

Université Kasdi Merbah – Ouargla  
Faculté des Sciences Appliquées  
Département de Génie Mécanique



Mémoire de  
**MASTER ACADEMIQUE**

Domaine : Sciences Techniques

Filière : électromécanique

Spécialité : maintenance industrielle

Présenté par :

HABRI Bachir

FAIZI Djilani

Thème

---

**Analyse et diagnostic vibratoire d'un  
compresseur d'injection de gaz à haute  
pression**

---

**Soutenu publiquement**

**Le 13/06/2023,**

**Devant le jury :**

M. Mohammed Salah BENNOUNA	MCA - Présidente	UKM Ouargla
M. Rassim BELAKROUM	MCA - Encadreur	UKM Ouargla
M. Abdelhafid GHERFI	MAA - Examineur	UKM Ouargla

**Année Universitaire : 2022/2023**

# Dédicace

“

*Je dédie ce modeste travail À ceux qui m'ont éclairé le chemin de la sagesse et m'ont offert tout ce qui est cher et comble le cœur dans la vie avec une immense générosité et une tendre affection.*

*À toi ma très chère mère et à toi mon défunt père.*

*À mes frères, à mes sœurs et à leurs enfants.*

*À toutes mes amies .*

”

*- Habri bachir*

# Dédicace

“

*Nous dédions ce modeste travail aux personnes les plus  
chères à nos cœurs.*

*À nos très chers parents qui n'ont pas cessé de nous  
encourager et aider.*

*Merci d'avoir été toujours là pour nous*

*Un grand soutien tout ou long de nos études.*

*Sans vous, nous ne sommes rien.*

*À nos frères et nos sœurs, merci d'avoir toujours été  
là pour nous.*

*Nous souhaitons un parcours plein de réussite.*

”

**- FAIZI DJILANI**

# Remerciements

Mes vifs remerciements et ma profonde gratitude vont à **M. Rassim BELAKROUM**, enseignant à l'**université Kasdi Merbah Ouargla**

pour m'avoir proposé le sujet et encadré tout en m'accordant sa confiance et apporté ses précieux conseils, à l'importance qu'il accorde à mon travail et d'examiner ce travail et je le remercie pour son soutien et sa gentillesse. Ma reconnaissance à tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à ma formation en m'inculquant leur savoir.

Enfin, je tiens à remercier tous mes collègues, amies et proches à l'université Kasdi Merbah Ouargla qui m'ont soutenu et aidé de manière directe ou indirecte .

*Habri bachir*

# Remerciements

Nous remercions tout d'abord Dieu le plus puissant car sans son aide ce travail n'aurait jamais pu voir le jour.

Nous remercions également nos chers parents .

Nous voudrions présenter nos remerciements à notre directeur de recherche **Dr. Rasmim Belakroum** pour la qualité de son encadrement, par ses remarques pertinentes par sa gentillesse, son aide, ses orientations sans lesquels ce travail n'aurait pu être accompli.

Nous remercions les membres du jury d'avoir accepté de lire et d'évaluer ce travail.

***FAIZI DJILANI***

# Résumé

Dans la présente étude, une modélisation par le biais de la méthode des éléments finis d'un compresseur centrifuge utilisé pour la réinjection du gaz au niveau du champ Hassi Berkine a été réalisée. La résolution numérique a permis d'obtenir les vitesses critiques, les diagrammes de Campbell, les modes propres ainsi que les tracés d'orbite. Les vitesses critiques obtenues par simulation numérique ont été jugées satisfaisantes en comparaison avec les valeurs prescrites par le constructeur Dresser Rand. D'autre part, nous avons aussi abordé le problème des vibrations excessives observées à l'étage Haute Pression suite au remplacement de la cartouche HP lors d'une révision. En se basant sur des tests vibratoires effectués sur site, les phénomènes vibratoires liés à la vitesse ainsi qu'à la pression ont été discuté en détail.

---

**Mots clés :** modélisation, la méthode des éléments finis, compresseur centrifuge, résolution numérique, les vitesses critiques, les diagrammes de Campbell, Dresser Rand, les phénomènes vibratoires, la pression.

---

# Abstract

In the present study, a modelling by means of the finite element method of a centrifugal compressor used for the reinjection of gas at the level of the Hassi Berkine field was carried out. The numerical resolution made it possible to obtain the critical velocities, the Campbell diagrams, the eigen modes as well as the orbit plots. The critical speeds obtained by numerical simulation were considered satisfactory in comparison with the values prescribed by the manufacturer Dresser Rand. On the other hand, we also addressed the problem of excessive vibrations observed at the High-Pressure stage following the replacement of the HP cartridge during an overhaul. Based on vibration tests carried out on site, the vibration phenomena related to speed and pressure have been discussed in detail.

---

**Keywords :** modelling, finite element method, centrifugal compressor, numerical resolution, critical speeds, Campbell diagrams, Dresser Rand, vibration phenomena, pressure.

---

## ملخص

في هذه الدراسة، تم تنفيذ نمذجة بطريقة العناصر المحدودة لضغط الطرد المركزي المستخدم لإعادة حقن الغاز في حقل حاسي بركين. أتاح الحل العددي الحصول على السرعات الحرجة و مخططات كامبل و الأنماط الحرة بالإضافة إلى مخططات المدار. تعتبر السرعات الحرجة التي تم الحصول عليها عن طريق المحاكاة العددية مرضية مقارنة بالقيم التي حددها الصانع دريسر راند. من ناحية أخرى، تناولنا أيضا مشكلة الإهتزازات التي لوحظت على القسم عالي الضغط بعد إستبدال الخرطوشة عند الإصلاح. بناء على إختبارات الإهتزاز التي أجريت في الموقع، تمت مناقشة ظاهرة الإهتزاز المتعلقة بالسرعة و الضغط بالتفصيل

---

**الكلمات الدالة :** نمذجة ، طريقة العناصر المحدودة ، ضاغط الطرد المركزي ، المحاكاة العددية ، السرعات الحرجة ، مخططات كامبل ، دريسر راند ، إختبارات الاهتزاز ، الضغط.

---



# Table des matières

Dédicace . . . . .	I
Dédicace . . . . .	II
Remerciements . . . . .	III
Remerciements . . . . .	IV
Résumé . . . . .	V
Abstract . . . . .	VI
. . . . .	VII
<b>Introduction générale . . . . .</b>	<b>17</b>
.1 Introduction générale . . . . .	18
<b>I Présentation du champ Hassi Berkine et généralité sur la compression des gaz par effet centrifuge . . . . .</b>	<b>20</b>
I.1 Introduction . . . . .	21
I.2 Situation géographique du champ de Hassi Berkine . . . . .	21
I.3 La division de maintenance : . . . . .	22
I.3.1 Le service mécanique : . . . . .	22
I.3.2 Le service instrumentation : . . . . .	23
I.3.3 Le service électricité : . . . . .	23
I.3.4 Le service Off-site : . . . . .	23
I.3.5 Le service méthodes : . . . . .	23
I.4 Description des procédés de traitement d'huile : . . . . .	24
I.5 Les trains de traitement . . . . .	25
I.5.1 La séparation : . . . . .	28
I.5.1.1 Le séparateur d'entrée (V2 – 101) : . . . . .	28
I.5.1.2 Le séparateur haute pression (V2 – 102) : . . . . .	28
I.5.2 Les dessaleurs (V2– 111A/111B) : . . . . .	29
I.5.3 Le système de stabilisation : . . . . .	30
I.6 Système de traitement et de compression de gaz d'injection : . . . . .	31
I.7 Les unités du Central Production Facilities (CPF) : . . . . .	31
I.8 Compresseurs centrifuges : . . . . .	32
I.8.1 Principe de fonctionnement : . . . . .	33
I.8.2 Les types des compresseurs centrifuges : . . . . .	35

I.8.2.1	Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (Split) :	35
I.8.2.2	Compresseurs avec corps ouverts verticalement (barrel) :	35
I.8.2.3	Caractéristiques de construction des compresseurs centri- fuges . . . . .	36
<b>II</b>	<b>Les éléments d'un rotor et formulation mathématique . . . . .</b>	<b>40</b>
II.1	Introduction . . . . .	41
II.2	Modélisation du rotor . . . . .	41
II.2.1	Le disque . . . . .	42
II.2.2	L'arbre . . . . .	43
II.2.2.1	L'énergie cinétique : . . . . .	43
II.2.2.2	Energie de déformation : . . . . .	44
II.2.3	Pallier . . . . .	46
II.2.4	Le balourd : . . . . .	49
II.3	Equation du mouvement : . . . . .	51
II.3.1	Système des équations : . . . . .	51
II.4	Conclusion . . . . .	51
<b>III</b>	<b>Résultats et discussions du comportement vibratoire du système rotor</b>	<b>53</b>
III.1	Introduction . . . . .	54
III.2	Eléments du système rotatif . . . . .	54
III.3	Modélisation par éléments finis du rotor . . . . .	58
III.4	Influences de quelques paramètres sur les vitesses critiques du compresseur	61
III.5	Conclusion . . . . .	64
<b>IV</b>	<b>Présentation de quelques méthodes de diagnostic vibratoire . . . . .</b>	<b>65</b>
IV.1	Introduction . . . . .	66
IV.2	Définitions relatives au diagnostic . . . . .	66
IV.2.1	Diagnostic . . . . .	66
IV.2.2	La détection . . . . .	67
IV.2.3	Défaut . . . . .	67
IV.2.4	Défaillance . . . . .	67
IV.2.5	Dégradation . . . . .	67
IV.2.6	Panne . . . . .	68
IV.3	Les différentes étapes de diagnostic . . . . .	68
IV.3.1	Etape d'acquisition de données . . . . .	68
IV.3.2	Etape d'élaboration d'indicateurs de défauts . . . . .	69
IV.3.3	Etape de détection . . . . .	69
IV.3.4	Etape de localisation . . . . .	69
IV.3.5	Etape de prise de décision . . . . .	69
IV.4	Techniques et méthodes de diagnostic . . . . .	70
IV.4.1	Classification des méthodes de diagnostic . . . . .	70
IV.4.1.1	Méthodes de diagnostic avec modèles . . . . .	70
IV.4.1.2	Les méthodes de diagnostic par modélisation fonctionnelle et matérielle . . . . .	70
IV.4.1.3	Les méthodes de diagnostic par modélisation physique . . . . .	70
IV.4.2	Méthodes de diagnostic sans modèles . . . . .	72

IV.4.2.1	La reconnaissance des formes . . . . .	72
IV.5	Quelques techniques de diagnostic par approche signal . . . . .	73
IV.5.1	Analyse temporelle . . . . .	73
IV.5.2	Analyse fréquentiel . . . . .	73
IV.6	Maintenance : . . . . .	74
IV.6.1	But de la maintenance : . . . . .	74
IV.6.1.1	Objectifs financiers : . . . . .	74
IV.6.1.2	Objectifs opérationnels : . . . . .	74
IV.6.2	Types de la maintenance : . . . . .	74
IV.6.2.1	Maintenance préventive : . . . . .	74
IV.6.2.1.1	Maintenance systématique : . . . . .	74
IV.6.2.1.2	Maintenance conditionnelle : . . . . .	75
IV.6.2.2	Objectifs opérationnels : . . . . .	75
IV.6.2.3	Maintenance corrective : . . . . .	75
IV.6.3	Niveaux de maintenance : . . . . .	76
IV.6.4	Organisation de la maintenance conditionnelle : . . . . .	77
IV.6.5	Classement des machines : . . . . .	78
IV.6.5.1	Vitales : . . . . .	78
IV.6.5.2	Importante : . . . . .	79
IV.6.5.3	Secondaire : . . . . .	79
IV.6.6	La cinématique : . . . . .	79
IV.7	Défauts des machines tournantes : . . . . .	79
IV.7.1	Balourd : . . . . .	79
IV.7.2	Désalignement : . . . . .	80
IV.7.3	Mauvais serrage mécanique : . . . . .	80
IV.8	Défauts au niveau des paliers : . . . . .	81
IV.8.1	Paliers lisses : . . . . .	81
IV.8.1.1	Tourbillon de huile (Oil whirl) . . . . .	81
IV.8.1.2	Fouet de huile (Oil whip) . . . . .	83
IV.9	Les roulements : . . . . .	84
IV.9.1	Eléments de roulements : . . . . .	84
IV.9.2	défauts des roulements : . . . . .	85
IV.10	Caractéristiques du signal engendré par le roulement endommagé : . . . . .	86
IV.10.1	Défaut de la bague interne : . . . . .	86
IV.10.2	Défaut sur la bague externe : . . . . .	87
IV.10.3	Défaut de l'élément roulant : . . . . .	87
IV.11	Conclusion . . . . .	88

<b>V</b>	<b>ANALYSE VIBRATOIRE DE L'ETAGE HAUTE PRESSION DU TRAIN DE COMPRESSION 2 HASSI BERKINE NORD-SUD -HBNS-</b>	<b>89</b>
V.1	Introduction . . . . .	90
V.2	Description du compresseur d'injection Hassi Berkine Nord-Sud -HBNS- . . . . .	90
V.3	Problème de vibration de l'étage HP . . . . .	93
V.4	Phénomènes entraînant des vibrations de l'étage HP . . . . .	94
V.5	Phénomènes liés à la vitesse . . . . .	94

## Table des matières

---

V.6	Phénomènes liés à la pression . . . . .	95
V.6.1	Examen des causes potentielles de l'effet lié à la pression . . . . .	95
V.6.2	Les effets de l'augmentation de la pression de refoulement sur la position du rotor . . . . .	96
V.7	Températures des coussinets d'appuis . . . . .	100
V.8	conclusion . . . . .	100
<b>Conclusion et perspectives . . . . .</b>		<b>101</b>
<b>Annexes . . . . .</b>		<b>104</b>
<b>A Compresseur d'injection de gaz(rotor ) . . . . .</b>		<b>105</b>
<b>B Les dimensions des éléments bute, impulseur et piston d'équilibrage .</b>		<b>111</b>
<b>C Code de calcul matlab . . . . .</b>		<b>113</b>

# Table des figures

I.1	Situation géographique du champ de Hassi Berkine. . . . .	22
I.2	Traitement d'huile. . . . .	25
I.3	montre le synoptique détaillé et les principaux équipements de traitement d'huile d'un train type. . . . .	27
I.4	Le séparateur d'entrée. . . . .	28
I.5	Le séparateur haute pression. . . . .	29
I.6	Les dessaleurs. . . . .	30
I.7	Le système de stabilisation. . . . .	30
I.8	Système de traitement et de compression de gaz d'injection. . . . .	31
I.9	Compresseur centrifuge. . . . .	33
I.10	parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration. . . . .	34
I.11	parcours du gaz au niveau de l'impulser. . . . .	34
I.12	volute de refoulement. . . . .	35
I.13	rotor de compresseur multi étagés. . . . .	36
I.14	roue d'un compresseur centrifuge. . . . .	37
I.15	piston d'équilibrage. . . . .	38
I.16	Les paliers porteurs. . . . .	39
I.17	Les paliers butés. . . . .	39
II.1	Exemple de rotor éléments finis à usage plus général[6]. . . . .	41
II.2	repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible. . . . .	43
II.3	coordonnées du centre géométrique C et d'un point arbitraire B de la sec- tion du rotor . . . . .	44
II.4	a) Schématisation d'un palier lisse b)coefficients de raideur et d'amortis- sment du palier . . . . .	47
II.5	Modélisation de la distribution de ballourd[2] . . . . .	49
II.6	Masse de balourd[6] . . . . .	50
III.1	Représentation du compresseur centrifuge. . . . .	54
III.2	Représentation en trois dimensions 3D du piston (a), la buté (b) et de l'impulseur (c). . . . .	55
III.3	Schématization d'un disque équivalent. . . . .	56
III.4	Le modèle d'éléments finis. . . . .	58
III.5	Diagramme de Campbell. . . . .	59
III.6	Formes modales à 4000 tr/min. . . . .	60
III.7	Vue axiale des formes modales ou courbes d'orbites. . . . .	60
III.8	Variation de l'excentricité en fonction de la vitesse de rotation. . . . .	61
IV.1	les différentes étapes de processus de diagnostic. . . . .	68

IV.2 Principe de surveillance avec modèle. . . . .	71
IV.3 Principe de la surveillance par estimation para métrique. . . . .	71
IV.4 Principe de la surveillance par observateurs. . . . .	72
IV.5 types de maintenance. . . . .	76
IV.6 Organisation de la maintenance conditionnelle.[24] . . . . .	78
IV.7 Défaut de balourd.[26] . . . . .	80
IV.8 Défauts désalignement.[26] . . . . .	80
IV.9 Paliers lisses avec des jeux importants. . . . .	81
IV.10Tourbillon de huile. . . . .	82
IV.11Precession frequency (kcpm). . . . .	83
IV.12Tourbillon/fouet d’huile comme on le voit dans un spectre complet en cascade. . . . .	83
IV.13Eléments de roulement. . . . .	85
IV.14Ecaillage sur la bague intérieure.[9] . . . . .	87
IV.15Ecaillage sur la bague extérieure.[9] . . . . .	87
IV.16Ecaillage sur l’élément roulant. . . . .	88
V.1 Etat cinématique du tran d’injection. . . . .	90
V.2 Palier lisse équipé de deux thermocouples pour la mesure de la température. . . . .	91
V.3 Tracé polaire avec indication de la position lors de la première vitesse critique. . . . .	95
V.4 Amplitude des vibrations du compresseur HP à vitesse constante lors la fermeture progressive de vanne de décharge. . . . .	96
V.5 Représentation de la position moyenne du centre géométrique du rotor aux niveaux des deux palier NDE et DE. . . . .	97
V.6 Extract from DocR 08 (Field Test December 2012. . . . .	98
V.7 Extract from DocR 04 (Field Test July 2013). . . . .	99

# Liste des tableaux

- I.1 Tableau des produits selon les normes commerciales. . . . . 26
  
- III.1 Propriétés des éléments du rotor. . . . . 56
- III.2 Dimensions des disques équivalents. . . . . 57
- III.3 Les paliers hydrodynamiques. . . . . 57
- III.4 Vitesses critiques en fonction de la masse volumique des disques. . . . . 62
- III.5 Vitesses critiques en fonction du module d'élasticité de l'arbre. . . . . 63
- III.6 Vitesses critiques en fonction de la longueur des deux paliers. . . . . 64
  
- IV.1 les quatre niveaux de maintenance. . . . . 77
  
- V.1 Paramètres de service du train de compression . . . . . 92
- V.2 Différences de température entre les paliers de l'étage HP. . . . . 100

# Nomenclature

Symbole	Désignation
<b>E</b>	<i>Module d'Young</i>
<b>F</b>	<i>Force</i>
<b>G</b>	<i>Module de cisaillement</i>
<b>I</b>	<i>Inertie diamétrale</i>
<b>L</b>	<i>Longueur</i>
<b>m</b>	<i>Masse</i>
<b>U et <math>\omega</math></b>	<i>Coordonnées du centre géométrique de disque O dans le repère fixe</i>
<b><math>u^*</math> et <math>\omega^*</math></b>	<i>Coordonnées du centre géométrique de disque O dans le repère mobile</i>
$J\alpha$	<i>Le moment d'inertie polaire</i>
$S\alpha$	<i>Section</i>
$I\alpha$	<i>Le moment d'inertie transverse</i>
<b>T</b>	<i>Energie cinétique</i>
<b>U</b>	<i>Energie de déformation</i>
<b>W</b>	<i>Travail virtuel des forces extérieures</i>
$\delta$	<i>Vecteur des déplacements nodaux</i>
<b>v</b>	<i>Coefficient de Poisson</i>
$\rho$	<i>Masse volumique</i>
$\sigma$	<i>Contrainte</i>
$\omega$	<i>Pulsation</i>
$\Omega$	<i>Vitesse de rotation</i>
$\varepsilon$	<i>Déformation</i>
$\psi$	<i>Angle de précession</i>
$\theta$	<i>Angle de nutation</i>
$\phi$	<i>Angle de rotation propre</i>
<b>k</b>	<i>Coefficient de section réduite</i>
<b>C</b>	<i>Matrice gyroscopique</i>
<b>K</b>	<i>Matrice de rigidité</i>
<b>M</b>	<i>Matrice Masse</i>
$M_S$	<i>Effet secondaire d'inertie de rotation de la section par rapport à un diamètre</i>
$m_b$	<i>Masse de balourd</i>



# Liste des Indices

Symbole	Désignation
a	<i>Arbre</i>
b	<i>Balourd</i>
c	<i>Disque</i>

# Introduction générale

### .1 Introduction générale

Les turbocompresseurs multiétages sont largement utilisés dans le domaine de la compression de gaz d'injection en raison de leurs performances élevées et de leur capacité à fournir des niveaux de pression accrus. Cependant, l'exploitation de ces équipements n'est pas sans conséquence sur le plan vibratoire. En effet, les turbocompresseurs multiétages génèrent des vibrations lors de leur fonctionnement, principalement en raison de l'interaction entre les rotors, les paliers et le fluide comprimé. Ces vibrations sont une source de préoccupations en termes de sécurité et de durabilité de l'équipement. En effet, les vibrations excessives des turbocompresseurs peuvent entraîner des défaillances prématurées et des dommages structurels, voire des accidents graves.

Des normes et des réglementations strictes sont appliquées pour garantir que les machines utilisées dans l'industrie pétrolière soient conçues, installées et entretenues de manière à minimiser les vibrations et assurer la sûreté de fonctionnement.

Pour répondre aux normes, les fabricants de turbocompresseurs multiétages intègrent des dispositifs d'amortissement pour réduire l'impact des vibrations et des systèmes de contrôle de vibrations pour assurer la protection de la machine. Ces derniers consistent en des chaînes d'acquisition qui comprennent des capteurs de proximité pour détecter les niveaux de vibrations anormaux et des relais qui déclenchent l'arrêt de la machine. De plus, des études approfondies sont réalisées pour évaluer les fréquences de résonance, les vitesses de rotation critiques, les modes vibratoires et les niveaux acceptables de vibrations afin d'optimiser la conception et les performances des turbocompresseurs.

D'un autre côté, pour prévenir les défaillances et les dommages, les entreprises pétrolières mettent en place des plans de maintenance préventive pour le suivi des niveaux de vibrations et la détection de toute déviation par rapport aux seuils acceptables.

Pour comprendre les causes des problèmes de vibration d'un rotor, il est essentiel d'établir son modèle dynamique et d'analyser sa stabilité. Ce modèle permettra de simuler les phénomènes vibratoires causés par le balourd.

Dans cette étude, on s'intéresse à la modélisation de la dynamique du rotor de l'un des compresseurs d'injection HP installé à Hassi Berkine et à l'analyse de ses vibrations. Dans cet objectif, le présent mémoire est structuré en cinq chapitres qui sont décrit ci-dessous.

Dans le premier chapitre nous avons présenté un bref aperçu du site de Hassi Berkine ainsi que du procédé de traitement du pétrole brut. Comme les compresseurs multi-étages sont au cœur des unités d'injection, ce chapitre décrit leurs types, leur conception et leur principe de fonctionnement.

Le deuxième chapitre concerne l'élaboration du modèle mathématique décrivant la dynamique du rotor en considérant les caractéristiques de ses éléments constitutifs. Le formalisme d'Euler-Lagrange a été utilisé pour obtenir les équations du mouvement en se basant sur le calcul des expressions des énergies, cinétique et de déformation ainsi que le travail virtuel correspondant aux éléments de base : disque, arbre, palier et balourd. Pour la résolution du modèle dynamique, la méthode des éléments finis a été appliquée.

Au chapitre trois, le modèle élément fini décrivant la dynamique du rotor est implémenté en un code Matlab pour calculer les caractéristiques dynamiques de rotor multi-étage telles que les vitesses critiques, les modes propres, les réponses au balourd et de tracer les diagrammes de Campbell. Les tracés d'orbite permettront l'analyse de la stabilité du rotor.

Dans le chapitre quatre, nous décrivons les techniques et les méthodes de diagnostic et les types de maintenance industriels. Les principaux défauts des machines tournantes tels que le balourd, le désalignement et le mauvais serrage ainsi que les défauts de roulement sont détaillés.

L'objectif du chapitre cinq est de présenter un cas d'étude sur le compresseur HP du site Hassi Berkine. Ses constituants et les caractéristiques de son rotor y sont présentés. Etant donné que ce compresseur a présenté des vibrations excessives observées sur le côté NDE, les différents phénomènes liés à la vitesse et à la pression et entraînant ses vibrations sont décrits. De plus, la sensibilité des amplitudes de vibration aux variations de la température de l'huile et à sa viscosité est mise en évidence.

# Chapitre I

Présentation du champ Hassi Berkine et généralité sur la compression des gaz par effet centrifuge

## I.1 Introduction

SONATRACH est la compagnie nationale algérienne de recherche, d'exploitation, de transport par canalisation, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. Elle a pour missions de valoriser de façon optimale les ressources nationales des hydrocarbures et de créer des richesses au service du développement économique et social du pays.

Compagnie pétrolière intégrée, SONATRACH est un acteur majeur dans le domaine du pétrole et du gaz. Ce qui la rend, aujourd'hui la première compagnie d'hydrocarbures en Afrique et en Méditerranée. Elle exerce ses activités dans quatre domaines principaux : l'Exploration et la Production, le Transport par Canalisation, la Liquéfaction, le Raffinage, la Pétrochimie et la Commercialisation.

Depuis 2001, Sonatrach a veillé au développement de stratégies de partenariat avec des compagnies pétrolières internationales disposants de moyens financiers et technologiques pour augmenter sa production et répondre aux besoins économiques de l'Algérie.

Dans cette perspective, le groupement BERKINE a été créé en 1998 en tant qu'un organisme d'opérations conjointes par SONATRACH et la compagnie américaine ANADARKO PETROLEUM CORPORATION. Il est chargé de gérer l'ensemble des activités de production de l'association SONATRACH-ANADARKO dans le champ de HASSI BERKINE.

- **Octobre 1989** : Signature du contrat d'exploitation entre SONATRACH et ANADARKO-ALGERIA CORPORATION.
- **Février 1996** : Attribution du Permis provisoire d'Exploitation (PEA) pour HBNS.
- **Mai 1998** : 1<sup>ère</sup> introduction des hydrocarbures dans le CPF (Train 1).
- **Août 1999** : attribution du contrat de construction de 26 mois pour la phase 2.
- **Janvier 2002** : réception de la phase 2 (Train 2 -Train 3 - Train 4).
- **Janvier 2020** : Acquisition des actifs d'Anadarko par la société pétrolière américaine **Occidental Petroleum** (Oxy) qui est classée parmi les premiers groupes pétroliers mondiaux.

## I.2 Situation géographique du champ de Hassi Berkine

Le champ de BERKINE se trouve dans le désert du sahara Algérien à environ 200 km au Sud/Est de HASSI MESSAOUD. Il comprend le bloc 404 d'une surface d'environ 240 Km<sup>2</sup>, situé dans le grand bassin intra-carbonique limité par la région orientale de l'ALGÉRIE, la région méridionale de la Tunisie et la région occidentale de la LYBIE comme le montre la figure (I.1). La surface du bloc 404 est partagée en 6 zones de production suivantes :

- Hassi Berkine Nord (HBN)
- Hassi Berkine Nord-Sud (HBNS)
- Berkine Nord-Est (BKNE)

- Hassi Berkine Nord-Sud-EST(HBNSE)
- RBK
- QBN

Ces zones comportent des puits producteurs d'huiles et des puits producteurs d'eau qui sont acheminés vers l'usine de traitement Central Production Facilities (CPF). Dans le but de maintenir la pression des puits producteurs d'huile, le bloc 404 comporte aussi des puits injecteurs d'eau et des puits injecteurs de gaz qui sont alimentées par le CPF à la suite des différents procédés de traitement d'huile, d'eau et de gaz.

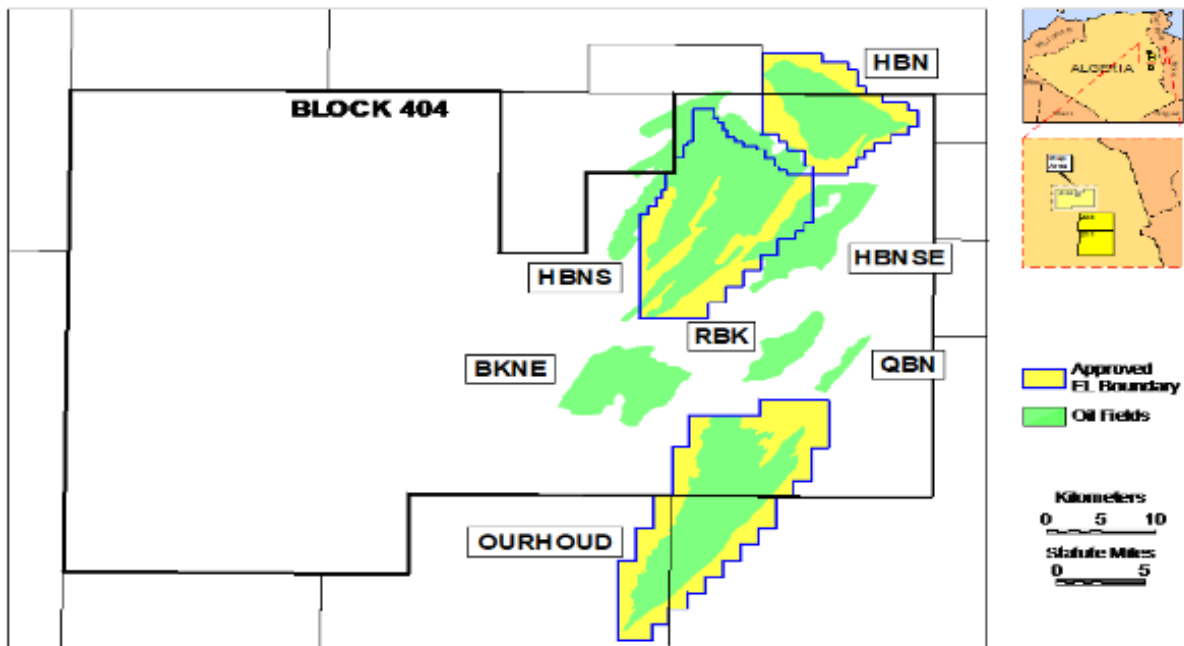


FIGURE I.1 – Situation géographique du champ de Hassi Berkine.

### I.3 La division de maintenance :

La division maintenance comprend les services suivant :

#### I.3.1 Le service mécanique :

Il veille au bon fonctionnement du matériel mécanique du CPF (pompes, moteurs, compresseurs, turbines, vannes, ventilateurs, soupapes, filtres et équipements statiques). De plus, le service dispose d'une cellule de vibration et d'une cellule d'analyse d'huile de lubrification.

Le rôle de la cellule vibration est la maintenance conditionnelle des machines tournantes. Cette cellule est chargée d'acquérir et d'analyser les vibrations en vue d'établir un diagnostic et des ordres de travail pour la maintenance de ces machines.

La cellule d'analyse est chargée du prélèvement périodique des échantillons d'huile de

lubrification des machines stratégiques pour effectuer des tests de viscosités, de contamination (eau, empreinte, air) et de férocité (pourcentage de fer dans l'huile). Le résultat de ces tests permet de garder ou de changer complètement l'huile de lubrification.

### I.3.2 Le service instrumentation :

Ce service est chargé de maintenir en bon état les différents équipements et instruments de mesure et de contrôle des boucles de régulation de toute l'installation pétrolière tels que :

- Les régulateurs électroniques et pneumatiques .
- Les indicateurs et transmetteurs de température, de pression, de débit et de niveaux .
- Les différentes vannes de procédé .
- Les systèmes de sécurité (DéTECTEURS de feu et de gaz) .
- Le système de commande distribué d'Honeywell (Distributed Control System,DCS) .
- Les automates programmables industriels (Programmable Logic Controller,PLC).

### I.3.3 Le service électricité :

Le rôle de ce service est d'assurer tous les travaux de maintenance corrective ou préventive des équipements électriques. Les activités d'entretien de ce service incluent l'inspection et la réparation des transformateurs de tension, des cellules électriques, des moteurs électriques, du réseau d'éclairage, et le réseau des câbles électrique.

### I.3.4 Le service Off-site :

Le rôle de ce service est d'assurer la maintenance des installations localisées aux niveaux des différents puits (producteurs d'huile ou d'eau ou injecteurs de gaz et/ou d'eau). Ce service est pluridisciplinaire et dispose d'équipes de maintenances spécialisés en électricité, en mécanique et en instrumentation. Cette dernière assure le bon fonctionnement du système numérique de contrôle-commande SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition).

