.7144	4.4149	20.603
Février		0.7737	251.07	402.05	0.8158	205.24	1589.8		0.804	3.4717	2.5811	1.7144	3.7674	18.653
Mars		0.7737	254.48	407.5	0.8158	208.84	1617.7		0.8032	2.1607	1.2588	1.7144	2.078	17.225
Avril		0.7738	258.85	414.48	0.8158	213.45	1653.4		0.7989	0.4806	-0.4324	1.7144	-0.0843	15.397
Mai		0.7738	262.96	421.07	0.8158	217.82	1687.2		0.799	-1.0996	-2.0272	1.7144	-2.1318	13.666
Juin		0.7738	267.33	428.07	0.8158	222.4	1722.7		0.7996	-2.7797	-3.7234	1.7144	-4.2794	11.851
Juillet		0.7738	270.05	432.42	0.8158	225.25	1744.8		0.8	-3.8235	-4.7772	1.7144	-5.6195	10.718
Août		0.7737	269.52	431.58	0.8158	224.7	1740.5		0.8018	-3.6217	-4.5754	1.7144	-5.3576	10.94
Septembre		0.7737	266.9	427.39	0.8158	221.93	1719.1		0.8031	-2.6144	-3.5602	1.7144	-4.0626	12.034
Octobre		0.7738	260.51	417.15	0.8158	215.2	1666.9		0.8011	-0.1576	-1.0787	1.7144	-0.9035	14.705
Novembre		0.7738	254.04	406.78	0.8158	208.38	1614.1		0.798	2.3299	1.4348	1.7144	2.2948	17.408
Décembre		0.7738	249.93	400.2	0.8158	204.04	1580.5		0.7979	3.91	3.0295	1.7144	4.3276	19.127
Constructeur		78	260.1	412.7	83	213.27	1954.3							

Interprétation des résultats

Les écarts distincts entre les performances calculés par les données du constructeur et ceux trouvés en utilisant les paramètres de site sont notamment faibles, Donc, les résultats sont acceptables pour une étude estimative ; mais pour une machine qui fonctionne pendant toute l'année, on doit penser à récupérer la dissipation d'énergie d'où la perte d'argent.

V.3. calcul de la pousse axiale du compresseur centrifuge K101A [6]

V.3.1. But du calcul

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

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

Dans cette partie du calcul on va vérifier l'équilibrage de poussée axial dans le compresseur Centrifuge K101A

V.3.2. Calcul de la poussée axiale

1) La poussée axiale sur les roues

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

On distingue trois (03) forces.

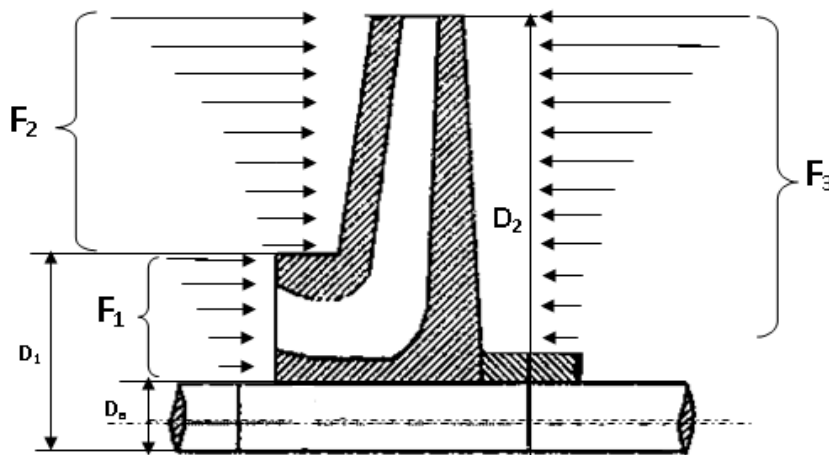


Figure V.6: Schéma des poussées axiales agissant sur l'impulseur

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

$$F_1 = P_{asp} \times \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) \quad (5.1)$$

F_2 : est la poussée dirigée contre l'aspiration produite par la pression de refoulement sur la face d'impulsion entre D_2 et D_1

$$F_2 = P_{ref} \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \quad (5.2)$$

F_3 : est la poussée dirigée vers le refoulement, produite par la pression de refoulement sur la face avant de l'impulseur entre D_2 et D_a

$$F_3 = P_{ref} \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_a^2) \quad (5.3)$$

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

$$F_{asp} = \frac{\pi}{4} \times (P_{ref} - P_{asp}) \times (D_1^2 - D_2^2) \quad (5.4)$$

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

$$F_{a.Total} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + \dots + F_{an} \quad \text{où } n : \text{ nombre des roues.} \quad (5.5)$$

V.3.3. Poussée axiale sur le piston d'équilibrage

Comme indique précédent dans le paragraphe précédent nous avons :

$$F_p = P_r \times S_{eq1} = P_r \times \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_a^2) \quad (5.6)$$

P_r : pression de refoulement

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

D_e : diamètre de piston d'équilibrage.

$$F_a = P_a \times S_{eq2} = P_a \times \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_a^2) \quad (5.7)$$

D_a : diamètre de l'arbre.

