



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العلمي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد  
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed  
معهد الصيانة و الأمن الصناعي  
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

**Département de Maintenance en Electromécanique**

## **MÉMOIRE**

Pour l'obtention du diplôme de Master

**Filière :** Génie Industriel  
**Spécialité :** Maintenance-Fiabilité-Qualité

### **Thème**

**Maintenance des machines tournantes par analyse  
vibratoire**

Présenté par :

HAKKOUMI Salem

SEGUENI Abdelkader

Devant le jury composé de :

**Nom et Prénom**  
HAIMOUR Rachida  
DJEBLI Yamina  
HEROUZ Keltoum

**Etablissement**  
Université d'Oran 2  
Université d'Oran 2  
Université d'Oran 2

**Qualité**  
**Président**  
**Examinateur**  
**Encadreur**

**Décembre 2020**

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance à :*

*Mes très chers parents qui ont m'aider par ses invocations dans tous*

*moment, dans le bonheur et le malheur ;*

*Tous mes frères ; Tous mes sœurs.*

*toute ma famille ; Tous mes voisins.*

*Mon Binôme Abdelkader qui m'a supporté le long de toutes ces années*

*d'études.*

*Toutes mes chères amies.*

*Tout les professeurs qui nous ont aidé à en arriver jusqu'au là.*

*A tous mes amis de promotion.*

*SALEM....*

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance à :*

*Mes très chers parents qui ont m'aider par ses invocations dans tous  
moment, dans le bonheur et le malheur ;*

*Tous mes sœurs ; toute ma famille ;*

*Tous mes voisins.*

*Mon Binôme Salem qui m'a supporté le long de toutes ces années d'études.*

*Toutes mes chères amies.*

*Tout les professeurs qui nous ont aidé à en arriver jusqu'au là.*

*A tous mes amis de promotion d'électromécanique.*

*Abdelkader .....*

# Remerciements

*Tout d'abord, nous remercions - الله- عزوجل le tout puissant de nous avoir donné*

*La patience et la force pour terminer ce modeste travail, et nous tenons*

*Expressément à remercier nos parents pour leur soutien, leur confiance et leur encouragement tout le long de nos études.*

*Nous tenons Expressément et Chaleureusement à remercier notre encadreur Madame HÉROUZ Keltoum, Maître Assistant A à l'université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed. En tant que Directrice de mémoire, il nous a guidé dans notre travail et nous a aidé à trouver des solutions pour avancer.*

*Nos remerciements iront naturellement vers tous ceux qui ont accepté avec bienveillance de participer au jury de mémoire :*

*Nous remercions Madame HAIMOUR Rachida pour avoir accepté de présider ce jury, et Madame DJEBLI Yamina d'avoir accepté d'examiner ce mémoire.*

*Enfin un grand merci à tous mes amis qui m'ont encouragé de près ou de loin pendant ce travail.*

## الملخص:

كل الآلات الدوارة تقوم أثناء عملها بإصدار اهتزازات متفاوتة الدرجة تعبر عن حالتها الداخلية، ويعتبر تحليل هذه الاهتزازات من أحدث التقنيات والأكثر رواجاً لتحديد حالة الآلة وذلك لتفادي حدوث أي خطأ قد يؤدي إلى التوقف المفاجئ للإنتاج.

الكلمات المفتاحية: إشارات الاهتزاز، التحليل الطيفي، التحليل الزمني

## Abstract

All the rotating machines produce vibrations of varying degrees that reflect their internal state, and the analysis of this vibration is one of the most modern technique and the most common popular to determine the state of machine, in order to avoid any error that may lead to sudden interruption of production.

Keywords: vibration signal, temporal analyze, Spectrum analyze.

## Résumé:

Toutes les machines tournantes en fonctionnement produisent des vibrations de différents degrés qui permettent de caractériser l'état interne de la machine. Ainsi, l'analyse des vibrations est devenue une technique très répandue pour apprécier l'état d'une machine, afin d'éviter la défaillance et n'intervenir qu'à bon escient pendant des arrêts programmés de production.

Mots clés : signaux vibratoires, analyse temporelle, analyse spectrale.

## Sommaire

Dédicace.....	I
Remerciements .....	III
Résumé.....	IV
Sommaire.....	V
Liste des figures.....	XIII
Liste des tableaux .....	XV
<b>Liste des abréviations .....</b>	<b>XVI</b>
Introduction générale.....	1

### Chapitre I : Généralité sur la maintenance

I.1.Introduction.....	2
I.2. Maintenan.....	2
I.2.1. Définition de la maintenance .....	2
I.2.2. But de la maintenance.....	2
I.2.2.1. Objectifs financiers.....	2
I.2.2.1.Objectifs opérationnels.....	2
I.2.4.Différents niveaux de maintenance .....	3
I.2.4.1. Maintenance du premier niveau .....	3
I.2.4.2. Maintenance de deuxième niveau .....	3
I.2.4.3. Maintenance de troisième niveau .....	3
I.2.4.4. Maintenance du quatrième niveau .....	3
I.2.4.5. Maintenance du cinquième niveau .....	3
I.2.5. Activités de la maintenance .....	4
I.2.6. Types de maintenance .....	5
I.2.6.1. Maintenance corrective.....	5
I.2.6.2. Maintenance préventive .....	6
I.3.Choix d'une politique de maintenance .....	7

I.4. Principe de la maintenance conditionnelle .....	8
I.4.1. Différents types de la maintenance conditionnelle .....	9
I.4.2. Les techniques de la maintenance préventive conditionnelle .....	9
I.4.2.1. Analyse de vibrations .....	10
I.4.2.2. Analyse des huiles .....	10
I.4.2.3. Technique de la thermographie .....	10
I.4.2.4. Analyse acoustique.....	11
I.4.2.5. Contrôle par ultrasons.....	11
I.4.3. Choix de la technique de surveillance .....	11
I.4.4. Comparaison entre les techniques de surveillance .....	11
I.4.5. Les objectifs de la maintenance préventive conditionnelle .....	12
I.5. Conclusion.....	13

## Chapitre II : Généralité sur l'analyse vibratoire

II.1. Introduction.....	14
II.2. Définition d'une vibration.....	14
II.3. Caractéristique d'une vibration.....	14
II.3.1. La fréquence.....	14
II.3.3. Nature d'une vibration.....	15
II.4. Grandeur de mesures.....	16
II.4.1. Déplacement.....	16
II.4.2. Vitesse.....	16
II.4.3. Accélération.....	16
II.5. Transformation Temps-Fréquence.....	17
II.6. la surveillance et diagnostic des machines.....	18
II.6.1. Définition de la surveillance.....	18
II.6.2. La surveillance de manière continue.....	19
II.6.3. La surveillance périodique.....	19

II.7. Les capteurs des vibrations.....	20
II.7.1. Les capteurs de déplacement (les proximètres).....	20
II.7.2. Les vélocimétries.....	21
II.7.3. Les accéléromètres.....	21
Réponse d'un accéléromètre.....	22
Mode de fixation de l'accéléromètre.....	23
Points de mesurage.....	24
II.8. Stratégies de surveillance.....	24
II.8.1. Mesure global .....	24
Norme de seuil (AFNOR E 90-300).....	25
Seuils de jugement.....	26
II.8.2. Mesure Spectrale.....	26
II.8.3. Représentation graphique d'un spectre.....	27
II.9. Conclusion.....	28

## Chapitre III : Défauts des machines tournantes

III.1.Introduction.....	29
III.2. Défauts des machines tournantes.....	29
III.2.1. Défaut de balourd.....	29
III.2.1.1. Balourd statique.....	29
III.2.1.2. Balourd de couple.....	30
III.2.1.3. Balourd Dynamique.....	30
Equilibrage statique.....	30
Equilibrage dynamique.....	31
III.2.2. Défaut d'alignement.....	31
III.2.2.1. Signature du défaut d'alignement.....	32
III.2.3. Défaut de desserrage et de jeu.....	33
III.2.4. Défauts des engrenages.....	34

III.2.4.1. Principales Sources Des Vibrations.....	35
III.2.4.2. Types de défauts.....	35
III.2.4.3. Présentation spectrale des défauts d'un engrenage.....	38
III.2.5. Défauts de roulement .....	40
III.2.5.1. Types de roulements .....	41
III.2.5.2. Eléments de roulements.....	41
III.2.5.3. Les Fréquences caractéristiques .....	42
III.2.5.4. Défaut de type écaillage affectant la bague externe .....	43
III.2.5.5. Défaut de type écaillage affectant la bague interne .....	44
III.2.5.6. Défaut de type écaillage sur un élément roulant .....	44
III.2.6. Défauts de transmission par courroies .....	45
III.3.Reconnaissance des principales anomalies .....	46
III.4.Conclusion.....	47

## Chapitre IV : Etude bibliographique

IV.a. Introduction.....	49
IV.1.Tahar BELKHIR [33] .....	49
IV.1.1. Première application arbre fissure.....	49
IV.1.1.1 Objectif du travail .....	49
IV.1.1.2 L'expérimentales .....	49
IV.1.1.3 Résultats .....	50
IV.1.1.4 Remarque générale .....	51
IV.1.2 Deuxième application cavitation dans les pompes .....	51
IV.1.2.1 Le but de l'essai.....	51
IV.1.2.2 Description de l'appareil.....	51
IV.1.2.3 Mesure des vibrations provoquées par la cavitation au niveau d'une pompe .....	52
IV.1.2.4 L'essai sur la cavitation.....	52

IV.1.4 Troisième application vibration dans les ventilateurs.....	54
IV.1.4.1 Objectif du travail.....	54
IV.1.4.2 Méthodes expérimentale.....	54
IV.1.4.3 L’essai sur le ventilateur.....	55
IV.1.5 Quatrième application défauts sur les roulements.....	57
IV.1.5.1 Objectif du Travail.....	57
IV.1.5.2. Le jeu d’accessoires paliers à roulements.....	57
IV.1.5.3.L’essai sur le roulement.....	58
IV.2. MOKHTARI Yaakoub [34] .....	<b>59</b>
IV.2.1. Description de l’expérience.....	59
IV.2.2. Résultats.....	60
IV.3. BAARA Nabil et DAOUD Taha [35] .....	<b>64</b>
Objectif.....	64
IV .3.1.Essais d’équilibrage.....	65
IV .3.1.1.Essais à vide .....	65
IV.3.1.2. Essai avec disque en acier.....	67
IV.3.1.3. Essai avec ventilateur à 9 pales.....	68
IV.3.1.4. Essai avec roue en plastique.....	69
IV.3.2.Equilibrage dynamique.....	70
IV.3.2.1.Création de balourd (1 <sup>er</sup> essai).....	70
IV.3.2.2.Création de balourd (essai2).....	71
IV.3.2.3.Masse de correction.....	72
IV.3.2.4.Correction final.....	73
IV.4. SAADI Hassen ZERG et REGBA Zine el abidine [36] .....	<b>73</b>
IV.4.1. L’expérimentale .....	73
IV.4.2. Interprétation .....	74
IV.5. MERAH Karima [37] .....	<b>75</b>

IV.5.1. Le but de travaille.....	75
IV.5.2. Les paramètres du moteur asynchrone .....	75
IV.5.2. Les paramètre de roulement .....	76
IV.2.3 Interprétation des résultats.....	76
IV5.4 Evolution des paramètres statistiques en fonction des diamètres du défaut ..	77
IV.5.5. Interprétation des résultats .....	78
IV.5.6. L’analyse fréquentielle de défaut de roulement .....	79
IV.5.7. Comparaison entre les deux techniques : analyse vibratoire et analyse du courant du stator.....	80
<b>IV.6. Mokhfi Meriem Souhila [38] .....</b>	<b>81</b>
IV.6.1. Introduction.....	81
IV.6.3. Suivi vibratoire (turbopompe).....	82
<b>IV.7. Mr. BENSEBTI Taha [39] .....</b>	<b>84</b>
IV.7.1. Le suivi et le diagnostic du compresseur.....	84
IV.7.2. Présentation du banc d’essai .....	84
IV.7.3. Objectif du travail .....	84
IV.7.4. Description du Compresseur Propane .....	85
IV.7.5. Les composantes de spectre .....	86
IV.7.6.Résultats.....	87
IV.7.7.Conclusion.....	90
<b>IV.8. M.BELWASSA, I.MOKHTARI [11] .....</b>	<b>90</b>
IV.8.1. Introduction .....	90
IV.8.2.Broyeur à boules BK6 .....	90
IV.8.3.Moteur électrique.....	91
IV.8.4.Réducteur.....	91
IV.8.5. Calcul des fréquences.....	91
IV.8.6.Caractéristiques du moteur.....	92

IV.8.7.Schéma cinématique et points de mesure .....	92
IV.8.8.Résultats.....	92
IV.9.BOUMAILA AHMED DHIA EDDINE [40] .....	<b>94</b>
IV.9.1.Analyse vibratoire du ventilateur M14A .....	94
IV.9.2.L'historique des mesures en fonction de la grandeur vitesse .....	96
IV.9.3.Etat globale de ventilateur M14A et recommandation .....	98
IV.10.NOUREDDINE Chikh [41] .....	<b>99</b>
IV.10.1. Description de la plate-forme expérimentale.....	99
IV.10.2. Interprétation générale .....	100
IV.11. BAARA Nabil et DAOUD Taha (Etude de cas industriels) [35].....	100
IV.11.1. Introduction.....	100
IV.11.2. Travaux réalisés.....	101
IV.11.2.1. Service maintenance prédictive .....	101
IV.11.3. Défauts -off line.....	101
IV.11.3.1. Défaut de balourd.....	101
IV.11.3.2. Etude du système pompe.....	102
IV.11.3.3. Interprétation.....	102
IV.11.3.4. Interprétation de défaut de Balourd.....	102
IV.11.3.5. Le comportement de la pompe après l'intervention.....	103
IV.11.4. Défaut de roulement (Cas du moteur électrique -16-MJ-04-MJ07-A-M)103	
IV.11.4.1. Interprétation.....	104
IV.11.4.2.Le comportement de Moteur électrique après l'intervention.....	104
IV.12.Issam MOUMENE [42].....	105
IV.12. Diagnostic des défauts combinés par les méthodes se temporelles et fréquentielles.....	105
IV.12.1. Introduction.....	105
IV.12.2. Diagnostic des défauts combinés par le spectre moyenné « Auto spectre ».....	105
IV.12.2.1. Auto spectre mesuré sans présence de défaut.....	105
IV.12.2.2.Auto spectre mesuré dans le cas d'un défaut isolé sur la bague extérieure du roulement « BPFO ».....	106
IV.12.2.3. Auto spectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue+ BPFO ».....	106