### I.3.5 Le service méthodes :

Le rôle principal de ce service est d'établir des plans de maintenance corrective ou préventive qui assurent une bonne organisation de la marche des travaux de maintenance quotidiens, la gestion des pièces de rechange et des équipements. Le logiciel MUSIS est utilisé pour assurer ces fonctions. De plus, ce service établit des stratégies de maintenances planifiés à l'aide du logiciel de gestion de projets PRIMAVERA.



## I.4 Description des procédés de traitement d'huile :

D'une manière générale, les procédés de traitement d'huile de la Central Production Facilities (CPF) ont pour but principal d'éliminer le gaz, l'eau et le sel du brut et de produire par conséquent une huile stabilisée qui sera stockée et exportée par un pipeline. A cette fin, le CPF dispose de quatre trains identiques de capacité de 300000 barils/jour.

Chaque train de traitement effectue les opérations de séparation de l'huile triphasique, de dessalement et la stabilisation de l'huile séparée.

De plus, les gaz associés de faible pression issue de la stabilisation sont comprimés et séchés. Une partie est utilisée comme gaz de combustion et le reste est dirigé vers les puits injecteurs gaz pour maintenir la pression du gisement. L'eau de production est réinjectée dans le réservoir après traitement pour maintenir la pression du gisement.

Le procédé du CPF, montré en figure (I.2), est constitué de :

- 04 trains de traitement de brut .
- Système de traitement et de compression de gaz d'injection .
- Unité de traitement d'eau produite .
- Unité de traitement et de compression d'eau d'injection .
- Système d'analyse/comptage/stockage .
- Système de produit hors-spécification .
- Unité air utilité et azote .
- Système de torche .
- Système de production électricité .

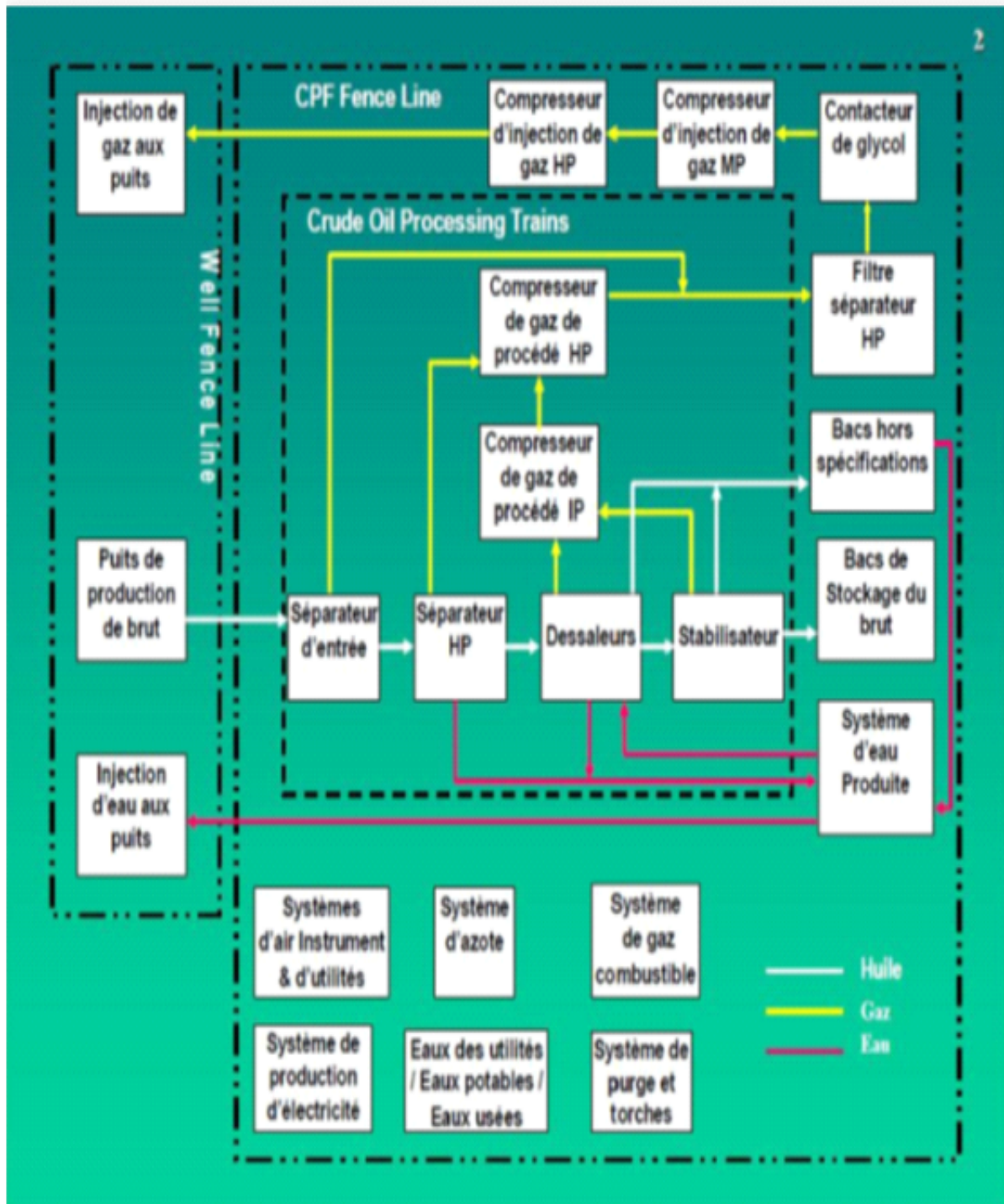


FIGURE I.2 – Traitement d'huile.

## I.5 Les trains de traitement

Chaque train réalise les opérations suivantes :

- Séparation primaire : Séparation liquide / gaz (41 Bar / 50 °C) .
- Séparation secondaire : Séparation Huile/eau/gaz (22 Bar / 50 °C) .
- Dessalement primaire : réduction taux sel dans huile (15 Bar / 49 °C) .

## Chapitre I. Présentation du champ Hassi Berkine et généralité sur la compression des gaz par effet centrifuge

---

- Dessalement secondaire : réduction taux sel dans huile (13 Bar / 49 °C) .
- Stabilisation : réduction taux gaz léger dans huile pour obtenir produit en norme standard (166 °C, RVP = 10 PSIA).

A la sortie du train, on obtient un produit selon les normes commerciales, comme le montre le tableau I.1.

Spécifications	Valeurs
RVP (TVR) maxi	0.69 bar (10 PSI)
BS et W maxi	0.5% volume
Salinité maxi	40 ppmw équivalent NaCl
Soufre maxi	0.20% poids
T° de stockage maxi	55°C

TABLE I.1 – Tableau des produits selon les normes commerciales.

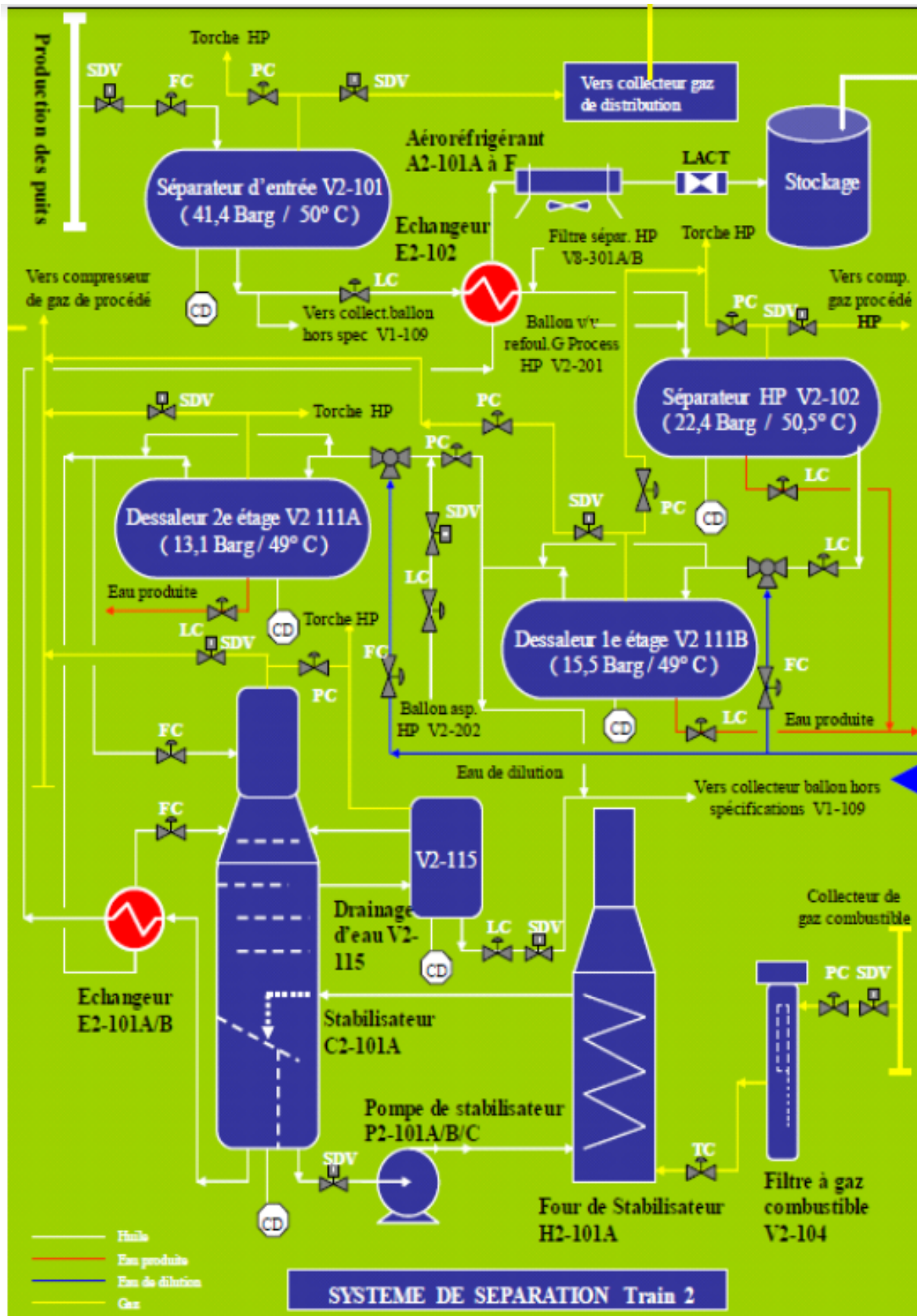


FIGURE I.3 – montre le synoptique détaillé et les principaux équipements de traitement d'huile d'un train type.

### I.5.1 La séparation :

La fonction du système de séparation consiste à extraire principalement le gaz, l'eau, le sel, et d'autres éléments tel que le sable du pétrole brut provenant des gisements dispersés à travers la région, selon un procédé et des paramètres techniques bien définis, dans le but d'obtenir un produit conforme à l'expédition. Les gaz et l'eau récupérés du brut seront de nouveau traités puis réinjectés dans les puits. Une partie de chacun de ces fluides sera utilisée dans le procédé de traitement.

#### I.5.1.1 Le séparateur d'entrée (V2 – 101) :

Le séparateur d'entrée est biphasique, à compartiment unique, assurant la première étape de la séparation dans la récupération du brut, figure (I.4). Il est conçu pour séparer le gaz du pétrole brut en circulation. L'huile continue son cheminement vers l'échangeur de préchauffe (E2-102) avant de subir une séparation à haute pression et le gaz est envoyé vers les unités de réinjection à une pression de service de 41,4 Bar et une température de 50 .

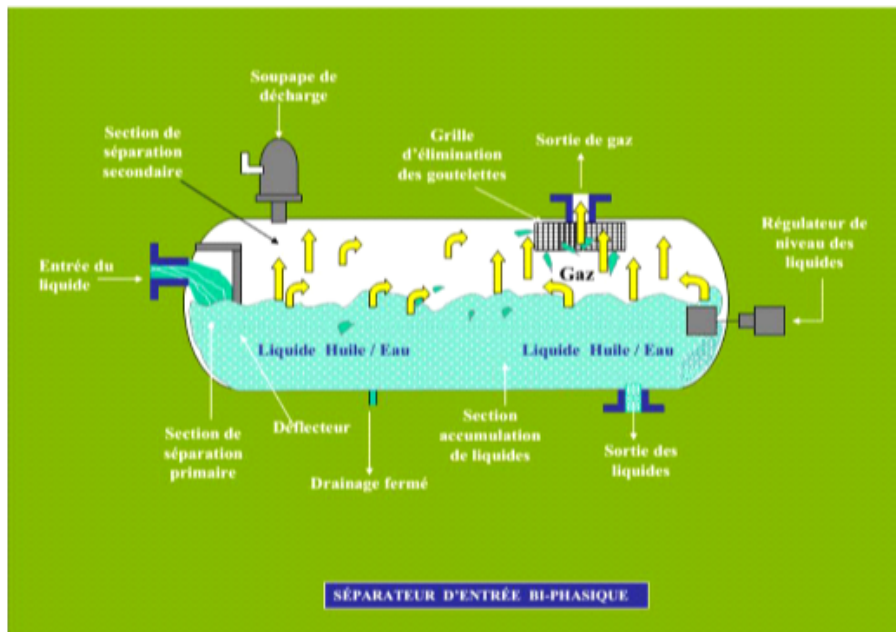


FIGURE I.4 – Le séparateur d'entrée.

#### I.5.1.2 Le séparateur haute pression (V2 – 102) :

C'est un séparateur triphasique qui est utilisé pour la séparation du mélange eau/huile/gaz, figure (I.5). Il a une longue rétention qui est nécessaire pour avoir une bonne séparation. Un séparateur ne peut pas séparer mécaniquement deux liquides en émulsion et un mélange de deux liquides ou plus en suspension. Lorsqu'il y a présence d'émulsion, on ajoute dans l'alimentation de la séparation un agent de rupture d'émulsion. Le jet d'alimentation frappe le déflecteur et la séparation liquide/gaz commence à se faire. Les gouttelettes du liquide vont être éliminées. L'eau est dirigée vers l'unité Petrol Water treatment

(PWT) et l'huile s'achemine vers les deux dessaleurs qui travaillent en série. Le gaz est envoyé vers les deuxièmes étages haute pression (HP) des compresseurs de procédé.

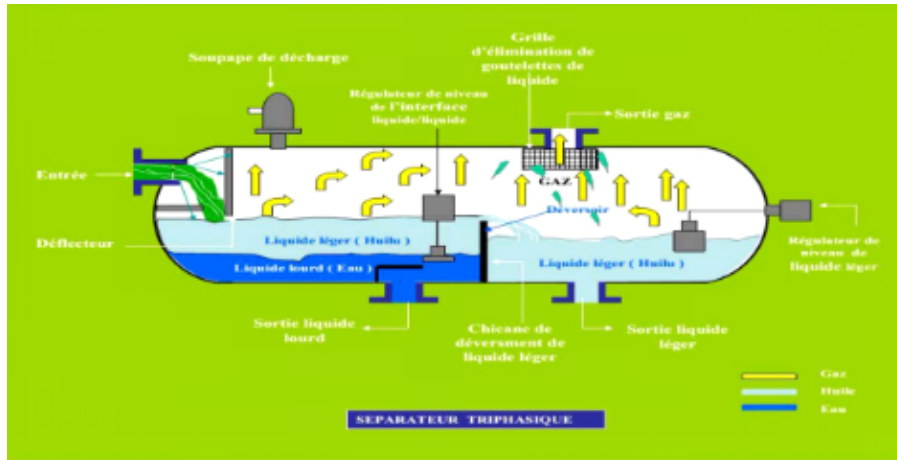


FIGURE I.5 – Le séparateur haute pression.

### I.5.2 Les dessaleurs (V2– 111A/111B) :

Le brut des puits reçu au CPF contient des quantités indésirables d'eau et de sel. La présence des sels et de l'eau diminue la qualité du brut et peuvent contribuer aussi à la corrosion interne des équipements et causer des problèmes d'obstruction dans les équipements. Les dessaleurs A et B de la figure (I.6) ont pour fonction de réduire la concentration des sels dans le brut, afin de répondre aux spécifications techniques d'expédition exigeant 40 ppm maximum.

Pour le dessalement, le brut est d'abord mélangé à une eau de dilution. Le mélange entre dans le premier dessaleur (A) où il subit une séparation normale eau/huile/gaz. Ensuite, le brut avec l'eau qui subsiste toujours, subit une ionisation causée par le champ électrique créé par des transformateurs hautes tension. Le brut subit une deuxième opération de dessalement dans un dessaleur (B) de plus grande capacité où la qualité de séparation est meilleure due à un temps de séjour plus long. À la suite du dessalement, le brut est chauffé grâce à des échangeurs de chaleurs avant d'entrer dans la colonne de stabilisation.

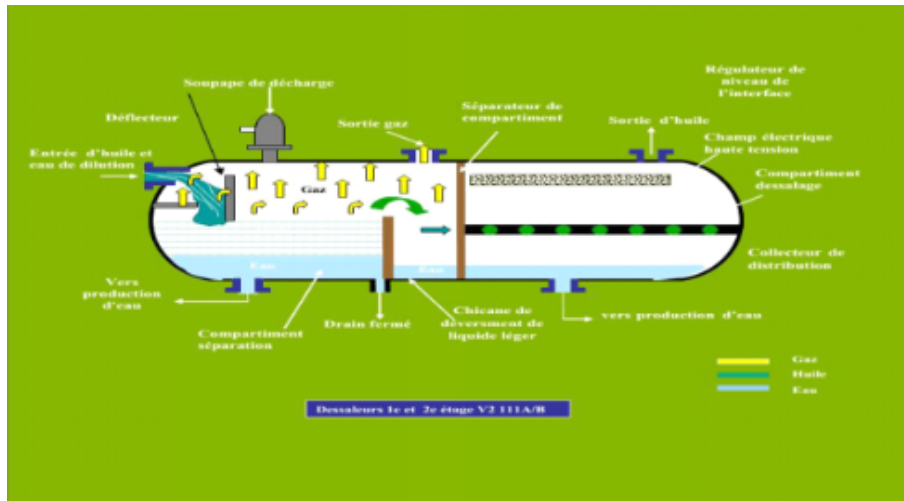


FIGURE I.6 – Les dessaleurs.

### I.5.3 Le système de stabilisation :

L'objectif du système de stabilisation est d'éliminer les hydrocarbures légers du brut pour répondre aux exigences commerciales. Les procédés intervenant dans la stabilisation du brut sont la colonne de stabilisation, le four et les pompes, figure (I.7).

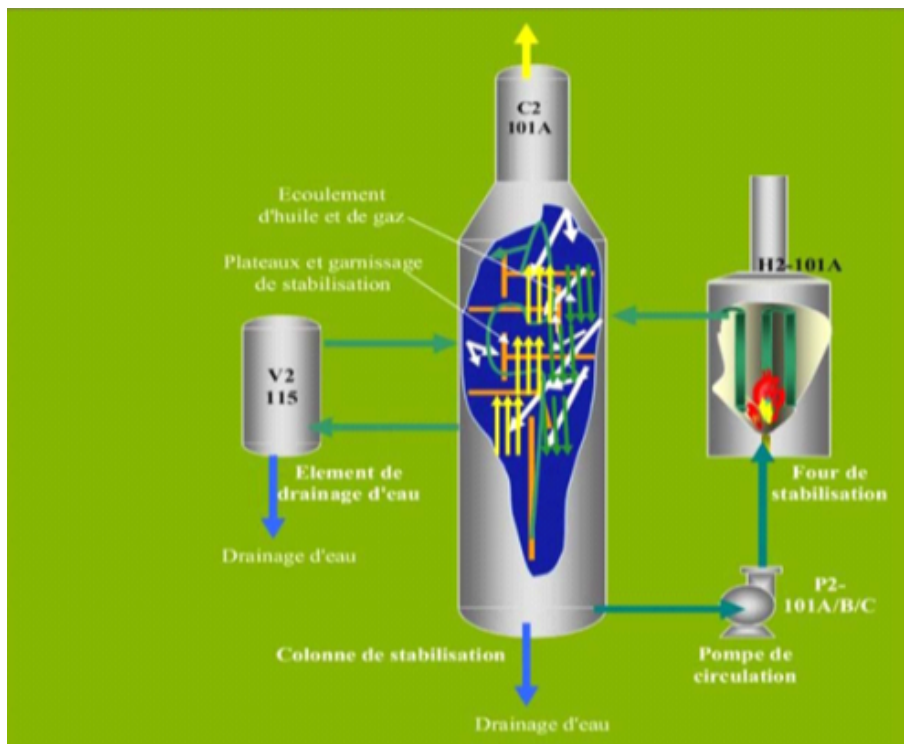


FIGURE I.7 – Le système de stabilisation.

La stabilisation s'effectue continuellement en circuit fermé entre le four dont le rôle est de chauffer le brut à une température de 166 °C, la pompe de circulation qui aspire le brut du fond de la colonne et le refoule vers le four et la colonne à plusieurs étages où s'effectue la séparation des gaz légers, de la vapeur d'eau et le brut. Les gaz séparés sortent

du sommet de la colonne et le brut stabilisé récupéré du fond de la colonne est envoyée vers l'unité LACT METERING pour le comptage avant d'être stocké dans des bacs de stockage pour expédition.

## I.6 Système de traitement et de compression de gaz d'injection :

Le but des compresseurs d'injection est d'augmenter la pression du gaz du collecteur de gaz d'injection déshydraté de 40 bar jusqu'à 342,7 bar afin qu'il puisse être injecté dans les puits de production pour maintenir la pression du gisement.

Le système de compression d'injection de gaz de la figure (I.8) comprend trois trains parallèles et identiques (Train 2, Train 3, Train 4) et le compresseur d'injection du Train 1. Chacun des trains 2,3 et 4 de compression d'injection fonctionne avec des compresseurs centrifuges de deux étages MP/HP, entraînés par la même turbine à gaz, accouplé à un multiplicateur de vitesse. Ces compresseurs sont de type à étanchéité sèche en série, avec refroidissement de gaz et reprise des liquides entre les deux étages. Le système de compression d'injection de gaz comprend les équipements essentiels suivants :

- Compresseurs centrifuges de gaz à deux étages MP et HP .
- Turbine à gaz d'entraînement du compresseur de gaz .
- Multiplicateur turbine/ compresseurs pour l'augmentation de la vitesse de rotation .

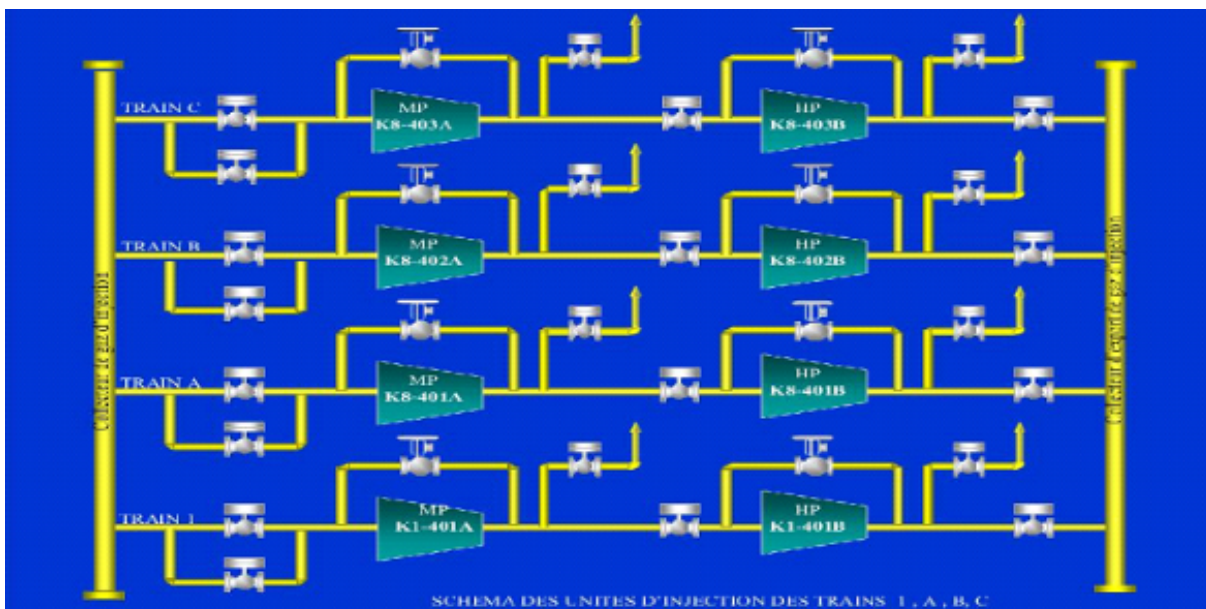


FIGURE I.8 – Système de traitement et de compression de gaz d'injection.

## I.7 Les unités du Central Production Facilities (CPF) :

- Unité de traitement (compression et injection de gaz) :



Elle récupère tous les gaz le long des trains et les comprime à 40 Bars. Ensuite elle les déshydrate grâce au procédé de déshydratation à Glycol. Ces gaz sont par la suite en deux étapes à 120 Bar, puis à 340 Bar avant d'être dirigés vers les puits injecteurs de gaz.

- **Unité PWT :**

Cette unité traite l'eau produite dans les séparateurs primaires et secondaires. Elle effectue un déshuilage de l'eau pour l'envoyer à l'unité de compression/injection d'eau (Water flood).

- **Unité water flood (traitement et injection d'eau) :**

Cette unité filtre l'eau des puits sources et l'eau produite par l'unité PWT. Le mélange des deux est dirigé vers les pompes d'injections qui refoulent l'eau vers les puits injecteurs à la pression de 180 Bars.

- **Unité utilité :**

Cette unité produit de l'air instrument séché et de l'air utilité non séché sous la pression de 8 Bars. Elle produit aussi l'azote séché à la pression 18 Bars qui est principalement utilisé comme gaz d'étanchéité au niveau des compresseurs.

- **Unité de comptage :**

Avant que le brut soit expédié, il est analysé et compté en ligne (Lact Metering). Un Système PROVER est disponible pour pouvoir étalonner l'unité LACT METERING une fois par semaine.

- **Bacs de stockage des produits hors-spécifications :**

Ce système assure d'une part le stockage d'urgence du produit qui ne répond pas encore aux critères d'expédition à la suite d'un arrêt d'urgence des installations où à la suite de perturbations dans les procédés de séparation.

## I.8 Compresseurs centrifuges :

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 gaz est fournie au 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.

Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimiques et pétrochimiques ; 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 part de leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal, la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans.

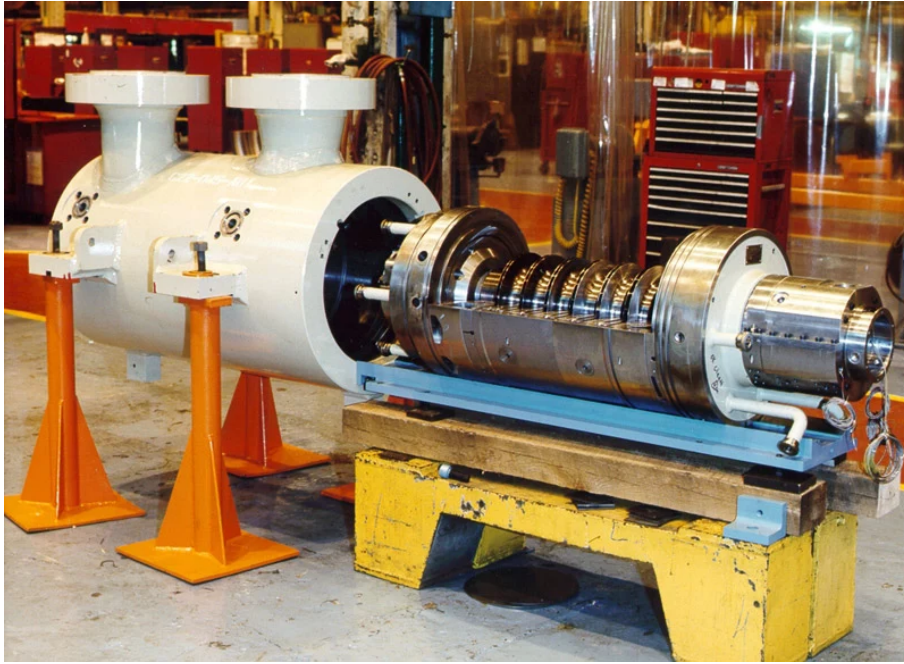


FIGURE I.9 – Compresseur centrifuge.

Le corps d'un compresseur doit remplir un certain nombre de fonctions :

- **Il reçoit toutes les pièces internes du compresseur** : rotor avec ses paliers, sa butée, ses dispositifs d'étanchéité, stator avec les pièces constituant le diffuseur et le canal de retour, capteur de vibration ou de déplacement axial.
- **Il assure la liaison** avec le procédé par l'intermédiaire des brides d'aspiration et de refoulement
- **Il réalise la résistance mécanique** de l'ensemble de la machine à la pression interne ainsi que l'étanchéité de l'enceinte intérieure vis à vis de l'atmosphère.
- **Il assure le supportage** et le positionnement du compresseur.

### I.8.1 Principe de fonctionnement :

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé volute d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (voir la Figure I.10)

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

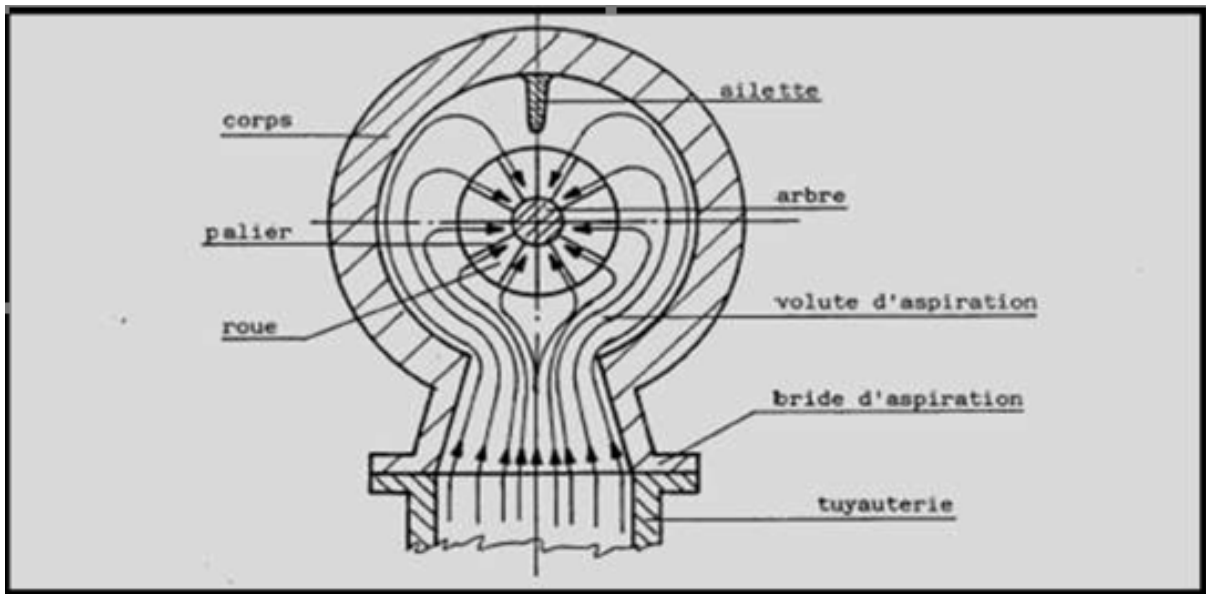


FIGURE I.10 – parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration.

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

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

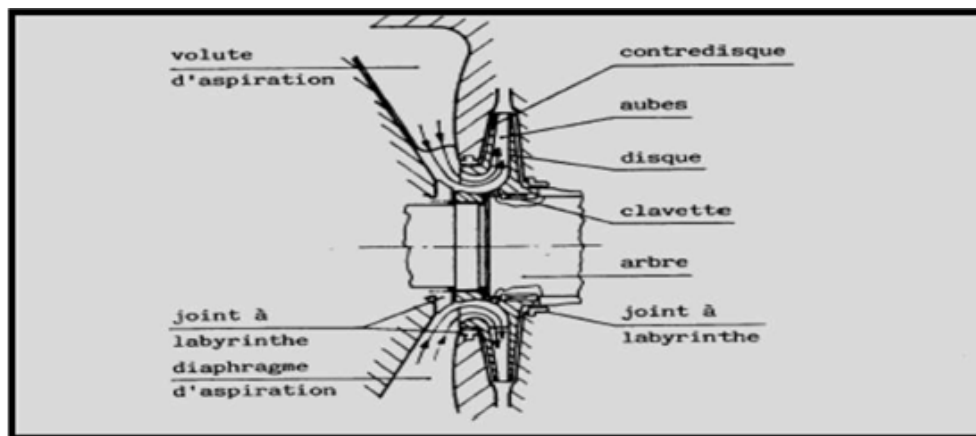


FIGURE I.11 – parcours du gaz au niveau de l'impulser.