P_a : pression d'aspiration.

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

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

$$F_{a.piston} = F_{ref} - F_{asp}$$

$$F_{a.piston} = \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) \quad (5.8)$$

1) Les données:

- ✓ Diamètre de d'ouille d'aspiration $D_1 = 192,50 \text{ mm}$:
- ✓ Diamètre de l'arbre $D_a = 107 \text{ mm}$:
- ✓ Diamètre de disque d'équilibrage $D_e = d_2 = 205,70 \text{ mm}$:
- ✓ Pression d'aspiration $P_{asp} = P_a = 2,10 \text{ bars}$:
- ✓ Pression de refoulement $P_{ref} = P_r = 33,50 \text{ bars}$.

 **Poussée axiale sur les roues**

$$F_{a1} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (2.85 - 2.1) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

1^{ère} roue :

$$F_{a1} = 0.015 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a2} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (3.88 - 2.85) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

2^{ème} roue :

$$F_{a2} = 0.020 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a3} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (5.28 - 3.88) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

3^{ème} roue :

$$F_{a3} = 0.028 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a4} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (7.18 - 5.28) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

4^{ème} roue :

$$F_{a4} = 0.038 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a5} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (9.8 - 7.18) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

5^{ème} roue :

$$F_{a5} = 0.052 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a6} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (12.4 - 9.8) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

6^{ème} roue :

$$F_{a6} = 0.051 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a7} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (15.75 - 12.4) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

7^{ème} roue :

$$F_{a7} = 0.067 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a8} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (20.1 - 15.75) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

8^{ème} roue :

$$F_{a8} = 0.085 \times 10^5 [\text{N}]$$

$$F_{a9} = \frac{\pi}{4} \times (D_{11}^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (25.41 - 20.01) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

9^{ème} roue :

$$F_{a9} = 0.107 \times 10^5 [N]$$

$$F_{a10} = \frac{\pi}{4} \times (D_{11}^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (33.5 - 25.41) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

10^{ème} roue :

$$F_{a10} = 0.161 \times 10^5 [N]$$

Donc : la poussée axiale totale.

$$F_{a.total} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} + F_{a5} + F_{a6} + F_{a7} + F_{a8} + F_{a9} + F_{a10}$$

$$F_{a.total} = 0,58 \cdot 10^5 N$$

La poussée axiale sur le piston d'équilibrage.

$$F_{a.piston} = \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_a^2) \times (P_{ref} - P_{asp}) = \frac{\pi}{4} \times (33.5 - 9.8) \times [(0.205)^2 - (0.107)^2]$$

$$F_{a.piston} = 0,57 \cdot 10^5 N$$

La poussée axiale sur collet de butée

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

Donc :

$$F_{résiduelle} = F_{a.roue} - F_{a.piston} \quad (5.9)$$

$$F_{résiduelle} = (0,58 - 0,57) \cdot 10^5 = 0,01 \cdot 10^5 N$$

Tableau V.8. Poussée axiale des roues et piston d'équilibrage et collet de butée

	Roues										Piston d'équilibrage	collet de butée
	Roue1	Roue2	Roue3	Roue4	Roue5	Roue6	Roue7	Roue8	Roue9	Roue10		
Pression (Bar)	2,85	3,88	5,28	7,18	9,8	12,4	15,75	20,01	25,41	33,5		
Poussée axiale (N)	0,015 10^5	0,020 10^5	0,028 10^5	0,038 10^5	0,052 10^5	0,051 10^5	0,067 10^5	0,085 10^5	0,107 10^5	0,116 10^5	0,57 10^5	0,01 10^5