IV.12.2.5.Auto spectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon+ défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPGI ».....	108
IV.12.2.5. Remarque.....	110
IV.b. Conclusion .....	111
Conclusion générale.....	112
Références bibliographique.....	113

## Liste des figures

### Chapitre I

Figure I.1.Types de maintenance.....	5
Figure I.2. Intervention de la maintenance conditionnelle.....	9
Figure I.3. Le pourcentage D'utilisation des différentes méthodes d'analyse dans le monde.....	10

### Chapitre II

Figure II.1. Représentation des différentes amplitudes.....	15
Figure II.2 nature d'une vibration.....	15
Figure II.3 spectre d'un signal sinusoïdal.....	17
Figure II.4 Représentation spectral.....	18
Figure II.5 surveillance on-line.....	19
Figure II.6 surveillance offline.....	20
Figure II.7 mise en place des capteurs de déplacement sur paliers fluides.....	21
Figure II.8 schéma de principe d'un accéléromètre.....	22
Figure II.9 Courbe de réponse d'un accéléromètre.....	23
Figure II.10 fixation des accéléromètres.....	23
Figure II.11. Point de mesurage.....	24
Figure II.12. Points de mesurage RV, RVO, RH, AX.....	24
Figure II.13. Mesure globale.....	25
Figure II.14. Seuils de jugement selon AFNOR E 90-301.....	26
Figure II.15. Représentation spectrale de défauts.....	26
Figure II.16. Echelle logarithmique.....	28
Figure II.17. Echelle linéaire.....	28

### Chapitre III

Figure III.1.Balourd statique.....	29
Figure III.2 Balourd de couple.....	29
Figure III.3. Balourd dynamique.....	30
Figure III.4. Balourd.....	30
Figure III. 5. représentation spectrale de défaut de balourd.....	31
Figure III. 6. Défaut d'alignement.....	32
Figure III. 7. schéma Le signal temporel d'un défaut de d'alignement.....	32
Figure III. 8. Spectre théorique d'un défaut d'alignement.....	33

Figure III. 9. schéma montrant la différence entre un spectre de la vitesse vibratoire d'un jeu de Fondation (desserrage) et d'un jeu dans les roulements.....	34
Figure III. 10. Différent types d'engrenage.....	35
Figure III. 11. Usure abrasive "Engrenages".....	36
Figure III. 12. Piqûre "Engrenages".....	37
Figure III. 13. Fissuration ou cracks "Engrenages".....	37
Figure III. 14. Écaillage.....	38
Figure III. 15. Le grippage "Engrenage".....	38
Figure III. 16. Spectre théorique représentant une denture correcte.....	39
Figure III. 17. Spectre théorique d'une dent détérioré au niveau de 1er pignon.....	39
Figure III. 18. Spectre théorique d'un ensemble de dentures détériorées.....	40
Figure III. 19. Les Diamètres d'un Roulement.....	41
Figure III. 20. Différents types de roulements.....	42
Figure III. 21. Composants de roulement.....	42
Figure III. 22. Les caractéristiques dimensionnelles d'un roulement à billes.....	43
Figure III. 23. vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure.....	44
Figure III. 24. vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure.....	45
Figure III. 25. vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant.....	45
Figure III. 26. Défaut de courroie.....	46
Figure III. 27. roues courroies.....	46

### Chapitre IV

Figure IV.1.1 Machine de base.....	49
Figure IV.1.2 Montage de l'arbre fissure.....	50
Figure IV.1.3 Machine de cavitation.....	52
Figure IV.1.4 Montage expérimental pour la création de vibrations avec cavitation..	52
Figure IV.1.6. Montage expérimentale.....	54
Figure IV.1.7. Machine de base.....	54
Figure IV.1.8. Ventilateurs utilisé dans le travail.....	55
Figure IV.1.9. Jeu d'accessoire.....	57
Figure IV.2.1. Le banc d'essai Américain (Data bearing center).....	60
Figure IV.2.2. Géométrie et caractéristiques du roulement à étudier.....	60
Figure IV.2.3. Évolution des inducteurs scalaire kurtosis, RMS et Fc en fonction de diamètre de défaut de la bague externe.....	62

Figure IV.2.4. : L'évolution des indicateurs scalaire kurtosis, RMS et Fc en fonction de diamètre de défaut de la bague interne.....	63
Figure IV.2.5. : Évolution des inducteurs scalaire RMS, kurtosis et Fc en fonction de diamètre de défaut de la bille.....	64
Figure IV.3.1.Matériels utilisés au laboratoire.....	64
Figure IV.3.2.Essai à vide.....	65
Figure IV.3.3.Montage du disque en acier sur le plan 2.....	67
Figure IV.3.4.Montage de ventilateur à sur le plan 2.....	68
Figure IV.3.5.Montage de la roue sur le plan 1.....	69
Figure IV.3.6.Création de balourd 1 <sup>er</sup> essai plan 1.....	70
Figure IV.3.7.Création de balourd (essai 2) plan 1.....	71
Figure IV.3.8.Masse de correction à 180 <sup>0</sup> plan 1.....	72
Figure IV.3.9.Masse de correction à 180 <sup>0</sup> plan 1.....	72
Figure IV.4.1. Schéma cinématique de turbine à gaz.....	73
Figure IV.5.1 Evolution des facteurs RMS et Kurtosis en fonction de diamètres de défaut pour faible charge.....	76
Figure IV.5.2. Evolution des facteurs Fc et Fi en fonction de diamètres de défaut pour faible charge.....	77
Figure IV.5.3. Evolutions des facteurs RMS, Kurtosis, Fc et Fi en fonction de diamètres de défaut pour moyenne charge.....	77
Figure IV.6.1.pompe centrifuge multicellulaire.....	81
Figure IV.6.2.Caractéristiques de turbopompe.....	81
Figure IV.7.1. Carter inférieur.....	85
Figure VI.7.2. Le Rotor.....	86
Figure VI.7.3 fréquences significatives d'un spectre.....	86
Figure VI.7.4.frottements dans le palier externe.....	89
Figure IV.8.1: Broyeur à boules BK6 de SCIZ.....	90
Figure IV.8.2 : Réducteur et accouplement d'équipement de la SCIZ.....	90
Figure IV.8.3. Points de mesure.....	91
Figure IV.9.1.Ventilateur d'air de combustion.....	94
Figure IV.9.2. Schéma des points de mesures.....	94
Figure IV.9.3. Courbe de tendance du palier n°1.....	95
Figure IV.9.4. Courbe de tendance du palier n°2.....	95
Figure IV.9.5.Courbe de tendance du palier n°3.....	96
Figure IV.9.5. Courbe de tendance du palier n°4.....	96
Figure IV.10.1 : schéma du banc d'essai.....	98

Figure IV.11.1.Pompe centrifuge 17-MJ-07-A.....	101
Figure IV.11.2 les points rouges indiquent les points de mesure.....	102
Figure IV.11.3. Moteur électrique 16-MJ-04-MJ07-A-M.....	103
Figure IV.12.1. Auto spectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie.....	105
Figure IV.12.2: Auto spectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie, (a) auto spectre complet [0-3200 Hz], (b) zoom dans la bande [0-1500 Hz].....	106
Figure IV.12.3.Deux Auto-spectres mesurés sur les deux arbres d'entrée et de sortie,(a) auto-spectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur la bande [0 -1600 Hz],(b) auto-spectre mesuré sur le palier de l'arbre d'entrée sur la bande [0-800 Hz].....	107
Figure IV.12.4 : Auto-spectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie, (a) auto-spectre complet(b) zoom 1 dans la bande [0-400 Hz], (c) zoom 2 dans la bande [400-1200 Hz].....	108

## Liste des tableaux

Tableau I.1. Comparaisons entre les outils de surveillance.....	13
Tableau III.1. Reconnaissance des principales anomalies.....	47
Tableau IV.2.1. Évolution des amplitudes en fonction de diamètre de défaut de la bague externe.....	61
Tableau IV.2.2. Évolution des amplitudes en fonction de diamètre de défaut de la bague interne.....	62
Tableau IV.2.3. Évolution des amplitudes en fonction de diamètre de défaut de la bille.....	63
Tableau IV.3.1. Caractéristiques du matériel utilisé.....	65
Tableau IV.8.1 : mesure NG de moteur.....	91
Tableau IV.8.2 : mesure NG de réducteur.....	92
Tableau IV.9.1 Caractéristique du ventilateur.....	94
Tableau IV.10.1.caractéristiques des roulements des palies 1et 2.....	98
Tableau IV.10.2. Les fréquences des roulements.....	99
Tableau IV.11.1 fréquence de défaut du roulement.....	104

### Liste des abréviations

f : fréquence

$\omega$  : pulsation

T : La période de ce mouvement

A : amplitude

x ; d : déplacement

t : temps

v : vitesse

Hz : hertz

fr : Fréquence de rotation (Hz).

D : Le diamètre primitif.

d : Le diamètre des éléments roulants.

$\alpha$  : Angle de contact.

[fcb ,fch] : fréquence de coupure basse et haute.

*fr* : La fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

*fb.ext* : Fréquence de passage de défaut de la bague externe.

*fb.int* : Fréquence de passage de défaut de la bague interne.

*f bille* : Fréquence de passage de défaut de billes.

*f cage* : Fréquence de passage de défaut de cage.

*f rot* : fréquence de rotation.

*f e* : fréquence d'engrènement.

*f p* : fréquence de passage de la courroie.

z : nombre de dents de l'engrenage.

AFNOR : Association Française de Normalisation

RH : radiale horizontale

AX : Axiale

RV : Radiale verticale

GV : Grand vitesse

R : Rapport mécanique

## Introduction générale

Dans la compétition industrielle actuelle, le développement de l'automatisation a fait que les machines fonctionnent avec un minimum d'interventions humaines. Et a un rôle très important pour accélérer le rythme de production.

La maintenance de ces matériels constitue une fonction incontournable. Plus de disponibilité, fiabilité accrue, zéro panne, temps d'arrêt minimaux.

La maintenance optimale des machines tournantes en fonctionnement a une importance vitale pour assurer une production permanente et augmenter la durée de vie de ces machines.

Les différentes méthodes de surveillance sont : l'analyse d'huile, l'analyse de température et l'analyse vibratoire,... L'analyse vibratoire nous permet de surveiller l'état du bien sans le démonter et sans arrêter la machine, ce qui contribue à obtenir un temps plus long pour la production. Et elle est assurée Plus de disponibilité et fiabilité accrue des équipements. Car L'analyse vibratoire est la technique la plus utilisée pour réaliser une surveillance et un diagnostic fiable et pour détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts mécaniques, le sujet qu'on a choisi au début était « l'analyse vibratoire d'un moteur électrique » mais en vue des conditions de confinement à cause du COVID19 on a limité notre travail de mémoire en faisant une étude bibliographique des travaux réalisés dans le domaine . Cela n'influence pas sur la valeur du travail par contre cette étude peut être une référence importante pour tout les chercheurs qui vont s'intéresser à ce type de recherches et un outil bénéfique pour limiter les efforts et le temps.

Et cela en commençant par une étude théorique sur la maintenance industrielle et leurs types, en proposant une vue complète sur les techniques et les moyens d'analyse vibratoire, en approchant les notions fondamentales de diagnostic vibratoire et en mentionnant les défauts des machines tournantes.

## I.1.Introduction

Les méthodes de maintenance ont souvent recours à une information basée sur l'expérience pour prédire les performances futures. Elles sont formalisées en une discipline systématique qui se base sur une évaluation technique complète des événements survenus pendant les phases expérimentales ou d'exploitation. Les méthodes de maintenance apportent, à la conception de produit, des méthodes et des informations qui permettent de faire mieux qu'avant et surtout, de prévoir le comportement futur d'un matériel.

Dans ce chapitre on s'intéresse à la maintenance préventive car c'est le type le mieux adapté pour ce genre de recherches.

## I.2. Maintenance

### I.2.1. Définition de la maintenance :

Selon la norme NF-X60-010 [1] « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement pour accomplir une fonction requise » [19].

### I.2.2. But de la maintenance

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

#### I.2.2.1. Objectifs financiers

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

#### I.2.2.1.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.
- Entretenir les installations avec le minimum d'économie et les remplacer à des périodes prédéterminées.
- Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment. [20]

## **I.2.4. Différents niveaux de maintenance :**

La norme X60-010 propose un découpage de la maintenance à cinq niveaux, d'une part pour classer les différentes opérations de maintenance en fonction de leur importance, d'autre part pour déterminer la famille d'intervenants qui va réaliser les opérations en toute sécurité. [21]

### **I.2.4.1. Maintenance du premier niveau :**

- Réglages simples prévus par le constructeur au moyen d'organes accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement.
- Échange d'éléments consommables, facilement accessible (fusible, voyants...etc.).

### **I.2.4.2. Maintenance de deuxième niveau:**

- Dépannage par échange standard des éléments prévus à cet effet.
- Opérations mineures d'entretien (graissage par exemple).
- Contrôles de bon fonctionnement.