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement (Figure I.12) qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement .

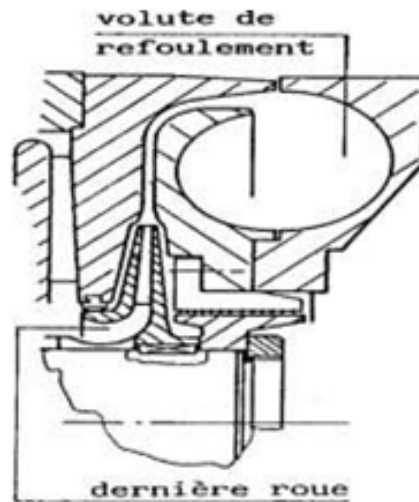


FIGURE I.12 – volute de refoulement.

## I.8.2 Les types des compresseurs centrifuges :

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

### I.8.2.1 Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (Split) :

L'enveloppe du compresseur se divise le long du plan horizontal en deux parties, supérieure et inférieure (assemblées par boulonnages au niveau du plan de joint horizontal) l'étanchéité du joint est de type métal ces enveloppes sont souvent moules.

La construction de la machine est conçue pour permettre un démontage facile. Il n'est pas cependant adéquat en vue de l'opération à l'haute pression ou celle utilisant le gaz contenant une quantité importante d'hydrogène ; ce qui rend la masse moléculaire réduite. Dans l'ordre général, la limite maximale de pression devait être de 50 à 60 bars pour ce compresseur. Les diagrammes, la paroi d'aspiration et la volute de refoulement se montent par demi-partie directement dans chaque demi-enveloppe. Ce type d'assemblage permet une maintenance aisée par accès direct aux organes internes du compresseur .

### I.8.2.2 Compresseurs avec corps ouverts verticalement (barrel) :

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques. C'est pour cette raison que ce type de compresseurs est dénommé "barrel". Ces compresseurs, généralement multi-étages, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à  $700 \text{ kgf/cm}^2$ ) .

### I.8.2.3 Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges

On peut citer les caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges suivantes :

- **Corps** : C'est l'enveloppe externe du compresseur ; et comme on l'a déjà cité, il y a des corps ouverts horizontalement et des corps ouverts verticalement.
- **Diaphragmes** : Les diaphragmes constituent le profilage dynamique de la partie fixe du compresseur. Ils sont divisés en quatre types ; d'aspiration, intermédiaires, entre étage ; et de refoulement.
- **Le diaphragme d'aspiration** : a la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue , en cas où le réglage du débit du compresseur serait effectué moyennant des aubes variables , qui sont commandées de l'extérieur .Ce réglage est obtenu en modifiant l'angle d'arrivée du gaz à la roue .
- **Les diaphragmes intermédiaire** : ont la double tâche de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie de pression et le canal de retour .Pour diriger le gaz à l'entrée de la roue suivante , les diffuseurs peuvent être de type à vortex libre ou à aubes . Ces derniers, d'une cote améliorent le rendement de la transformation et de l'autre réduit l'élasticité de la machine.
- **Les diaphragmes de refoulement** : forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.
- **Les diaphragmes entre étages** : séparent les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées .Chaque diaphragme contient des anneaux en labyrinthe qui servent d'étanchéité sur le contre-disque de la roue, et sur les douilles intermédiaires pour éviter les fuites d'un étage à l'autre.
- **Rotor** : C'est la partie mobile du compresseur qui se trouve dans le stator, c'est un arbre en acier forgé sur lequel sont montés les roues et leurs entretoises, le piston d'équilibrage, le moyen d'accouplement, le collet de butée et éventuellement les parties tournantes d'étanchéité (figure I.13).

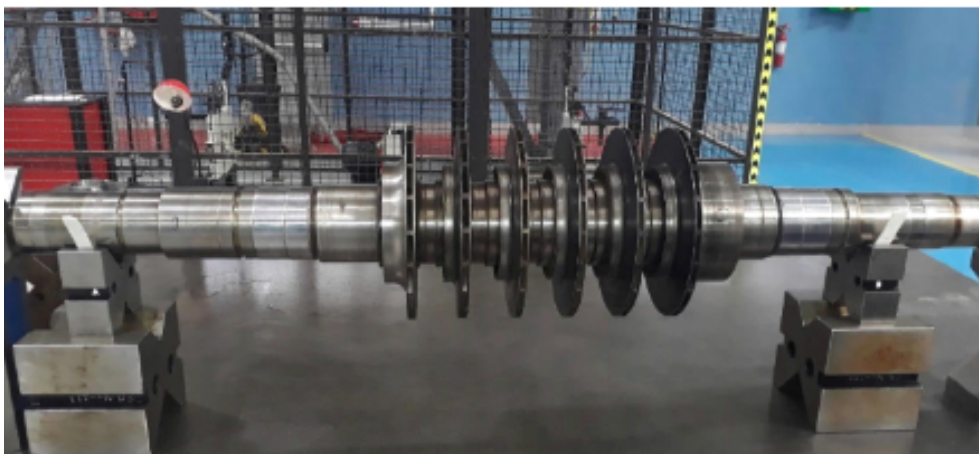


FIGURE I.13 – rotor de compresseur multi étagés.

- **Arbre** :  
L'arbre est constitué d'une partie centrale, normalement à diamètre constant, où travaillent les paliers et l'étanchéité d'extrémité.

L'arbre est dimensionné de manière à avoir la plus grande rigidité possible.

- **La roue :**

Les roues sont montées freinées 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 clavetées et positionnées axialement par leur entretoise.

Les roues sont constituées généralement d'un moyeu et d'un flasque, les aubes et moyeu assemblés par soudage ou brassage.

La conception et la fabrication des roues sont rigoureusement 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 à 350 m/s, et peut être nettement plus basse quand le gaz est acide.

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

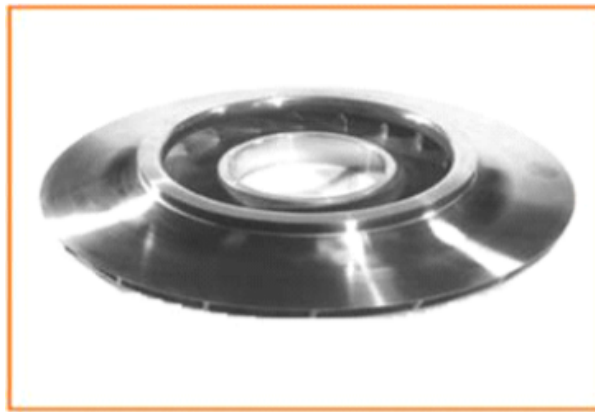


FIGURE I.14 – roue d'un compresseur centrifuge.

- **Le piston d'équilibrage :**

Chaque roue a sur une partie de surface, d'un côté sa pression d'entrée et de l'autre sa pression de sortie. L'étanchéité entre ces deux pressions est réalisée en général par labyrinthe. Ceci crée une force axiale. La somme des forces axiales des roues donne une force non compatible avec les capacités de charge d'une butée hydraulique. Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre (figure I.17).

Le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales du rotor. Ce piston d'équilibrage a généralement d'un côté la pression de la dernière roue et de l'autre la pression d'aspiration. Cette dernière est ramenée dans la chambre voisinant du piston par une tuyauterie externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur.

Ce dispositif a l'avantage de limiter les poussées axiales des roues, de permettre le fonctionnement des étanchéités de bout d'arbre à la pression d'aspiration, mais génère des recirculations internes diminuant le rendement poly tropique du compresseur.

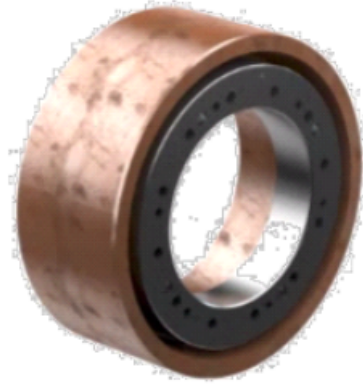


FIGURE I.15 – piston d'équilibrage.

- **Accouplement d'entraînement :**

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur. Il peut être direct au moyen d'un multiplicateur de vitesse, suivant le type d'entraînement. Les accouplements flexibles sont les plus utilisés. Ils découplent correctement les comportements des vibrations de chacun des rotors.

Les accouplements à denture nécessitent une lubrification et introduisent des forces axiales importantes. Les accouplements à diaphragmes ou à membranes sont préférés car ils évitent ces deux inconvénients.

- **Collet du palier de butée :** Le collet est construit en acier au carbone type C40, normalement il est monté hydrauliquement par ajustement forcé.

- **Douilles intermédiaires :** Elles sont des manchons positionnés entre les roues. Elles ont un double but, le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs, l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre.

Les douilles intermédiaires sont montées en force sur l'arbre avec une tolérance négative de 0,51%.

- **Douilles sous les garnitures d'étanchéité à huile :** Elles sont un acier au carbone revêtu de matériau de dureté élevée. Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et les rayures éventuelles et en outre, elles peuvent être remplacées facilement.

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.

- **Paliers :**

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

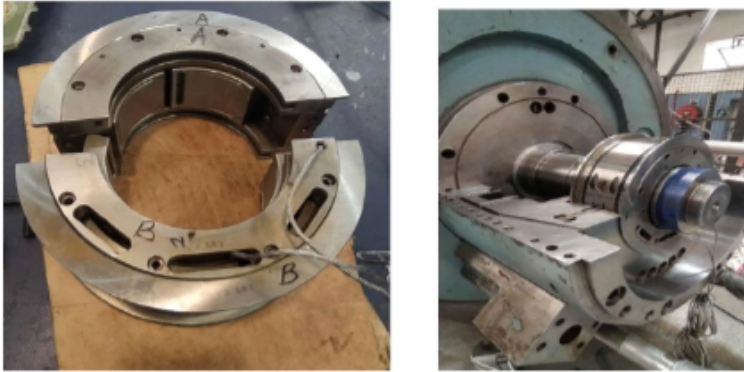


FIGURE I.16 – Les paliers porteurs.



FIGURE I.17 – Les paliers butés.



## Chapitre II

### Les éléments d'un rotor et formulation mathématique

## II.1 Introduction

Cette partie a pour but de développer les équations du mouvement afin de prévoir le comportement dynamique d'un rotor. Les caractéristiques de chaque élément composant un rotor sont d'abord développés. Un modèle éléments finis est développé dans le souci de traiter des systèmes réels. Les équations du mouvement du rotor sont obtenues par application des équations de La grange.

## II.2 Modélisation du rotor

Ce chapitre expose les éléments théoriques utilisés pour obtenir les équations du mouvement d'un système en rotation. Il permet de définir aussi bien un modèle analytique d'analyse qu'un modèle éléments finis à usage plus général.

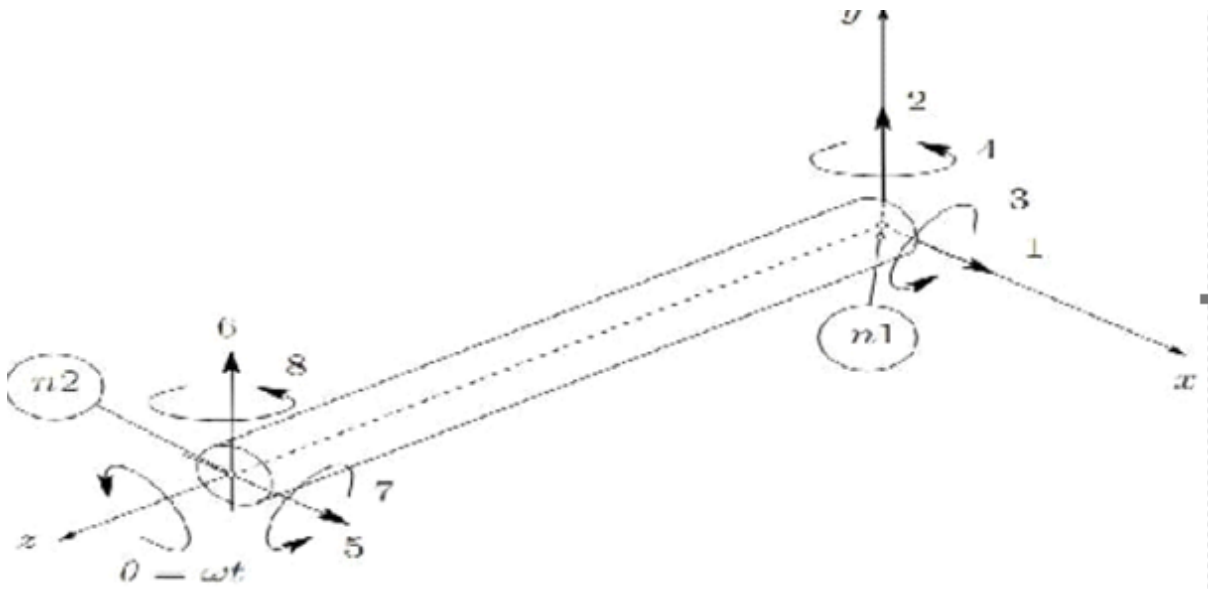


FIGURE II.1 – Exemple de rotor éléments finis à usage plus général[6].

L'énergie potentielle est nécessaire pour caractériser l'arbre, le travail virtuel est calculé pour les forces dues aux paliers. Les équations générales du rotor sont obtenues à partir des étapes suivantes :

- L'énergie cinétique  $\mathbf{T}$  , l'énergie de déformation  $\mathbf{U}$ , et le travail virtuel  $\delta\mathbf{W}$  sont calculés pour tous les éléments de système.
- Les équations de La grange sont utilisées pour l'obtention des équations du mouvement soit :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F q_i \quad (\text{II.1})$$

$N(1 \leq i \leq N)$  représente le nombre de degrés de liberté.

$q_i$  : sont les coordonnées généralisées indépendantes.

$F$  :est le vecteur forces généralisées .

### II.2.1 Le disque

Le disque est supposé rigide. Seule son énergie cinétique est considérée Soient  $\mathbf{R}_0(\mathbf{X}, \mathbf{Y}, \mathbf{Z})$  un repère fixe et R (x, y, z) un repère tournant lié au disque (figure 10). Le système de coordonnées x, y et z est relié au système de coordonnées X, Y et Z par l'intermédiaire des angles  $\theta_x, \theta_y$  et  $\theta_z$ . Pour déterminer la position du disque, on effectue une rotation initiale d'un angle  $\theta_z$  autour de l'axe Z, puis d'un angle  $\theta_x$  autour du nouvel axe x, noté  $x_1$ , en fin d'un angle  $\theta_y$  autour de l'axe de rotation propre du disque y.

Le vecteur de rotation instantanée traduisant la position du repère  $\mathbf{R}$  s'écrit :

$$\omega_{R/R_0}^R = \dot{\theta}_z \vec{Z} + \dot{\theta}_y \vec{X}_1 + \dot{\theta}_x \vec{y} \quad (\text{II.2})$$

Où  $\vec{Z}, \vec{X}_1, \vec{y}$  sont les vecteurs unitaires suivant les axes  $\vec{OZ}, \vec{OX}_1, \vec{OY}$ .

L'énergie cinétique du disque autour de son centre de masse O est calculée dans le repère tournant R.

le vecteur de rotation instantanée s'exprime alors dans ce repère :

$$\omega_{R/R_0}^R = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\theta_z \cos \theta_x \sin \theta_y + \theta_x \cos \theta_y \\ \dot{\theta}_y + \theta_z \sin \theta_x \\ -\theta_z \cos \theta_x \cos \theta_y + \theta_x \cos \theta_y \end{bmatrix} \quad (\text{II.3})$$

$\omega_x, \omega_y$  et  $\omega_z$  étant les composants du vecteur de rotation instantanée suivant x, y et z. soient u et w les coordonnées du centre du disque O suivant OX, OZ dans  $\mathbf{R}_0$  les coordonnées suivant OY restant constante .la masse de disque et  $\mathbf{m}_d$ , le tenseur d'inertie est noté :

$$I_{/0} = \begin{bmatrix} Idx & 0 & 0 \\ 0 & Idy & 0 \\ 0 & 0 & Idz \end{bmatrix} \quad (\text{II.4})$$

et  $\mathbf{I}_{dz}$  sont le moment d'inertie suivant les axes X, Y et Z.

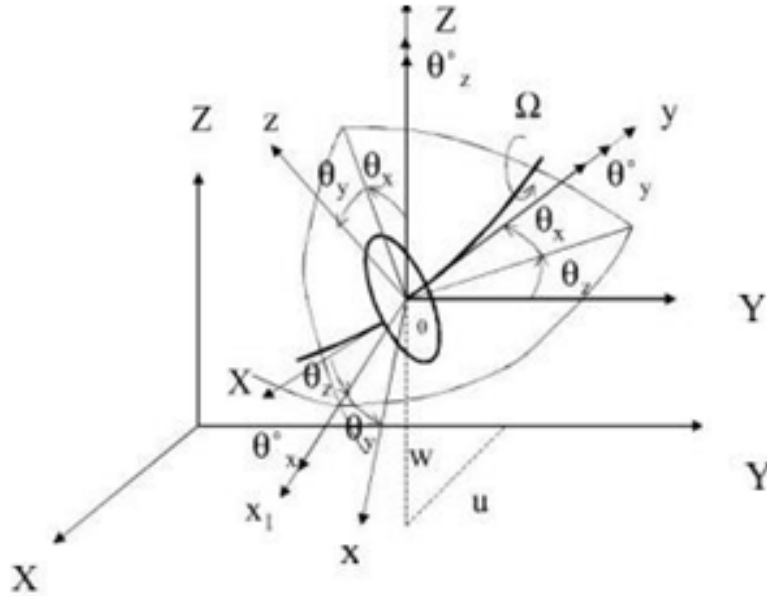


FIGURE II.2 – repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible.

L'expression générale de l'énergie cinétique du disque  $\mathbf{T}_d$  s'écrit alors :

$$\mathbf{T}_d = \frac{1}{2}(\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2}(\mathbf{I}_{dx}\omega_x^2 + \mathbf{I}_{dy}\omega_y^2 + \mathbf{I}_{dz}\omega_z^2) \quad (\text{II.5})$$

Cette expression peut être simplifiée quand le disque est symétrique  $\mathbf{I}_{dx} = \mathbf{I}_{dz}$ . Lorsque les angles  $\omega_x$  et  $\omega_z$  sont petits et la vitesse angulaire constante  $\theta_y = \Omega$  l'équation II.5

Devient :

$$\mathbf{T}_d = \frac{1}{2}m_d(\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2}\mathbf{I}_{dx}(\dot{\theta}_x + \dot{\theta}_x^2) + \frac{1}{2}\mathbf{I}_{dy}(\Omega^2 + 2\Omega\dot{\theta}_z\theta_x) \quad (\text{II.6})$$

$\frac{1}{2}\mathbf{I}_{dx}\Omega^2$  : Terme constant représentant l'énergie de rotation du disque .il n'a pas d'influence sur équation du mouvement.

$\frac{1}{2}m_d(\dot{u}^2 + \dot{w}^2)$  : Énergie cinétique d'un élément en translation dans plan.

$\frac{1}{2}\mathbf{I}_{dx}(\dot{\theta}_x + \dot{\theta}_x^2)$  : énergie cinétique de rotation de l'élément autour des axes x et z

$\frac{1}{2}\mathbf{I}_{dy}\Omega\dot{\theta}_z$  : effet gyroscopique.

## II.2.2 L'arbre

L'arbre est assimilé à une poutre de section circulaire et caractérisé par son énergie cinétique et potentielle.

### II.2.2.1 L'énergie cinétique :

La formulation générale de l'énergie cinétique de l'arbre est similaire à celle développée pour le disque équation II.6. Pour un élément de longueur L de section droit constante,

l'expression de l'énergie cinétique s'écrit :

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \left\{ \rho S \alpha \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial t} \right)^2 \right] + \rho I \alpha \left[ \left( \frac{\partial \theta z}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial \theta x}{\partial t} \right)^2 \right] + \Omega I \alpha \left[ \left( \frac{\partial \theta z}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial \theta x}{\partial t} \right)^2 \right] \right\} dy \quad (\text{II.7})$$

$\rho$  : la masse volumique

$S\alpha$  : la section

$I\alpha$  : le moment d'énergie transverse

$J\alpha$  : le moment d'inertie polaire

La première intégrale de l'équation II.7 correspond à l'expression de l'énergie cinétique d'une poutre en flexion, la seconde à l'effet d'inertie dû à la rotation et la dernière intégrale représente l'effet gyroscopique

### II.2.2.2 Energie de déformation :

L'énergie de déformation n'est pas affectée par le mouvement du support car elle ne dépend que des contraintes et donc de la déformée de l'arbre par rapport au support.[1] Dans ce calcul, (en néglige les effets de cisaillement). Les notations suivantes sont utilisées (figure II.3).

C'est le center géométrique de l'arbre, B (x, z) est un point typique de section, E est le module d'Young du matériau,  $\varepsilon$  et  $\sigma$  représentent la déformation et la contrainte,  $u^*$  et  $w^*$  sont les déplacements du centre géométrique suivant les axes x et z (dans le repère mobile).

Le déplacement d'un point de la section droit s'exprime en considérant seules les déformations dues à la flexion, les effets de cisaillement ne sont pas pris en compte.

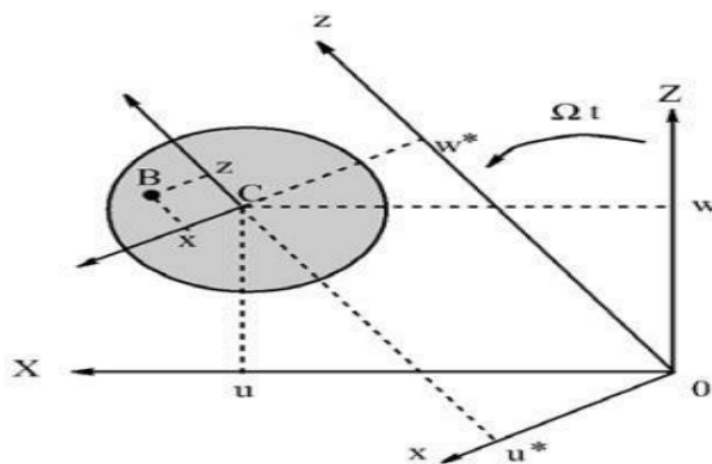


FIGURE II.3 – coordonnées du centre géométrique C et d'un point arbitraire B de la section du rotor

La déformation en flexion d'un point de l'arbre de coordonnée x et z dans R est  $\varepsilon = \varepsilon_l + \varepsilon_{nl}$  avec :

Déformation linéaire :

$$\varepsilon_l = -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \quad (\text{II.8})$$

Déformation non linéaire :

$$\varepsilon_{nl} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \quad (\text{II.9})$$

L'expression générale de l'énergie de déformation du rotor en flexion est alors :

$$\mathbf{U} = \frac{1}{2} \int \mathbf{V}[\mathbf{6}][\sigma] d\tau \quad (\text{II.10})$$

Où  $\tau$  est le volume de l'arbre et  $\sigma$  est la contrainte de flexion. La relation entre contraintes et déformations est :

$$\sigma = E\varepsilon$$

Donc :

$$\mathbf{U} = \frac{1}{2} \int \mathbf{V}(\varepsilon_{1+2}\varepsilon_{1}\varepsilon_{nl^2}) d\tau \quad (\text{II.11})$$

A cause de la symétrie de l'arbre par rapport aux axes x et y

$$\int V \varepsilon_{nl} \varepsilon_l d\tau = 0 \quad (\text{II.12})$$

$$\int V \frac{E}{2} \int_0^l \int S \left( -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 dS dy \quad (\text{II.13})$$

$$U = \frac{E}{2} \int_0^l \int S \left( x^2 \left( \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + z^2 \left( \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 + 2xy \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.14})$$

$$I_x = \int s Z^2 ds \quad (\text{II.15})$$

$$I_z = \int s x^2 ds$$

$$\int s x z ds = 0 \quad (\text{II.16})$$

$$U = \int_0^l \left( I_x \left( \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left( \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right)$$

Pour éviter des termes périodiques, explicitement fonction du temps, il est nécessaire compte tenu des propriétés des paliers, d'exprimer l'énergie de déformation en fonction de U et w composantes du déplacement dans R0. Le passage de  $u^*$ ,  $w^*$  à u, w s'écrit (Figure II.3)

$$\begin{cases} u^* = u \cos \Omega t - w \sin \Omega t \\ w^* = u \sin \Omega t - w \cos \Omega t \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

En remplaçant  $u^*$  et  $w^*$  par leurs valeurs (II.17) :

$$U = \int_0^l \left( I_x \left( u \cos \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - w \sin \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left( \sin \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right) \quad (\text{II.18})$$

$$U = \int_0^l I_x \left( u \cos^{-1} \Omega t \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + w \sin^{-1} \Omega t \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2 \frac{\partial^2 u \partial^2 w}{\partial y^2} \cos \Omega t \sin \Omega t \right) + I_s \left( \sin^{-1} \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \sin^{-1} \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \Omega t \right) \quad (\text{II.19})$$

Pour un arbre symétrique où ( $\mathbf{I}_x = \mathbf{I}_z = \mathbf{I}_a$ ) L'expression de l'énergie potentielle devient

$$U = \int_0^l I_x (\cos^{-1} \Omega t + \sin^{-1} \Omega t) \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + (\cos^{-1} \Omega t + \sin^{-1} \Omega t) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \quad (\text{II.20})$$

Finalement :

$$U = \int_0^l I_x \left( \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right) \quad (\text{II.21})$$

### II.2.3 Pallier

Les vibrations excessives des machines tournantes à grande vitesse équipé des paliers à fluides, peuvent causer une perte appréciable de la production et la qualité du bien. Les paliers sont le siège d'effets physiques qui leur sont parfois propres. L'expérience a montré que sous certaines conditions de fonctionnement, les paliers hydrodynamiques ont un comportement instable . C'est Newkirk qui a mis en évidence ce phénomène en identifiant une vibration propre aux arbres supportés par paliers fluides. Deux effets voisins sont à distinguer : le (whirl) qui est un mouvement de précession de l'arbre à une vitesse voisine de la moitié de la vitesse de rotation et qui évolue donc avec la vitesse de l'arbre ; le whip qui est un fouettement caractérisé par une augmentation des amplitudes à une vitesse fixe, proche de la moitié de la pulsation propre du rotor.[1] Cette vitesse n'évolue donc plus avec celle de l'arbre, et il convient de ne pas la dépasser, sous peine d'arriver à la destruction de la machine. Ces phénomènes ont par la suite été abondamment étudiés, dans le cas d'arbres rigides , ou flexibles .

L'équation de Reynolds est la base pour faire une modélisation numérique du comportement dynamique du palier lisse. La résolution numérique de cette équation est obtenu par deux méthodes respectivement : la méthode des différences finies MDF ou la méthode des élément finis MEF . En utilisant MDF on peut résoudre l'équation de Reynolds et on détermine le champ de pression hydrodynamique. L'application de la méthode de perturbation à l'équation de Reynolds permet de prédire les huit coefficients dynamiques de raideurs et d'amortissements associés au palier lisse .

La connaissance des coefficients dynamiques permet aux spécialistes de vibration de modéliser les paliers pour la recherche des instabilités de fonctionnement, des vitesses critiques et de la réponse des lignes d'arbres aux excitations dynamiques de faibles amplitudes (exemple, balourd résiduel) . En 1978, Lun et Thomsen ont lancé un algorithme numérique basé sur les petites vibrations de l'arbre pour le calcul des coefficients de raideurs et d'amortissements. Le modèle linéaire et la réponse synchrone au balourd est adéquate pour décrire et analyser le comportement dynamique d'un rotor supporté par

paliers hydrodynamiques . L'approche linéaire et le calcul des coefficients de raideurs et d'amortissements permettent de résoudre l'équation de mouvement et obtenir ainsi les trajectoires du centre de l'arbre .[3] Matthieu cha a étudié le comportement dynamique d'un palier lisse cylindrique en employant les deux approches numériques linéaire et non linéaire, d'où il a comparé les orbites du mouvement de l'arbre obtenus par l'analyse linéaire avec celle non linéaire en présence de la déformation au palier. Dans une autre étude Kabouya a étudié l'influence du paramètre du couple de contrainte sur les performances statiques et dynamiques ainsi que la stabilité linéaire des paliers lisses indéformables mésalignés en présence d'un balourd.

Dans cette étude nous présentons une analyse de la réponse dynamique du palier lisse au balourd. Le but est de pouvoir examiner l'influence des paramètres du palier sur son comportement vibratoire. Les résultats obtenus concernent les courbes tridimensionnelles de la distribution du champ de pression hydrodynamique, les trajectoires du centre de l'arbre et l'analyse fréquentielle des vibrations pour différentes valeurs d'excentricité au balourd, de vitesse de rotation et du rapport L/D

Pour un fluide newtonien, incompressible et isotherme en écoulement laminaire, l'équation de Reynolds s'écrit :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{h^3}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{\partial z} \left[ \frac{h^3}{\partial z} \right] = 6 \frac{\mu \omega}{\partial \theta} + 12 \frac{\mu}{\partial t} \quad (\text{II.22})$$

Le champ de pression hydrodynamique peut être déterminé par la résolution numérique de l'équation elliptique du deuxième ordre par la méthode de différence finie

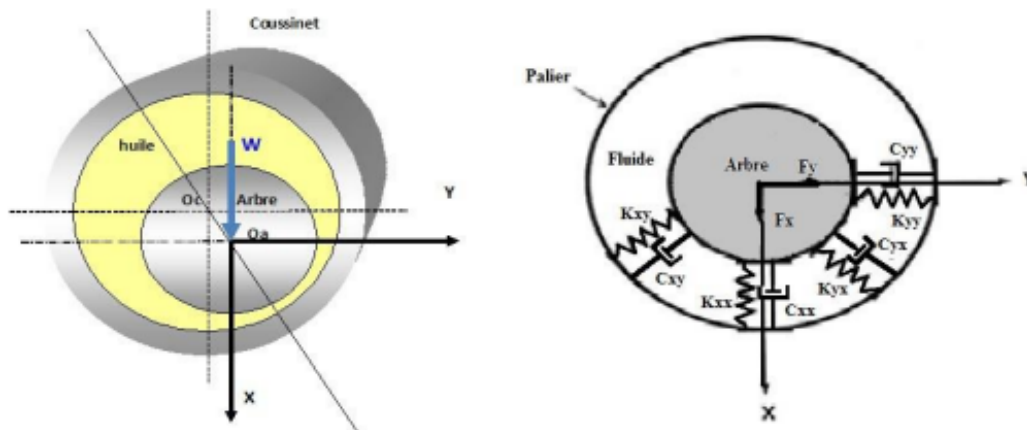


FIGURE II.4 – a) Schématisation d'un palier lisse b) coefficients de raideur et d'amortissement du palier

L'épaisseur du film lubrifiant

$$h = C + x \cos \theta + y \sin \theta \quad (\text{II.23})$$

où : C : jeu radial,

L : longueur du palier,

R : rayon  $\mu$  : viscosité dynamique du fluide



Le calcul du champ de pression dans le palier passe par la résolution de l'équation de Reynolds, nécessitant le plus souvent l'emploi de méthodes numériques telles que les différences finies ou les éléments finis .[1]

Le but est de calculer la réaction du film d'huile sur le palier, dans des conditions de fonctionnement données, et pour une position d'arbre donnée. La réaction, également appelée portance, est calculée par intégration du champ de pression sur la surface de l'arbre, soit dans le cas du palier circulaire, et exprimée en coordonnées (x,y) :

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_1(t)}^{\theta_2(t)} P(\dot{\theta}, z, t) \begin{Bmatrix} \cos \dot{\theta} \\ \sin \dot{\theta} \end{Bmatrix} R d\dot{\theta} dz \quad (\text{II.24})$$

Les coefficients de raideur et d'amortissement du palier sont calculés par les impédances complexes

$$Z_{xy} = K_{xy} + i\omega C_{xy} = - \int_{\frac{L}{2}}^{-\frac{L}{2}}$$

où

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = - \int_{\frac{L}{2}}^{-\frac{L}{2}} \int_0^{2\pi} \begin{pmatrix} P_x \\ P_y \end{pmatrix} d\theta dz + \quad (\text{II.25})$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} [C] = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}$$

Ces matrices de raideur [k] et d'amortissement [C] sont calculés par les méthodes numériques et représentent la résistance du film d'huile du palier par rapport aux déplacements et aux vitesses du rotor .