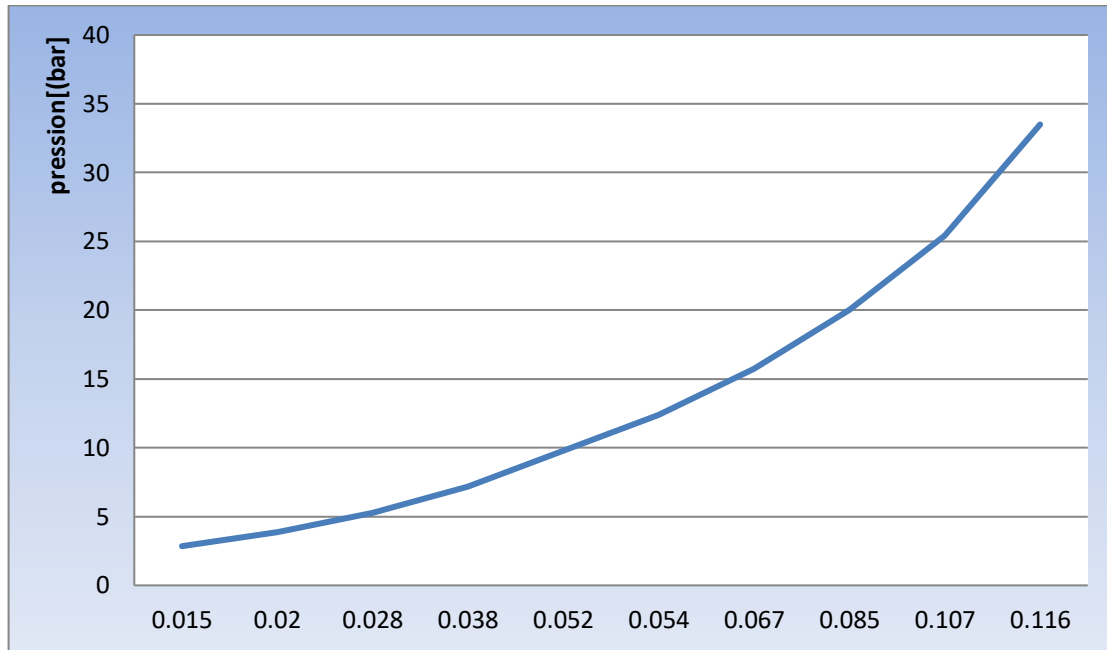


Figure V.7: Graphe de La poussée axiale en fonction de la pression

Poussé
axiale/10⁵

Interprétation des résultat

On observant les résultats du Tableau 5.8 et de la figure V.7, Nous remarquons que la poussé axial augmente au fur et a mesure de la première roue à la dixième roue et cela est dû à l'augmentation de pression.

D'après les calculs nous trouvons que 98% des poussées axiales sont équilibrées par le piston d'équilibrage, et 2% de poussées exercées sur le palier de butée. Ce calcul nous indique le bon fonctionnement de compresseur ou du palier de butée en particulier.

V.4. calcul de résistance

V.4.1. Mécanique

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

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

- Les poids des différents étages de l'arbre seront considérés comme étant des charges réparties.
- Les poids des roues P_r des accouplements P_{ac} et du collet de butée P_{cb} seront pris comme étant des charges concentrées.
- Le schéma de calcul sera représenté sur la **Figure V.8.**
 - Matière de l'arbre : **Acier forgé SAE 4330.**
 - Les caractéristiques mécaniques de ce matériau sont :

✓ la charge à la rupture $\sigma_r = 108 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

✓ limite d'élasticité $\sigma_e = 6,38 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