### **I.2.4.3. Maintenance de troisième niveau:**

- Identification des pannes.
- Réparation au niveau des composants ou par échange d'éléments fonctionnels.
- Réparations mécaniques mineures.
- Réglage général et réaligement des appareils.
- Organisation de la maintenance préventive conformément aux instructions reçues.

### **I.2.4.4. Maintenance du quatrième niveau :**

- Tous travaux de maintenance corrective ou préventive à l'exception éventuellement des mises à neuf.
- Réglage des appareils de mesure utilisée pour la maintenance.
- Vérification par des organismes spécialisés pour la maintenance.
- Vérification par des organismes spécialisés des étalons secondaires possédés.
- Réception des équipements réparés au cinquième degré.
- Contribution à la formation des agents affectés au troisième degré de maintenance.
- Participation à la définition de la politique de maintenance.

### I.2.4.5. Maintenance du cinquième niveau :

- Exécution des remises à neuf.
- Exécution des réparations importantes normalement du ressort du quatrième degré mais confiées pour des raisons économiques ou d'opportunité.
- Formation du personnel de maintenance (en principe uniquement celui du quatrième degré).

### I.2.5. Activités de la maintenance :

#### a) Inspection :

C'est un contrôle de conformité réalisé en mesurant, observant, testant ou calibrant les caractéristiques significatives d'un bien. En général, l'inspection peut être réalisée avant, pendant ou après d'autres activités de maintenance.

#### b) Surveillance :

C'est l'activité exécutée manuellement ou automatiquement ayant pour objet d'observer l'état réel d'un bien. La surveillance se distingue de l'inspection en ce qu'elle est utilisée pour évaluer l'évolution des paramètres du bien avec le temps.

#### c) Réparation :

C'est les actions physiques exécutées pour rétablir la fonction requise d'un bien en panne.

#### d) Dépannage :

Ce sont les actions physiques exécutées pour permettre à un bien en panne d'accomplir sa fonction requise pendant une durée limitée jusqu'à ce que la réparation soit exécutée.

#### e) Amélioration :

Ensemble des mesures techniques, administratives et de gestion, destinées à améliorer la sûreté de fonctionnement d'un bien sans changer sa fonction requise.

#### f) Modification :

Ensemble des mesures techniques, administratives et de gestion, destinées à changer la fonction d'un bien.

#### g) Révision :

Ensemble complet d'examens et d'actions réalisés afin de maintenir le niveau requis de disponibilité et de sécurité.

## h) Reconstruction :

Action suivant le démontage d'un bien et la réparation ou le remplacement des composants qui approchent de la fin de leur durée de vie utile et/ou devraient être systématiquement remplacés. La reconstruction diffère de la révision en ce qu'elle peut inclure des modifications et/ou améliorations. L'objectif de la reconstruction est normalement de donner à un bien une vie utile qui peut être plus longue que celle du bien d'origine. [16]

### I.2.6. Types de maintenance :

Nous distinguons plusieurs types de maintenance :

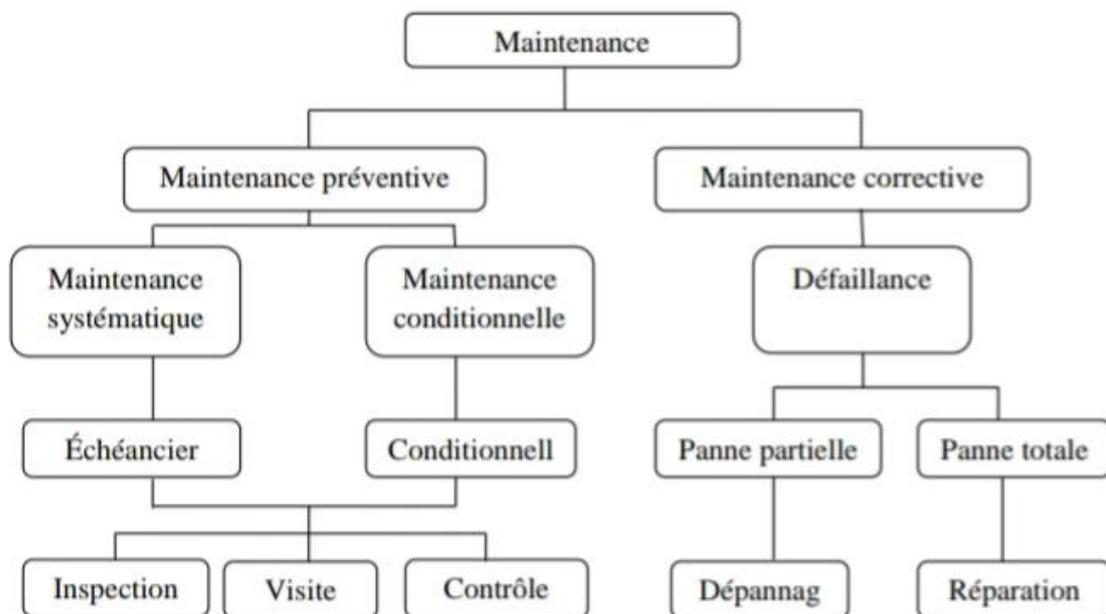


Figure I.1. Types de maintenance. [23]

#### I.2.6.1. Maintenance corrective

Définition d'après la Norme NF X 60010 : « Maintenance effectuée après défaillance » Il s'agit d'une "maintenance effectuée après défaillance ". 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. [22]

## Les avantages :

- Pas d'investissement en contrôle.

## Les inconvénients :

- Dommages conséquents.
- Coût de réparation élevé.
- Pas de planification.
- Pertes de production si la machine est critique. [5]

### I.2.6.2. Maintenance préventive :

Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien. C'est une politique qui s'adresse aux éléments provoquant une perte de production ou des coûts d'arrêts imprévisibles, mais importants. Les matériels visés sont ceux dont le coût des pannes est élevé (20 % des pannes représentant 80 % des coûts.). La mise en pratique nécessite de décomposer les sous-systèmes en éléments maintenable (palier, réducteur, etc....)

La périodicité des visites s'établit par l'étude des lois statistiques de la durée de vie. Des gammes d'entretien sont élaborées de façon à préciser le travail à exécuter et de garder la traçabilité de l'entretien. [23]

#### I.2.6.2.1. Maintenance préventive systématique :

(Définition d'après la Norme NF X 60010) « Maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage ». Généralement, la maintenance préventive s'adresse aux éléments dont le coût des pannes est élevé, mais ne revenant pas trop cher en changement (les meilleurs exemples sont le changement systématique de l'huile, changement de la courroie de synchronisation ...). [23]

## Les avantages

- Planification des arrêts d'entretien.
- Optimisation de l'intervention (préparation).
- Limite les risques de panne.

## Les inconvénients

- Coût de maintenance élevé.
- Approche statistique.
- Risque induit par une intervention parfois non nécessaire. [5]

### I.2.6.2.2. La maintenance préventive conditionnelle

Définition d'après la Norme NF X 60010, la maintenance préventive conditionnelle définit comme « une maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (auto diagnostic, information d'un capteur, Mesure d'une usure, révélateur de l'état de dégradation du bien) ». [23]

## Les avantages

- Optimisation de la durée de fonctionnement.
- Optimisation de l'intervention (préparation).
- Evaluation réelle de l'état de la machine.
- Evite les pertes de production.

## Les inconvénients

- Coût de l'investissement (homme / matériel).
- Astreindre à un programme suivi. [5]

### I.2.6.2.3. Maintenance prévisionnelle:

Maintenance conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien. (EN 13306) [23]

## I.3.Choix d'une politique de maintenance :

Les paramètres dont il faut tenir compte pour adopter telle ou telle politique de maintenance sont principalement d'ordre économique et humain. Avec l'objectif de trouver une politique capable de réduire les coûts de maintenance, une méthode de suivi de l'état de fonctionnement d'un organe d'une machine doit être trouvée pour améliorer la disponibilité et pour estimer de façon plus précise le risque de panne.

A cet effet, l'idéal serait de trouver des indicateurs externes, facilement accessibles et réaliser un système de mesures qui consiste à limiter le nombre de paramètres et de mesures à réaliser. Pour cela, il faut d'abord déterminer quelles sont les pannes les plus fréquentes par analyse statistique et les composants les plus problématiques par analyse technologique (étude faite par deux fabricants français des machines deux laboratoires de recherche). Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... toutes ces machines que l'on dit tournantes, ont un point commun ; elles comprennent des organes en rotation. Ce qui caractérise ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements, engrenages etc...) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de défaillances sont donc multiples :

- écaillage d'un roulement,
- rupture d'une dent d'un engrenage,
- désalignement d'un des axes, etc....

Pour certaines machines vitales d'un processus de production, ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et traquer tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela il existe une variété de techniques. [28]

### **I.4. Principe de la maintenance conditionnelle :**

La figure (I.3) montre le principe de la maintenance conditionnelle (les interventions de la maintenance préventive conditionnelle). Une intervention préventive conditionnelle (IPC) programmée, s'il y a une mesure périodique d'une dégradation touchant le seuil d'alarme (un arrêt préventif).

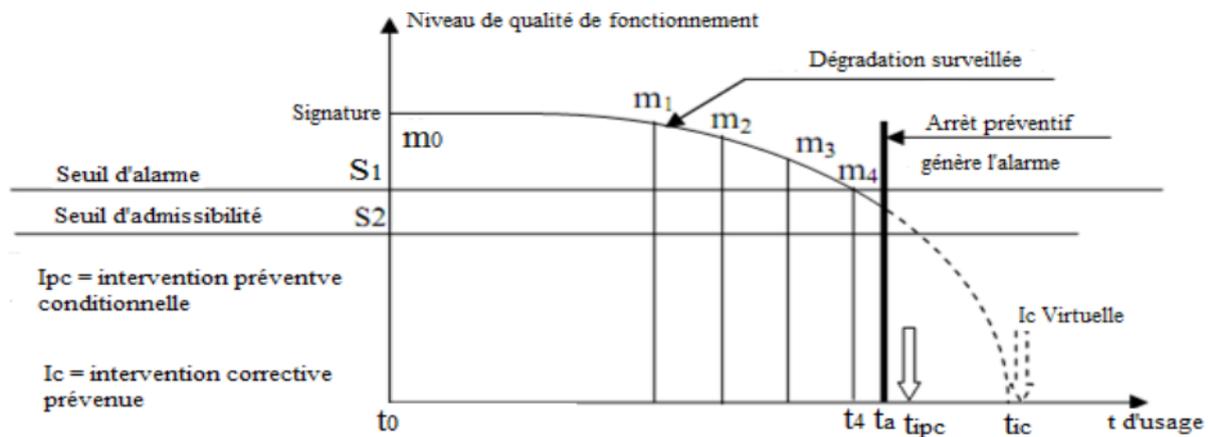


Figure I.2. Intervention de la maintenance conditionnelle.

La signature est définie par une prise de référence de l'état de bon marche à l'origine. Les mesures sont de simples observations visuelles, des images (spectre...). Probablement, elles sont changées par des alertes présélectionnées, ou des visites espacées de  $\Delta t$  de telle façon que la dégradation à prévenir ne puisse échapper à la surveillance :

$$\Delta t < t_{\text{admissibilité}} - t_{\text{alarme}}$$

La connaissance de la loi de dégradation, nous permet de prendre des mesures qui ne peuvent pas débuter à  $t_0$  (sauf signature). Les mesures peuvent être collectées par rondes au niveau du centre de surveillance.

- L'arrêt sera demandé automatiquement par l'alarme, ou différé par une décision volontaire jusqu'à l'IPC programmée et organisée.
- L'intervention préventive conditionnelle sera préparée à partir de l'alarme, selon un temps de réflexe du service de maintenance prédéterminé. [24]

#### I.4.1. Différents types de la maintenance conditionnelle :

Il existe deux types de maintenance conditionnelle :

##### • La maintenance conditionnelle off-line :

C'est un suivi périodique (off-line) de l'évolution des paramètres (vibratoires par exemple), souvent accompagné, dans le même temps, de la surveillance d'autres paramètres (analyse de lubrifiant, performances, appréciations sensorielles, etc.). Ceci permet de détecter l'apparition des défauts à évolution lentes. La périodicité des relevés est variable (entre 2 semaines et 6 mois suivant l'importance et le coût des machines en cause).

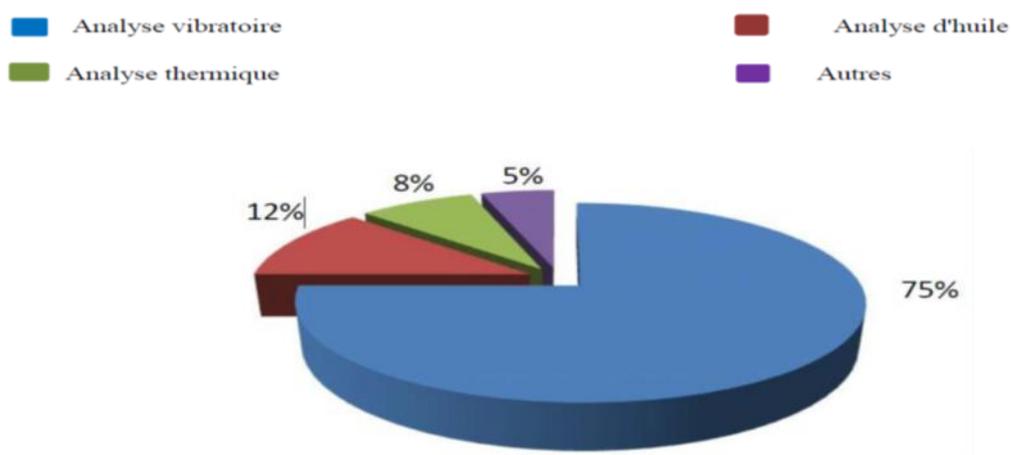
- **La maintenance conditionnelle on-line :**

C'est un suivi continu (on- line), il permet de suivre l'évolution de l'ensemble des paramètres il présente, en plus, l'avantage de détecter des défauts évolution rapide et d'assurer la sécurité des installations par l'arrêt de la machine à l'approche d'un seuil réputé dangereux. Seules les défaillances de type explosif (perte brutale d'aubages de turbine ou compresseur axial. Par exemple), ne sont pas détectable de manière précoce, mais le déclenchement d'une alarme de la machine dès leur apparition peut limiter les dégâts consécutifs à ces défaillances. [14]

#### I.4.2. Les techniques de la maintenance préventive conditionnelle :

Diverses technologies peuvent et doivent être utilisées dans le cadre d'un programme global de maintenance prédictive. Parce que les systèmes mécaniques ou les machines représentent la plupart des équipements de l'usine, la surveillance des vibrations est généralement l'élément clé de la plupart des programmes de maintenance prédictive.