La figure II.4.b illustre une section du palier lisse avec ces huit coefficients de raideurs et d'amortissements qui représentent les caractéristiques dynamiques du film d'huile du palier .

L'équation différentielle du mouvement de l'arbre est donnée par l'équation (II.26), qui prend en compte les forces de balourd et le poids du rotor et les coordonnées du rotor

$$[M]\ddot{q} + [C]\dot{q} + [K]q = F_u + W \quad (\text{II.26})$$

$$\begin{bmatrix} \bar{m} & 0 \\ 0 & \bar{m} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \bar{m}\varepsilon\omega^2 \begin{Bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{Bmatrix} + \{W\} \quad (\text{II.27})$$

où  $F_u$  les forces de balourd,  $W$  est le poids du rotor  $q = X_1, Y_1, X_2, Y_2$

$$\bar{m} = \frac{m\omega^2 C}{W_0}, \quad K_{ij} = k_{ij} \frac{c}{W_0}, \quad C_{ij} = c_{ij} \frac{c_w}{W_0}, \quad X = \frac{x}{C}, \quad Y = \frac{y}{C}, \quad \dot{X} = \frac{\dot{x}}{C\omega}, \quad \dot{Y} = \frac{\dot{y}}{C\omega}$$

,

$$\ddot{X} = \frac{\ddot{x}}{C\omega^2}, \quad \ddot{Y} = \frac{\ddot{y}}{C\omega^2}, \quad \varepsilon = \frac{e_b}{C}$$

### II.2.4 Le balourd :

Le balourd initial est généralement réparti de manière continue et quelconque sur le rotor la (Figure II.5)

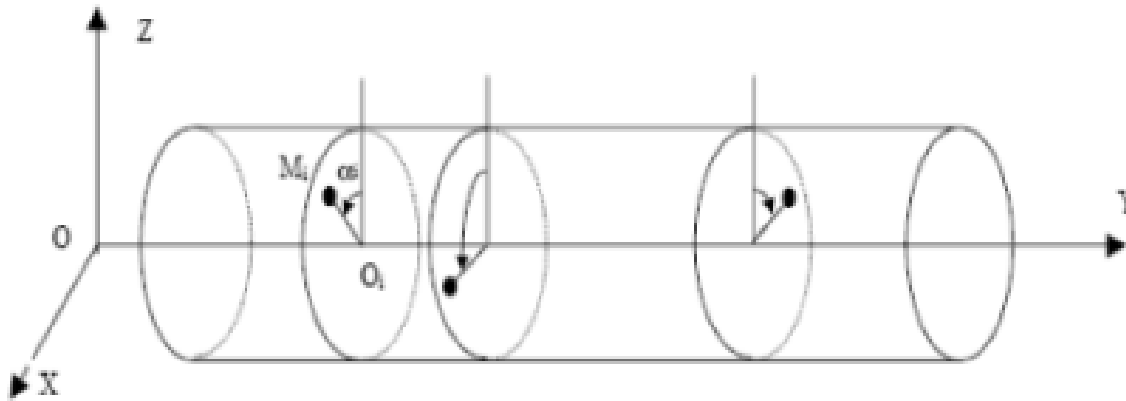


FIGURE II.5 – Modélisation de la distribution de balourd[2]

Pour modéliser simplement le balourd, il est décomposé en masses concentrées situées dans différents plans (figure II.5). Ces masses sont supposées avoir effet que le balourd Continu sur le comportement dynamique du rotor.

A l'arrêt, la position  $M_i$  de chaque masse  $m_i$  est définie par son abscisse sur l'axe  $Y$ , La distance  $r_i = O_i M_i$ ,  $O_i$  étant le centre de la section de l'arbre, l'angle  $\alpha_t$  que fait la Position de la masse par rapport au repère tournant de référence. Lors de la rotation du rotor, chaque masse  $m_i$  est liée à l'arbre en position déformée (figure II.6).

La masse  $m$  située à la distance  $d$  du centre géométrique de l'arbre. Son énergie cinétique doit être prise en compte.

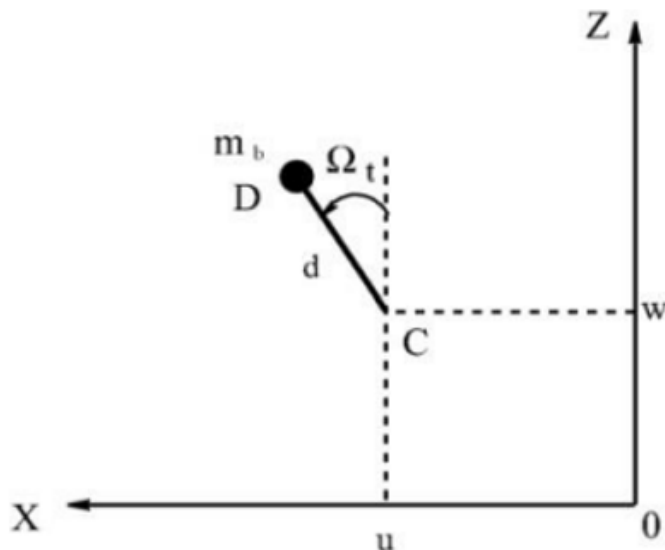


FIGURE II.6 – Masse de balourd[6]

La masse reste dans un plan perpendiculaire à l'axe  $y$ , sa coordonnée selon cet axe dans le repère  $\mathbf{R}_0$  est donc constante.

$$OD = \begin{bmatrix} u + d \sin \Omega t \\ \text{constante} \\ w + d \cos \Omega t \end{bmatrix} R_0 \quad (\text{II.28})$$

$$V = \frac{dOD}{dt} \begin{bmatrix} \dot{u} + d \cos \Omega t \\ 0 \\ \dot{w} + d \sin \Omega t \end{bmatrix} R_0 \quad (\text{II.29})$$

L'expression de l'énergie cinétique  $\mathbf{T}_b$  du balourd :

$$T_b = \frac{1}{2} m_b (V_0(D))^2 \quad (\text{II.30})$$

Introduisant (II.29) dans (II.30)

$$T_b = \frac{m_b}{2} (\dot{u} + \dot{w} + \Omega^2 d^2 + 2\Omega u d \cos \Omega t - 2\Omega w d \sin \Omega t) \quad (\text{II.31})$$

En éliminant les termes constants et ceux liés à la masse  $m_b$ , négligeable devant celle du rotor, l'expression de l'énergie cinétique du balourd devient :

$$T_b = m_b \Omega d (\dot{u} \cos \Omega t + \dot{w} \sin \Omega t) \quad (\text{II.32})$$

Les expressions de l'énergie cinétique, de déformation et du travail virtuel étant établies, la dissipation due à l'amortissement interne peut être développée via des modèles analytiques ou élément finis.

## II.3 Equation du mouvement :

Tous les systèmes physiques sont continus représentant un nombre des degrés de liberté infinie.

Soit une modélisation simple de système tournante : rotor vertical + disque. On considère les déformations de l'arbre libre dans le plan X O Z et Y O Z. On suppose que la courbure dans la poutre est constante pour  $0 \leq z \leq L$

Pour simplifier le problème, on adopte pour notre étude un système de poutre avec deux nœuds. On doit tenir compte des approximations suivantes :

1. le système dynamique est linéaire.
2. toute la masse de rotor est concentrée en trois points.
3. la partie de l'arbre entre les points à une flexibilité mais de masse négligeable.

Les deux masses se déplacent suivent les axes X et Y, et on a un déplacement angulaire. Les coordonnées généralisées du système sont :  $q = \{x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, \theta_x, \theta_y\}$

### II.3.1 Système des équations :

Appliquant la formulation de Lagrange :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}^i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q^i} = - \frac{\partial U}{\partial q^i} \quad (\text{II.33})$$

Les équations de mouvement ; sous forme matricielle, s'écrivent :

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + ([K] + [Kp] - \omega^2[M])\{q\} = F \quad (\text{II.34})$$

M , C et K sont respectivement les matrices masse, l'effet gyroscopique et raideur. F : balourd[7] .

La solution générale du système d'équation II.34 peut être exprimée comme suit :

$$\{\delta\} = \{\delta_0\}e^{\Omega t} \quad (\text{II.35})$$

Où  $\Omega$  et  $\{\delta_0\}$  sont la valeur propre et le vecteur propre .

La substitution de cette forme dans l'équation II.34 conduit à un problème aux valeurs propres dont la solution sont des valeurs propres complexes qui peuvent être exprimées par la forme suivante :

$$\Omega = \Omega_r + i\Omega_i \quad (\text{II.36})$$

Où  $\Omega_r$  et  $\{\delta_0\}$  sont respectivement la partie réelles et la partie imaginaire de La valeur propre. La partie imaginaire représente la fréquence naturelle du rotor et la partie réelle son amortissement.

## II.4 Conclusion

Dans ce chapitre, les équations du mouvement du rotor sont bien développées. A partir d'un développement analytique des équations de mouvement régies par tout système

tournant déformable, nous focalisons nos recherches sur un rotor simple en déterminant ses énergies cinétiques et de déformation. , les équations de Lagrange sont très appropriées pour trouver des équations de mouvement.

## Chapitre III

### Résultats et discussions du comportement vibratoire du système rotor

### III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons étudier le comportement vibratoire du compresseur d'injection HP de type **D6R6S** installé à Hassi Berkine. Le système rotatif équivalent étudié comporte un arbre élastique de diamètre variable, huit disques rigides et deux paliers hydrodynamiques. Le modèle élément finis mis au point dans cette étude prend en considération les éléments principaux pouvant influencer le comportement vibratoire du compresseur HP. L'objectif principal est la détermination des vitesses de rotation critiques.

### III.2 Eléments du système rotatif

Le compresseur centrifuge à haute pression à six étages est un dispositif utilisé pour augmenter la pression du gaz à des pressions élevées. Son principe de fonctionnement repose sur l'utilisation de plusieurs étages de compression, qui permettent une augmentation progressive de la pression.[4] Les éléments principaux du compresseur en question sont illustrés sur la figure III.1.

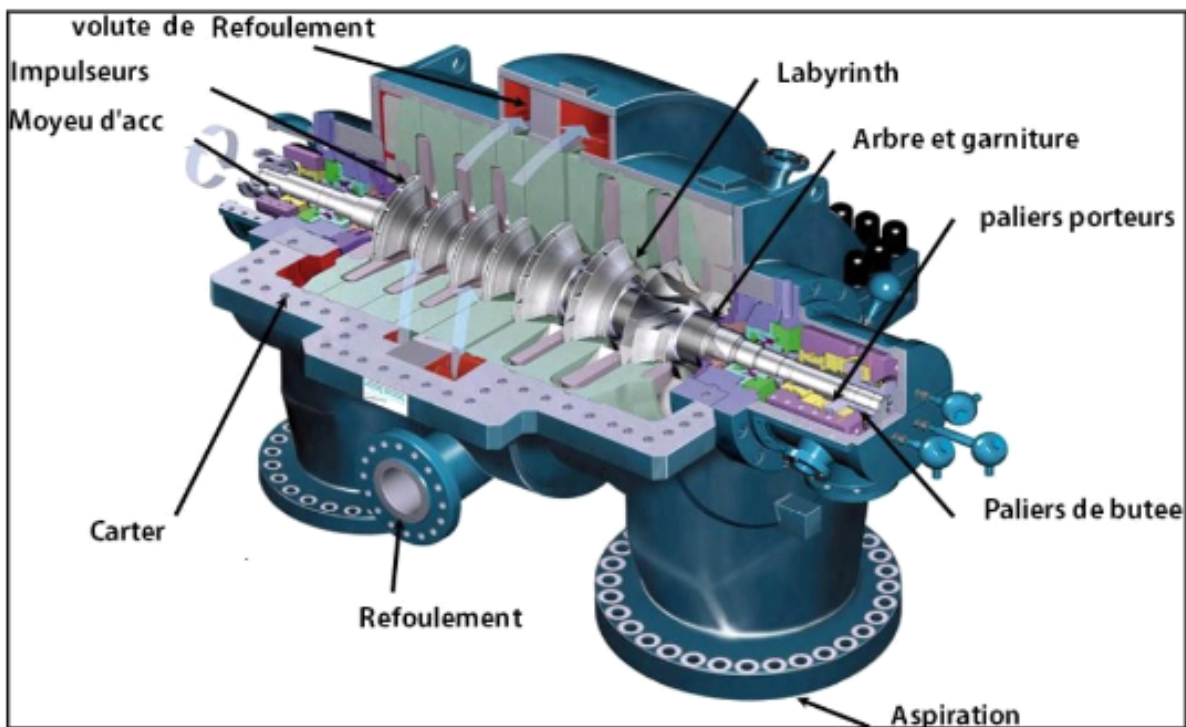


FIGURE III.1 – Représentation du compresseur centrifuge.

D'un point de vue dynamique les éléments pouvant affecter le comportement vibratoire du rotor sont : L'arbre élastique de différent diamètre, les impulseurs, le piston et la buté. Tout ces éléments ont été représentés via le logiciel SolidWorks qui est un logiciel de conception et d'ingénierie assistée par ordinateur, permettant de faire la modélisation 3D et la réalisation des dessins techniques.

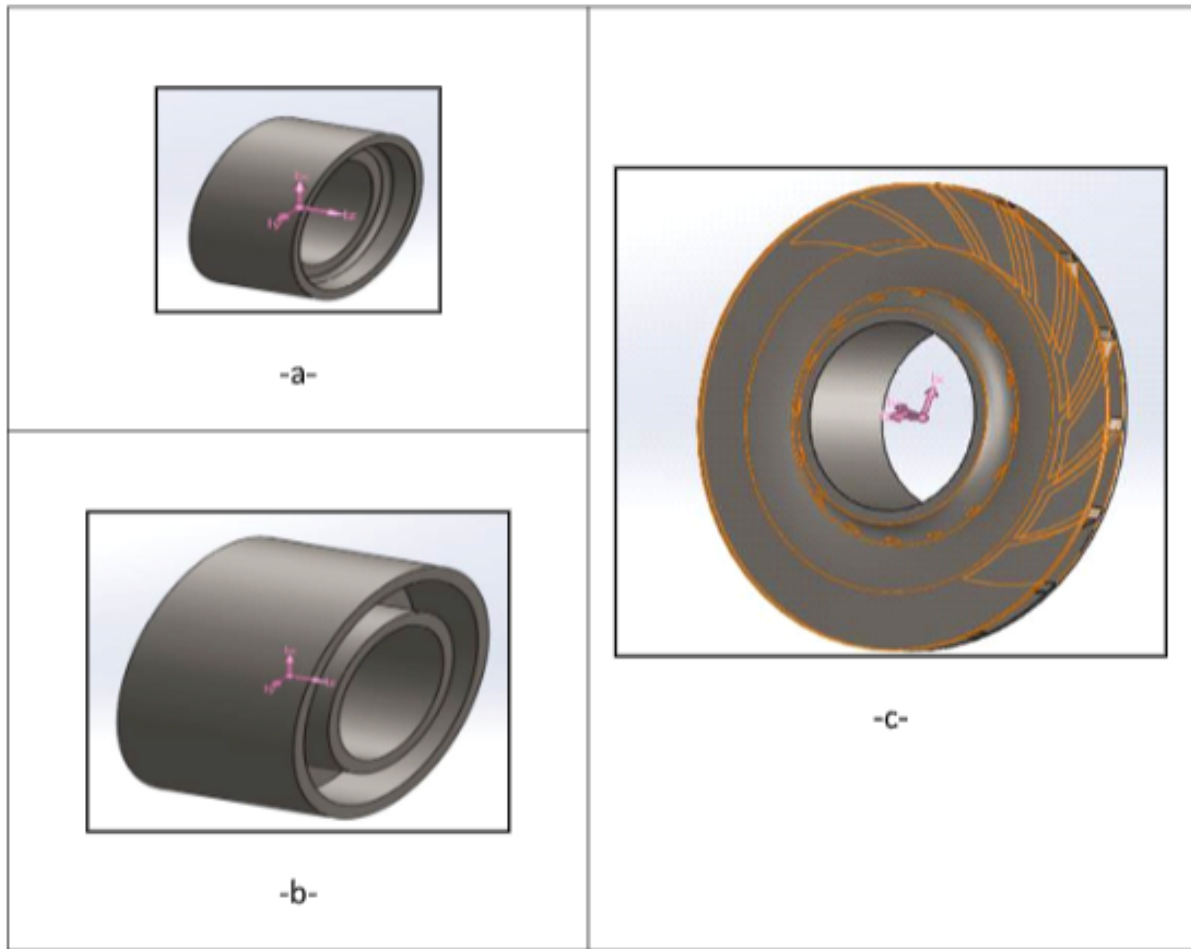


FIGURE III.2 – Représentation en trois dimensions 3D du piston (a), la buté (b) et de l'impulseur (c).

Une visualisation 2D du piston, de la buté et de l'impulseur sont représenté sur la figure III.2. Pour plus de détail sur ces éléments ainsi que de l'arbre élastique les dessins de définition sont disponible en annexe a,b,c et d.



### Chapitre III. Résultats et discussions du comportement vibratoire du système rotor

Densité( $kg/m^3$ )	Masse (g)	Moment d'inertie polaire ( $g.mm^2$ )	Moment d'inertie diamétral ( $g.mm^2$ )
Impulseur			
7800	9075.48	54865482.97	106346984.12
Piston			
7800	11884.98	52558234.42	92892762.38
Buté			
7800	3750.31	6237430.46	10437570.49

TABLE III.1 – Propriétés des éléments du rotor.

A partir des données disponibles sur le tableau III.1, nous avons calculé les dimensions des disques équivalents (diamètre intérieur, diamètre extérieur et l'épaisseur comme l'illustre la figure III.3). La méthode de calcul se résume comme suit :

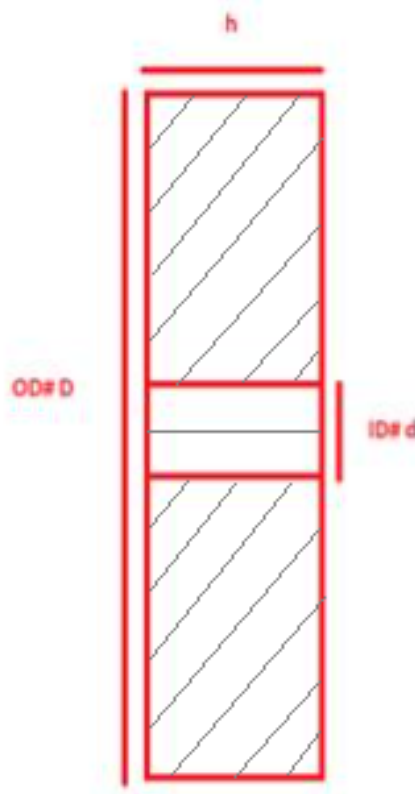


FIGURE III.3 – Schématisation d'un disque équivalent.

Le moment d'inertie polaire d'un disque creux est donné par l'expression suivante

$$I_p = \frac{m(D^2 + d^2)}{8} \quad (III.1)$$

### Chapitre III. Résultats et discussions du comportement vibratoire du système rotor

---

Où :

m : la masse

D : le diamètre extérieur

d : le diamètre intérieur

Par conséquent, on peut calculer le diamètre extérieur comme suit

$$D = \sqrt{\frac{8I_p}{m} - d^2} \quad (\text{III.2})$$

D'autre part, le moment d'inertie diamétral I d est donné par

$$I_d = \frac{1}{2}I_d + \frac{1}{12}mh^2 \quad (\text{III.3})$$

L'épaisseur peut être déterminée ainsi

$$h = \sqrt{\frac{12}{m}(I_d - \frac{1}{2}I_p)} \quad (\text{III.4})$$

Les dimensions des disques équivalents de chaque élément sont résumées sur le tableau III.2.

Élément	Diamètre extérieur (mm)	Diamètre intérieur (mm)	Epaisseur (mm)
Impulseur	282.762	117.45	47.29
Piston	220.75	117.45	22.67
Butée	109.29	101.58	57.09

TABLE III.2 – Dimensions des disques équivalents.

Les dimensions et les données des paliers hydrodynamiques :

Symbole	Désignation
Palier F	1046 charge statique sur le Palier (N)
Palier D	0.10180 diamètre du Palier (m)
Palier L	0.162255 longueur portante du Palier (m)
Palier C	0.0002 jeu radial du Palier (m)
Palier nu	0.1 viscosité(Ns/m <sup>2</sup> ) Type de huile TORBA 46 (ISO46)

TABLE III.3 – Les paliers hydrodynamiques.

### III.3 Modélisation par éléments finis du rotor

Le modèle du rotor réalisé en se basant sur la méthode des éléments finis est représenté sur la figure III.4. Le modèle consiste en :

- Cinq éléments poutre de type Timoshenko de diamètre est longueur différentes.
- Huit éléments disques parfaitement rigide simulant l'effet des impulseurs, du piston et de la buté.
- Deux paliers hydrodynamiques.

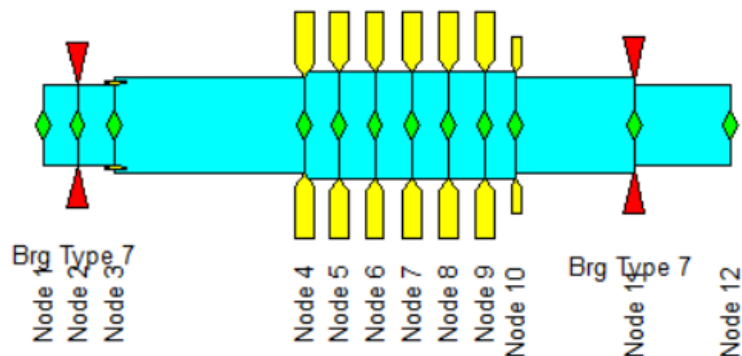


FIGURE III.4 – Le modèle d'éléments finis.

D'un point de vue théorique, il est important de noter que le présent modèle élément finis tient en compte l'effet gyroscopique au niveau de l'arbre et des disques. Par conséquent, les mouvements dans les deux plans horizontale et verticale sont totalement couplés. L'effet gyroscopique se traduit mathématiquement par une matrice d'amortissement asymétrique et aussi par des valeurs propres variant en fonction de la vitesse de rotation du rotor.

La valeur de la vitesse critique, qui est synchronisée avec la vitesse de fonctionnement du rotor, est d'une grande importance. Les rotors présentent des vibrations dangereuses lorsqu'ils fonctionnent à des vitesses critiques. La conception du rotor peut être modifiée si la vitesse critique se situe dans la plage de fonctionnement du rotor. Les paramètres pouvant être modifiés incluent les propriétés massiques des composants rotatifs de l'arbre. Par exemple, les modifications du moment d'inertie polaire et de la masse du disque modifient la vitesse critique. Une analyse du diagramme de Campbell peut aider à orienter ces changements.[8] Les concepteurs peuvent également modifier la valeur de rigidité d'un ou de plusieurs paliers pour éloigner les vitesses critiques des vitesses de fonctionnement afin de maintenir une marge de sécurité convenable.

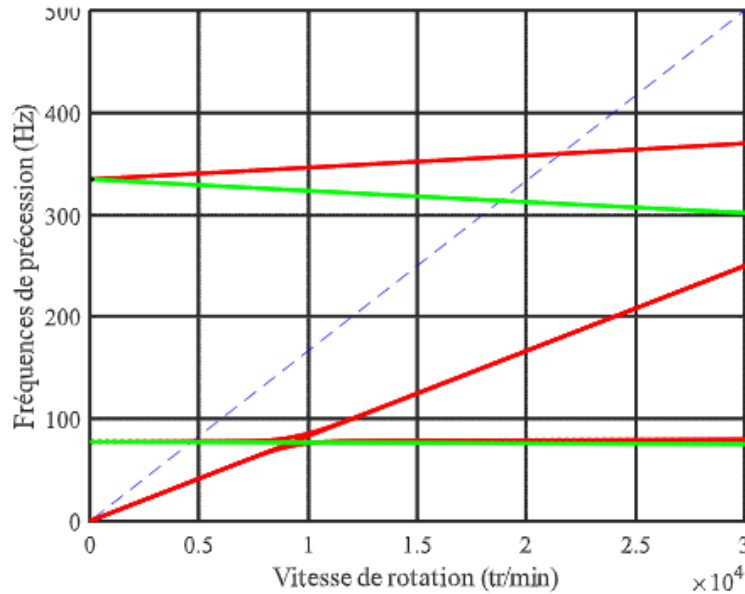


FIGURE III.5 – Diagramme de Campbell.

La figure III.5 représente le diagramme de Campbell du compresseur HP. Il est mis en évidence qu'en raison de l'effet gyroscopique les fréquences de tournoiement du rotor varient en fonction de la vitesse de rotation. Les intersections des courbes des fréquences de tournoiement avec la ligne  $\Omega = \omega$  (ligne en bleu) déterminent les vitesses de rotations critiques. Les deux premières vitesses critiques enregistrées dans le cas étudié sont respectivement 4700 tr/min et 21600 tr/min. En comparaison avec les vitesses critiques fournies par le constructeur, qui sont de 5800 tr/min et 22200 tr/min, les résultats obtenus grâce au modèle éléments finis développé sont jugés acceptables en raison des approximations considérées.

Lorsque la vitesse de l'arbre augmente, chaque paire de fréquences naturelles diverge ; une fréquence augmente et une diminue. A 4000 tr/min, les quatre premières fréquences propres sont : 33.3362, 33.3366, 77.41 et 78.03Hz .

Selon la figure III.6 illustrant les motifs modaux de rotation à 4000 tr/min, chaque mode présente une forme distinctive, tandis que leurs amplitudes sont indéterminées. Lorsque nous représentons graphiquement ces modes, nous constatons qu'ils se présentent sous la forme de cercles dont les diamètres (représentant les amplitudes) varient le long de l'axe de rotation.

De plus, nous observons sur la figure III.7 représentant les trajectoires orbitales du rotor à 4000tr/min que les modes 1.2.4 et 6 se déplacent en précession vers l'avant à chaque nœud, tandis que les modes 3 et 5 se déplacent en précession vers l'arrière à chaque nœud. Sur le schéma, le début de l'orbite est marqué par une croix, tandis que sa fin est indiquée par un losange.

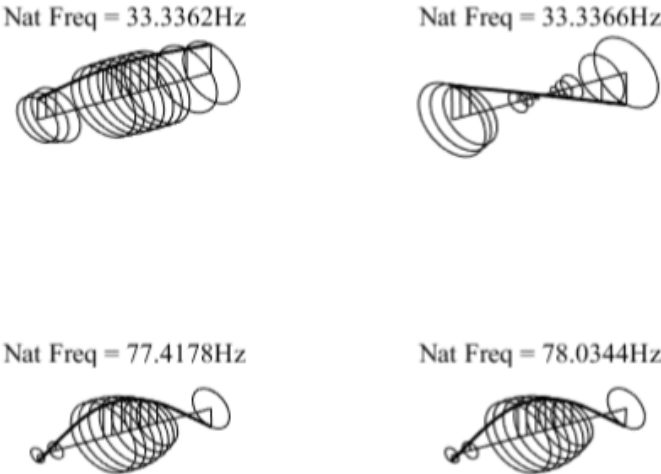


FIGURE III.6 – Formes modales à 4000 tr/min.

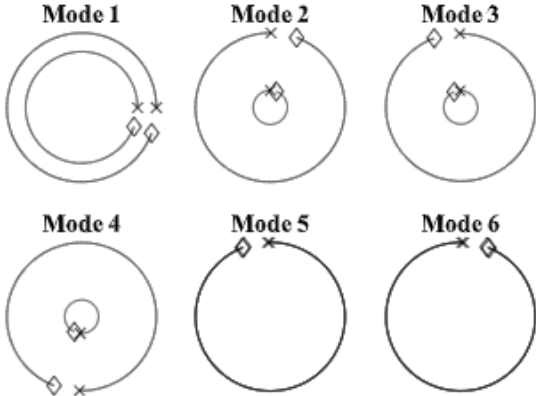


FIGURE III.7 – Vue axiale des formes modales ou courbes d’orbites.

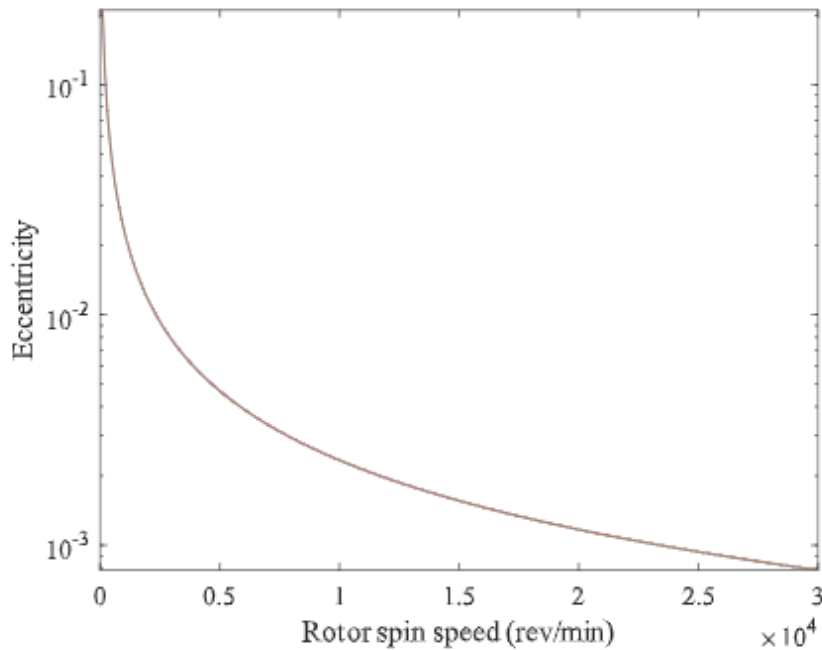


FIGURE III.8 – Variation de l'excentricité en fonction de la vitesse de rotation.

La figure III.8 traduit graphiquement la variation de l'excentricité en fonction de la vitesse de rotation du rotor. Il est clair qu'un comportement d'auto-alignement se produit pour des vitesses élevées.

### III.4 Influences de quelques paramètres sur les vitesses critiques du compresseur

La présente section se concentre sur l'étude des influences de différents paramètres sur les vitesses critiques du compresseur. Les vitesses critiques jouent un rôle essentiel dans la conception et le fonctionnement des compresseurs, car elles déterminent les régimes de fonctionnement stables et évitent les instabilités dangereuses. Comprendre les facteurs qui influencent les vitesses critiques est essentiel pour optimiser les performances et la fiabilité des compresseurs. Dans cette partie, nous examinerons attentivement certains paramètres clés, tels que la masse volumique des disques (impulseurs, buté et piston), le module d'élasticité de l'arbre et la longueur des paliers. En comprenant ces influences, nous serons en mesure de formuler des recommandations et des stratégies de conception afin d'optimiser les performances et la stabilité des compresseurs.

**a ) Influence de la masse volumique des disques sur les deux premières vitesses critiques :**

Le changement de la masse volumique va modifier les valeurs de la masse et des moments d'inertie des éléments disques. D'après les résultats résumés sur les tableaux III.4, on observe que l'augmentation de la masse volumique induit un déplacement de la première et deuxième vitesse critique vers des valeurs inférieures. Les valeurs les plus basses qui sont 5800 et 24200tr/min sont enregistrées pour une masse volu-

### Chapitre III. Résultats et discussions du comportement vibratoire du système rotor

---

mique égale à  $300 \text{ kg/m}^3$ . En d'autre terme, pour augmenter les valeurs des vitesses critiques, il est recommandé d'utiliser des impulseurs plus légers.

Masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ )	1 <sup>ère</sup> vitesse critique(tr/min)	2 <sup>ème</sup> vitesse critique (tr/min)
3000	5800	24200
4000	5500	23600
5000	5200	23100
6000	5000	22500
7800	4700	21600
10000	4300	20700
15000	3800	18900
20000	3400	17600
25000	3100	16400
30000	2900	15400

TABLE III.4 – Vitesses critiques en fonction de la masse volumique des disques.

b ) Influence du module d'élasticité de l'arbre sur les deux premières vitesses critiques :

L'augmentation du module d'élasticité de l'arbre produit un accroissement de la rigidité à la flexion de l'arbre. Sur le tableau III.5, il est clair que les plus basses vitesses critiques sont enregistrées pour les arbres les moins rigides.