✓ la vitesse de rotation $n = 13060 \text{ tr/min}$

✓ masse volumique $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$

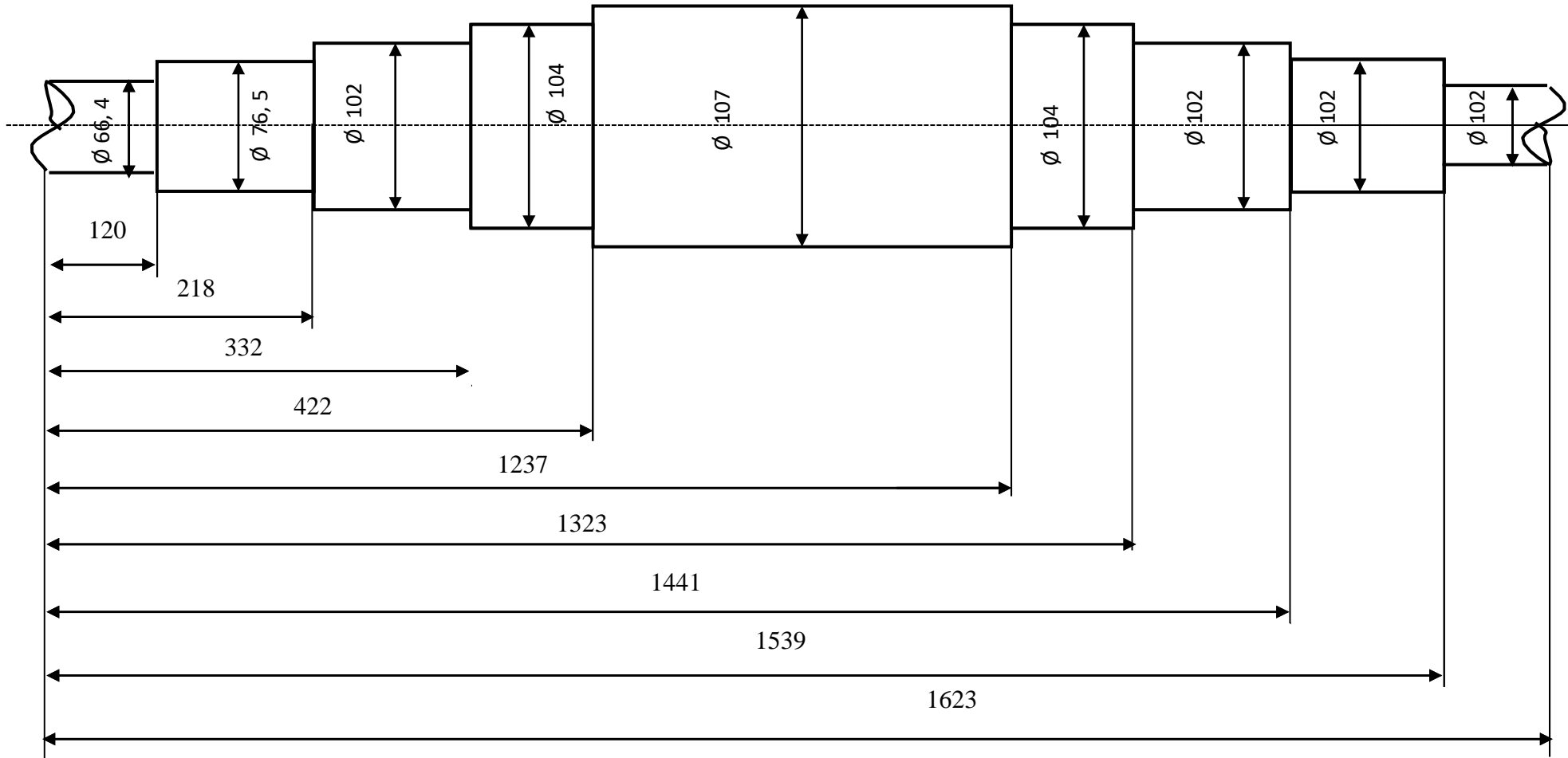


Figure V.8: Dessin de définition de l'arbre[6].

V.4.2. Détermination des efforts tranchants et des moments fléchissant

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

Forces agissantes sur l'arbre

b : largeur de la roue ;

d : diamètre de la roue $d = 368 \text{ mm}$ [6]

d_a : diamètre de l'arbre $d_a = 107 \text{ mm}$ [6]

A) Poids des roues [6]

Les roues sont vides à l'intérieur pour permettre l'aspiration et le refoulement des gaz leur volume est de 1/3 du volume plein spécifié par le constructeur.

$$P_r = \frac{1}{3} \times g \times \rho \times V_r = \frac{1}{3} \times 9.81 \times 7850 \times V_r = 25669.5V_r \quad (5.10)$$

Avec :

$$V_r = \pi(D_{ex}^2 - D_a^2) \times \frac{b}{4} \quad (5.11)$$

Le tableau V.9. présente les calculs effectués pour les différentes valeurs de b :

	Valeur de b (m) [5]	Valeur de V_r (m ³)	Valeur de P_r (N)
1	0,0170	0,00167	42,99
2	0,0158	0,00155	39,96
3	0,0147	0,00145	37,17
4	0,0131	0,00129	33,13
5	0,0071	0,00069	17,93
6	0,0190	0,00187	48,05
7	0,0184	0,00184	46,53
8	0,0180	0,00180	45,52
9	0,0159	0,00159	40,21
10	0,0154	0,00154	38,94

$$P_{rt} = \sum_{i=1}^n P_{ri} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 + P_{10} = 390.43 \text{ N}$$

$$\Rightarrow P_{rt} = 390.43 \text{ N} \quad (5.12)$$

B) Poids du disque d'équilibrage [10]

le disque d'équilibrage est vide à l'intérieur
 son volume est de 2/3 du volume plein
 spécifié par le constructeur

Le volume du disque d'équilibrage :

$$V_{de} = \frac{2}{3} \times L \times \pi \times \left(\frac{d_2-d_1}{2}\right) \times \left(\frac{d_2+d_1}{2}\right) \quad (5.13)$$