Par conséquent, un programme complet de maintenance prédictive doit inclure d'autres techniques de surveillance et de diagnostic. Ces techniques comprennent la surveillance des vibrations, la thermographie, l'Analyse des huiles, l'inspection visuelle, les ultrasons et d'autres techniques d'essais non destructifs [25].



**Figure I.3.** Le pourcentage D'utilisation des différentes méthodes d'analyse dans le monde.

[26]

### **I.4.2.1. Analyse de vibrations :**

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement utilisée car adaptée aux des composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. [27]

### **I.4.2.2. Analyse des huiles :**

L'analyse des huiles est une autre technique de surveillance, qui décide l'état d'huile ou de graisse utilisée dans l'appareillage. La méthode consiste à analyser les particules d'usure drainées par le lubrifiant, afin d'en inférer l'état de l'installation. [26]

### **I.4.2.3. Technique de la thermographie :**

Suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques. Elle est peu utilisée pour la surveillance des machines tournantes notamment pour la détection de défauts qui se manifestent par un échauffement anormal à la surface de l'équipement. La thermographie permet de réaliser des mesures à distances et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée. [27]

### **I.4.2.4. Analyse acoustique**

Permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés à distance de l'équipement. [27]

### **I.4.2.5. Contrôle par ultrasons**

Permet de détecter des défauts de faibles amplitudes à hautes fréquences tels que l'initiation de la dégradation d'un roulement. [27]

### **I.4.3. Choix de la technique de surveillance :**

Chaque technique de surveillance, ne permet pas de capter les mêmes types de défauts, ni d'opérer un diagnostic détaillé pour connaître l'origine, la gravité du défaut et le domaine d'application favorisé pour chaque technique de surveillance. Donc, Avant de préférer la technique de surveillance, il doit déterminer la criticité de sa machine à l'aide de l'historique de défaillances qui touchent cette dernière et son dossier technique. [26]

### **I.4.4. Comparaison entre les techniques de surveillance :**

Les éléments de comparaisons entre les différentes techniques de la maintenance préventive conditionnelle [20] sont montrés dans le tableau ci-dessous :

Tableau I.1. Comparaisons entre les outils de surveillance. [26]

	Principaux avantages	Principales limitations	Domaine d'applications favorisé
Analyse de vibrations	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Détection de défauts à une étape précoce</li> <li>- Occasion d'effectuer un diagnostic détaillé</li> <li>-Permet une surveillance continue</li> <li>- Autorise le contrôle de l'équipement à distance (télémaintenance)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Spectres parfois difficiles à expliquer</li> <li>- Dans le cas de la Surveillance continue, équipements Relativement coûteuses</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Découverte des défauts de tous les éléments cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc.) et de sa structure</li> </ul>
Analyse des huiles	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dépistage d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci entraîne une usure ou un dommage.</li> <li>- Occasion de connaître L'origine de l'anomalie Par analyse des particules.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- N'autorise pas de localiser régulièrement le défaut.</li> <li>- Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le Prélèvement de l'échantillon.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vérification des Propriétés physicochimiques du lubrifiant, découverte d'un manque de lubrification, analyse des éléments d'usure, analyse de transmission par le processus (étanchéité), etc.</li> </ul>
Thermographie	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Permet d'effectuer un contrôle rapide de l'installation.</li> <li>- Interprétation souvent immédiate des résultats.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Découverte de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire.</li> <li>- Contrôle limité à ce que "voit" la caméra (échauffements de surface).</li> <li>- Ne permet pas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Localisation de tous les défauts produisant un échauffement (manque de lubrification en particulier).</li> </ul>

		d'accomplir un diagnostic approfondi.	
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Permet de déceler l'apparition de défauts audibles.</li> <li>- Autorise une surveillance continue.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sensibilité au bruit ambiant.</li> <li>- Diagnostic souvent difficile à effectuer.</li> <li>- Problèmes de répétition des mesures.</li> </ul>	-Découverte d'un bruit inhabituel qui peut être expliqué par analyse Vibratoire

**I.4.5. Les objectifs de la maintenance préventive conditionnelle :**

- Amélioration de la fiabilité des éléments du système.
- Assurer la qualité des produits.
- Améliorer l'organisation des tâches.
- Garantir la sûreté de fonctionnement.
- Améliorer le climat de relation humaine.
- Réduction du coût global de la maintenance. [23]

**I.5. Conclusion**

La maîtrise de la maintenance pourra soulager notre industrie dans la coté d'économie et de performance. En effet, certains équipements ne peuvent s'arrêter de fonctionner sans créer d'énormes conséquences économiques qui peuvent nuire à la qualité de produit ainsi que l'image de l'entreprise.

### II.1. Introduction

Dans l'industrie pour assurer une bonne surveillance des machines en utilisant l'analyse vibratoire, l'analyse vibratoire est l'un des outils les plus efficaces utilisés pour vérifier l'état de santé des machines et diagnostiquer les causes. L'état de la machine est vérifié par des contrôles de routine ou par la surveillance continue des vibrations de l'appareil à l'aide d'instruments sophistiqués, donner une indication précoce d'un éventuel échec et offrir des contre-mesures pour éviter un éventuel événement catastrophique.

Dans ce chapitre nous allons illustrer plusieurs aspects et définitions liées aux vibrations des machines tournantes.

### II.2. Définition d'une vibration

Un système mécanique est en vibration dans un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, position équilibrée. Quand on regarde le mouvement La masse suspendue à un ressort, il est trouvé qu'il se traduit par:

- Un déplacement : la position de la masse varie du côté du point d'équilibre.
- Une vitesse de déplacement: changement de mouvement au fil du temps.
- Une Accélération: variation de vitesse par rapport au temps. [2]

### II.3. Caractéristique d'une vibration

La vibration se caractérise par 3 facteurs la fréquence, l'amplitude et la nature de vibration.

#### II.3.1. La fréquence

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en **hertz** (Hz).

**1 hertz = 1 cycle/seconde.**

Une vibration qui se produira 20 fois par seconde aura donc une fréquence  $f$  de 20 hertz. [4]

#### II.3.2. Amplitude

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre et on peut définir. L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelée amplitude crête ou niveau crête, l'amplitude double, aussi appelée l'amplitude crête à crête ou niveau crête-crête. [4]

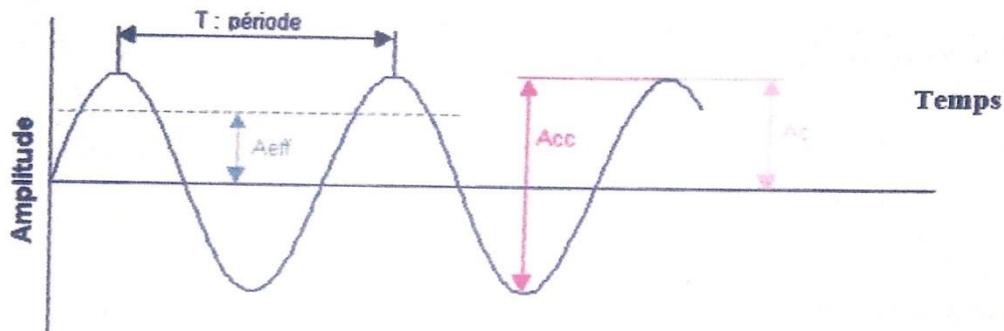


Figure II.1. Représentation des différentes amplitudes. [5]

### II.3.3. Nature d'une vibration

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivante: Les vibrations périodiques de type sinusoïdal simple [figure II.2 a] ou sinusoïdal complexe [figure II.2 b] représentatives du fonctionnement normal ou anormal d'un certain nombre d'organes mécaniques (rotation de lignes d'arbres, engrènements,...) ou d'un certain nombre d'anomalies (déséquilibre, désalignement, déformations, instabilité de paliers fluides, déversement de bagues sur roulements, ...). Les vibrations périodiques de type impulsionnel [figure II.2 c] sont appelées ainsi par Référence aux forces qui les génèrent et à leur caractère brutal, bref et périodique. Ces chocs peuvent être produits par des événements normaux (presses automatiques, broyeurs à marteaux, compresseurs à pistons, ...) ou par des événements anormaux comme l'écaillage de roulements ou un défaut sur des engrenages, un jeu excessif, ... Les vibrations aléatoires de type impulsionnel [figure II.2 d] peuvent, par exemple, être générées par un défaut de lubrification sur un roulement, la cavitation d'une pompe. [6]

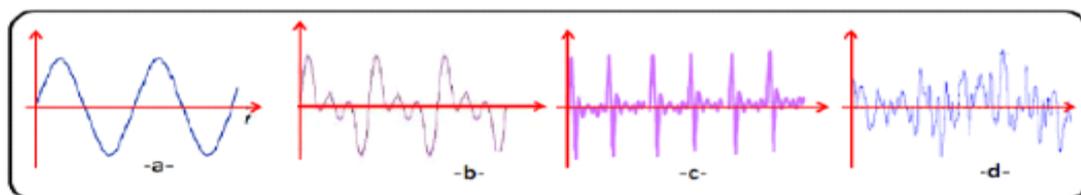


Figure II.2 nature d'une vibration [6]

### II.4. Grandeur de mesures

La vibration d'une machine soumise à une force périodique peut être décrite en termes de déplacement, de vitesse ou d'accélération. La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la

variation de son déplacement pour une unité de temps. L'accélération représente une variation de la vitesse par unité de temps. [4]

**II.4.1. Déplacement**

On peut écrire l'équation de la variation du déplacement en fonction du temps, de la manière suivante:

$$X(t) = A \sin(\omega t + \varphi). \tag{II.1}$$

L'unité utilisée est le micron ( $\mu\text{m}$ ) Où :

X : déplacements, t : temps; A : amplitude,  $\omega$  : pulsation ou vitesse angulaire (rad/s).

La période de ce mouvement (ici égale à un tour du rotor) est notée T; elle est exprimée en secondes (S). L'inverse de la période, c'est-à-dire la fréquence est notée f, et est exprimée en Hertz (Hz). Nous vous rappelons que  $\omega$ , T et f sont liés par les relations

$$f = \frac{1}{T} \tag{II.2}$$

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \tag{II.3}$$

**II.4.2. Vitesse**

La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps. Mathématiquement, la vitesse notée v est la dérivée du déplacement par rapport au temps. Elle s'écrit :

$$V(t) = \frac{dx}{dt} = \frac{d(A\sin\omega t)}{dt} = A\omega \cos(\omega t + \varphi). \text{ L'unité utilisée est (mm/s). [7]} \tag{II.4}$$

**II.4.3. Accélération**

L'accélération est une variation de vitesse par unité de temps. Mathématiquement, L'accélération notée  $\gamma$  est la dérivée de la vitesse par rapport au temps. Elle s'écrit :

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{d[A\omega \cos(\omega t)]}{dt} = -\omega^2 A \sin(\omega t) \tag{II.5}$$

L'unité utilisée est ( $\text{mm/s}^2$ ). [7]

II.5. Transformation Temps-Fréquence

La représentation spectrale est une représentation en fonction de la fréquence dans un diagramme amplitude-fréquence, cette représentation est basée sur la décomposition en série de Fourier. Avec ce type de représentation, chaque composante sinusoïdale est définie par son amplitude et sa fréquence (exemple d'un signal sinusoïdal (Figure II.3). [4]

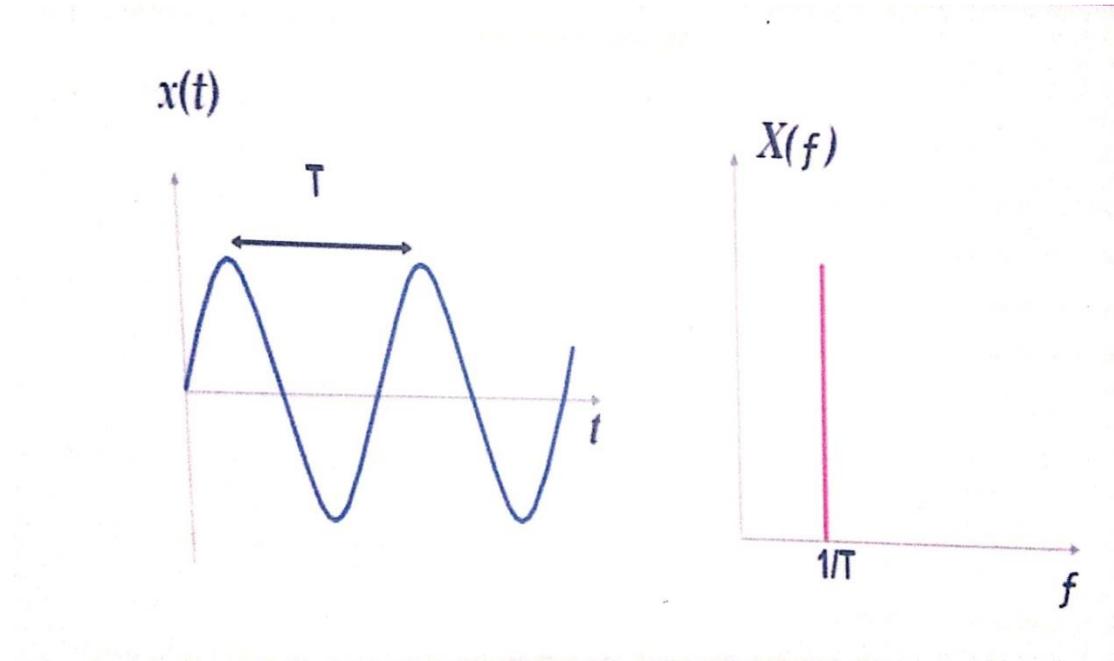


Figure II.3 spectre d'un signal sinusoïdal. [4]