### Chapitre III. Résultats et discussions du comportement vibratoire du système rotor

---

Module d'élasticité (GPa)	1 <sup>ère</sup> vitesse critique (tr/min)	2 <sup>ème</sup> vitesse critique (tr/min)
150	3900	18700
160	4100	19200
170	4300	19700
180	4500	20300
190	4600	20700
200	4700	21400
200	4700	21400
210	4750	21900
220	4800	22400
230	4900	22800

TABLE III.5 – Vitesses critiques en fonction du module d'élasticité de l'arbre.

c ) Influence de la longueur du palier sur les deux premières vitesses critiques :

La diminution de la longueur des paliers produit une augmentation des deux premières vitesses critiques. Cette tendance est traduite clairement par les résultats que résume le tableau III.6.



### Chapitre III. Résultats et discussions du comportement vibratoire du système rotor

Longueur du palier(m)	1 <sup>ère</sup> vitesse critique(tr/min)	2 <sup>ème</sup> vitesse critique (tr/min)
0.05	5700	23400
0.06	5200	22300
0.07	5000	22100
0.09	4800	21600
0.12	4700	2160
0.15	4650	2160
0.16	4600	2160
0.17	4600	2160

TABLE III.6 – Vitesses critiques en fonction de la longueur des deux paliers.

## III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les éléments principaux du système rotatif exploré. La méthodologie entreprise afin de déterminer les dimensions des éléments disques équivalents (buté, impulseur et piston d'équilibrage) a été exposée. Il a été aussi question de discuter le modèle élaboré basé sur la méthode des éléments finis. Les vitesses critiques sont déduites grâce à l'exploration du diagramme de Campbell. En comparaison avec les données fournies par le constructeur, les résultats obtenus ont été jugés satisfaisants. La représentation des formes modales ainsi que la variation de l'excentricité en fonction des vitesses de rotation sont tracées pour une meilleure compréhension du comportement dynamique du rotor mis en examen (compresseur HP). Finalement, nous avons discuté l'influence de quelques paramètres influant le comportement dynamique du compresseur.

## Chapitre IV

### Présentation de quelques méthodes de diagnostic vibratoire

## IV.1 Introduction

Le diagnostic est une composante principale du module de supervision. Il consiste à déterminer chaque instant le mode de fonctionnement dans lequel le système se trouve. Le diagnostic est l'identification de la cause probable de la (ou des) défaillances à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'information prévenants d'une inspection, d'un contrôle ou d'un test.

Le monde industriel et le monde des transports disposent de machine et d'installation de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des couts d'exploitation et la maitrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes, un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de diagnostic et maintenance industriel, nous donnons les différents types de maintenance et présentons les causes de défaillances. Un rappel sur les défauts des machines tournantes est également donné.

## IV.2 Définitions relatives au diagnostic

### IV.2.1 Diagnostic

De nombreuses définitions sont proposées pour le terme de diagnostic, celle du dictionnaire robert est rigoureusement étymologique : « action de déterminer une maladie d'après ses symptômes ». L'origine de ce mot provient de deux mots grecs, « dia » qui signifie « par » et « gnossie » qui signifie « connaissance ».

Dans l'industrie, le diagnostic est défini par l'ensemble d'actions visant à évaluer un procédé (système) et identifier la cause probable des défaillances à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'informations provenant d'une inspection, d'un contrôle ou d'un test de son fonctionnement.

Le diagnostic est en principe défini comme un processus à trois phases :

- détection du mode de fonctionnement.
- qualification du mode de fonctionnement.
- décision à partir de la reconnaissance du mode de fonctionnement.

La mission pour laquelle le système a été conçu, peut être totalement remplie, partiellement remplie ou non remplie, cela dépend du mode de fonctionnement, un système est dit diagnosticable s'il est susceptible d'être soumis à un diagnostic, il doit alors être muni d'organes d'observation (capteurs) et d'un système d'analyse pour étudier les informations fournies. La diagnosticabilité sera l'aptitude d'un système à être diagnostiqué.[10]

Le diagnostic permet de déterminer le type, la taille, l'endroit et l'instant de l'apparition de du défaut. L'opération de diagnostic incluse la localisation et l'identification d'un défaut, Deux tâches essentielles en diagnostic :

- la localisation** : permet de déterminer les ou les éléments défaillants.
- l'identification** : estime les caractéristiques statiques et dynamiques de défaut : l'instant d'apparition de la panne, sa durée et son importance .[11]

### IV.2.2 La détection

Pour détecter les défaillances d'un système, il faut être capable de classer les situations observables comme étant normales ou anormales.

Cette classification n'est pas triviale, étant donné le manque d'information qui caractérise généralement les situations anormales. Une simplification communément adoptée consiste à Considérer comme anormale toute situation qui n'est pas normale. [12]

### IV.2.3 Défaut

Un défaut est une anomalie de fonctionnement d'un système physique. On appelle défaut tout écart entre la caractéristique observée sur le dispositif et la caractéristique théorique. Cet écart est idéalement nul en absence de défauts. Les défauts peuvent apparaître au niveau des capteurs, des actionneurs ou au niveau du système lui-même.

### IV.2.4 Défaillance

Événement engendrant une modification du fonctionnement du procédé. L'état du système ne correspond plus à un fonctionnement normal. Le système n'est plus apte à assurer totalement ses fonctions. Il est clair qu'une défaillance implique l'apparition d'un défaut puisqu'il existe un écart entre la caractéristique mesurée et la caractéristique théorique , Par contre, un défaut n'implique pas nécessairement une défaillance puisque le dispositif peut très bien continuer à assurer sa mission principale.[10]

Une défaillance est l'altération ou la cessation de l'aptitude d'un ensemble à accomplir sa ou ses fonction requise avec les performances définies dans les spécifications techniques, on peut classer les défaillances selon leur degré de sévérité par :

- Défaillance absorbable : pouvant être ignorée dans un premier temps.
- Défaillance significative : nécessite un processus de traitement.
- Défaillance critique : nécessite une intervention d'urgence.

### IV.2.5 Dégradation

Une dégradation représente une perte de performance d'une des fonctions assurées par un équipement, Si les performances sont au-dessous du seuil défini dans les spécifications fonctionnelles de cet équipement, Il n'y a plus dégradation mais défaillance.[12]

## IV.2.6 Panne

C'est la conséquence d'une défaillance affectant le système, aboutissant à une interruption permanente de sa capacité à remplir une fonction requise et pouvant provoquer son arrêt complet. C'est la cause de l'apparition de symptômes. Deux types de pannes peuvent être distingués :

- \* Les pannes permanentes : une fois la panne est produite, elle nécessite une action de réparation.
- \* Les pannes intermittentes : le système peut retrouver son fonctionnement normal après l'occurrence de la panne. Une panne intermittente est généralement le résultat d'une dégradation partielle et progressive d'un composant du système, pouvant aboutir à une panne permanente .[11]

## IV.3 Les différentes étapes de diagnostic

Effectuer un diagnostic nécessite un certain nombre d'étapes qui s'enchaînent :

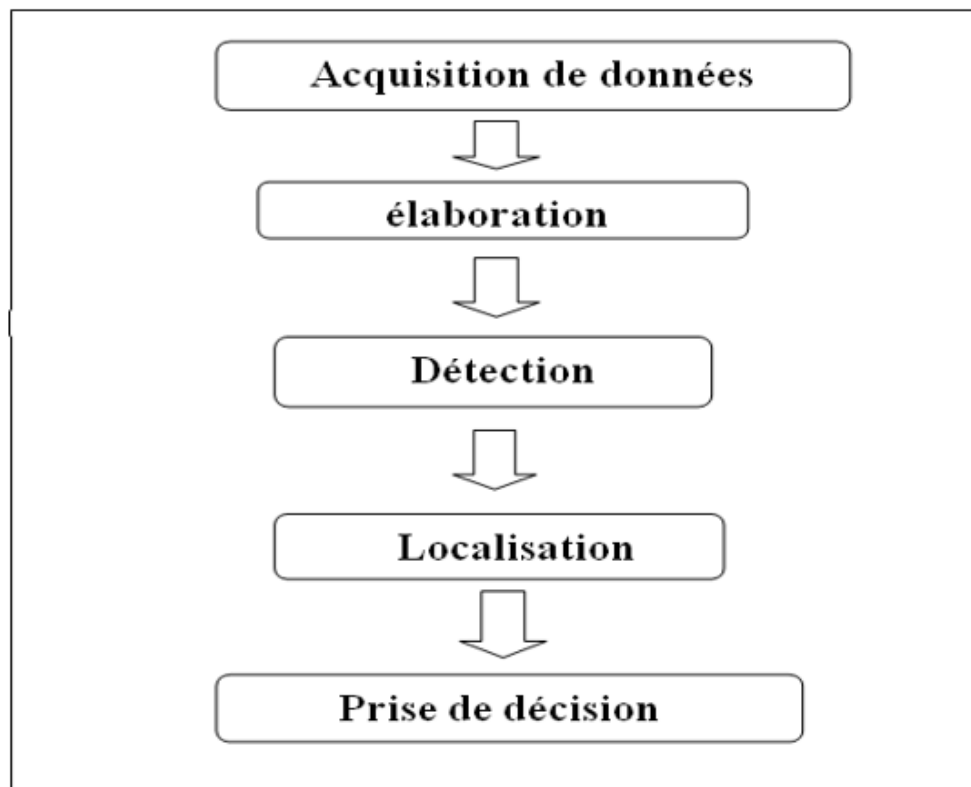


FIGURE IV.1 – les différentes étapes de processus de diagnostic.

### IV.3.1 Etape d'acquisition de données

La procédure de diagnostic nécessite une disponibilité d'informations sur le fonctionnement du système à surveiller. Ces informations sont recueillies lors d'une phase d'ac-

quisition de données suivie d'une validation.

Cette étape implique l'utilisation de capteurs appropriés permettant de mesurer les différentes variables du processus.

### IV.3.2 Etape d'élaboration d'indicateurs de défauts

A partir des mesures réalisées et des observations issues des opérateurs en charge de l'installation, il s'agit de construire des indicateurs permettant de mettre en évidence les éventuels défauts pouvant apparaître au sein du système. Dans le domaine du diagnostic, les indicateurs de défauts sont couramment dénommés les résidus ou symptômes.

### IV.3.3 Etape de détection

Cette étape doit permettre de décider si le système se trouve ou non dans un état de fonctionnement normal. Il ne suffit pas de tester la non nullité des résidus pour décider de l'apparition d'un défaut car, dans la pratique, les grandeurs mesurées sont toujours entachées de bruits et le système à surveiller est toujours soumis à des perturbations. Par conséquent, cette étape fait le plus souvent appel aux tests statistiques ou, de manière plus simple, est réalisée à l'aide d'un seuillage.

### IV.3.4 Etape de localisation

Il s'agit à partir des résidus non nuls statistiquement, de localiser le défaut, c'est-à-dire de déterminer le ou les éléments défaillants. La procédure de localisation nécessite l'utilisation d'un ensemble (ou vecteur) de résidus, qui doivent avoir des propriétés permettant de caractériser de manière unique chaque défaut. Pour ce faire, deux méthodes peuvent être utilisées :

- la construction de résidus structurés.
- la construction des résidus directionnels.

### IV.3.5 Etape de prise de décision

Il s'agit de décider de la marche à suivre afin de conserver les performances souhaitées, du système sous surveillance. Cette prise de décision doit permettre de générer, éventuellement sous le contrôle d'un opérateur humain, les actions correctrices nécessaires à un retour à la normale du fonctionnement de l'installation. En résumé, quelle que soit la méthode employée, la procédure de diagnostic comprend deux principales étapes, une étape de génération de résidus et une étape d'évaluation des résidus .[13]

## IV.4 Techniques et méthodes de diagnostic

### IV.4.1 Classification des méthodes de diagnostic

Les méthodes de diagnostic se distinguent selon différents critères :

- la dynamique du procédé (discret, continu ou hybride).
- la complexité du procédé, l'implémentation du diagnostic en ligne et/ou hors ligne.
- la nature de l'information (qualitative et/ou quantitative).
- la profondeur de l'information (structurelle, fonctionnelle et/ou temporelle), sa distribution (centralisée, décentralisée ou distribuée) .[14]

L'existence d'un modèle formel ou mathématique de l'équipement détermine la méthode de surveillance utilisée. Le diagnostic avec modèle se compose essentiellement de deux techniques :

Technique basée sur une modélisation fonctionnelle et matérielle, et la technique basée sur une modélisation physique.

D'un autre cote, les méthodes qui ne se basent pas sur l'existence du modèle se divisent en trois catégories : méthodes utilisant des outils statistiques (méthodes de traitement de signal), et celles utilisant la reconnaissance des formes, et celles qui utilisent les systèmes experts.

#### IV.4.1.1 Méthodes de diagnostic avec modèles

Les méthodes de diagnostic avec modèle ont pour principe de comparer les mesures effectuées sur le système aux informations fournies par le modèle. Tout écart est synonyme de défaillance. Ces méthodes peuvent être séparées en deux :

Méthodes de diagnostic par modélisation fonctionnelle et matérielle, Les méthodes de diagnostic par modélisation physique. [15]

#### IV.4.1.2 Les méthodes de diagnostic par modélisation fonctionnelle et matérielle

Le principe de ces méthodes consiste à établir à priori et de la manière la plus complète possible, les liens entre les causes initiales des défaillances et leurs effets mesurables. Les méthodes les plus couramment rencontrées sont l'AMDEC (Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité) et les ADD.

#### IV.4.1.3 Les méthodes de diagnostic par modélisation physique

Les méthodes de surveillance avec modèle physique ont pour principe de comparer les mesures effectuées sur le système aux informations fournies par le modèle [16]. Tout écart est alors synonyme d'une défaillance, les outils de-là théorie de la décision sont ensuite utilisés pour déterminer si cet écart est dû à des aléas normaux, comme par exemple le bruit de mesure ou s'il traduit une défaillance du système.

Ces méthodes utilisent un modèle décrit par des relations mathématiques représentant

les différentes relations physiques du procédé. Généralement, ces relations physiques découlent de l'application de lois fondamentales de divers domaines (physique, chimie, électricité, thermodynamique, mécanique, etc.). Ainsi, il est possible de créer une modélisation du système qui, en lui appliquant les entrées similaires au système réel (lois de commande, paramètres du procédé, etc.), fournit une réponse estimée du système. Il est alors possible de calculer l'écart entre la réponse réelle du système et sa réponse estimée, comme indiqué sur la **Figure (IV.2)**. Cet écart est usuellement appelé résidu ( $R$ ).

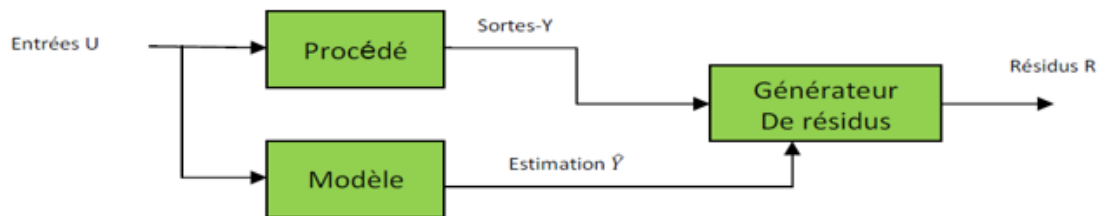


FIGURE IV.2 – Principe de surveillance avec modèle.

En d'autres termes, on peut dire que les résidus sont les écarts entre les observations du système et le modèle mathématique. L'objectif de ce type d'approche est de réussir à faire la distinction entre les résidus causés par des défauts et les résidus causés par les autres sources de variation. Les résidus sont relativement élevés lorsqu'un défaut est présenté dans le procédé, et sont plutôt faibles en l'absence du défaut. Dans ce cas, la présence du défaut est détectée en appliquant des seuils adéquats sur les résidus.

Il existe plusieurs approches de génération de résidus, cependant trois sont vraiment essentielles [17], il s'agit de :

- a ) **Estimation des paramètres** : Les résidus sont la différence entre les paramètres nominaux du modèle et les paramètres estimés du modèle.[18]

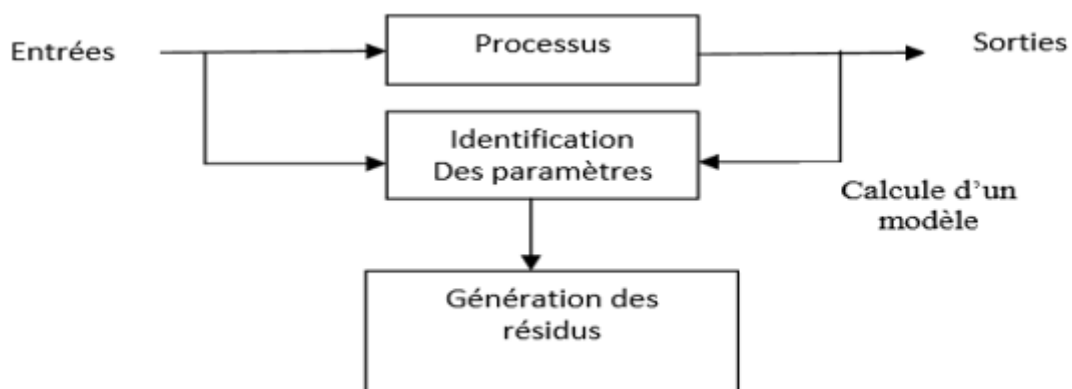


FIGURE IV.3 – Principe de la surveillance par estimation paramétrique.

- b ) **Observateurs** : Les méthodes à base d'observateurs reconstruisent une estimation de la sortie à partir de toutes ou parties des sorties réelles du système. Les résidus sont alors classiquement la différence entre les sorties mesurées et les sorties estimées .[16]



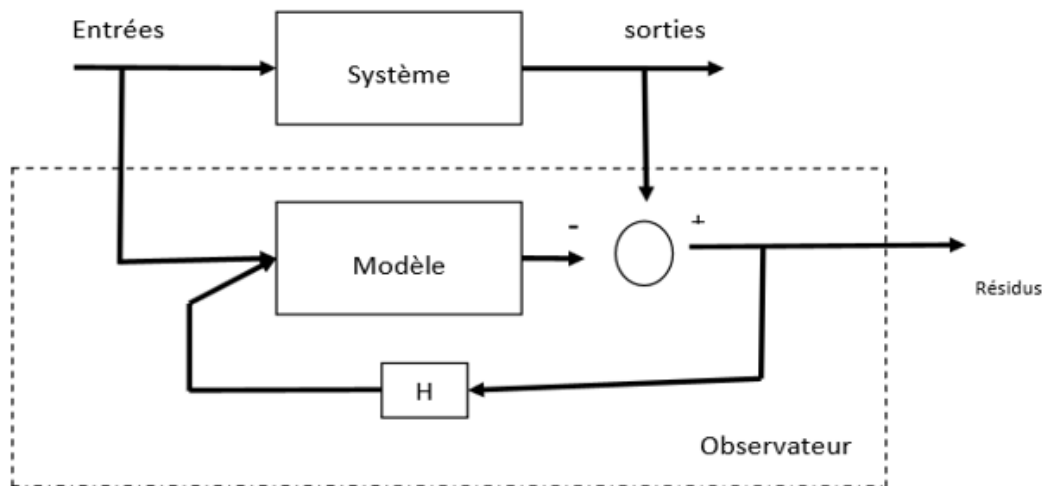


FIGURE IV.4 – Principe de la surveillance par observateurs.

- c ) **Equations de parité** : Cette méthode consiste à vérifier l'exactitude des équations mathématiques du modèle en se basant sur les sorties du procédé .[19]

## IV.4.2 Méthodes de diagnostic sans modèles

Nombreuses sont les applications industrielles dont le modèle est difficile, voire impossible à obtenir suite à une complexité accrue ou à de nombreuses reconfigurations intervenantes durant le processus de production. Pour ce type d'applications industrielles, les seules méthodes de diagnostic opérationnelles sont celles sans modèle. Deux techniques existent dans ce cas : technique par les outils de traitement de signal (approche signal) et celle par reconnaissance de formes [20], et la méthode les systèmes experts. Pour des raisons de simplicité le diagnostic par approche signal est la technique la plus utilisée actuellement en diagnostic industriel [21], c'est pour cela on essaiera de le détailler un peu dans ce qui suit.

### IV.4.2.1 La reconnaissance des formes

Ces méthodes reposent sur l'utilisation des algorithmes de classification des formes et des mesures (continues ou discrètes). Le fonctionnement d'un système de diagnostic par reconnaissance des formes se déroule en trois phases :

- Une phase d'analyse qui consiste à déterminer et à réduire l'espace de représentation des données et à définir l'espace de décision permettant de spécifier l'ensemble des classes possibles.
- Une phase de choix d'une méthode de décision permettant de définir une règle de décision qui a pour fonction de classer les nouvelles observations dans les différentes classes de l'ensemble d'apprentissage.
- Une phase d'exploitation qui détermine, en appliquant la règle de décision, le mode de fonctionnement du système en fonction de chaque nouvelle observation recueillie sur le processus.

Ils existent trois techniques de reconnaissance des formes. La première technique est une technique classique de discrimination basée sur les outils de la probabilité. Cette technique peut se montrer insuffisante car elle suppose une connaissance à priori de tous les états de fonctionnement et ne prend pas en compte révolution du système ,[20]. Les deux autres techniques reposent sur la théorie de l'intelligence artificielle. Ces techniques ont l'avantage de ne pas se baser sur les connaissances à priori des états de fonctionnement mais plutôt sur une phase d'apprentissage. Ces deux techniques sont la reconnaissance des formes par la logique floue et la reconnaissance des formes par réseaux de neurones.

## IV.5 Quelques techniques de diagnostic par approche signal

### IV.5.1 Analyse temporelle

L'analyse temporelle peut se faire soit à l'échelle du signal, c'est à dire en utilisant des indicateurs obtenus à partir d'une fenêtre glissante sur le signal, cela permet la détection et la localisation du défaut, soit à l'échelle d'un ensemble de signaux, les indicateurs ont une valeur scalaire calculée directement sur la totalité d'un signal. Cette analyse s'applique à des machines simples et consiste à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevée. Cet outil est aisé à employer lorsque le signal est simple (vibration de type sinusoïdal du balourd d'un rotor par exemple), mais devient inexploitable dans le cas de sollicitations multiples et de faible influence sur les défauts .[22]

### IV.5.2 Analyse fréquentiel

Le second type de représentation est la représentation du domaine de fréquence (fréquence, amplitude) appelé spectre ou représentation spectrale. Le signal complexe  $F(t)$  qui est difficile à interpréter, est décomposé en une série de composants élémentaires définis par leurs fréquences et leurs amplitudes.

L'outil mathématique utilisé dans ce cas est la décomposition du signal à l'aide de la transformée de Fourier. Si cette décomposition est possible, sa représentation dans le domaine temporel est encore inutilisable. Il consiste à représenter dans un diagramme appelé spectre la fréquence et l'amplitude. Avec ce type de représentation, chaque composante sinusoïdale est définie par son amplitude et sa fréquence. La représentation spectrale devient plus nette et réalisable. Le spectre final contient toutes les fréquences sinusoïdales (lignes discrètes) formant le signal de vibration d'origine. A noter que le spectre d'un choc périodique comporte un peigne de lignes à la fréquence de choc.

## IV.6 Maintenance :

Le terme de maintenance désigne l'ensemble des techniques d'entretien et de la vérification qui sont en œuvre pour permettre une utilisation optimale des machines dans une installation industrielle

### IV.6.1 But de la maintenance :

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types :

#### IV.6.1.1 Objectifs financiers :

- ✧ Réduire au minimum les dépenses de maintenance.
- ✧ Assurer le service de maintenance dans les limites d'un budget.

#### IV.6.1.2 Objectifs opérationnels :

- ✧ Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possibles.
- ✧ Assurer la disponibilité maximale de l'équipement à un prix minimum.
- ✧ Augmenter la durée de vie des équipements.
- ✧ Entretien des installations avec le minimum d'économie et les remplacer à des périodes prédéterminées.
- ✧ Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment.

### IV.6.2 Types de la maintenance :

Nous distinguons plusieurs types de maintenance (**figure IV.5**) :

#### IV.6.2.1 Maintenance préventive :

Qui vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système. Pour cela elle s'appuie sur :

##### IV.6.2.1.1 Maintenance systématique :

Qui consiste à changer suivant un échéancier établi à l'avance des organes jugés Proches de l'usure. Elle est définie par les lois de la conception par le constructeur et remplie par l'expérience des agents de la maintenance. C'est la plus simple et la plus utilisée jusqu'à présent. Elle consiste donc en des arrêts réguliers de la machine, avec démontage, contrôle des jeux et remplacements systématiques d'organes .La date de l'arrêt est planifié par expérience.

Elle se base sur des données statistiques du dossier historique de l'unité d'intervention ou en fonction d'impératif de sécurité. L'inconvénient d'une telle maintenance est le risque

démontage inutile de la machine occasionnant ainsi un manque à gagner certain. De plus, il est toujours délicat de redémarrer un équipement froide dans la quel des réglages parfois longs et complexes. Il se peut aussi qu'on ait des défaillances entre deux interventions systématiques provoquant ainsi des dégâts importants avec arrêt de la production.

### **IV.6.2.1.2 Maintenance conditionnelle :**

Qui demande au préalable d'effectuer un diagnostic avant de remplacer l'organe en question. Elle s'applique particulièrement aux machines tournantes. Elle est basée sur l'analyse :

### **IV.6.2.2 Objectifs opérationnels :**

- ✧ Externe des machines (corrosion, ancrages, etc. )
- ✧ Des paramètres de procès (température, pression débit )
- ✧ Des huiles de lubrification et étanchéité.
- ✧ Des températures d'organes des machines .
- ✧ Des vibrations et des bruits au niveau des organes.

La maintenance conditionnelle permet donc d'éviter les inconvénients de la maintenance systématique. Par le fait qu'elle permet de déterminer quel organe défaillant devra être remplacé et la date à laquelle s'impose l'intervention en se basant uniquement sur les analyses en temps réel de la machine et non sur des données statistiques. Bien évidemment, pour faire de telles prédictions, il est nécessaire d'accéder à une bonne compréhension du rôle de la machine dans les procès et de son fonctionnement interne, car il n'est pas possible de prédire l'avenir d'un équipement sans connaître son état de santé au temps présent.

### **IV.6.2.3 Maintenance corrective :**

Qui vise à intervenir à la suite de pannes. Cela ne veut pas dire que toutes ces pannes n'ont pas été prévisibles. Ce type de maintenance sera facilité par une bonne maintenabilité (aptitudes à maintenir ou à rétablir un dispositif, dans un état, lui permettant d'accomplir sa fonction). Il pourra permettre d'améliorer la fiabilité globale en analysant les problèmes rencontrés en contrôle techniques ou cercles de qualité ou avec les constructeurs .[23]

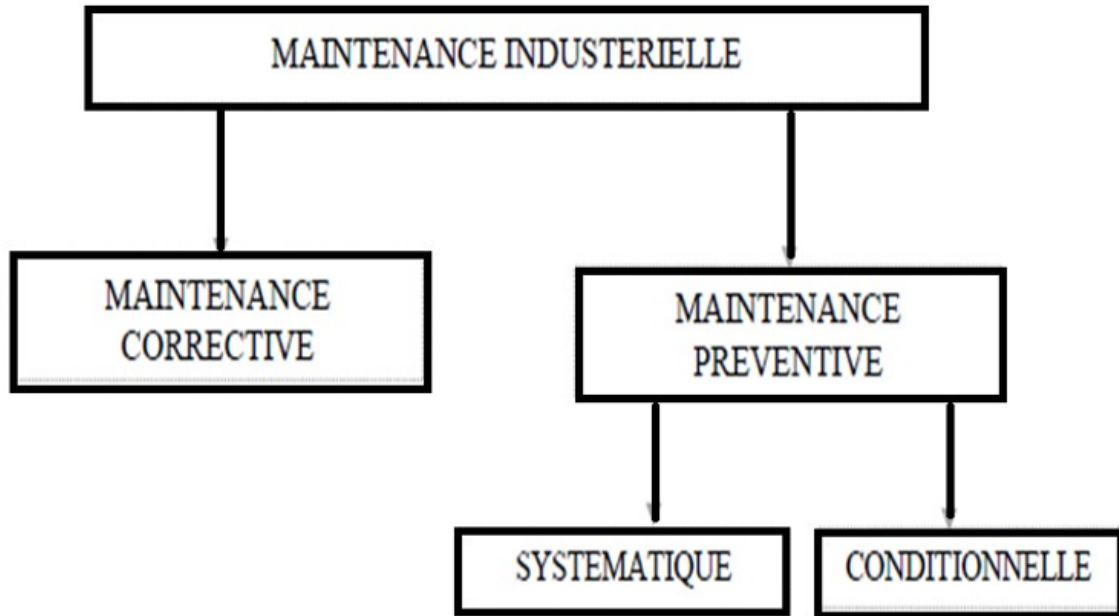


FIGURE IV.5 – types de maintenance.

### IV.6.3 Niveaux de maintenance :

La norme NF X 60-010 définit, à titre indicatif, quatre niveaux de maintenance (Tableau IV.1) :

	Niveau 1	Niveau 2	Niveau 3	Niveau 4
travaux	- réglages simples - pas de démontage ni ouverture	opérations mineures de maintenance préventive	identification et diagnostic de pannes	travaux importants de maintenance corrective ou préventive
lieu	sur place	sur place	sur place ou dans atelier de maintenance	atelier spécialisé avec outillage général
personnel	exploitant des bien	technicien habilité	technicien spécialisé	équipe avec encadrement technique spécialisé
exemple	remise à zéro d'un automate après arrêt d'urgence	changement d'un relais	identification de l'élément défaillant	intervention sur matériel dont la remise en service est soumise à qualification

TABLE IV.1 – les quatre niveaux de maintenance.

#### IV.6.4 Organisation de la maintenance conditionnelle :

Dans la référence [24] on définit l'organisation de la maintenance conditionnelle par l'organigramme suivant (**figure IV.6**) :

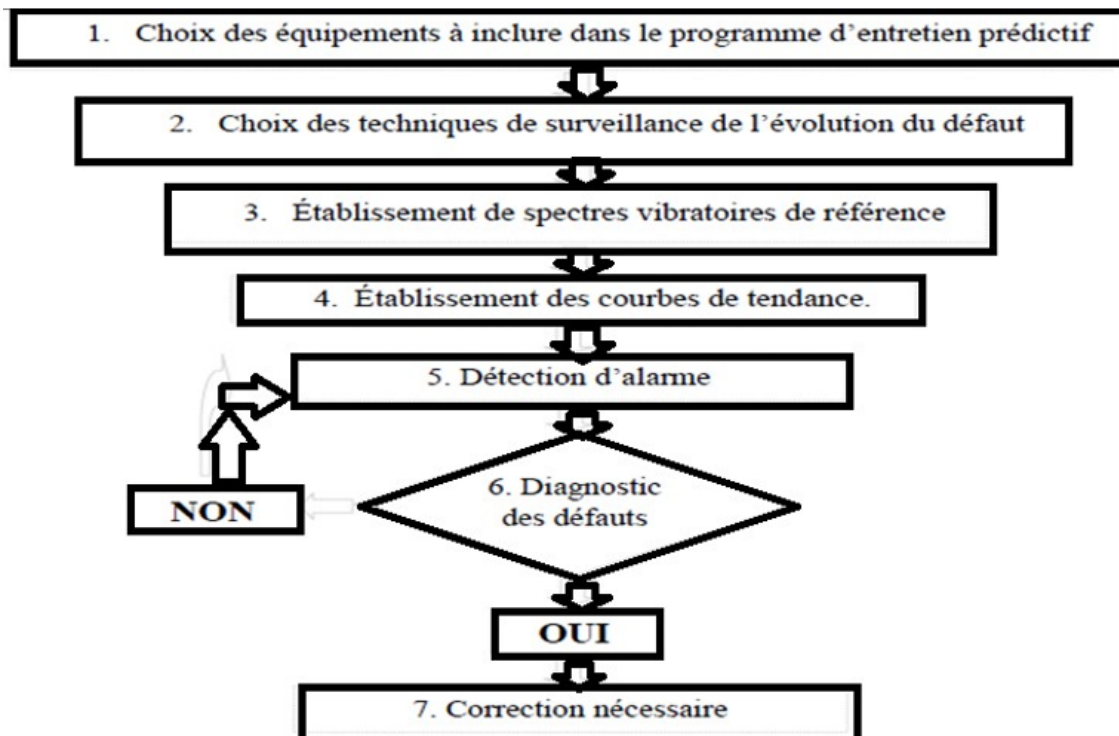


FIGURE IV.6 – Organisation de la maintenance conditionnelle.[24]

1. Cette étape comprend la codification des équipements, l'inventaire et la sélection du type d'entretien appliqué à chaque équipement .
2. Cette étape comprend le choix de la technique de mesure, leur périodicité, leur endroit et repérage, la création d'une route et des dossiers de suivi
3. Cette étape s'occupe de la détermination des alarmes
4. Cette étape comprend la prise de mesure, l'enregistrement et la gestion des données vibratoires.
5. vérification du seuil d'alarme
6. déterminer l'élément défaillant
7. Changer ou corriger l'élément défaillant.