V_{de} : Volume du disque d'équilibrage

$$d_2 = 205,7 \text{ mm} .$$

$$d_1 = 107 \text{ mm} .$$

$$L = 99,24 \text{ mm} .$$

Alors :

$$V_{de} = \frac{2}{3} \times 99.24 \times \pi \times \left(\frac{211-107}{2}\right) \times \left(\frac{211+107}{2}\right) = 1718485.36 \text{ mm}^3 = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Le poids du disque est alors :

$$P_{de} = g \times \rho \times V_{de} = 7850 \times 9.81 \times 1.7 \cdot 10^{-3} = 130.91 \text{ N} \quad (5.14)$$

$$\Rightarrow P_{de} = 130.91 \text{ N}$$

C) Poids du manchon d'accouplement

Le volume du manchon d'accouplement

$$V_{ma} = L \times \pi \times \left(\frac{d_2-d_1}{2}\right) \times \left(\frac{d_2+d_1}{2}\right) \quad (5.15)$$

$$d_2 = 155,57 \text{ mm}$$

$$d_1 = 76,20 \text{ mm}$$

$$L = 102 \text{ mm}$$

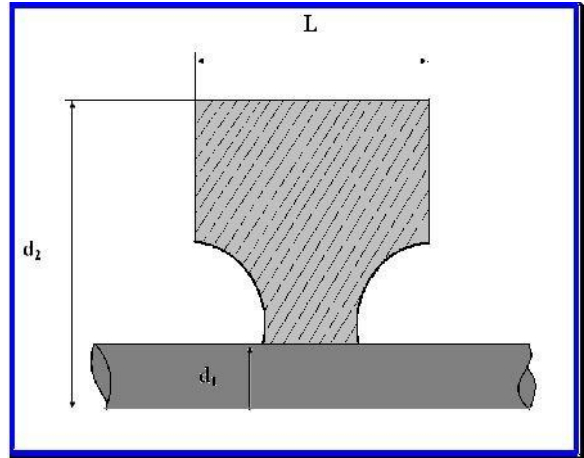


Figure V.9: Poids du disque d'équilibrage

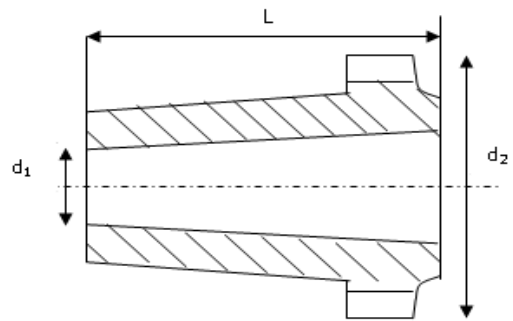


Figure V.10: Poids du manchon

$$V_{ma} = 102 \times \pi \times \left(\frac{155.57 - 76.20}{2}\right) \times \left(\frac{155.57 + 76.20}{2}\right) = 1473681.57 \text{ mm}^3 = 1.47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Donc le poids de manchon d'accouplement :

$$P_{ma} = g \times \rho \times V_{ma} = 7850 \times 9.81 \times 1.47 \cdot 10^{-3} = 113.48 \text{ N} \quad (5.16)$$

$$\Rightarrow P_{ma} = 113.48 \text{ N}$$

d) Le poids du collet de butée

Le volume de collet de butée est donnée par :

$$d_2 = 181,20 \text{ mm}.$$

$$d_1 = 66,4 \text{ mm}.$$

$$L = 30 \text{ mm}.$$

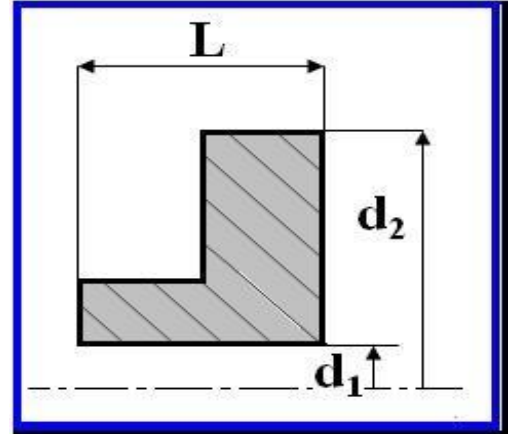


Figure V.11: Le poids du collet de butée

$$V_{cb} = 30 \times \pi \times \left(\frac{181.2 - 66.4}{2} \right) \times \left(\frac{181.2 + 66.4}{2} \right) = 669736.03 \text{ mm}^3 = 0.67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (5.17)$$