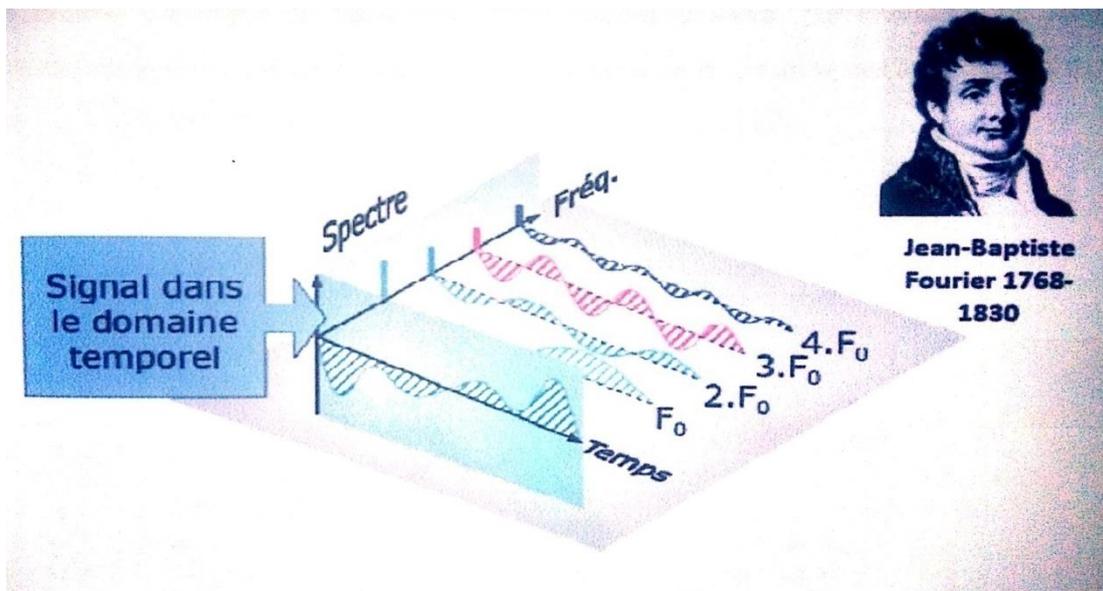


Figure II.4 Représentation spectral [6]

### II.6. Surveillance et diagnostic des machines

#### II.6.1. Définition de la surveillance

La surveillance est le concept de base sur lequel reposent les deux formes de maintenance préventive que sont la maintenance conditionnelle et la maintenance prévisionnelle. Surveiller une machine nécessite de choisir un certain nombre d'indicateurs, de les mesurer soit de manière continue (Surveillance on line) soit de manière périodique (surveillance off line) et d'en suivre les évolutions dans le temps. Toute évolution significative de la valeur d'un indicateur doit conduire immédiatement à l'application d'une procédure adaptée (validation de l'évolution, identification de l'anomalie et de sa gravité, programmation d'actions correctives, arrêt d'urgence, exploitation en mode dégradé...). La fiabilité et le coût de la surveillance, la précocité de révélation des défauts sont fonctions du choix des indicateurs mais aussi de nombreux autres paramètres liés à la prise de mesures et à l'exploitation des résultats, Le coût de la surveillance et de la logistique à associer à cet acte (et malheureusement le degré de fiabilité qui en découle directement) doit être adapté à la criticité de chaque installation et aux enjeux économiques. [2]

#### II.6.2. La surveillance de manière continue

Dans le cas on line, les capteurs sont placés en permanence sur la machine à surveiller et ils sont reliés à un système d'acquisition permettant ainsi une mesure quasi continue. Il permet de suivre l'évolution de l'ensemble des paramètres. Cependant, il présente l'avantage de détecter défauts à évolution rapide et d'assurer la sécurité des installations par déclenchement de la machine à l'approche d'un seuil réputé dangereux. Seules les défaillances de type explosif (perte brutale d'aubages de turbine ou de compresseur axial, par exemple) ne sont pas détectables de manière précoce, mais le déclenchement de la machine dès leur apparition. Peu limiter les dégâts consécutifs à ces défaillances (Figure II.5) [8]

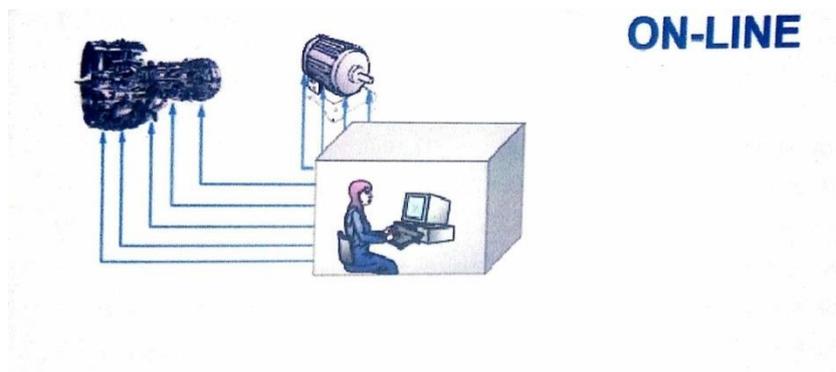


Figure II.5 surveillance on-line [8]

### II.6.3. Surveillance périodique

Les mesures sont effectuées à des intervalles de temps réguliers et l'évolution des résultats de mesure en fonction du temps permet d'apprécier le comportement de la machine, de reconnaître les symptômes liés à certains défauts et identifier leurs causes et les éléments endommageant. Dans ce type de suivi, les paramètres vibratoires sont souvent accompagnés par la surveillance d'autres paramètres (analyse des lubrifiants, performances,...etc.) et sont utilisés pour la détection des défauts à évolutions lentes. La fréquence des relevés est variable de 2 semaines à 4 jusqu'à 6 mois suivant l'importance de la machine. Cette fréquence peut être modifiée en fonction de l'évolution des symptômes (Figure II.6) [8]



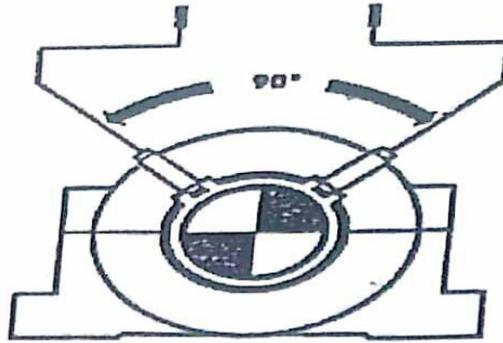
Figure II.6 surveillance offline

## II.7. Les capteurs des vibrations

Il existe trois types de capteurs dont le rôle est de transformer la vibration en un signal électrique, les capteurs de déplacement, les vélocimètres et les accéléromètres.

### II.7.1. Les capteurs de déplacement (les proximètres)

Les proximètres Le proximètre, ou sonde capteur de déplacement sans contact directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor, il est monte en permanence à l'intérieur du palier, les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence, ces mesures seront limitées aux basses fréquences (< 100 Hz) [33].



**Figure II.7** mise en place des capteurs de déplacement sur paliers fluides [9]

### II.7.2. Les vélocimètres

Ces capteurs dont la réponse électrique directe est proportionnelle à la vitesse de propagation vibratoire sont aujourd'hui pratiquement abandonnés en maintenance excepté dans de rares applications sismiques ou environnementales. [9]

### II.7.3. Les accéléromètres

Donnant une réponse directe proportionnelle à l'accélération du mouvement vibratoire par la compression ou le cisaillement d'un élément piézo-électrique, ce sont aujourd'hui les capteurs les plus utilisés pour évaluer le niveau des vibrations mesurées non pas à travers des paliers comme les capteurs de déplacement, mais sur le corps de ces paliers ou autres points de mesure. Ce type de capteurs capable de donner des mesures sur une très large gamme de fréquences. [9]

Les accéléromètres évaluent l'amplitude de l'accélération du mouvement vibratoire mais peuvent aussi après passage dans un intégrateur, donner par simple ou double intégration les valeurs de sa vitesse (notamment pour la référence aux normes) et de son déplacement. Ils peuvent être installés à demeure sur la machine ou déplacés avec un appareil de mesures. Ils sont parfois prolongés d'une pointe de touche, sorte de dague qui permet une prise rapide des mesures, mais qui devra être réservée à la surveillance sommaire des machines non stratégiques pour la production. [9]

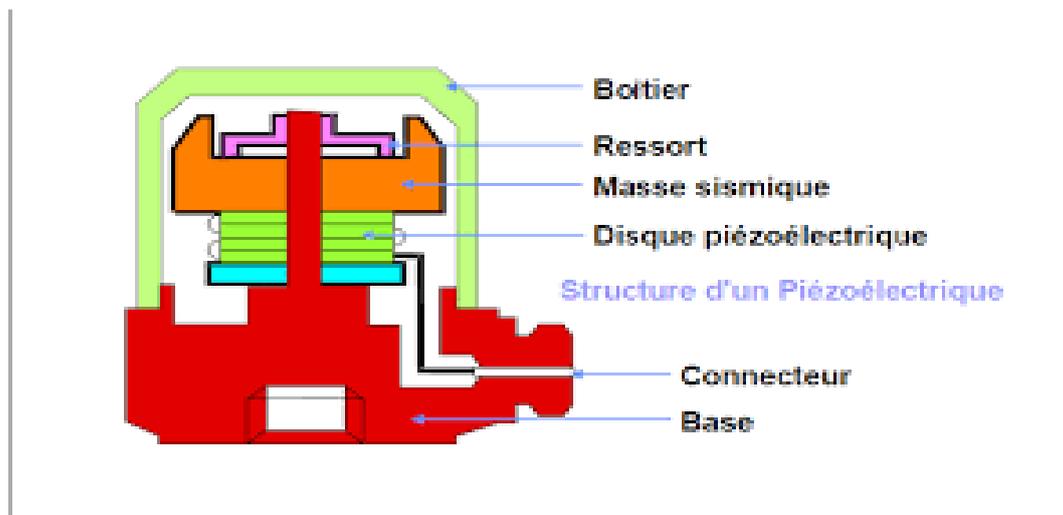


Figure II.8 schéma de principe d'un accéléromètre [6]

- Réponse d'un accéléromètre

L'examen de la courbe de réponse en fréquence d'un accéléromètre piézoélectrique montre l'existence de deux zones (Figure II.9) :

Une zone linéaire qui correspond à une plage de fréquences où la réponse du capteur permettra une mesure directement proportionnelle à l'amplitude des efforts générateurs de la vibration, avec une tolérance définie par le constructeur ( $\pm 10\%$  par exemple).

Cette zone définit ce que l'on a coutume d'appeler improprement la bande passante du capteur. Cette bande passante, dont la borne supérieure correspond généralement à moins d'un tiers de la fréquence de résonance du capteur, dépend des caractéristiques intrinsèques du capteur mais peut être aussi fortement influencée par son mode de fixation (embase collée, embase aimantée, pointe de touche...) [4].

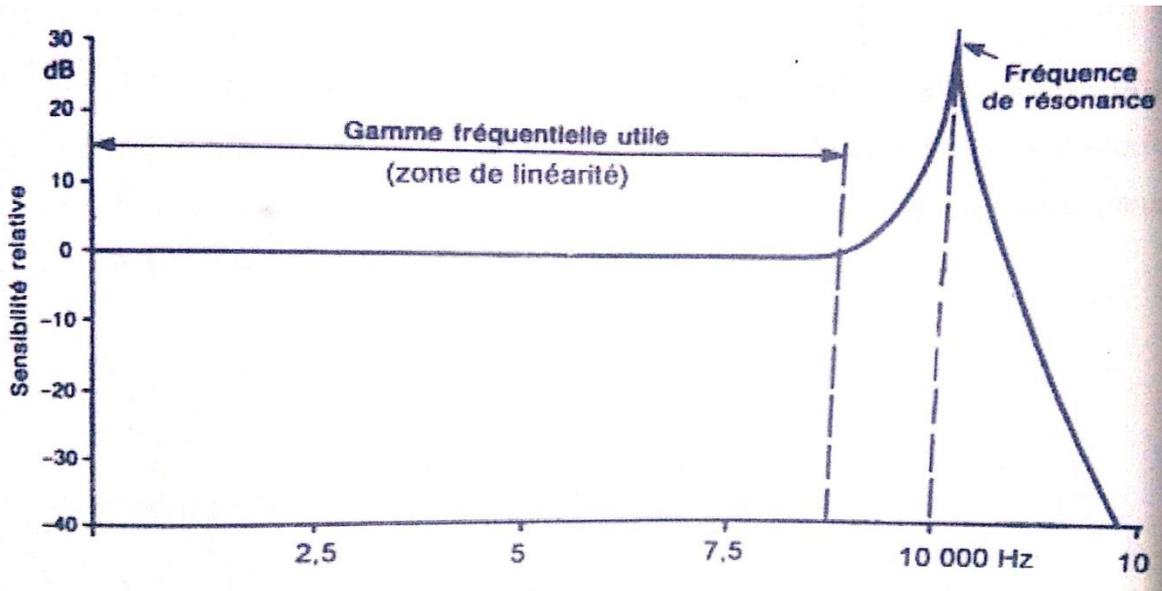


Figure II.9 Courbe de réponse d'un accéléromètre [4]