### IV.6.5 Classement des machines :

Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant :

#### IV.6.5.1 Vitales :

machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables.

### IV.6.5.2 Importante :

machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi.

### IV.6.5.3 Secondaire :

machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

## IV.6.6 La cinématique :

On ne peut surveiller correctement une machine que l'on ne connaît pas. Avant de recueillir un signal vibratoire, il faut prendre connaissance de la cinématique de l'installation à surveiller. Parmi les indications les plus importants, le technicien doit connaître :

- la vitesse de rotation de chaque ligne d'arbre ;
- le nombre de pales ou d'aubages sur les ventilateurs et les pompes ;
- le nombre de dents des engrenages ;
- le diamètre des poulies et la longueur des courroies ;
- le type des roulements ;
- le nombre de barres de la cage d'écureuil du moteur, etc.

Tous ces renseignements sont indispensables pour déterminer les outils adéquats à une surveillance efficace. Ils permettent de calculer les fréquences caractéristiques des défauts susceptibles d'apparaître sur les machines .[25]

## IV.7 Défauts des machines tournantes :

### IV.7.1 Balourd :

Le balourd (**figure IV.7**) est la cause de vibrations la plus commune et la plus fréquemment rencontrée. En dépit du soin apporté à la construction des rotors, il est donc impossible de les équilibrer parfaitement et il existe donc toujours une vibration à la fréquence de rotation dont l'amplitude est directement proportionnelle à l'importance du balourd et au carré de vitesse de rotation. Une modification brusque de l'amplitude correspond systématiquement à une modification du balourd dont l'origine peut-être une rupture ou la déformation d'une partie du rotor (ailettes de turbine par exemple). Si cette modification d'amplitude est plus lente, il peut s'agir d'une usure ou d'un encrassement de la partie tournante (suie, dépôt, etc.). Le phénomène se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation.



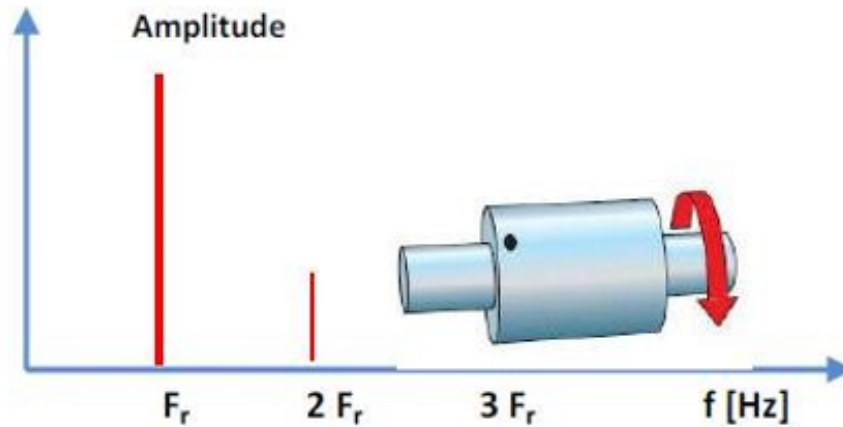


FIGURE IV.7 – Défaut de balourd.[26]

### IV.7.2 Désalignement :

Un désalignement (figure IV.8) provoque des vibrations à la fréquence de rotation ainsi qu'aux harmoniques d'ordre 2, 3 et parfois 4 (double, triple, quadruple de la fréquence de rotation et parfois même davantage en particulier pour les accouplements à denture où l'on rencontre les harmoniques liés au nombre de dents et à la fréquence de rotation). La composante axiale de la vibration est particulièrement importante pour l'harmonique d'ordre 2.

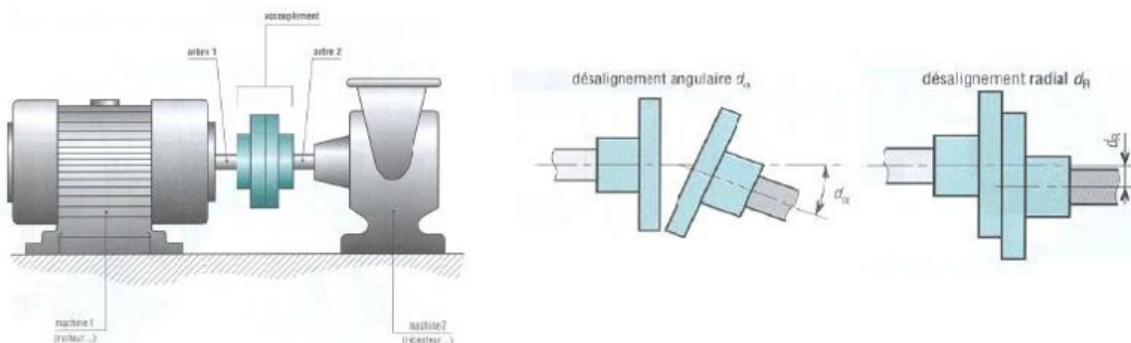


FIGURE IV.8 – Défauts désalignement.[26]

### IV.7.3 Mauvais serrage mécanique :

Lorsqu'un palier est desserré ou présente une possibilité de mouvement partiel dans le plan radial, il apparaît une vibration radiale à une fréquence égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se produit sous l'effet du balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de desserrage du palier.

## IV.8 Défauts au niveau des paliers :

### IV.8.1 Paliers lisses :

Les derniers stades d'usure des paliers lisses affichent normalement toute une série d'harmoniques de vitesse de fonctionnement, qui peuvent atteindre  $10\times$  ou  $20\times$ . Le spectre FFT ressemble beaucoup à celui du relâchement mécanique. Même un déséquilibre ou un désalignement mineur peut entraîner des amplitudes de vibration plus élevées par rapport aux roulements ayant un jeu normal avec le tourillon. Cela est dû à une réduction de la rigidité du film d'huile en raison de jeux plus importants (Voir Figure).

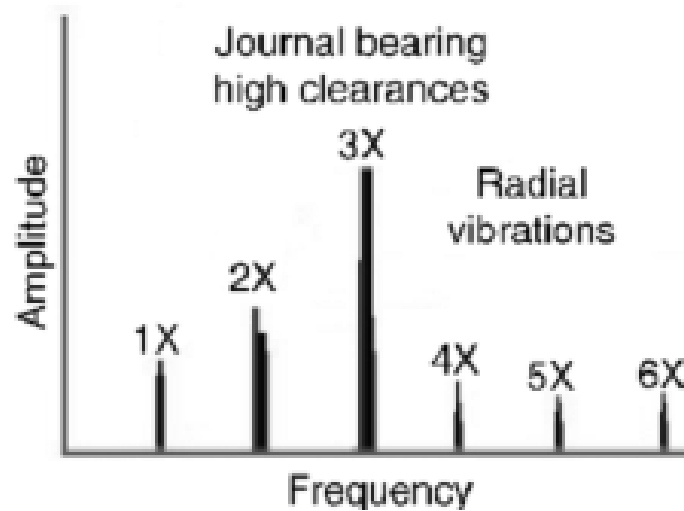


FIGURE IV.9 – Paliers lisses avec des jeux importants.

#### IV.8.1.1 Tourbillon de huile (Oil whirl)

Les vibrations provoquées par le tourbillon d'huile peuvent se produire sur des machines équipées de paliers lisses lubrifiés sous pression fonctionnant à des vitesses élevées. Considérons un arbre tournant à la vitesse  $N$ . La vitesse du palier (appuis) est nulle. Le film d'huile est coincé entre l'arbre et le palier et doit idéalement tourner à une vitesse de  $0,5 \times \text{tr}/\text{min}$ . Cependant, certaines pertes par frottement font tourner le film d'huile à  $0,42-0,48 \times \text{tr}/\text{min}$ .

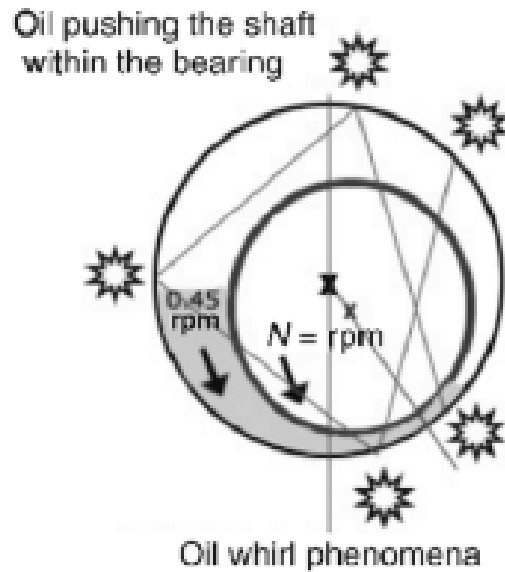


FIGURE IV.10 – Tourbillon de huile.

Dans des conditions de fonctionnement normales, le film d'huile pousse le rotor à un angle (5 heures si l'arbre tourne dans le sens antihoraire - voir Figure ). Un coin excentrique en forme de croissant est créé qui a une pression suffisante pour maintenir le rotor en position "levée". Dans des conditions normales, le système est en équilibre et il n'y a pas de vibrations.

Certaines conditions provoquent une pression du film d'huile sous l'arbre beaucoup plus élevée que nécessaire pour simplement maintenir l'arbre. Dans ces cas, le film d'huile pousserait le rotor vers une autre position dans l'arbre. Le processus se poursuit encore et encore et l'arbre continue d'être poussé dans le roulement. Ce phénomène est appelé tourbillon d'huile.

L'effet de tourbillon d'huile peut être réduit ou même éliminé en modifiant la vitesse de l'huile, la pression de lubrification ainsi que les charges externes. L'instabilité du tourbillon d'huile se produit à  $0,42-0,48 \times \text{tr} / \text{min}$  et est souvent assez grave. Elle est considérée comme excessive lorsque les amplitudes de déplacement dépassent 50 % de jeu du palier.

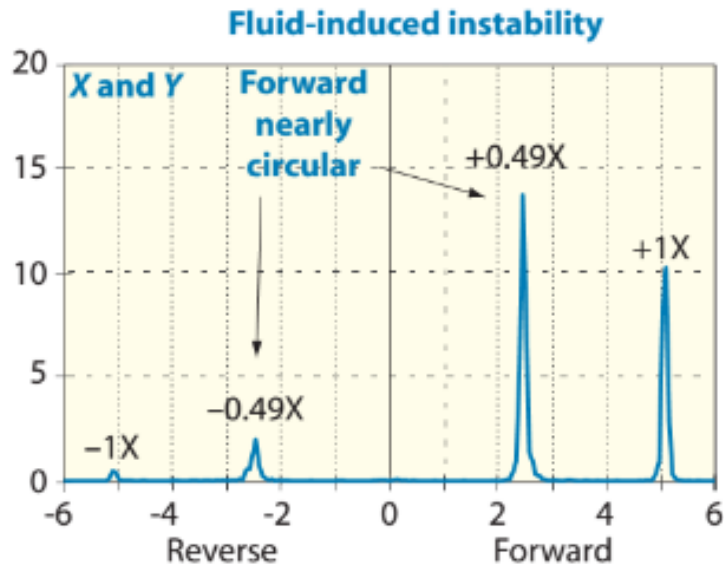


FIGURE IV.11 – Precession frequency (kcpm).

#### IV.8.1.2 Fouet de huile (Oil whip)

Le tourbillon d'huile peut être causé lorsque l'arbre n'a pas de support d'huile et peut devenir instable lorsque la fréquence du tourbillon coïncide avec une vitesse critique. Cette coïncidence particulière de la résonance de l'arbre couplée à la fréquence du tourbillon d'huile entraîne une forme plus grave de tourbillon d'huile appelée fouet d'huile. La vitesse de tourbillon se «verrouillera» réellement sur la vitesse critique du rotor et ne disparaîtra pas même si la machine est amenée à des vitesses de plus en plus élevées.

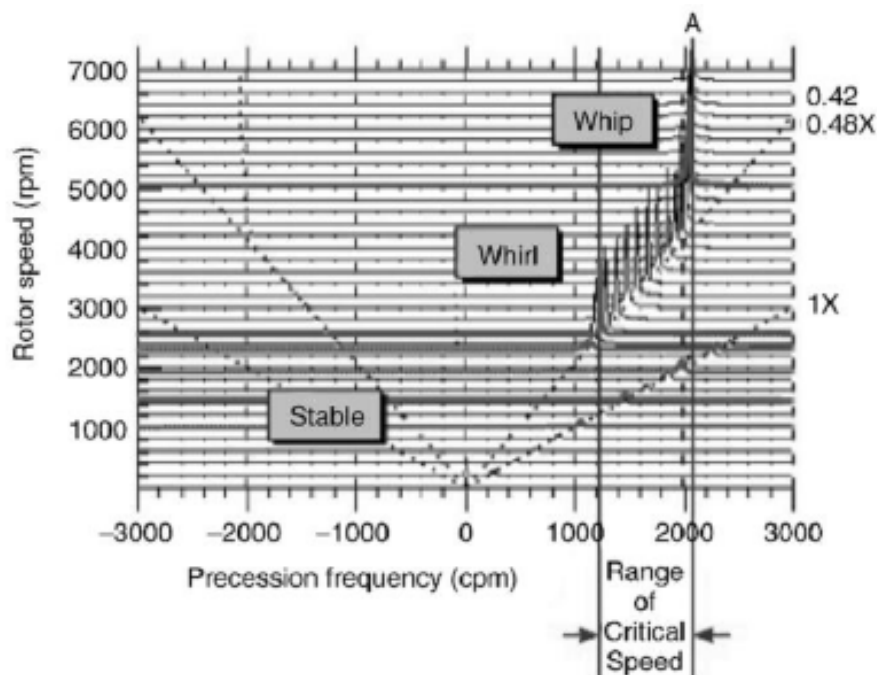


FIGURE IV.12 – Tourbillon/fouet d'huile comme on le voit dans un spectre complet en cascade.

### IV.9 Les roulements :

Des roulements, il y en a partout... des pédales de vélos au ventilateur des PC en passant par les compresseurs ou les roues de véhicules, un très grand nombre de systèmes en rotation en sont équipés. Et dans l'industrie, ce sont des composants stratégiques des machines tournantes : situés entre les parties fixes et les parties mobiles de la structure, ils assurent la transmission des efforts et la rotation de l'arbre.

Mais, s'ils sont les plus courants, ces composants sont aussi les plus fragiles. Il faut dire que les différents éléments qui les constituent (les billes, la cage et les bagues) sont en permanence sollicités. Le passage répétitif des billes sur les pistes engendre de fortes contraintes mécaniques qui entraînent peu à peu une dégradation du métal par fatigue, et finissent par provoquer l'apparition de défauts ponctuels (des fissures, un écaillage des surfaces, etc.). Autre cause d'avarie, les défauts de montage et de conception. Ils provoquent en effet des surcharges qui entraînent, à terme, l'usure prématurée du roulement. Enfin, comme tout système de précision, le roulement est sensible à la pollution extérieure.

Un environnement poussiéreux, la présence de copeaux ou d'impuretés dans le corps du système, des lubrifiants pollués ou une atmosphère humide... sont autant d'agents extérieurs susceptibles de causer d'importants dégâts. Pour éviter des arrêts de production imprévus et coûteux, il faut alors surveiller en permanence l'état des roulements, et "traquer" tous les signes précurseurs des défauts : un bruit inhabituel, des vibrations anormales, une élévation de température, etc. [27]

#### IV.9.1 Eléments de roulements :

Le roulement est composé des éléments **Figure (IV.13)** suivants :

- ➔ deux bagues concentriques en acier, appelées bague intérieure et bague extérieure, comportant des chemins de roulement (surfaces sur lesquelles "roulent" les corps roulants),
- ➔ des corps roulants, billes ou rouleaux généralement en acier, permettant le mouvement des deux bagues avec un frottement minimal,
- ➔ une cage séparant et guidant les corps roulants (en polyamide, tôle acier, laiton ou résine).

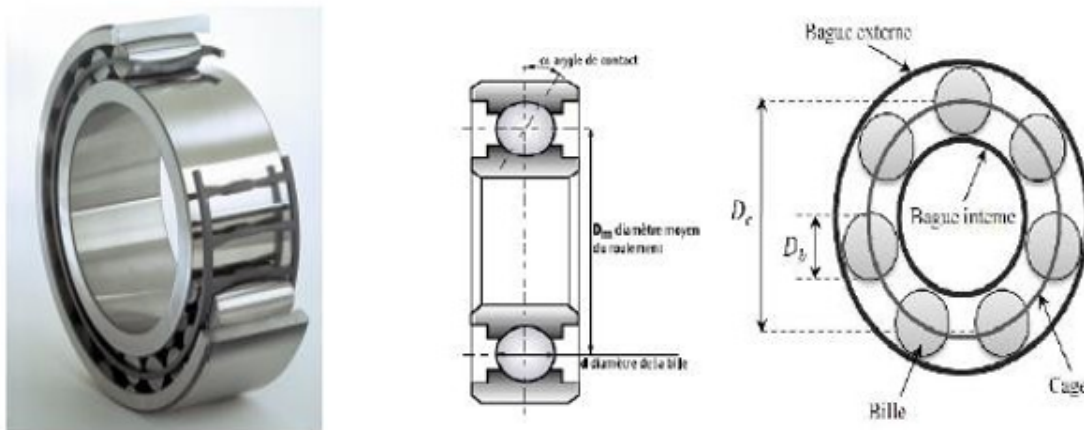


FIGURE IV.13 – Eléments de roulement.

### IV.9.2 défauts des roulements :

a . **Causes des défauts** : Les roulements peuvent être endommagés par des causes externes comme :

- contamination du roulement par des particules extérieures : poussière, grains de sable, ...
- corrosion engendrée par la pénétration d'eau, d'acides, ...
- lubrification inadéquate qui peut causer un échauffement et l'usure du roulement,
- mauvais alignement du rotor,
- courant qui traverse le roulement et qui cause des arcs électriques, [28]

b . **Principales défauts** : On peut noter deux types d'avaries caractéristiques de la détérioration des roulements : Les avaries dites naturelles dues à la fatigue des roulements et les avaries dues à un mauvais montage ou une mauvaise utilisation du roulement.

On qualifie les principaux défauts :

- Le grippage, dû à l'absence de lubrification, à une vitesse excessive ou un mauvais choix du type de roulement. Ceci se manifeste par un transfert de matière arrachée sur les surfaces et redéposée par microsoudure.
- Les empreintes par déformation, dues à des traces de coups, des fissures ou des cassures.
- L'incrustation de particules étrangères, due à un manque de propreté au montage ou de l'entrée accidentelle d'impuretés.
- La corrosion, due à un mauvais choix du lubrifiant, surtout quand les roulements viennent d'être nettoyés et sont contaminés par la transpiration des mains.
- La corrosion de contact, due au mauvais choix d'ajustements entre les bagues et les logements ou les arbres.

- Les criques, fissures étroites ou autres amorces de cassures dues aux contraintes exagérées au montage ou au démontage.
- L'usure par abrasion, due à une mauvaise lubrification. L'usure par abrasion donne aux roulements un aspect gris, givré.
- Le cas le plus rencontré est un défaut d'écaillage dû à la fatigue des roulements. L'écaillage de fatigue, est un phénomène normal qui conduit à une défaillance et ce, quel que soit les conditions d'utilisation et de fonctionnement. Ce défaut survient sous l'effet de la fatigue due aux contraintes de cisaillement alternées qui sévissent en sous couche.

L'écaillage localisé et prématuré résulte d'anomalies caractérisées telles qu'un mauvais montage, une surcharge, un défaut d'alignement, une mauvaise forme de logement. Ces défauts donnent naissance à des vibrations qui les caractérisent. C'est pourquoi l'analyse vibratoire s'avère intéressante et s'est montrée très puissante d'une part pour surveiller l'état de fonctionnement et d'autre part pour diagnostiquer le défaut et suivre son évolution. [5]

### IV.10 Caractéristiques du signal engendré par le roulement endommagé :

#### IV.10.1 Défaut de la bague interne :

Il est caractérisé par la présence d'une raie à la fréquence caractéristique du défaut ( $f_{d_{bi}}$ ). Cette fréquence est modulée par la fréquence de rotation (bandes latérales autour de la raie de défaut.

$$f_{d_{bi}} = frNB\left(\frac{1}{2} + b \cos(a_{Dm})\right) \quad (\text{IV.1})$$

Avec :

**fr** : fréquence de rotation

**b** : angle de contact

L'image théorique de ce défaut (charge radial et charge axial) est donnée dans les figures Suivantes :

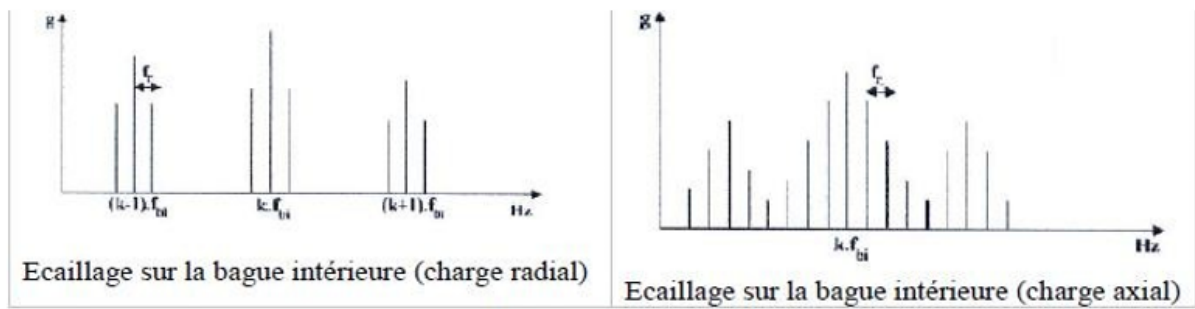


FIGURE IV.14 – Ecaillage sur la bague intérieure.[9]

### IV.10.2 Défaut sur la bague externe :

Ce défaut est caractérisé par la présence d'une raie à la fréquence ( $f_{d_{be}}$ ). Bien que la charge appliquée sur la bague externe soit constante, on peut remarquer une modulation d'amplitude à la fréquence de rotation de l'arbre autour de la fréquence de défaut.

$$f_{d_{be}} = frNB \left( \frac{1}{2} - b \cos(a_{Dm}) \right) \quad (IV.2)$$

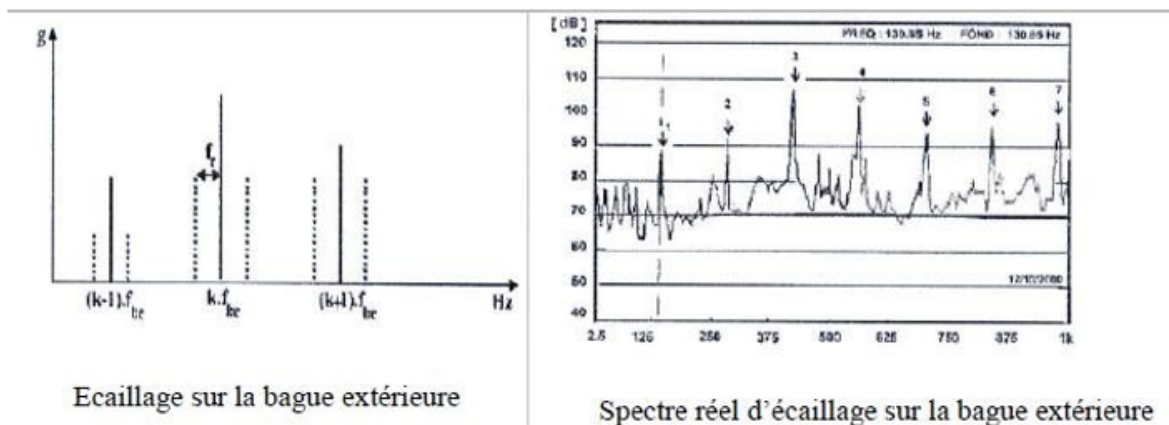


FIGURE IV.15 – Ecaillage sur la bague extérieure.[9]

### IV.10.3 Défaut de l'élément roulant :

La première fréquence caractéristique de défaut correspond à la fréquence de rotation de l'élément roulant sur lui-même. de plus, cet élément roulant rencontre une fois la bague interne et une fois la bague externe par tour, il génère donc des chocs à 2 fois cette fréquence.

$$f_{bille} = \frac{frD_m}{2.D_b} \left( 1 - \left( \frac{b}{D_m} \cos(a) \right)^2 \right) \quad (IV.3)$$



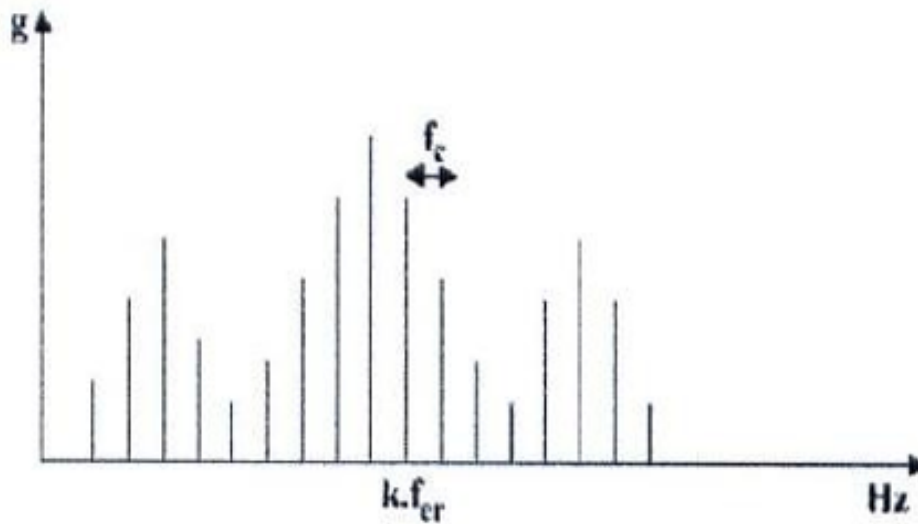


FIGURE IV.16 – Ecaillage sur l'élément roulant.

## IV.11 Conclusion

Dans ce chapitre on a été consacré à une présentation de quelques définitions relatives au diagnostic et maintenance dans le domaine industriel,

Le choix des méthodes d'analyse des signaux accélérométriques issus de machines tournantes est normalement conditionné par la nature de la machine, mais aussi par la nature du défaut à déceler dans le signal.

## Chapitre V

# **ANALYSE VIBRATOIRE DE L'ETAGE HAUTE PRESSION DU TRAIN DE COMPRESSION 2 HASSI BERKINE NORD-SUD -HBNS-**

## V.1 Introduction

Dans ce chapitre, on s'intéresse à l'analyse vibratoire du compresseur Haute pression –HP- et d'identifier les mécanismes et causes induisant des vibrations inadmissibles du compresseur du coté libre (No Drive End –NDE-).

## V.2 Description du compresseur d'injection Hassi Ber- kine Nord-Sud -HBNS-

Le train 2 de compression du processus est divisé en deux étages Moyenne et haute pression MP/HP fabriqués par Dresser Rand. Le carter MP est monté à côté du multiplicateur de vitesses et le HP est de l'autre coté. L'entraînement entre la boîte de vitesses/MP et MP/HP est réalisé par des accouplements élastiques de type disque Kop-Flex (voir figure V.1). Le rotor MP est composé de cinq roues, tandis que le rotor HP en compte six. La vitesse nominale des compresseurs à 80 % de charge est de 8 736 tr/min, à 100% de charge est de 10920 tr/min et à 105% de charge est 11466 tr/min. Dans les deux carters, la poussée du rotor est contrée par un palier de butée situé au NDE (Non-Drive End). Celui-ci est situé dans un logement de palier combiné (commun à la butée et au palier lisse).

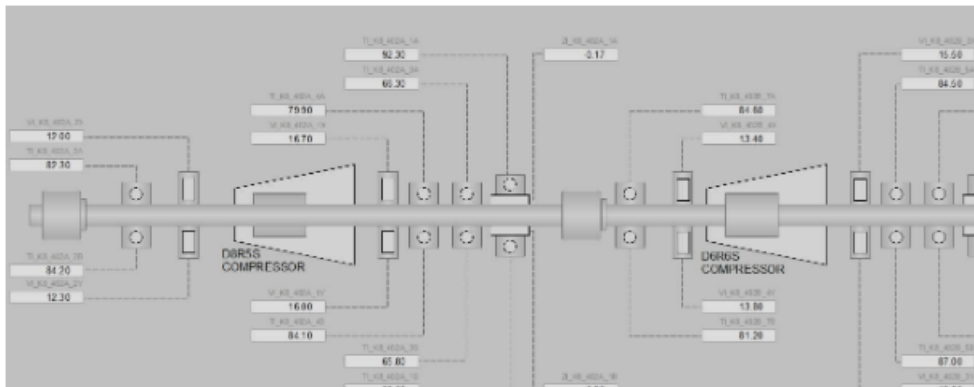


FIGURE V.1 – Etat cinématique du tran d'injection.

Les paliers lisses sont de type à patins basculants (cinq patins chacun) comme l'illustre la figure V.2. Les chemins de roulement sont de type SFD (Squeeze Film Damper) qui permet un mouvement radial du chemin de roulement dans le logement du roulement, ce qui fournit un amortissement supplémentaire. Les portées d'appui sont de 56,0" (1423 mm) pour le MP et de 56,6" (1437 mm) pour le HP. Les diamètres d'arbre au niveau des paliers lisses sont ; MP 4,5" (114,3 mm) et HP 4,0" (101,6 mm). Les diamètres d'arbre sous les roues sont de 5,21" (132,3 mm) pour le MP et le HP. Les deux rotors ont un tambour de piston d'équilibrage au DE (Drive End). Dans le MP, le type de joint de piston d'équilibrage est un labyrinthe, dans le HP, il s'agissait à l'origine d'une conception en nid d'abeille, bien que cela ait été plus tard remplacé par un type de motif de trous. Les paramètres de service du train de compression 2 sont illustrés dans le tableau V.1

## Chapitre V. ANALYSE VIBRATOIRE DE L'ETAGE HAUTE PRESSION DU TRAIN DE COMPRESSION 2 HASSI BERKINE NORD-SUD -HBNS-

(Ref., fiche technique Dresser Rand). Les conditions de fonctionnement d'été et d'hiver sont respectivement désignés par les cas D et C.



FIGURE V.2 – Palier lisse équipé de deux thermocouples pour la mesure de la température.

**Chapitre V. ANALYSE VIBRATOIRE DE L'ETAGE HAUTE PRESSION  
DU TRAIN DE COMPRESSION 2 HASSI BERKINE NORD-SUD -HBNS-**

Section du compresseur	Paramètres	Unité 2	Hiver (case C) 3	Été (Case D)
MP	Débit massique	kg/hr	227.200	238.780
	Débit volumique normal	$MNm^3/hr$	5.4888	5.63
	Masse molaire	kg/kmol	23.52	24.1
	Pression d'aspiration	bara	41.0	41.0
	Température à l'aspiration	°C	33.0	56.0
	Debit volumetrique	$m^3/hr$	5,069	5,793
	Pression de refoulement	bara	134.4	125.6
	Température au refoulement	°C	127.5	144.7
HP	Débit massique	kg/hr	as MP	as MP
	Débit volumique normal	$MNm^3/hr$	as MP	as MP
	Masse molaire	kg/kmol	as MP	as MP
	Pression d'aspiration	bara	132.9	124.1
	Température à l'aspiration	°C	60	60
	Debit volumetrique	$m^3/hr$	1,421	1,539
	Pression de refoulement	bara	344.7	344.7
	Température au refoulement	°C	130.0	134.1

TABLE V.1 – Paramètres de service du train de compression

### V.3 Problème de vibration de l'étage HP

Dans la période allant du décembre 2012 jusqu'à décembre 2015, le compresseur centrifuge du train 2 du Champs HBNS a présenté de fortes vibrations radiales à la fois dans les étages MP et HP. Cependant, les vibrations de l'étage HP était un souci majeur pour le groupement Berkine vu leurs amplitudes très élevées. En effet, à la suite du remplacement de la cartouche HP du train 2 en **novembre 2012** par une cartouche révisée par Dresser Rand dans le cadre de maintenance préventive, les vibrations NDE (Non Drive End) de ce compresseur ont augmenté de manière régulière et progressive jusqu'à atteindre des valeurs de l'ordre de 80 microns. Ces valeurs étaient plus élevées que la valeur critique de 61 microns fixée par l'API 617 pour ce type de machine. En raison de ces fortes vibrations, le groupement Berkine ne pouvait pas augmenter la vitesse du train d'injection au-delà de 100% ce qui a limité la quantité de gaz d'injection et a causé par conséquence une perte de production.