Donc le poids du collet de butée :

$$P_{cb} = g \times \rho \times V_{cb} = 7850 \times 9.81 \times 0.67 \cdot 10^{-3} = 57.48 \text{ N} \quad (5.18)$$

$$\Rightarrow P_{cb} = 57.48 \text{ N}$$

e) Poids de l'arbre

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

$$P_{arbre} = \sum_{i=1}^n P_i \quad \text{D'où} \quad (5.19)$$

Avec

$$P_i = g \times \rho \times V_i \quad : \text{ Poids du cylindre (i) .}$$

$$V_i = \frac{\pi}{4} \times d_i^2 \times L_i \quad : \text{ Volume de cylindre (i) .}$$

Tableaux V.10. poids de l'arbre

Tronçon	L_i [mm] [5]	d_i [mm] [5]	P_i [N]
1 ^{ère}	82	50	12,39
2 ^{ème}	98	76,5	34,66
3 ^{ème}	118	102	74,21
4 ^{ème}	86	104	56,22
5 ^{ème}	815	107	564,05
6 ^{ème}	96	104	58,84
7 ^{ème}	114	102	71,69
8 ^{ème}	98	76,5	34,66
9 ^{ème}	120	66,4	31,98

f) Calcul des réactions [10]

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

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

$$\sum \vec{M}_A = \vec{0}$$

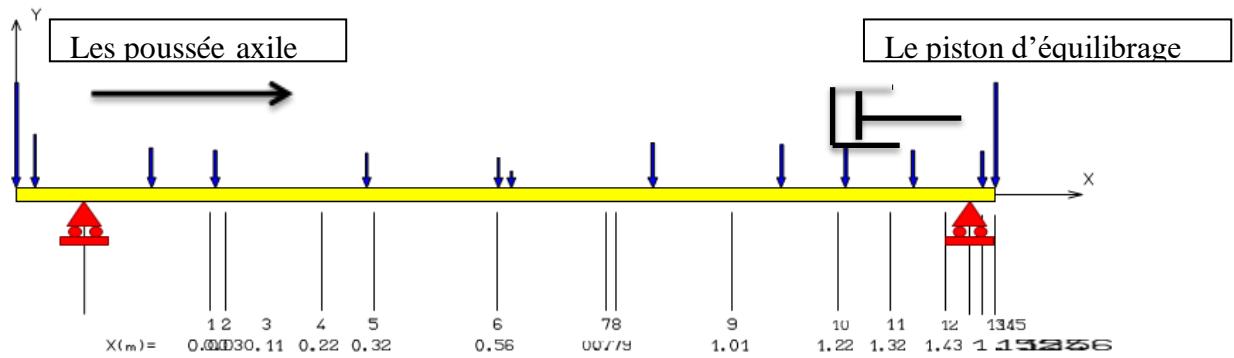


Figure V.12: Réactions des efforts

Remarque : Nous remarquons que la poussée axiale sont équilibrées par le piston d'équilibrage

Pour négliger la poussée axiale dans la condition de résistance

I) Le calcul RDM

Le calcul RDM est réalisé par le logiciel RDM6 concernant la partie de flexion plan

Les données nécessaires pour le calcul :

Matériau

matériau = Acier

Module d'Young = 210000

MPa Masse volumique = 7850

kg/m³ Limite élastique = 64

MPa Nœuds [cm]

Nœud 1 : X = 0.000

Nœud 2 : X = 30.000

Nœud 3 : X = 10.900

Nœud 4 : X = 21.500

Nœud 5 : X = 31.700

Nœud 6 : X = 55.850

Nœud 7 : X = 76.950

Nœud 8 : X = 78.950

Nœud 9 : X = 101.450

Nœud 10 : X = 122.000

Nœud 11 : X = 132.200

Nœud 12 : $X = 143.000$

Nœud 13 : $X = 152.000$

Nœud 14 : $X = 154.000$

Nœud 15 : $X = 156.100$

Section(s) droite(s)

Nœuds 1 --> 15

Rond plein : $D = 107.00$ (mm)

Aire = 89.92 cm²

Moment quadratique : $I_Z = 643.44$ cm⁴

Fibre supérieure : $V_Y = 53.50$ mm $W_{el.Z} = 120.27$ cm³

Fibre inférieure : $V_Y = 53.50$ mm $W_{el.Z} = 120.27$ cm³

Poids de la structure = 1101.87 N

Liaison(s) nodale(s)

Nœud 3 : Flèche = 0

Nœud 13 : Flèche = 0

Cas de charge(s)