- Mode de fixation de l'accéléromètre

Plusieurs modes de fixation existent : par **Pointe de touche** par **Sonde inversé** et par **aimant** la gamme de fréquence linéaire peut être considérablement changée selon leur mode de fixation. Pour que les mesures soient fiables, il faut qu'elles soient faites dans une gamme de fréquences nettement inférieures à la fréquence de résonance du capteur (Figure II.10) [2]

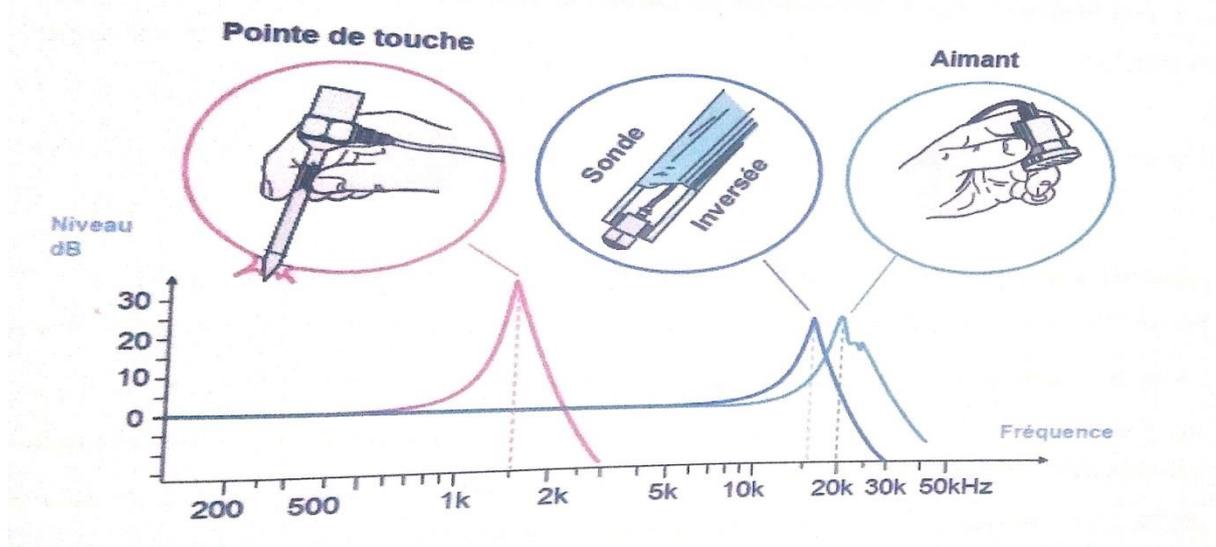


Figure II.10 fixation des accéléromètres [8]

- Points de mesure

Il est extrêmement important de ne pas oublier qu'une force est une grandeur vectorielle qu'un capteur de vibration est un capteur directionnel. Certains défauts induisent des forces d'excitations réactionnelles (radiales ou axiales) qui ne seront révélées que si le capteur est correctement positionné (Figure II.11) [10]

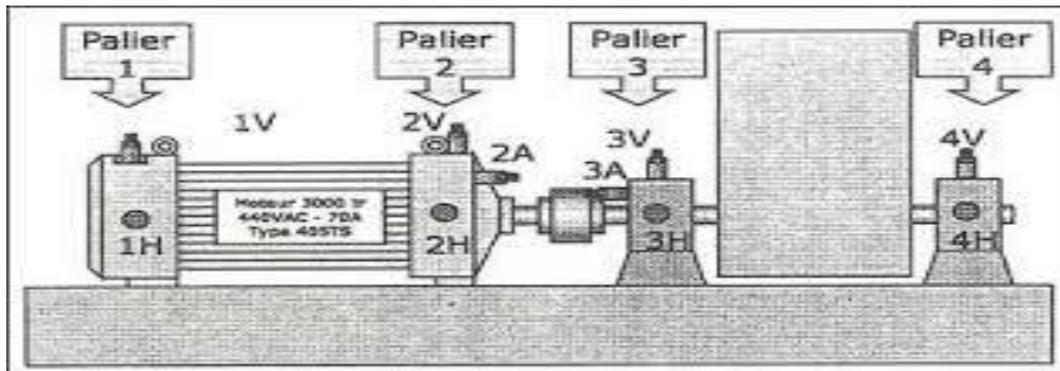


Figure II.11. Point de mesure [8]

Il y a le mesurage : radiale verticale, radiale verticale optique, radiale horizontale et axiale.

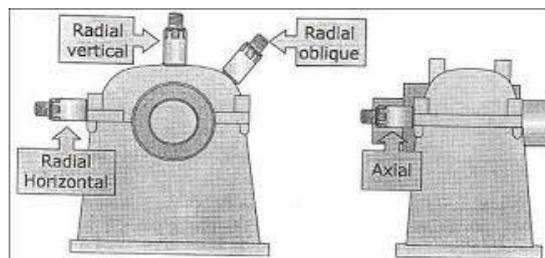


Figure II.12. Points de mesure RV, RVO, RH, AX

## II.8. Stratégies de surveillance:

### II.8.1. Mesure global :

Cette stratégie de surveillance consiste à mesurer, à l'aide de capteurs, le niveau global d'un ou de plusieurs indicateurs (déplacement, vitesse ou accélération), à suivre son évolution dans le temps et à le comparer a des normes ou des mesures précédentes. Certes, toute évolution est due à une dégradation de la machine. Cela permet de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de faire une première idée des types de défauts qui affectent la machine, mais ne permet pas d'établir un diagnostic précis.

Pour ce type de suivi les capteurs mesurent l'amplitude sur une plage de fréquences très large. Généralement la bande passante de l'appareil de mesure. Le niveau global mesuré NG

est tel que:  $NG = \sqrt{a^2 + b^2 + c^2}$  avec a, b, c, ...les amplitudes respectives des composantes A, B, C, dues aux différents défauts présents dans la machine. Compte tenu de cette élévation au carré, il est certain que cette valeur de NG est essentiellement sensible à l'évolution de défaut induisant des vibrations d'amplitude élevée et qu'une évolution importante d'un défaut induisant des vibrations d'amplitude moindre (mais pas forcément de gravité moindre) risque d'être complètement masquées. Ce phénomène, nommé l'effet de masque, est l'écueil le plus sérieux de ce type de suivi et en limite considérablement le domaine d'utilisation et la fiabilité [6].

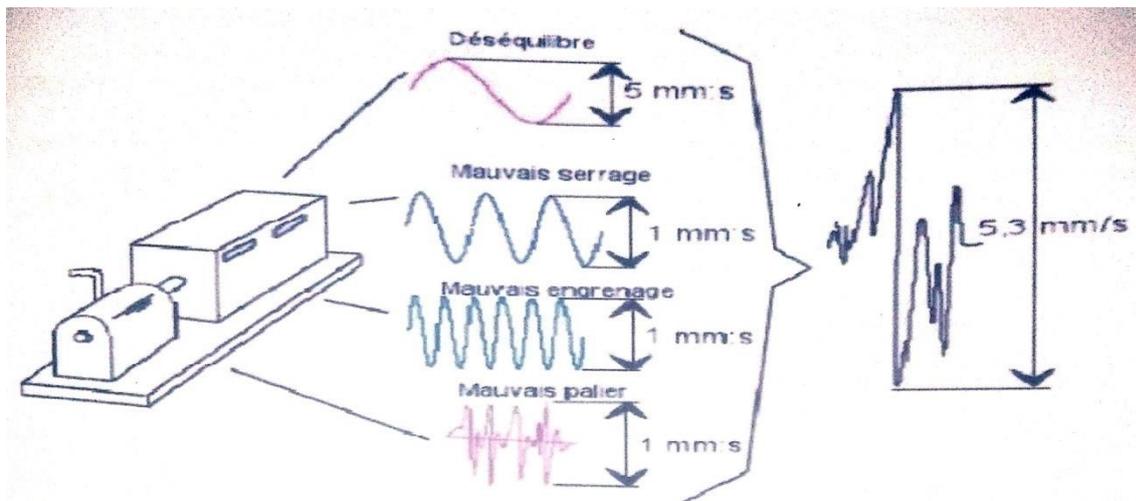


Figure II.13. Mesure globale [6]

- **Norme de seuil (AFNOR E 90-300)**

Cette norme distingue quatre groupes de machines. Les critères de distinction sont la puissance, les fondations et la présence d'effets de masse alternatifs non compensables. Ces groupes sont définis comme suit:

**Groupe 1:** petites machines, par exemple moteurs ou machines qui dans leurs conditions normales de fonctionnement, (moteurs électriques produits en série, puissance jusqu'à 15kW).

**Groupe2:** Machines de taille moyenne (en particulier moteurs électriques de puissance comprise entre 15 et 75 kW).

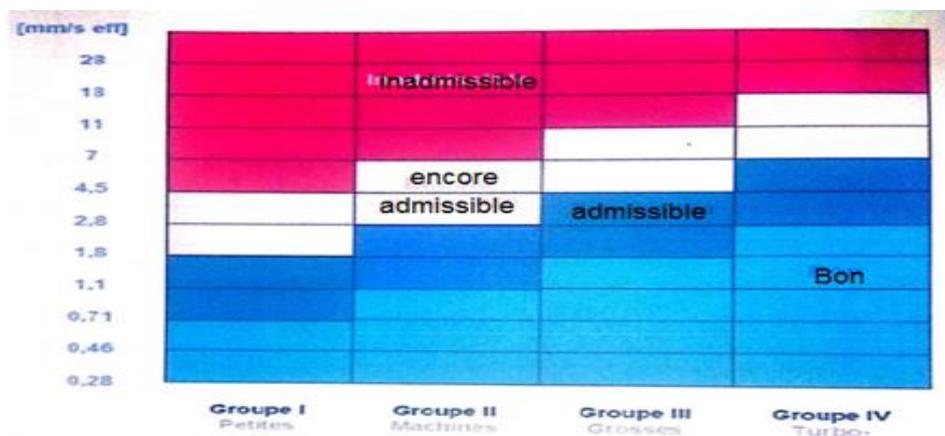
**Groupe 3:** Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations lourdes et relativement rigides dans la direction des vibrations.

**Groupe 4 :** Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes dans la direction des vibrations (par exemple groupes turbogénérateurs, particulièrement ceux qui sont installés sur des fondations légères).

- **Seuils de jugement**

Les seuils de jugement de chaque groupe sont déterminés par les domaines suivants (Figure II.14)

- Bon;
- Admissible;
- Encore admissible;
- Inadmissible;



**Figure II.14.** Seuils de jugement selon AFNOR E 90-301

### II.8.2. Mesure Spectrale

Les mesures des niveaux globaux mettent en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce mais ne permettant pas d'accéder au diagnostic, c'est à dire, d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible en préciser la gravité. L'analyse spectrale repose sur une analyse systématique du signal vibratoire pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée. Cela demande une connaissance des caractéristiques Cinématiques des différents organes

constitutifs, de leur vitesse de rotation ou mieux encore de leur fréquence de mouvement (Figure II.15). [11]

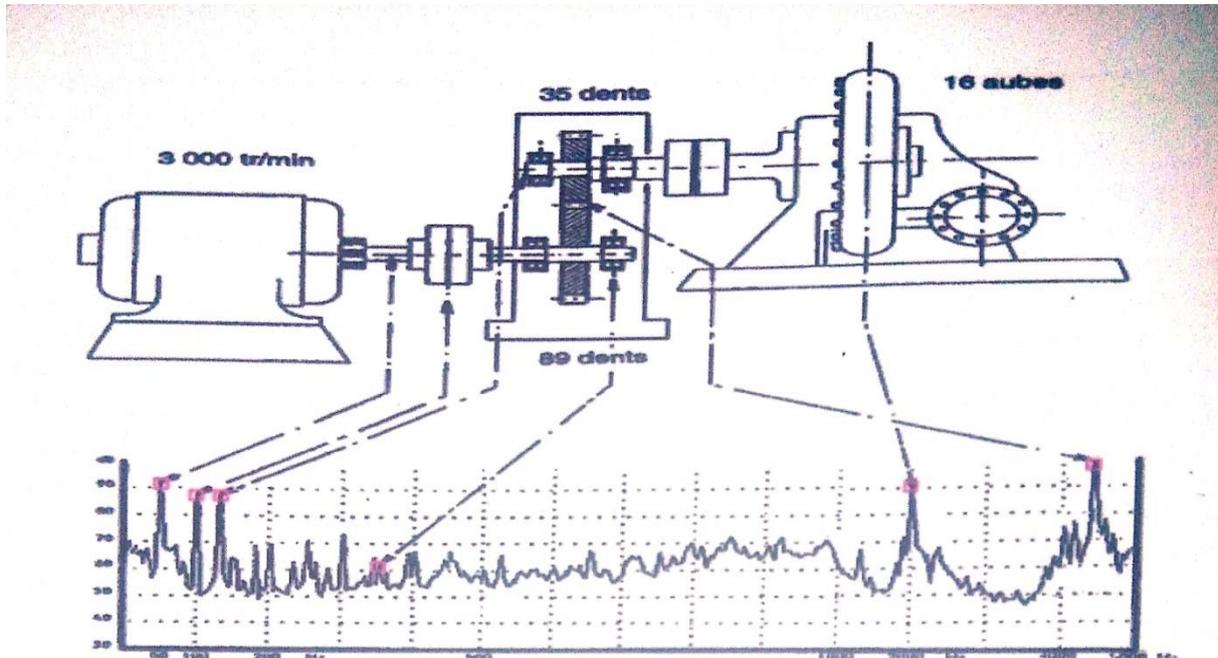


Figure II.15. Représentation spectrale de défauts [11]

### II.8.3. Représentation graphique d'un spectre

Les spectres issus des signaux vibratoires réels sont très riches en raison du grand nombre de sources vibratoires présentes dans une machine. Par suite, les informations intéressantes dans le spectre ne correspondent pas forcément aux fréquences présentant des maxima d'amplitude. Des raies spectrales d'amplitude faibles au regard des autres peuvent être d'un intérêt de premier plan pour le diagnostic. Afin de pouvoir les visualiser, on utilise pour la représentation des spectres en fréquences une échelle logarithmique des amplitudes du signal.