Des test de démarrage ont été effectués, au cours desquels des données pour le diagnostic des vibrations ont été collectés afin de déterminer les causes et développer une solution. Les problèmes de vibrations du compresseur d'injection à HBNS se sont produits pendant un certain nombre d'années durant lesquels Dresser Rand a effectué de nombreuses interventions sur cet étage de compression en remplaçant de nombreux sous-ensembles tels que le rotor, le pack de membranes (diaphragme-partie statorique) et les cartouches à gaz secs.

De plus, de nombreux rapports ont été produits par Dresser Rand et le groupement Berkine. Ces derniers comportent des informations sur la conception et la construction du rotor HP du train 2 ainsi que les rapports de vibrations contenant les signatures vibratoires collectées pendant les essais de démarrage sur site effectués par Dresser Rand sur le rotor HP du train 2 en décembre 2012 et en juillet 2013. Les données utiles au diagnostic des problèmes de vibration sont représentées par les tracés de cascade, Bode, polaire, orbite d'arbre et position d'arbre.

Les deux essais de démarrage réalisés ont été conduits sur site dans des conditions différentes ce qui a probablement influencé les caractéristiques vibratoires de l'étage HP. En effet, les principales tendances et caractéristiques de vibration sont cohérentes, cependant, les amplitudes diffèrent. Les différences dans les amplitudes de vibration sont dues aux différences suivantes :

- Le temps de fermeture de la vanne de recyclage
- Les détails spécifiques de la construction de la cartouche
- La période dans laquelle les deux essais ont été effectués (Effet de la température ambiante sur la température d'alimentation de l'huile de lubrification)

Lors du test de décembre 2012, la vanne de recyclage s'est fermée automatiquement sur une période de 50 secondes, alors qu'en juillet 2013 elle était fermée manuellement par pas de 2 permettant aux paramètres de se stabiliser avant de continuer.

## V.4 Phénomènes entraînant des vibrations de l'étage HP

Il existe deux manières distinctes dont le rotor HP se comporte en fonction de ses conditions de fonctionnement. Ceux-ci sont :

- **Phénomènes liés à la vitesse** : Lors du démarrage, alors que le train roule jusqu'à 9000tr/min la vanne de recyclage est complètement ouverte et les trains ne produisent pas un rapport de pression appréciable. Pendant ce temps, les effets de pression sur l'excitation du rotor sont minimes et on peut dire que le rotor est principalement influencé par les effets de vitesse.
- **Phénomènes liés à la pression** : La deuxième phase de la procédure de démarrage est utile à l'analyse car elle consiste à charger le train (augmenter sa pression en fermant les vannes de recyclage) tout en maintenant la vitesse constante. Ainsi on peut dire que toute croissance de l'amplitude des vibrations pendant cette période est le résultat de phénomènes liés à la pression.

En soustrayant l'amplitude des vibrations observées à vitesse constante avant le chargement, de l'amplitude pendant le chargement, on peut apprécier la proportion de la vibration qui peut être attribuée aux effets liés à la pression.

Cette procédure est essentielle pour comprendre la manière dont les vibrations du rotor se manifestent une fois que le compresseur fonctionne en mode normal, car pendant ce temps, les phénomènes liés à la vitesse et à la pression contribueront mutuellement aux niveaux totaux de vibration.

## V.5 Phénomènes liés à la vitesse

La 1ère vitesse critique du compresseur HP peut être observée lors les phases de démarrage ou de l'arrêt (montée ou de la descente). Les boucles dans les tracés polaires de la Figure V.3 indique que le 1<sup>er</sup> mode critique amorti se produit à la vitesse de 5530 tr/min prédite par Dresser Rand pour un jeu minimum du palier. Par conséquent, lorsque l'étage est influencé par la seule action de la vitesse, l'amplitude des vibrations est modérée et les caractéristiques de fonctionnement du système palier-rotor sont normales. Dans ces conditions, la rigidité du palier et l'amortissement sont conformes au modèle rotordynamique de Dresser Rand.

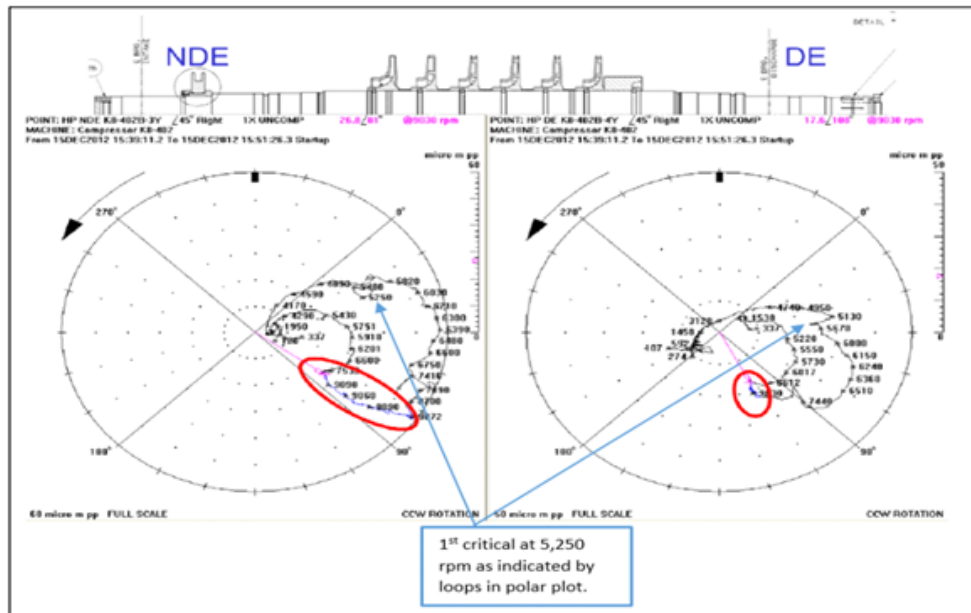


FIGURE V.3 – Tracé polaire avec indication de la position lors de la première vitesse critique.

## V.6 Phénomènes liés à la pression

### V.6.1 Examen des causes potentielles de l'effet lié à la pression

La seule modification apportée au cours de la période de 50 secondes délimitée par les lignes verticales bleues en pointillés de la Figure V.4 était la réduction de l'ouverture de la vanne de recyclage. Pendant ce temps, les mécanismes de cause potentiels **les plus puissants** sont **l'augmentation de la pression et de la température de refoulement**.

Étant donné que l'augmentation de la température de refoulement est le résultat de l'augmentation de la pression de refoulement, les effets de la pression et de la température peuvent être regroupés en un seul mécanisme susceptible d'influencer les niveaux de vibration. Par conséquent, ils seront collectivement appelés **l'effet lié à la pression**.

**La conséquence de l'effet lié à la pression est une force nette sur le rotor au DE qui perturbe les positions de l'axe de l'arbre et les épaisseurs du film d'huile dans les paliers lisses.**

Deux causes possibles de cette force nette sur le rotor sont :

- Excentricité du tambour du piston d'équilibrage dans l'anneau d'étanchéité et/ou déformation du jeu ou de la conicité du joint sous l'influence de la pression et de la température.
- Répartition inégale de la pression autour de la volute de refoulement.



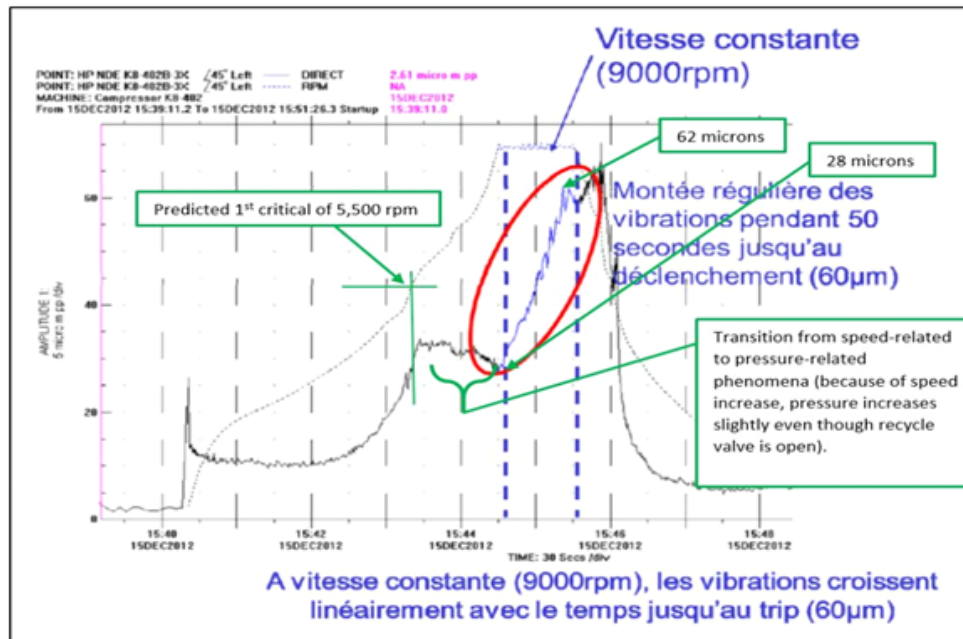


FIGURE V.4 – Amplitude des vibrations du compresseur HP à vitesse constante lors la fermeture progressive de vanne de décharge.

### V.6.2 Les effets de l'augmentation de la pression de refoulement sur la position du rotor

Afin d'évaluer l'influence des effets de la pression de refoulement sur le rotor, il est utile de se référer aux tracés des orbites et de la position des arbres obtenus par Dresser Rand lors des essais de décembre 2012 et juillet 2013. Ceux-ci sont affichés dans la Figure V.5, la Figure V.6 et la Figure V.7.

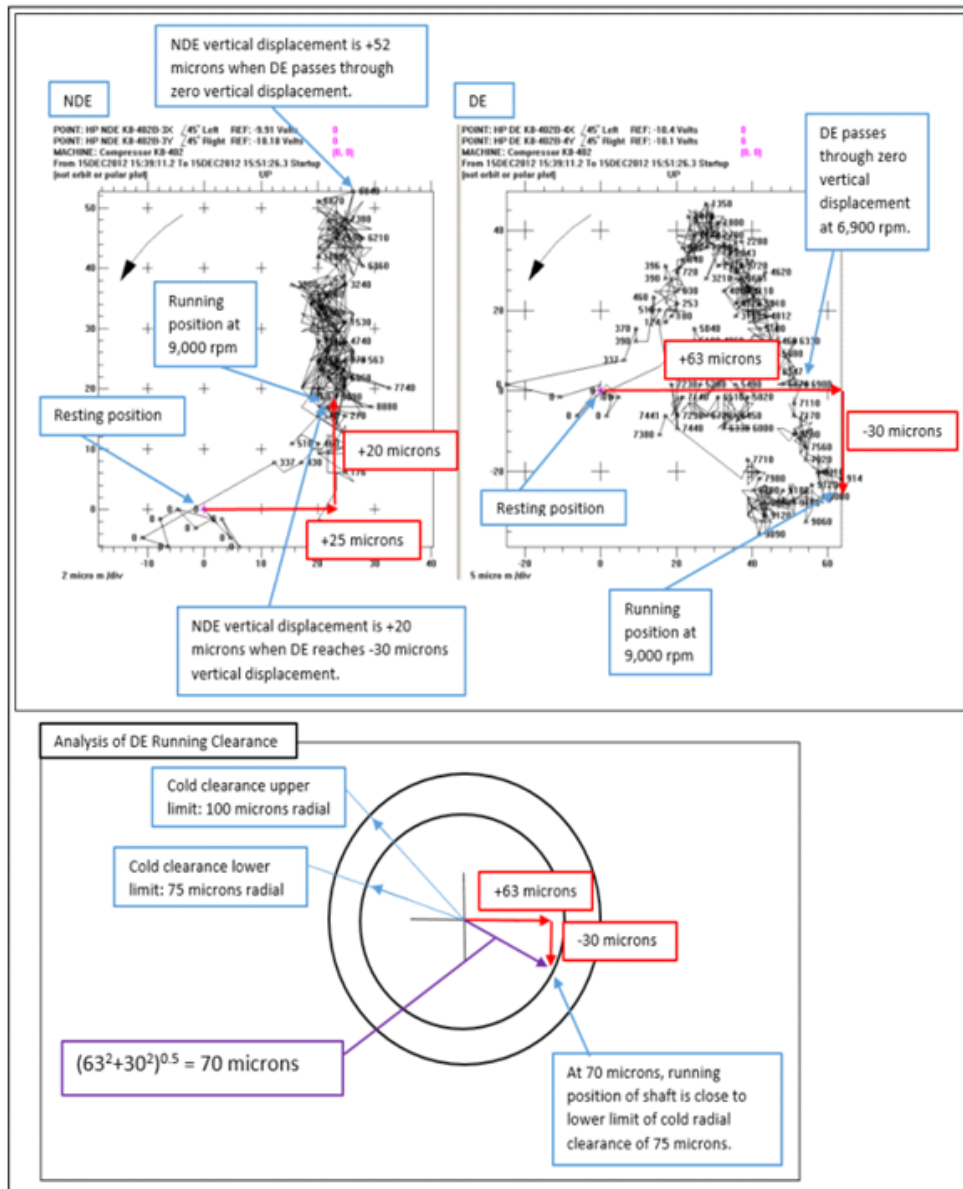


FIGURE V.5 – Représentation de la position moyenne du centre géométrique du rotor aux niveaux des deux palier NDE et DE.

Chapitre V. ANALYSE VIBRATOIRE DE L'ETAGE HAUTE PRESSION  
DU TRAIN DE COMPRESSION 2 HASSI BERKINE NORD-SUD -HBNS-

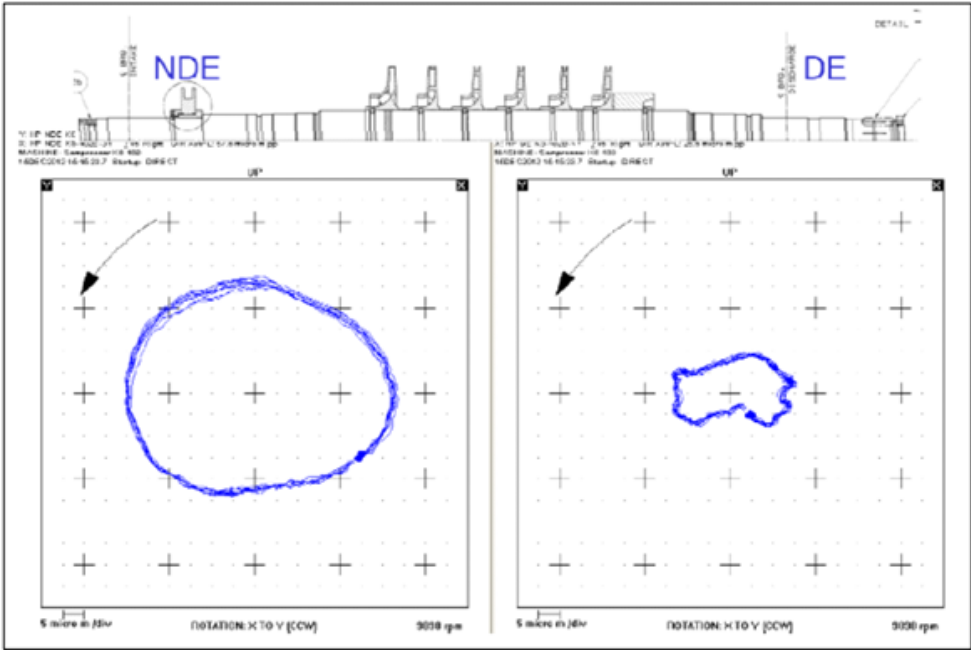


FIGURE V.6 – Extract from DocR 08 (Field Test December 2012).

Note : Significant Distortion of Orbit at DE (Notably, it is Most Restricted in Vertical Plane)

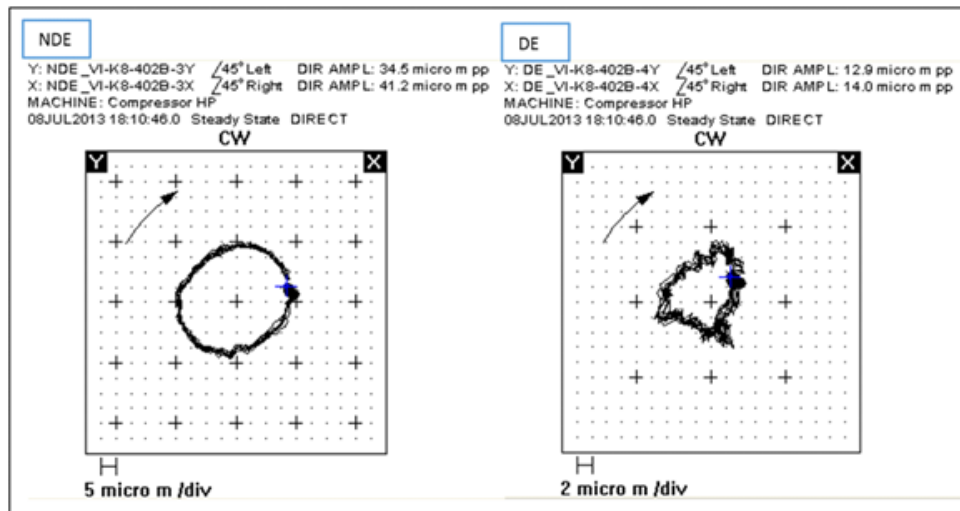


FIGURE V.7 – Extract from DocR 04 (Field Test July 2013).

**Note : Distortion of Orbit at DE**

La Figure V.6 et la Figure V.7 montrent les orbites pour les essais de décembre 2012 et de juillet 2013 respectivement. En comparant les tracés pour chaque extrémité de l'arbre, on peut dire que le NDE est normal avec la position de l'arbre suivant une orbite que l'on attendrait d'un arbre tourbillonnant. Cependant, les tracés pour le DE montrent une perturbation de la progression de l'arbre. Ils indiquent que le mouvement de l'arbre est restreint dans certaines directions plus que dans d'autres. Par exemple, en se référant à la Figure V.6, le mouvement dans le plan vertical est limité, ce qui donne une orbite de type rectangulaire. En se référant à la Figure V.7, la restriction en cours de l'arbre dans son tourbillon est un mélange de limitation vers le bas ainsi que dans une direction horizontale.

Dans des conditions normales, à mesure qu'un arbre accélère, sa position dans le palier commencera à partir du centre inférieur (position de repos) et s'élèvera verticalement vers le centre du dégagement, mais s'arrêtera court au centre.

En se référant aux tracés de la position de l'axe de l'arbre, cela se produit de manière assez normale pour le NDE. Cependant, la position de fonctionnement de l'arbre au DE est à la fois erratique lors de la montée en vitesse et présente des décalages latéraux et descendants.

Les déplacements horizontaux et verticaux de l'arbre dans les figures sont mis en évidence avec des flèches rouges. Dans la figure V.5, l'arbre monte vers la droite puis commence réellement à descendre avant d'atteindre une position de marche à 9 000 tr/min qui est déplacée (par rapport à la position de repos) horizontalement de 63 microns et verticalement vers le bas de 30 microns. Cette position de marche est potentiellement proche de l'extrémité du jeu de palier. De toute évidence, cette situation a le potentiel de restreindre le mouvement de l'arbre.

## V.7 Températures des coussinets d'appuis

Chaque palier lisse est équipé de deux thermocouples , et ces lectures sont disponibles dans le système de contrôle DCS. Le tableau V.2 montre que les températures des deux coussinets du palier coté NDE sont presque similaires.

Cependant, au DE, la différence est de 10 C sur le train 2. Cette température élevée sur un patin peut être le signe d'un dégagement fortement réduit localement à ce patin. Vraisemblablement, les deux coussinets sur lesquels les thermocouples sont montés sont en bas, donc l'un d'eux ayant une température beaucoup plus élevée appuierait l'observation faite à la Figure V.5 selon laquelle le décalage de la position de l'arbre au DE est transversal et vers le bas (résultant en un jeu faible dans un coin inférieur).

HP températures des paliers du compresseur centrifuge prise à 9H du Matin du 21 septembre 2014					
Paramètres			Train 1	Train 2	Train 3
Température de l'huile d'alimentation			57	51	54
DE	Température A	°C	98	80	83
	Température B	°C	79	90	85
	Différence	°C	17	10	2
NDE	Température A	C	62	60	65
	Température B	°C	65	61	66
	Différence	°C	3	1	1

TABLE V.2 – Différences de température entre les paliers de l'étage HP.

## V.8 conclusion

Dans ce chapitre il a été question de diagnostiquer les vibrations inadmissibles observées, au niveau du compresseur HP a la suite des remplacements de la cartouche HP par une autre révisée dans le cadre d'une opération de maintenance préventive. Après une description détaillée du mode de fonctionnement du compresseur d'injection HBNS nous avons discuté le problème des vibrations de l'étage HP. Les phénomènes vibrations liés à la vitesse et ceux liés à la pression ont été discutés en détail. En plus une analyse de la température des coussinets d'appuis a été présentée.

# Conclusion et perspectives

### Conclusion générale

Les compresseurs centrifuges jouent un rôle important dans l'industrie pétrolière. Cependant leur disponibilité est affectée par les vibrations mécaniques ce qui provoque dans les cas extrêmes des arrêts intempestifs et cause des pertes de production. Par conséquent, il est important d'analyser la dynamique du rotor pour comprendre son comportement vibratoire et diagnostiquer les différentes causes probables. Cette étape est nécessaire pour établir un plan de maintenance et réduire ainsi les temps de réparation. Du au rôle critique des compresseurs dans le maintien de la production et étant donné leur cout de maintenance élevé, le constructeur prévoit des systèmes de suivi vibratoire et de protection qui consiste en trois seuils d'alarmes et un système d'arrêt de la machine. Comme la vibration est un comportement instable du rotor dynamique du compresseur, son analyse dépendra de l'élaboration de son modèle mathématique et de sa résolution numérique pour déterminer les vitesses critiques pour lesquelles les vibrations se manifestent.

Dans cette optique, il était nécessaire de déterminer les équations du mouvement en utilisant le formalisme d'Euler-Lagrange. Comme le rotor considéré dans cette étude est celui du compresseur HP d'injection de type D6R6S du train 2 du site Hassi Berkine qui a manifeste des vibrations très importantes du côté NDE, il était important de déterminer ses propriétés mécaniques en utilisant le logiciel SolidWorks. Le modèle ainsi paramétré a été modélisé avec la méthode des éléments finis. Un code Matlab a permis la résolution du modèle dynamique du rotor et nous a permis de tracer le diagramme de Campbell et de déterminer les vitesses critiques du rotor. En comparant ces vitesses critiques avec celle données par le constructeur, les valeurs obtenues sont jugées acceptables en considérant les approximations considérées et les erreurs d'approximation du rotor. En effet, le rotor a été assimilé à un arbre élastique de diamètre variable, comportant huit disques rigides et deux paliers. L'effet gyroscopique au niveau de l'arbre et des disques a été pris en compte et par conséquent les mouvements dans les deux plans horizontal et vertical sont totalement couplés. L'analyse du mode libre du rotor a permis de tracer les formes modales qui représentent la variation des amplitudes de vibrations pour les fréquences propres à une vitesse donnée du rotor. Les fréquences propres varient en fonction de la vitesse de rotation. Le tracé de l'excentricité en fonction des vitesses de rotation a montré qu'un comportement d'auto-alignement se produit pour des vitesses élevées. De plus, l'analyse a montré que la masse volumique des disques, le module d'élasticité et la longueur des paliers sont des paramètres qui affectent les vitesses critiques du rotor et par conséquent son comportement vibratoire.

Comme notre approche concerne l'étude vibratoire d'un modèle approché du rotor, il n'était pas possible de mettre en évidence toutes les causes pouvant causer des vibrations importantes. En effet, dans la pratique, l'étude vibratoire est complétée par des tests que le constructeur effectue périodiquement sur site afin de collecter les données vibratoires ainsi que les paramètres du procédé pour évaluer les performances du compresseur. Ces tests sont effectués dans les limites de fonctionnement de la machine. Des tests en vitesse et en charge ont permis d'identifier que la cause principale des vibrations importantes était liée à des phénomènes de pression qui à leurs tours affectent l'amortissement et la température des paliers.

## Conclusion et perspectives

---

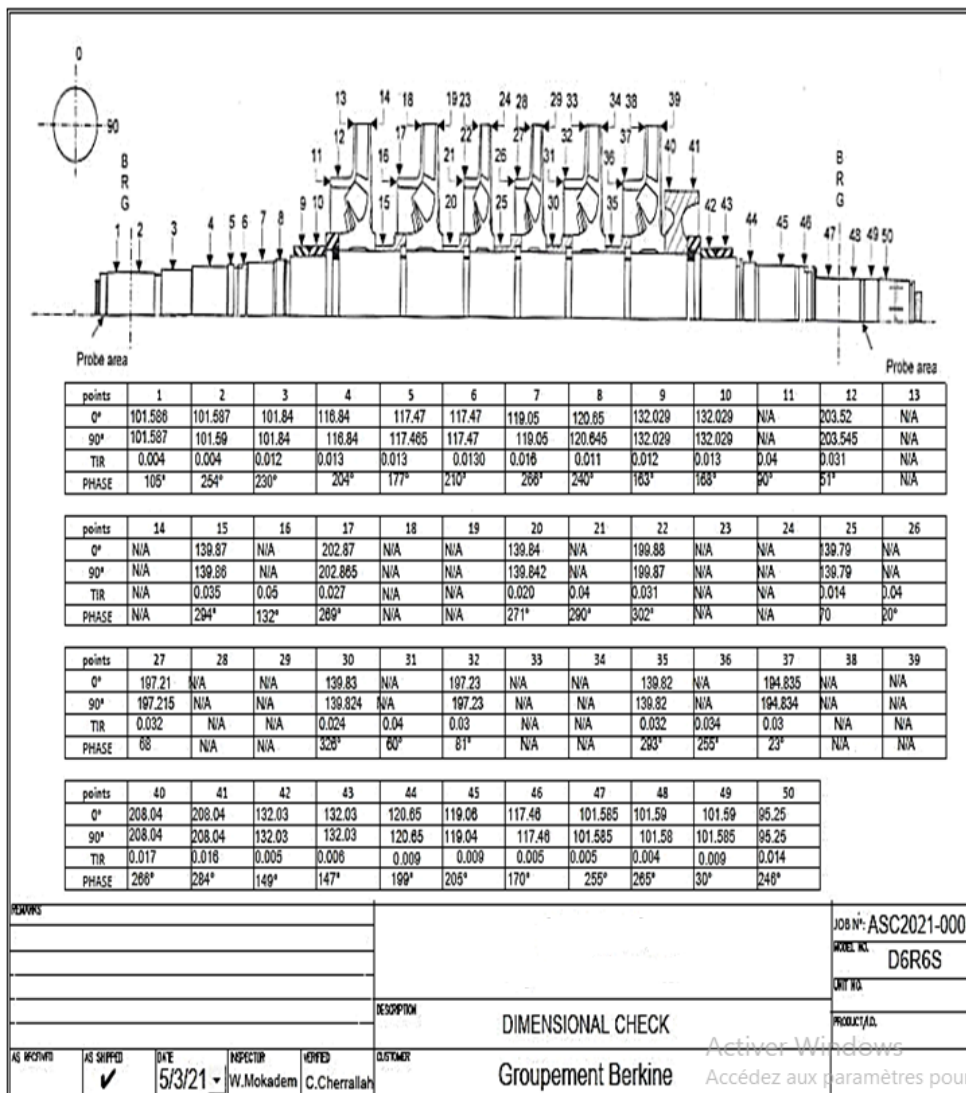
Cette étude peut être complétée dans le futur par la simulation des effets de pression et de température sur la dynamique du rotor.