Charge nodale : Nœud = 4 $F_Y = -42.99$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 5 $F_Y = -39.96$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 6 $F_Y = -37.17$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 7 $F_Y = -33.13$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 8 $F_Y = -17.93$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 9 $F_Y = -48.05$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 10 $F_Y = -46.53$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 11 $F_Y = -45.52$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 12 $F_Y = -40.21$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 14 $F_Y = -38.94$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 1 $F_Y = -113.48$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 2 $F_Y = -57.48$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Charge nodale : Nœud = 15 $F_Y = -113.48$ N $M_Z = 0.00$ N.cm

Le poids propre est pris en compte

G) Le résultant donné par RDM sent

Résultats :

Déplacements nodaux [cm , rad]

Nœud Flèche Pente

1	0.000787	-0.000072
2	0.000571	-0.000072
3	0.000000	-0.000073
4	-0.000770	-0.000072
5	-0.001477	-0.000066
6	-0.002792	-0.000040
7	-0.003314	-0.000008
8	-0.003328	-0.000005
9	-0.003036	0.000031
10	-0.002107	0.000058
11	-0.001459	0.000068
12	-0.000683	0.000075
13	0.000000	0.000076
14	0.000153	0.000076
15	0.000313	0.000076

DY maximal = 7.87025E-04 cm à X = 0.000 cm

DY minimal = -3.33605E-03 cm à X = 82.132cm

Efforts intérieurs [N N.cm MPa]

TY = Effort tranchant

MfZ = Moment fléchissant SXX = Contrainte normale

nœud	TY	MfZ	SXX
1	113.48	0.00	0.00
2	134.66	-372.20	-0.03
2	192.14	-372.20	-0.03
3	247.90	-2110.35	-0.18
3	-670.80	-2110.35	-0.18
4	-595.98	4603.60	0.38

4	-552.99	4603.60	0.38
5	-480.99	9876.91	0.82
5	-441.03	9876.91	0.82
6	-270.56	18469.41	1.54
6	-233.39	18469.41	1.54
7	-84.45	21822.69	1.81
7	-51.32	21822.69	1.81
8	-37.21	21911.21	1.82
8	-19.28	21911.21	1.82
9	139.55	20558.18	1.71
9	187.60	20558.18	1.71
10	332.65	15212.63	1.26
10	379.18	15212.63	1.26
11	451.18	10977.77	0.91
11	496.70	10977.77	0.91
12	572.94	5201.72	0.43
12	613.15	5201.72	0.43
13	676.67	-602.48	-0.05
13	-181.36	-602.48	-0.05
14	-167.24	-253.87	-0.02
14	-128.30	-253.87	-0.02
15	-113.48	-0.00	-0.00

Moment fléchissant maximal = 21937.53 N.cm à 81.677 cm
 Moment fléchissant minimal = -2110.35 N.cm à 10.900 cm
 Contrainte normale maximale = 1.82 MPa à 81.677 cm
 Contrainte normale minimale = -1.82 MPa à 81.677 cm
 Action(s) de liaison [N N.cm]

Nœud 3 $R_A = 918.70$

Nœud 13 $R_B = 858.04$

Le diagramme :

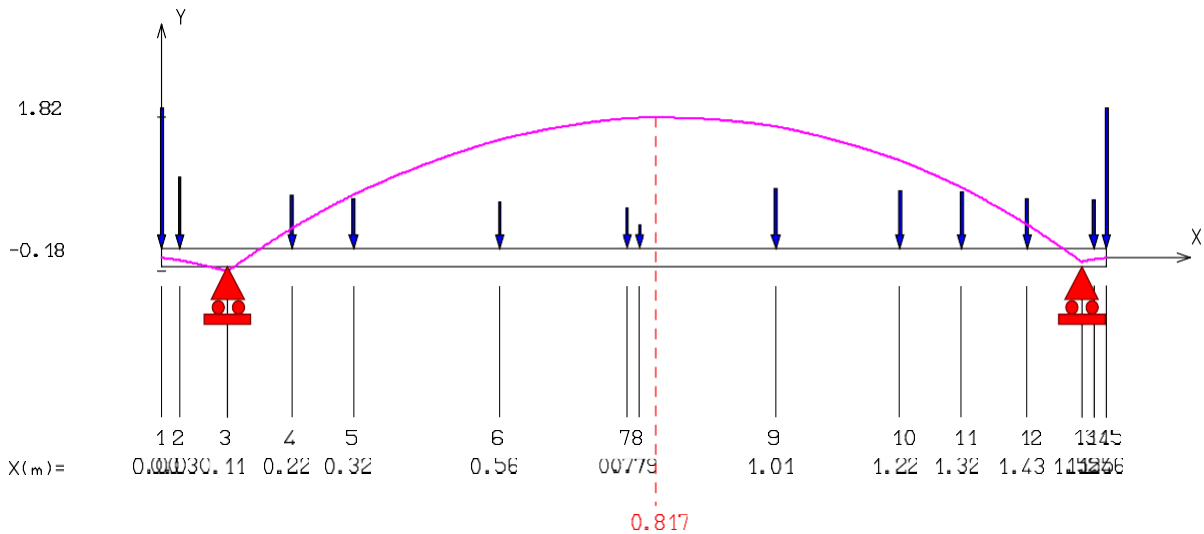


Figure V.13: Épure du moment fléchissant

Interprétation des résultats :