Ce type de représentation présente l'avantage de favoriser l'affichage des petites amplitudes et est donc recommandé. Les figures (I.16, II.17) présentent un spectre avec deux représentations en échelle linéaire et en échelle logarithmique de l'amplitude d'un signal vibratoire. [11]

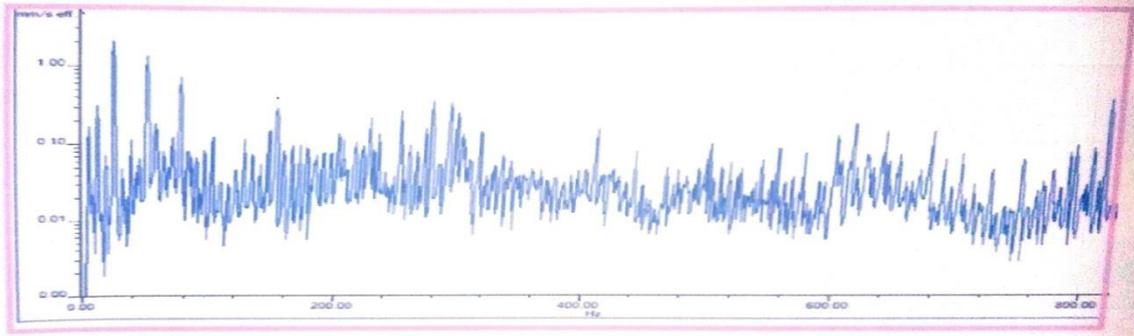


Figure II.16. Echelle logarithmique [11]

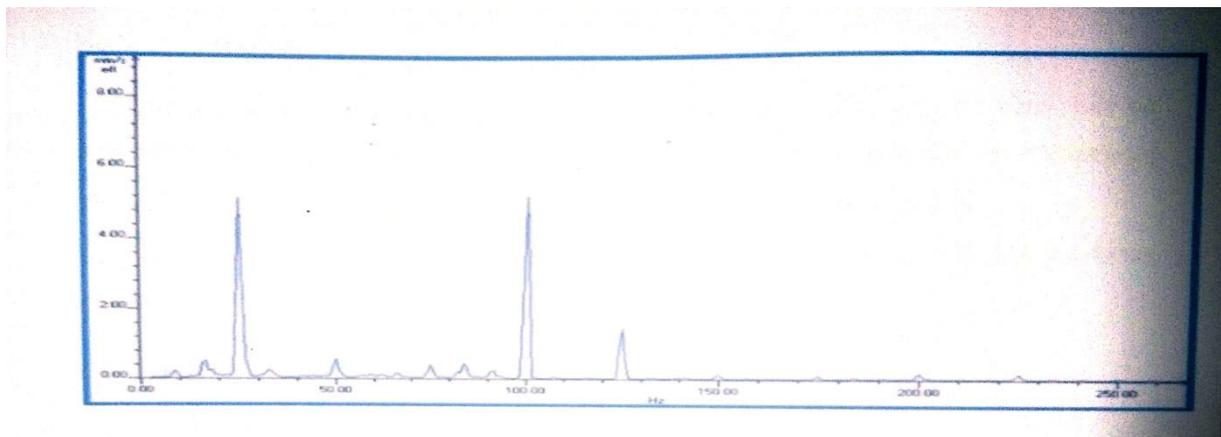


Figure II.17. Echelle linéaire [11]

## II.9. Conclusion

Ce chapitre rappelle les principes de base de la vibration appliquée à la maintenance prédictive. Les techniques actuellement utilisées, sont basées sur l'analyse de Fourier et l'utilisation des signaux.

Les vibrations sont le résultat de forces dynamiques appliquées à l'intérieur des machines qui comprennent des éléments en mouvement. Chaque élément vibrant crée propre fréquence et amplitude. Les oscillations créent de l'usure et de la fatigue et elles sont souvent à l'origine de la rupture. Il est impossible de trouver une machine ne vibre pas, mais plus le prix d'équipement augmente, plus les vibrations diminuent et deviennent plus précises.

### III.1. Introduction

Les machines tournantes jouent un rôle stratégique dans un procédé de production. Elle est impossible de diagnostiquer l'état d'une machine si l'on ne connaît pas les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine concerné.

Dans Ce chapitre, nous avons expliqué les différents principaux défauts des machines tournantes.

### III.2. Défauts des machines tournantes

Il existe plusieurs défauts des machines tournantes qui créent des vibrations, parmi les quels nous mentionnons :

#### III.2.1. Défaut de balourd

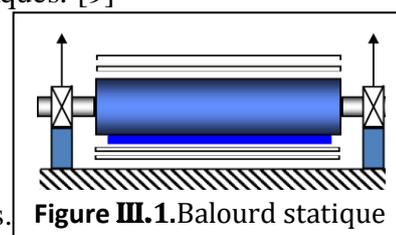
C'est la cause de vibrations la plus commune et la plus fréquemment rencontrée En dépit du soin apporte a la construction des rotors, il est impossible de les équilibrer parfaitement et il existe donc toujours une vibration à la fréquence de rotation dont l'amplitude est directement proportionnelle à l'importance du balourd et au carré de la vitesse de rotation.

Une modification brusque de l'amplitude à la fréquence de rotation correspond bien souvent à une modification du balourd dont l'origine peut être une rupture 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.

Le phénomène de balourd se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation, sans ou avec très peu d'harmoniques. [9]

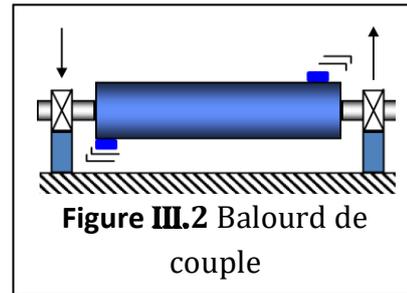
##### III.2.1.1. Balourd statique

- Pas de déphasage sur les 2 paliers
- vibration importante dans les directions radiales.



III.2.1.2. Balourd de couple

- Déphasage 180 °.
- Vibration important dans les directions radiales.
- du balourd statique et balourd de couple.



III.2.1.3. Balourd Dynamique

- vibration importante dans les directions radiales
- Combinaison du balourd statique et balourd de couple [13]

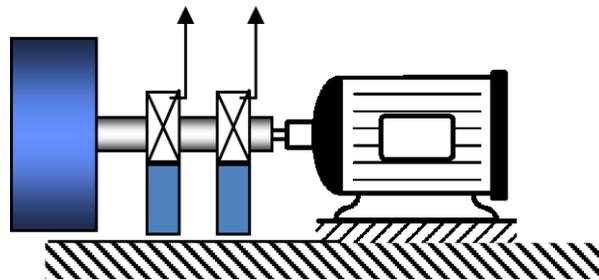


Figure III.3. Balourd dynamique

○ **Equilibrage statique**

Imaginons un rotor parfaitement en équilibre. Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse M. Le rotor présentera un déséquilibre. Même à l'arrêt, le rotor reviendra à une position d'équilibre. Il s'agit d'un déséquilibre statique. Dès que le rotor sera en rotation, la masse M exercera une force radiale proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation  $F=M.r.\omega^2$ . [6] On mesure l'amplitude de l'accélération du signal vibratoire au point P1 et P2. ( Figure III.4).[12]

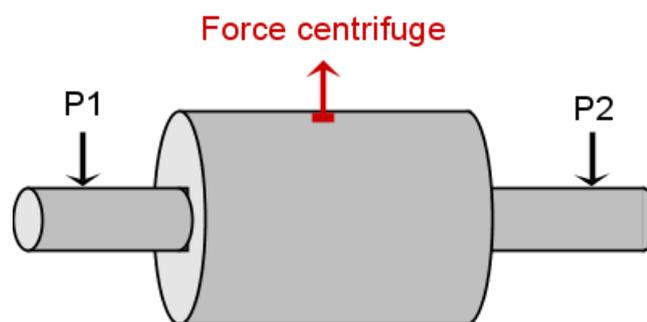


Figure III.4. Balourd

### ○ Equilibrage dynamique

Reprenons l'exemple précédent en remplaçant la masse  $M$  par 2 masses identiques mais décalées de  $180^\circ$  et placées à chaque extrémité du rotor. L'analyse temporelle des amplitudes du signal vibratoire montre que les signaux en P1 et P2 sont déphasés. En effet, les deux paliers supportant le rotor vont subir des efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage est en théorie de  $180^\circ$  (Figure III.4). [12]

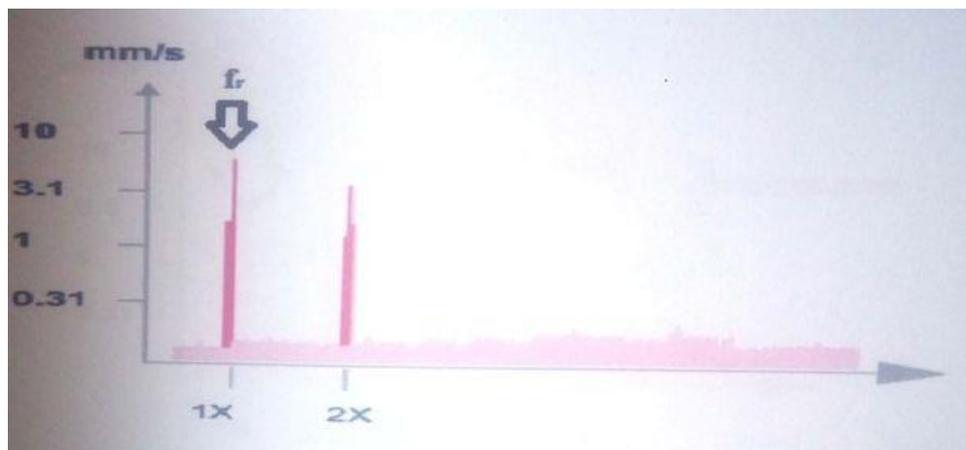


Figure III. 5. représentation spectrale de défaut de balourd [11]

### III.2.2. Défaut d'alignement

Un désalignement provoque des vibrations à la fréquence de rotation ainsi qu'aux harmoniques d'ordre 2, 3, 4 (double, triple ou 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). Généralement, l'harmonique d'ordre 2 est prépondérant en amplitude lorsque la mesure a été faite en mode accélération. [9]

#### ❖ Un défaut d'alignement peut affecter:

➤ Deux rotors d'une machine: les axes des deux arbres présentent un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou possède un défaut de concentricité.

Deux paliers du même arbre: cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage des paliers.

#### ❖ Cet ensemble de défauts se manifeste le plus souvent par la présence:

➤ Dans la direction radiale, de composante d'ordre 2,3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celle de la composante d'ordre 1, dans le cas d'un défaut de concentricité.

- Dans la direction axiale, de composantes d'ordre 1,2 ou 3 de la fréquence de rotation et dont les amplitudes sont supérieures à celles des composantes radiales correspondantes, dans le cas d'un désalignement angulaire ou d'une déformation. [13]

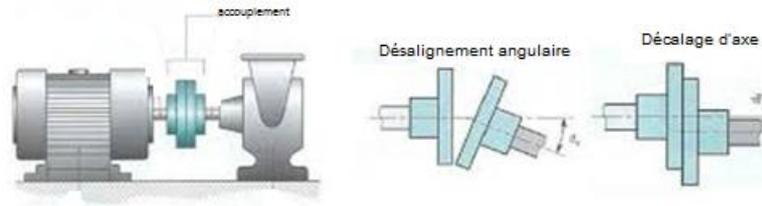


Figure III. 6. Défaut d'alignement

### III.2.2.1. Signature du défaut d'alignement

Le signal temporel d'un défaut de d'alignement aura l'allure suivante :

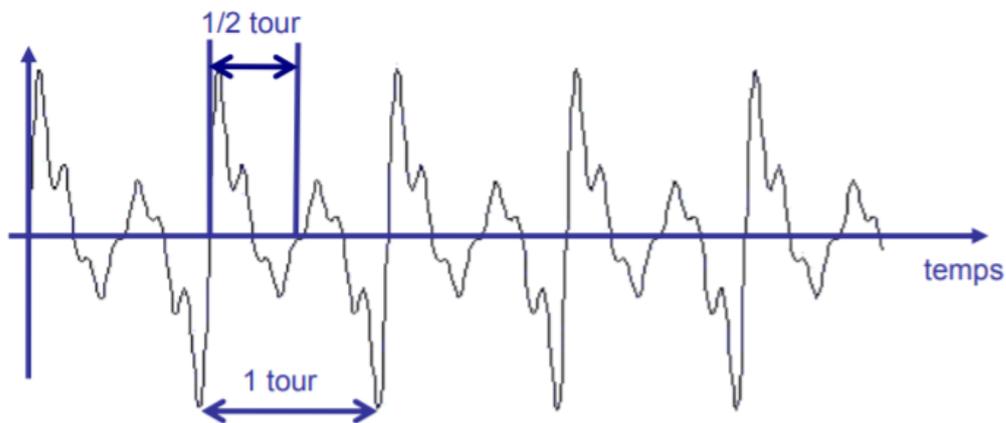


Figure III. 7. schéma Le signal temporel d'un défaut de d'alignement [12]

On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (Période = temps pour faire 1 tour) mais également des phénomènes se répétant chaque  $\frac{1}{2}$  tours et  $\frac{1}{3}$  tour. Cela se traduira le plus souvent par la présence de composantes d'ordre 2, 3 ou même 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d'ordre 1. Les composantes multiples d'une fréquence dans un spectre sont appelées les harmoniques de cette fréquence. Un défaut d'alignement est donc révélé par un pic d'amplitude prépondérant à généralement 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). [12]

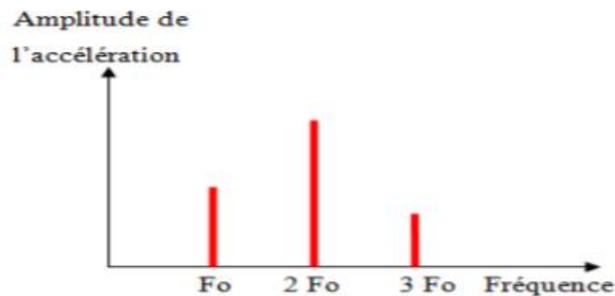


Figure III. 8. Spectre théorique d'un défaut d'alignement.