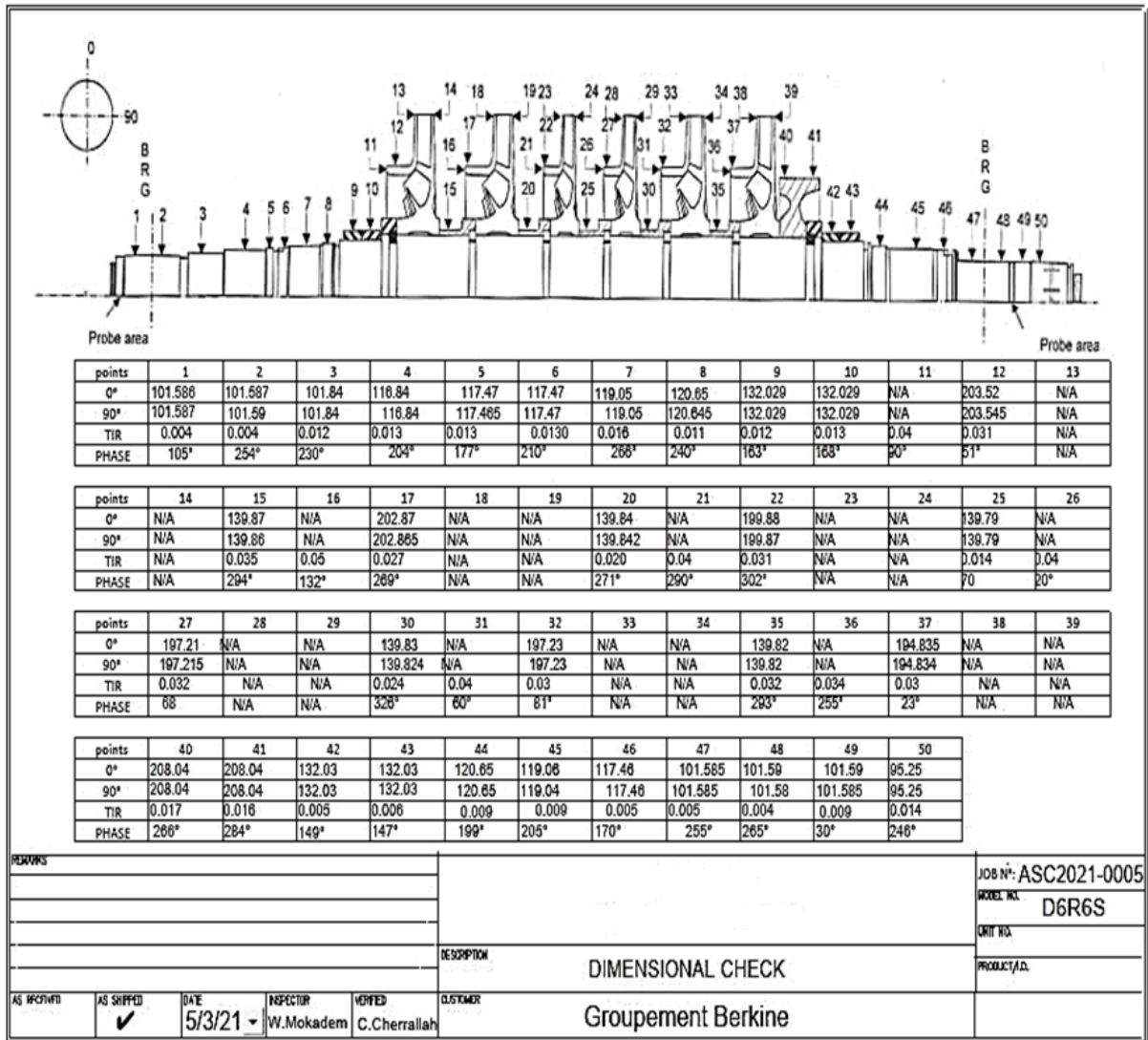
# Annexes

# Annexe A

## Compresseur d'injection de gaz (rotor )



# Annexe A. Compresseur d'injection de gaz(rotor )



Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Longueur(mm)	101.588	101.587	101.84	118.84	117.47	117.47	119.05	120.65	132.029	132.029		203.52	
TIR	0.004	0.004	0.012	0.013	0.013	0.013	0.016	0.011	0.012	0.013	0.04	0.031	
PHASE	105	254	230	204	177	210	266	240	163	163	90	51	

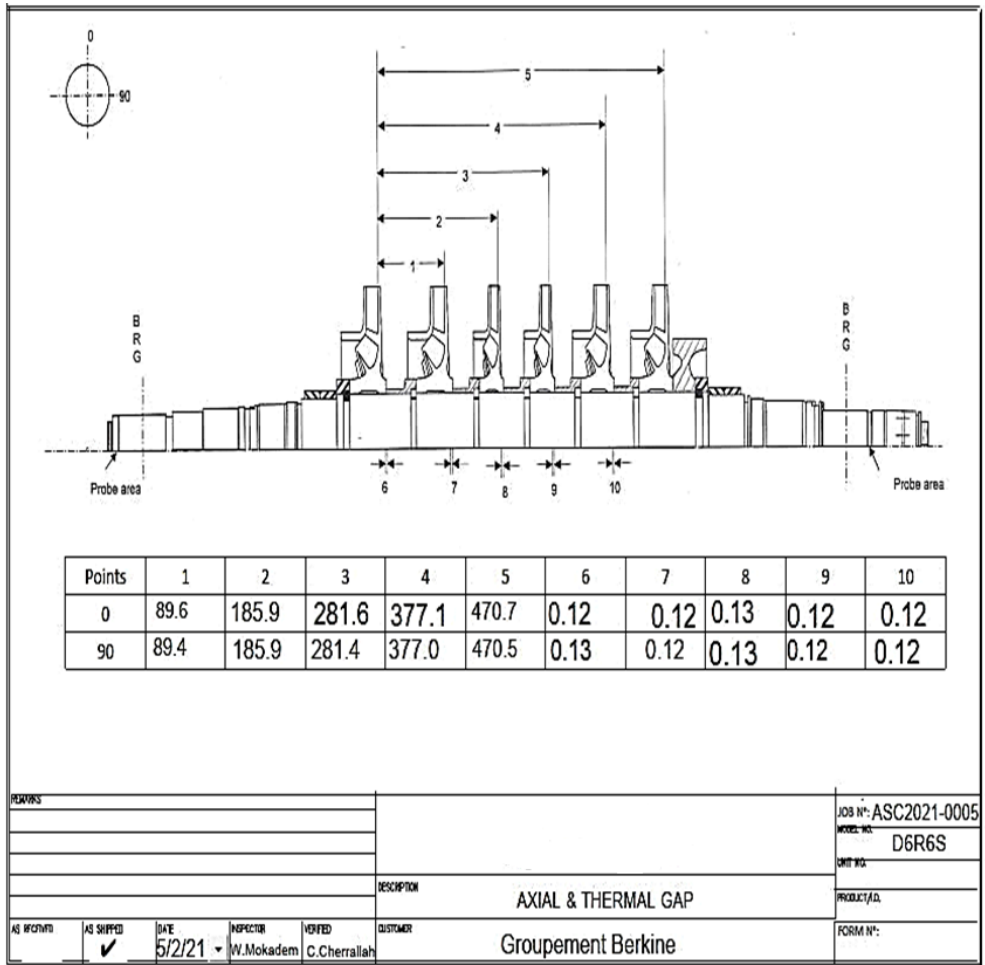
Annexe A. Compresseur d'injection de gaz(rotor )

Points	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Longueur(mm)		139 .87		202 .87			139 .84		199 .88			139 .79	
TIR		0.0 35	0. 05	0.0 27			0.0 20	0. 04	0.0 31			0.0 14	0. 04
PHASE		294	132	269			271	290	302			70	20

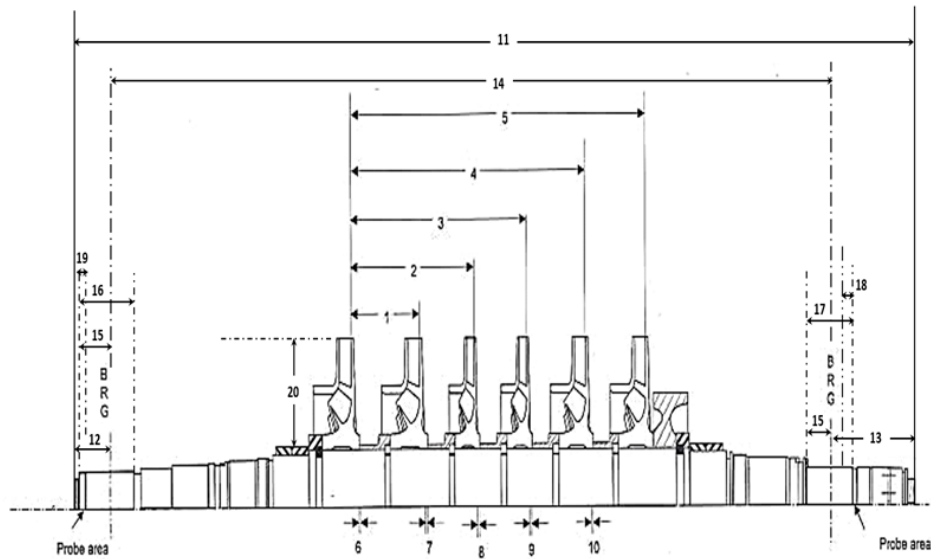
Points	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
Longueur(mm)	197 .21			139 .87		197 .23			139 .82		194. 835		
TIR	0.0 32			0.0 24	0.0 4	0.0 3			0.0 32	0.0 34	0.0 3		
PHASE	68			328	60	81			293	255	23		

Points	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Longueur(mm)	208 .04	208 .04	132 .03	132 .03	120 .65	119 .06	117 .46	101. 585	101. 590	101. 590	95 .25
TIR	0.017	0.016	0.005	0.008	0.009	0.009	0.005	0.005	0.004	0.009	0.014
PHASE	266	284	149	147	199	205	170	255	265	30	246

# Annexe A. Compresseur d'injection de gaz(rotor )



Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Longueur(mm)	89.6	185.9	281.6	377.1	470.7	0.12	0.12	0.13	0.12	0.12	17.82750	88.544	25.6972	14.37234	91.1617	16.2255	18.6106	71.780	12.700	32.5603



Le poids des composants du rotor D6R6S sont les suivants :

Description	Qty	Matériaux	poids (Kg)	Densité (g/cm <sup>3</sup> )	Volume (cm <sup>3</sup> )
SHAFT	1	Grade 4340 Alloy steel forging	152	7.85	19363.05
Impulser 1etage	1	ASTM A473 Type 410SS	8.2	7.80	1051.28
Impulser 2eme étage	1	GRADE 4330	8.3	7.84	1058.67
Impulser 3eme étage	1	GRADE 4330	7.3	7.84	931.12
Impulser 4eme étage et 5eme étage	2	GRADE 4330	8.3	7.84	1058.67
Impulser 6eme	1	GRADE 4330	8.3	7.84	1058.67
disque de butée	1	Grade 4340	5	7.85	636.94
piston d'équilibrage	1	ASTM A743	11.8	7.69	1534.46

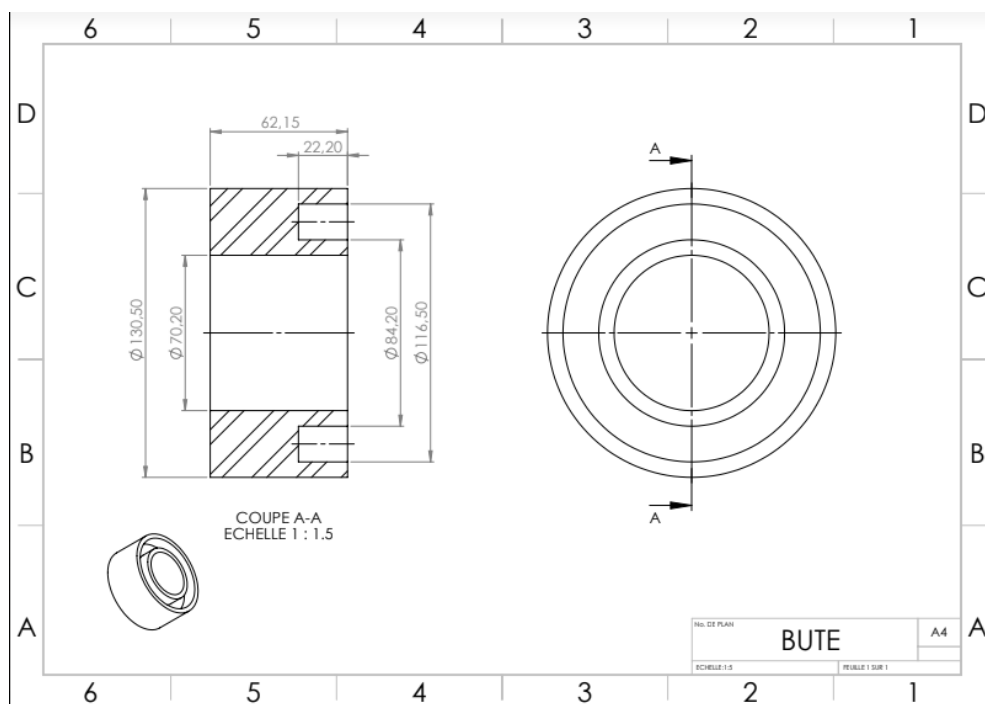
Annexe A. Compresseur d'injection de gaz(rotor )

Fiche de données du compresseur :

CENTRIFUGAL COMPRESSOR (API-617) DATA SHEET SI UNITS		JOB NO. <u>EJ-0182</u> ITEM NO. <u>K8-401A-MPK8-402A-MP</u>	
		REVISION NO. <u>2</u> DATE <u>Sept 29, 2000</u>	
		PAGE <u>3A</u> OF <u>6</u> BY <u>B. S. PUPP</u>	
CONSTRUCTION FEATURES		TYPE (OPEN, ENCLOSED, ETC.) <u>ENCLOSED</u>	
1 <input checked="" type="checkbox"/> SPEEDS:		TYPE FABRICATION <u>(6)@EBB</u>	
2 MAX. CONT. <u>11466</u> RPM TRIP <u>12039</u> RPM		MATERIAL <u>1st stage ASTM A473 Type 410SS, 2nd to 6th Gr. 4330</u>	
3 MAX. TIP SPEEDS: <u>186</u> M/SEC @ RATED SPEED		Min. YIELD STRENGTH (kPa) <u>723954</u>	
4 <u>195</u> M/SEC @ MAX. CONT. SPEED		BRINELL HARDNESS: MAX <u>302</u> MIN <u>235</u>	
5 <input checked="" type="checkbox"/> LATERAL CRITICAL SPEEDS (DAMPED)		SMALLEST TIP INTERNAL WIDTH (mm) <u>10.06</u>	
6 FIRST CRITICAL <u>5600</u> RPM _____ MODE		MAX. MACH. NO. @ IMPELLER EYE <u>0.35</u>	
7 SECOND CRITICAL <u>22200</u> RPM _____ MODE		MAX. IMPELLER HEAD @ 100% SPD (N-M/Kg) <u>1950</u>	
8 THIRD CRITICAL _____ RPM _____ MODE		<input checked="" type="checkbox"/> SHAFT:	
9 FOURTH CRITICAL _____ RPM _____ MODE		MATERIAL <u>Grade 4340 Alloy Steel Forging</u>	
10 <input type="checkbox"/> TRAIN LATERAL ANALYSIS REQUIRED (2.9.2.3)		DIA @ IMPELLERS (mm) <u>102.28</u> DIA @ COUPLING (mm) <u>85.25</u>	
11 <input checked="" type="checkbox"/> TRAIN TORSIONAL ANALYSIS REQUIRED		SHAFT END: <input checked="" type="checkbox"/> TAPERED <input type="checkbox"/> CYLINDRICAL	
12 (TURBINE DRIVEN TRAIN) (2.9.4.5)		Min. YIELD STRENGTH (kPa) <u>723954</u>	
13 <input checked="" type="checkbox"/> TORSIONAL CRITICAL SPEEDS:		SHAFT HARDNESS (BNH) <u>321</u>	
14 FIRST CRITICAL <u>1874</u> RPM		MAX TORQUE CAPABILITY (N-M) <u>30224</u>	
15 SECOND CRITICAL <u>3212</u> RPM		<input checked="" type="checkbox"/> BALANCE PISTON:	
16 THIRD CRITICAL <u>7641</u> RPM		MATERIAL <u>ASTM A743</u> AREA <u>18638.67</u> mm <sup>2</sup>	
17 FOURTH CRITICAL <u>12790</u> RPM		FIXATION METHOD <u>SHRINK FIT</u>	
18 <input checked="" type="checkbox"/> VIBRATION:		<input checked="" type="checkbox"/> SHAFT SLEEVES (2.8.2):	
19 ALLOWABLE TEST LEVEL <u>25.4</u> MICR		AT INTERSTG. CLOSE MATL <u>CASNM</u>	
20 (PEAK TO PEAK)		CLEARANCE POINTS _____	
21 <input checked="" type="checkbox"/> ROTATION, VIEWED FROM DRIVEN END <u>CW</u>		AT SHAFT SEALS MATL <u>A743</u>	
22 <input checked="" type="checkbox"/> MATERIALS INSPECTION REQUIREMENTS (4.2.2)		<input type="checkbox"/> ACCESSIBLE (2.8.2)	
23 <input type="checkbox"/> SPECIAL CHARPY TESTING (2.11.3)		<input checked="" type="checkbox"/> LABYRINTHS:	
24 <input checked="" type="checkbox"/> RADIOGRAPHY REQUIRED FOR <u>See CO3-075-884</u>		INTERSTAGE	
25 <input checked="" type="checkbox"/> ULTRASONIC REQUIRED FOR <u>See CO3-075-884</u>		TYPE <u>KNIFE EDGE</u> MATERIAL <u>AA 850.0</u>	
26 <input checked="" type="checkbox"/> MAGNETIC PARTICLE REQUIRED FOR <u>See CO3-075-884</u>		BALANCE PISTON	
27 <input checked="" type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT REQUIRED FOR <u>Not applicable</u>		TYPE <u>KNIFE EDGE</u> MATERIAL <u>AA 850.0</u>	
28 <input checked="" type="checkbox"/> CASING:		SHAFT SEALS:	
29 MODEL <u>DER65</u>		<input checked="" type="checkbox"/> SEAL TYPE (2.8.3) <u>DRY GAS / TANDEM</u>	
30 CASING SPLIT <u>RADIAL</u>		<input checked="" type="checkbox"/> SETTLING OUT PRESSURE (Bar G) <u>175.5</u>	
31 MATERIAL <u>ASTM A266 Cl 4 Carbon Steel Pressure Containing</u>		<input type="checkbox"/> SPECIAL OPERATION (2.8.1)	
32 THICKNESS (mm) <u>228.6</u> CORR. ALL. (mm) <u>3.18</u>		<input type="checkbox"/> SUPPLEMENTAL DEVICE REQUIRED FOR CONTACT	
33 MAX. WORKING PRESS <u>461.84</u> Bar G		SEALS (2.8.3.2) TYPE _____	
34 MAX DESIGN PRESS <u>496.41</u> Bar G		<input type="checkbox"/> BUFFER GAS SYSTEM REQUIRED (2.8.7) <input type="checkbox"/> MANIFOLD (3.5.1.6)	
35 TEST PRESS (Bar G): HELIUM _____ HYDRO <u>692.91</u>		<input type="checkbox"/> TYPE BUFFER GAS _____	
36 MAX OPER. TEMP. <u>193</u> °C MIN. OPER. TEMP. <u>-29</u> °C		<input type="checkbox"/> BUFFER GAS CONTROL SYSTEM SCHEMATIC BY VENDOR	
37 MAX NO. OF IMPELLERS FOR CASING <u>6</u>		<input type="checkbox"/> PRESSURIZING GAS FOR SUBATMOSPHERIC SEALS (2.8.8)	
38 MAX CASING CAPACITY (M3/Min) <u>119.77</u>		<input type="checkbox"/> TYPE SEAL _____	
39 CASING SPLIT SEALING (2.2.10) _____		<input type="checkbox"/> INNER OIL LEAKAGE GUAR. (liter/DAY/SEAL) _____	
40 <input type="checkbox"/> SYSTEM RELIEF VALVE SET PT. (2.2.4) _____ Bar G		BUFFER GAS REQUIRED FOR:	
41 <input checked="" type="checkbox"/> DIAPHRAGMS:		<input type="checkbox"/> AIR RUN-IN <input type="checkbox"/> OTHER _____	
42 MATERIAL <u>ASTM A38 Carbon Steel Plate</u>		<input type="checkbox"/> BUFFER GAS FLOW (PER SEAL):	
43 <input checked="" type="checkbox"/> IMPELLERS: mm		NORM: _____ Kg-Hr @ _____ Bar G Δ P	
44 NO. <u>6</u> DIAMETERS <u>(6)@0.326</u>		MAX. _____ Kg-Hr @ _____ Bar G Δ P	
45 NO. VANES EA. IMPELLER <u>(6)@19</u>		<input checked="" type="checkbox"/> BEARING HOUSING CONSTRUCTION:	
46 _____		TYPE (SEPARATE, INTEGRAL) <u>SEPARATE</u> <u>SPLIT</u> <u>AXIAL</u>	
47 _____		MATERIAL <u>ASTM A38 Carbon Steel Plate</u>	
48 _____			
49 _____			
50 _____			
51 _____			

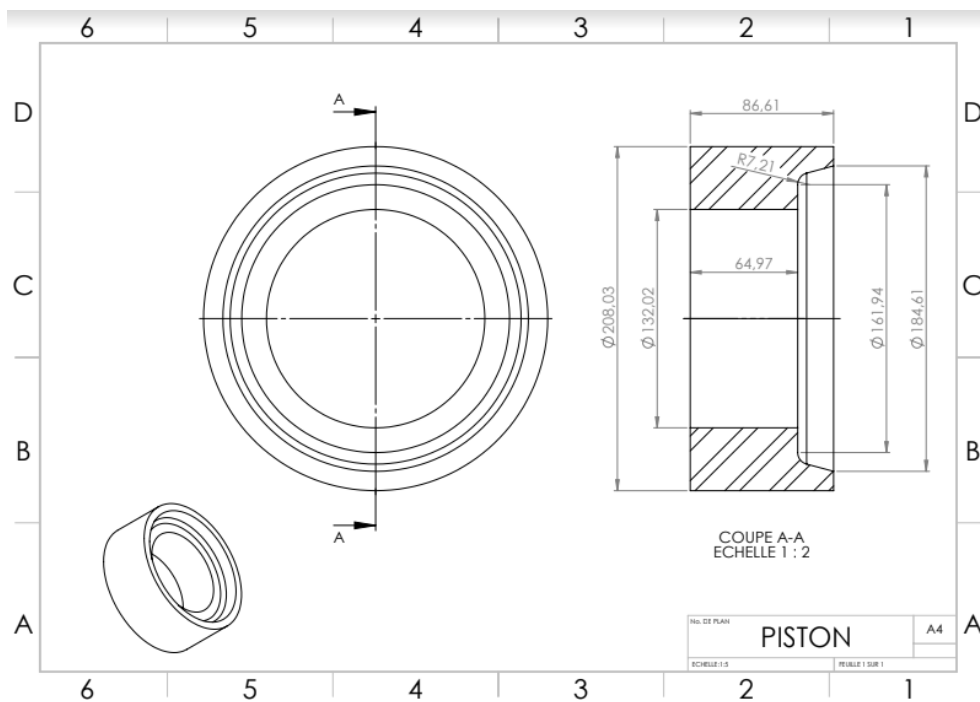
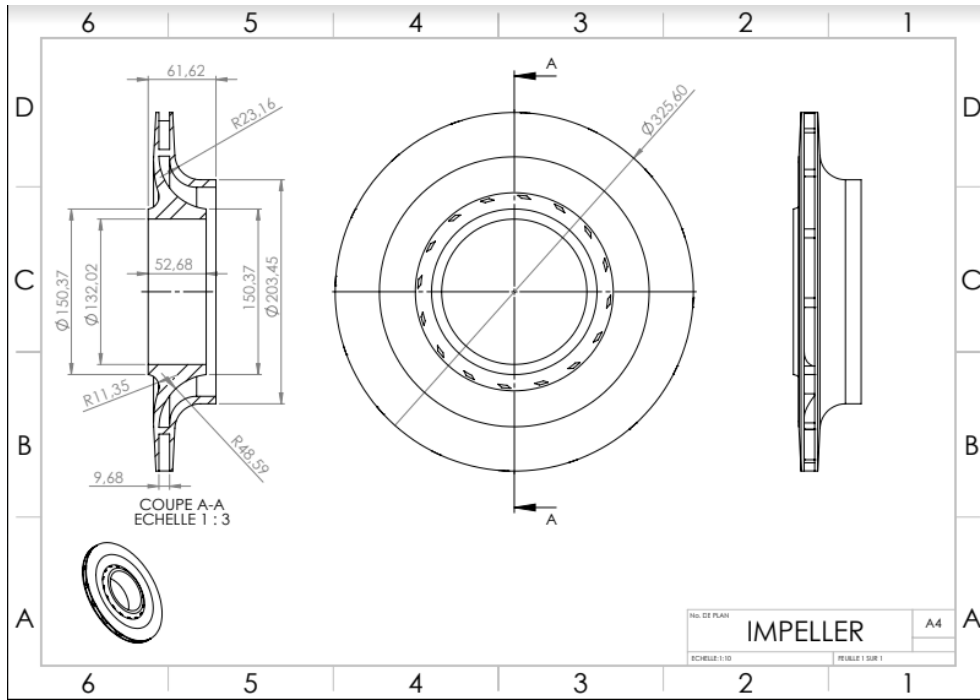
## Annexe B

Les dimensions des éléments bute, impulseur et piston d'équilibrage





Annexe B. Les dimensions des éléments bute, impulseur et piston d'équilibrage



# Annexe C

## Code de calcul matlab

```
% File name : HABRI/FAIZI
%
% ROTOR OF COMPRESSOR HIGH SPEED
%
% This example has fluid film bearings
% A model with 6 Timoshenko beam elements
%
clear
format short e
close all
set(0,'defaultaxesfontsize',12)
set(0,'defaultaxesfontname','Times New Roman')
set(0,'defaulttextfontsize',12)
set(0,'defaulttextfontname','Times New Roman')
% Set the material parameters
E = 205e9;
G = 80e9;
rho = 7850;
rho_disk = 7850;
damping_factor = 0.0; % no damping in shaft
% Consider a model with 10 equal length elements
% Shaft is 1.7826m long
model.node = [1 0.0; 2 0.088; 3 0.186; 4 0.676; 5 0.7656; 6 0.8619; 7 0.9576; 8 1.0526;
9 1.1456; 10 1.2276; 11 1.5326; 12 1.7826];
% Assume shaft type 1 - Timoshenko with gyroscopic effects included
% Solid shaft with 132mm outside diameter
shaft_od1 = 0.10158;
shaft_id1 = 0.0;
shaft_od2 = 0.11745;
shaft_id2 = 0.0;
shaft_od3 = 0.132;
shaft_id3 = 0.0;
shaft_od4 = 0.11745;
```

```
shaft_id4 = 0.0;
shaft_od5 = 0.10158;
shaft_id5 = 0.0;
model.shaft = [2 1 2 shaft_od1 shaft_id1 rho E G damping_factor; ...
2 2 3 shaft_od1 shaft_id1 rho E G damping_factor; ...
2 3 4 shaft_od2 shaft_id2 rho E G damping_factor; ...
2 4 5 shaft_od3 shaft_id3 rho E G damping_factor; ...
2 5 6 shaft_od3 shaft_id3 rho E G damping_factor; ...
2 6 7 shaft_od3 shaft_id3 rho E G damping_factor; ...
2 7 8 shaft_od3 shaft_id3 rho E G damping_factor; ...
2 8 9 shaft_od3 shaft_id3 rho E G damping_factor; ...
2 9 10 shaft_od3 shaft_id3 rho E G damping_factor; ...
2 10 11 shaft_od4 shaft_id4 rho E G damping_factor; ...
2 11 12 shaft_od5 shaft_id5 rho E G damping_factor];
% Disk 1 at node 3 has diameter of 109.29mm and thickness of 57.09mm
% Disk 2 at node 4 has diameter of 282.76mm and thickness of 47.30mm
% Disk 3 at node 5 has diameter of 282.76mm and thickness of 47.30mm
% Disk 4 at node 6 has diameter of 282.76mm and thickness of 47.30mm
% Disk 5 at node 7 has diameter of 282.76mm and thickness of 47.30mm
% Disk 6 at node 8 has diameter of 282.76mm and thickness of 47.30mm
% Disk 7 at node 9 has diameter of 282.76mm and thickness of 47.30mm
% Disk 8 at node 10 has diameter of 220.75mm and thickness of 22.67mm
% Note inside diameter of disk is assumed to be the outside diameter
% of the shaft
disk1_od = 0.10929;
disk2_od = 0.28276;
disk3_od = 0.28276;
disk4_od = 0.28276;
disk5_od = 0.28276;
disk6_od = 0.28276;
disk7_od = 0.28276;
disk8_od = 0.22075;
disk1_thick = 0.05709;
disk2_thick = 0.04730;
disk3_thick = 0.02267;
model.disc = [1 3 rho_disk disk1_thick disk1_od shaft_od1; ...
1 4 rho_disk disk2_thick disk2_od shaft_od2;...
1 5 rho_disk disk2_thick disk3_od shaft_od3;...
1 6 rho_disk disk2_thick disk4_od shaft_od3;...
1 7 rho_disk disk2_thick disk5_od shaft_od3;...
1 8 rho_disk disk2_thick disk6_od shaft_od3;...
1 9 rho_disk disk2_thick disk7_od shaft_od3;...
1 10 rho_disk disk3_thick disk8_od shaft_od3];
% Constant stiffness short isotropic bearing (1NM/m) with no damping
% Bearings at the ends of the shaft - nodes 2 and 11
Bearing_F = 1046;
```

```

Bearing_D = 0.10180;
Bearing_L = 0.162255;
Bearing_c = 0.0002;
Bearing_nu = 0.1;
model.bearing = [7 2 Bearing_F Bearing_D Bearing_L Bearing_c Bearing_nu; ...
7 11 Bearing_F Bearing_D Bearing_L Bearing_c Bearing_nu];
% draw the rotor
figure(1), clf
picrotor(model)
% plot the Campbell diagram and root locus
Rotor_Spd_rpm = 100 : 100 : 30000;
Rotor_Spd = 2 * pi * Rotor_Spd_rpm/60; %converttorad/s
[eigenvalues, ~, kappa, eccentricity] = chr_root(model, Rotor_Spd);
figure(2)
NX = -1;
damped_NF = 0; %plotdampednatural frequencies
plotcamp(Rotor_Spd, eigenvalues, NX, damped_NF, kappa)
figure(3)
plotloci(Rotor_Spd, eigenvalues, NX)
figure(4)
semilogy(Rotor_Spd_rpm, eccentricity)
xlabel('Rotor spin speed (rev/min)')
ylabel('Eccentricity')
% plot the modes at a given speed
Rotor_Spd_rpm = 4000;
Rotor_Spd = 2 * pi * Rotor_Spd_rpm/60; %converttorad/s
[eigenvalues, eigenvectors, kappa] = chr_root(model, Rotor_Spd);
figure(5)
subplot(221)
plotmode(model, eigenvectors(:,1), eigenvalues(1))
subplot(222)
plotmode(model, eigenvectors(:,3), eigenvalues(3))
subplot(223)
plotmode(model, eigenvectors(:,5), eigenvalues(5))
subplot(224)
plotmode(model, eigenvectors(:,7), eigenvalues(7))
% plot orbits
figure(6)
outputnode = [3 5];
axes('position', [0.2 0.53 0.2 0.2])
plotorbit(eigenvectors(:,1), outputnode, 'Mode 1', eigenvalues(1))
axes('position', [0.39 0.53 0.2 0.2])
plotorbit(eigenvectors(:,3), outputnode, 'Mode 2', eigenvalues(3))
axes('position', [0.58 0.53 0.2 0.2])
plotorbit(eigenvectors(:,5), outputnode, 'Mode 3', eigenvalues(5))
axes('position', [0.2 0.25 0.2 0.2])

```

```
plotorbit(eigenvectors( :,7),outputnode,'Mode 4',eigenvalues(7))  
axes('position',[0.39 0.25 0.2 0.2])  
plotorbit(eigenvectors( :,9),outputnode,'Mode 5',eigenvalues(9))  
axes('position',[0.58 0.25 0.2 0.2])  
plotorbit(eigenvectors( :,11),outputnode,'Mode 6',eigenvalues(11))
```

# Références

1. Dr.Rassim BELAKROUM « Diagnostic des machines Chapitre 4 (3<sup>ème</sup> partie).pptx »
2. Brahmi, H., Etude du comportement vibratoire et simulation numérique des charges dynamiques d'un rotor flexible. 2010, Boumerdès.
3. M. Luft, PRUFTECHNIK AG « Comprendre la vibration de moteur par l'analyse FFT.pdf » Edition Mars 1998
4. Michel I. Friswell « Dynamics of Rotating Machines.pdf » Cambridge University Press, 31 mars 2010.
5. CHIEMENTIN Xavier thèse de doctorat en mécanique « Localisation et quantification des sources vibratoires dans le cadre d'une maintenance préventive conditionnelle en vue de fiabiliser le diagnostic et le suivi de l'endommagement des composants mécaniques tournants : application aux roulements à billes » octobre 2007.
6. Ahmima, S. and S. Eddine, Contribution à L'étude du Comportement Dynamique Des Rotors Verticaux. 2015.
7. Didier, J., J.-J. Sinou, and B. Faverjon. Etude de la réponse dynamique non-linéaire d'un rotor en présence de défauts et d'incertitudes. in 10e colloque national en calcul des structures. 2011.
8. Paresh Girdhar BEng (Mech. Eng) « Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance.pdf », 2004 .
9. Amar Chiter «Détection et diagnostic des défauts de roulement contribution à la maintenance des machines tournantes». Thèse de Magistère en optique et mécanique de précision UFAS 2001
10. Venkatasubramanian V, Rengaswamy R. Yin K., Kavuri S., "a review of process fault detection and diagnosis part quantitative model-based methods", Computer and ChemicalEngineering, 2003.
11. Zwingelstein, G., (1995).Diagnostic des défaillances : Théorie et pratique pour les systèmes industriels, Editions Hermès.
12. BOUTICHE hamza(2015) « modélisation et diagnostic d'un réducteur de vitesse à un seul étage par analyse cepstrale »Thèse de master présenté à UNIVERSITÉ M'HAMED BOUGARA – BOUMERDES
13. Boulenger A, Pachaud C : « Aide mémoire : Surveillance des machines par analyse des vibrations ». Edition Dunod, Paris 2009.
14. M. ZEMOURI, « contribution a la surveillance des systèmes de production a l'aide desréseaux de neurones dynamiques : application a la maintenance »,Thèse de doctorat présenté à l'université de Franche-Comte, France.2003.
15. DrRAHMOUNEChemseddine (2011), « Analyse et traitement du courant statoriquepour ladétection des défauts dans les systèmes électromécaniques ».Mémoire de magister présentéUNIVERSITÉ M'HAMED BOUGARA – BOUMERDES.

16. Frank, P.M., (1990).Fault Diagnosis in Dynamic Systems Using Analytical and Knowledge Based Redundancy – A survey and New Results, Automatica, Vol. 26, pp. 459-474.
17. Leo H. Chiang, Evan L. Russell, et Richard D. Braatz (2001). Fault
18. R. Isermann (1993). Fault diagnosis of machines via parameter estimation and knowledge processing - tutorial paper. Automatica, 29(4) :813-835, 1993.
19. J. Gertler (1997).Fault detection and isolation using parity relations. Control Engineering Practice, 5(5) :653–661, 1997.
20. Dubuisson, B., E. Boutleux, P. Dague, T. Denoeux, E. Didelet, Y. Gandvalet et M.Masson (2001).Diagnostic, Intelligence Artificielle et reconnaissance de formes, Ed. Hermes.
21. buivietphuong (2007).« Diagnostic des machines électriques par l’analyse du champ magnétique de fuite. Application a l’identification de défauts rotoriques d’un alternateur a vide ». Thèse de doctorat l’INPGRENOBLE .
22. Mr. TOUAFEK Ishak « Extraction d’indicateurs robustes pour le diagnostic des défauts mécaniques : Comparaison de L’EMD et des ondelettes (WT) »Mémoire de magister présenté à l’UNIVERSITE FERHAT ABBAS – SETIF UFAS (ALGERIE).
23. Drouiche K., « Quelques techniques du traitement du signal pour la maintenance prédictive », Thèse de l’ENST de Paris, 1993.
24. fran François Lafleur «L’organisation d’un programme de maintenance prédictive»2003
25. BM 5 145 Technique de l’ingénieur «Analyse vibratoire des machines tournantes»
26. Landolsi Foued «COURS DE TECHNIQUES DE SURVEILLANCE»
27. Tendance revue mesures 754 avril 2003 « les roulements, des composants à surveiller de près »
28. Ali IBRAHIM «Contribution au diagnostic de machines électromécaniques exploitation dessignaux électriques et de la vitesse instantanée». Thèse de Doctorat 10 Mars 2009.