D'après ce calcul et Épure du moment fléchissant nous observant que la section dangereuse se situe dans la 6^{ème} roue

K) Calcul du moment résultant total

$$M_{eq} = \sqrt{M^2_{fmax} + M^2_T} \tag{5.20}$$

M_t : Moment de torsion en N.
 M_{eq} : Moment équivalent en N.m.
 M_f : moment fléchissant.

$$M_T = \frac{N_{ab}}{\omega} \tag{5.21}$$

N_{abs} : puissance absorbée du compresseur en Kw ;

ω : vitesse angulaire de l'arbre.

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times n}{60} = \frac{6.28 \times 13060}{60} = 1366,94 \text{ rd/s}$$

Le moment de torsion sera donc :

$$\omega = \frac{3371 \times 10^3}{1366,94} = 2466,08 \text{ N. m}$$

$$M_{eq} = \sqrt{219^2 + 2466,08^2}$$

$$M_{eq} = 2478,78 \text{ N. m}$$

L) Vérification à la résistance. [10]

La contrainte réelle au niveau de la section dangereuse est :

$$\delta_{eq} = \frac{M_{eq}}{W} = \frac{2478,78}{\pi \times \frac{D^3}{16}} = \frac{2478,78}{\pi \times \frac{0,107^3}{16}} = 1,029 \cdot 10^7 \text{ N / m}^2$$

Comparaison avec les contraintes admissibles :

(5.22)

$$[\delta] = \frac{\delta_{eq} \cdot 6,38 \times 10^7}{n_s \cdot 2} = 3,19 \times 10^7 \text{ N / m}^2$$

Conclusion : la contrainte agissant dans la section dangereuse ($1,029 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$) est inférieure à la limite admissible de l'arbre ($3,19 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$).

Conclusion générale

Dans ce travail, nous abordons le thème «Etude des performances du compresseur centrifuge multi étagée K101. Ce theme est d'une grande importance dans cette étude.

d'abord,

Nous avons présenté les différents composants et propriétés du K101, tout en fournissant une description précise.

En suite, la verification des performances du compreseur on utilisant les paramètres du constructeur montrent la fiabilité de la machine.

- Néanmoins, le climat severe du site, surtout en été, a empêché le compresseur à fonctionner avec ces meilleurs performances.
- Ainsi, La temperature d'aspiration change à chaque fois pour indiquer son importance et influence sur les performances du compresseur avec le temps.
- Si on cherche à améliorer le rendement du compresseur, il est intéressant à commencer par résoudre le problème de la temperature de l'été.
- Le calcul de la résistance du matériau a montré que l'arbre du compresseur résiste aux contraintes de flexion et de torsion aux quelles il est soumis.

Enfin, cette étude a été pour nous d'une grande valeur scientifique. Cela nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques sur les different équipements utilises dans l'industrie pétrolière algérienne; Surtout dans les tout derniers compresseurs centrifuges très populaires.

Bibliographie

- [1] DOC CONTROLE – archive d’entreprise de SONATRACH RHOURE EL BAGUEL -2015
- [2] COURS TURBOMACHINE MASTER I-semester 2-2014 –
- [3] Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, nuovo pugnone, SONATRACH
- [4] INSTRUCTION MANUL VOLUME II
Descriptions – NUOVO PIGNONE– Type «BCL»-1997-
- [5] naturel gas compressor unit centrifugal compressor Type : CLARCK *NUOVO PIGNONE* SONATRACH
- [6] Catalogue de compresseur centrifuge k101A CLARK 441B 5/5, SONATRACH
- [7] Mimoun O. cours thermodynamiques, université Abou Bakr BELKAID de Tlemcen
- [8] techniques de l’ingénieur Calcul de constantes thermodynamiques
- [9] Pompage des compresseurs : Dossier complet | Techniques de l’Ingénieur (techniques-ingenieur.fr)
- [10] Metalsi F. cours résistance des matériaux, université Abou Bakr BELKAID de Tlemcen