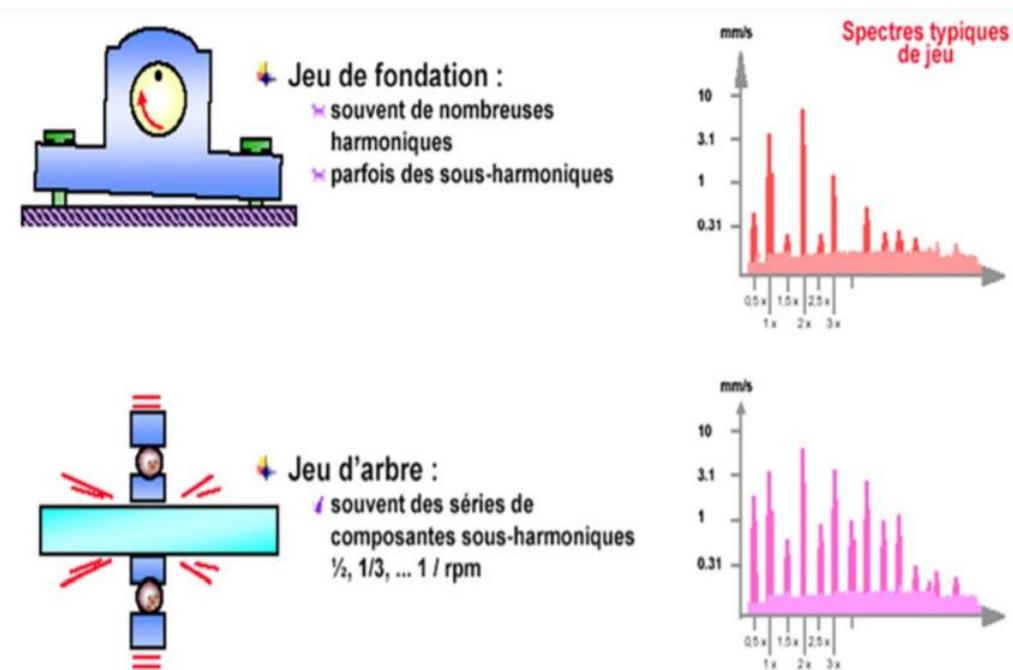
### III.2.3. Défaut de desserrage et de jeu

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

Une analyse du déphasage entre deux mesures prises selon deux directions radiales perpendiculaires sur un même palier permet de différencier une anomalie due à un balourd (force tournante), d'un défaut de serrage ou d'une déformation du support (force directionnelle due à la contrainte). [9]

#### -Description de défaut de desserrage et de jeu :

- ❖ Limage vibratoire induite par un desserrage ou une fissuration d'encrage ou de bâti est caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence correspond à l'ordre 1 de la fréquence de rotation.
- ❖ Le déphasage relatif pour deux composantes radiales orthogonales est voisin de zéro ou de  $180^\circ$ , selon la position des capteurs par rapport au plan de desserrage ou de fissuration.
- ❖ Ce phénomène, générant une vibration de type choc, présente un spectre composé de nombreuses harmoniques de la fréquence de rotation, il peut souvent être détecté en mode global par le facteur de crête, les kératoses ou par d'autres indicateurs de défauts de type choc. [13]



**Figure III. 9.** schéma montrant la différence entre un spectre de la vitesse vibratoire d'un jeu de Fondation (desserrage) et d'un jeu dans les roulements.[12]

### III.2.4. Défauts des engrenages

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages (Figure III.10):

- Les engrenages parallèles (les 2 arbres sont parallèles).
- Les engrenages concourants (les 2 arbres sont tels que leurs prolongements se coupent).
- Les engrenages gauches (les 2 arbres occupent une position relative quelconque).

Les dentures d'engrenage peuvent être droites, hélicoïdales ou à chevrons. Les efforts, en conséquence, sont:

- Uniquement radiaux sur les engrenages parallèles, à denture droite ou à chevrons,

- Mixtes (radiaux et axiaux) sur les engrenages à denture hélicoïdales, les engrenages coniques et les engrenages à roue et vis sans fin [6].



Figure III. 10. Différent types d'engrenage [6]

#### III.2.4.1. Principales Sources Des Vibrations

Parmi les sources essentielles d'excitation d'un engrenage en mouvement on peut noter :

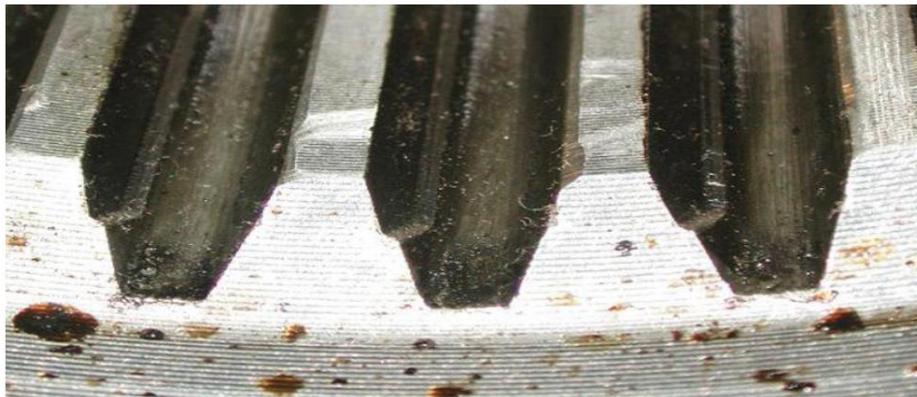
- L'erreur de concentration dans les roues à engrenage qui provoque des vibrations (balourd).
- La modification du profil due à l'erreur de fabrication et à la déformation des dents.
- L'influence des arbres et grandeurs des masses (accouplement, moteur,...) sur la charge dynamique
- Les chocs entre les dents à l'amorce de l'engrènement lorsque la dent non déformée supporte une fraction de la charge tandis que les autres dents se déchargent.
- La déformation variable des dents produit la variation de la charge le long des Profils des dents et une variation de la charge à travers la ligne d'engrènement pour une paire de dents en contact.
- Les forces de frottement variables en sens.
- L'expulsion de l'huile et de l'air de l'entre dent.
- Les fluctuations de la charge des dents surviennent durant l'engrènement des dents même dans les conditions de la charge constante [5].

### III.2.4.2. Types de défauts

Plusieurs types de défauts peuvent affecter les dentures d'engrenage, on peut citer les défauts répartis sur toutes les dents:

**L'usure :** est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

L'usure normale, progresse lentement, elle est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture. L'usure anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif, elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage, voire à sa mise hors service [14].



**Figure III. 11.** Usure abrasive "Engrenages" [15].

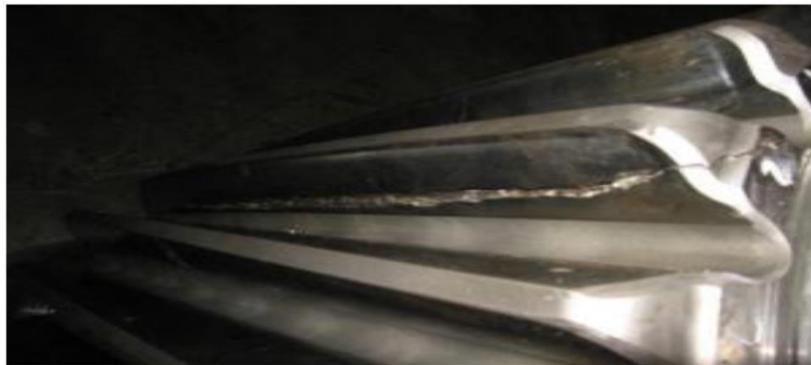
**La piqûre:** il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. La piqûre est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée.

L'apparition des piqûres est associée aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur rugosité composite insuffisant pour éviter des contacts entre aspérités [5].



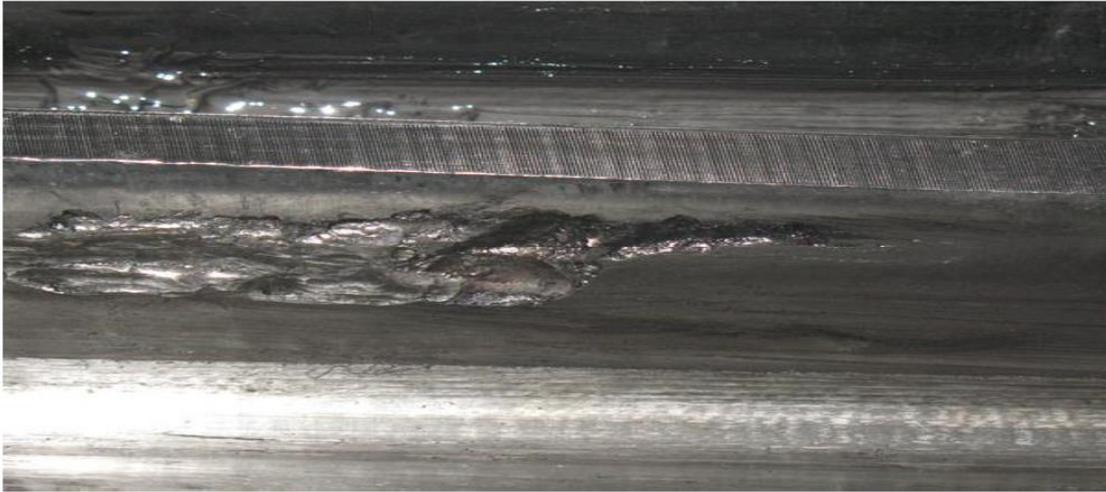
**Figure III. 12.** Piqûre "Engrenages" [15].

**La fissuration** : généralement par fatigue, elle progresse à chaque mise en charge, à partir d'un point initial situé presque toujours au pied de la dent, elle apparaît surtout sur des aciers fins, durcie par traitement thermique, qui sont très sensibles aux concentrations de contraintes, l'apparition de ces fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau, et est en général située du côté de la dent sollicitée en traction[5].



**Figure III. 13.** Fissuration ou cracks "Engrenages" [15]

**L'écaillage**: il se manifeste aussi sous forme de trous, mais ceux-ci sont beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux des piqûres. L'écaillage se trouve dans les engrenages cémentés, qui sont les plus répandus à l'heure actuelle car ils permettent de passer des couples importants avec des dimensions faibles [17]



**Figure III. 14.** Écaillage [15].

**Grippage:** conséquence directe d'une destruction brutale du film d'huile, ou d'un frottement sous charge provoquant des hausses de températures, le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact [5].



**Figure III. 15.** Le grippage "Engrenage" [15].

### III.2.4.3. Présentation spectrale des défauts d'un engrenage

#### a) Engrenage sans détérioration.

Fréquence d'engrènement de deux engrenages 1 et 2 :

$$f_{eng} = N_1 \cdot f_1 = N_2 \cdot f_2 \quad (\text{III.1})$$

Avec:

$f_1$  et  $f_2$  : vitesse de rotation (Hz).

$N_1$  et  $N_2$  Nombre de dents.

$F_{eng}$ : La fréquence d'engrènement (HZ).

Le Spectre de l'engrènement de cette boîte d'engrenages sans détérioration des engrenages est composé des fréquences  $f_1$ ,  $f_2$  et  $f_{eng}$

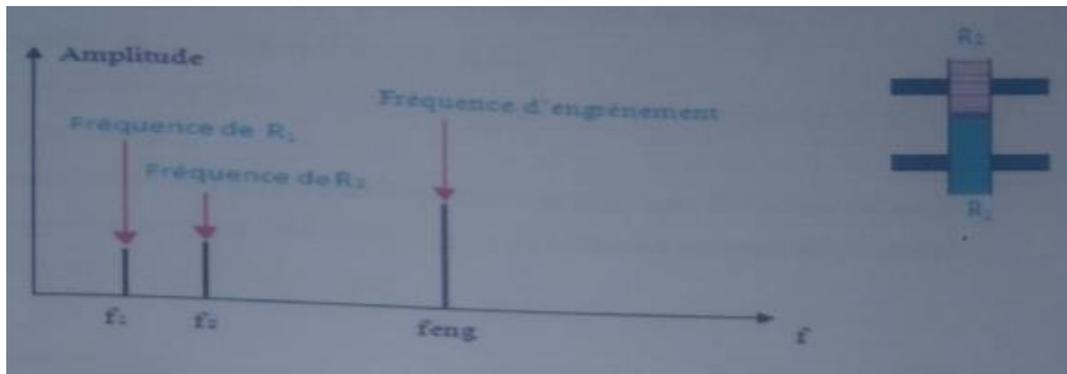


Figure III. 16. Spectre théorique représentant une denture correcte.[11]

Avec la détérioration des engrenages, les même fréquences sont détectées auxquelles S'ajoutent les harmoniques de la fréquence d'engrènement:  $f_1$ ,  $f_2$  et  $f_e$ ,  $2f_e$ , ..... $nf_e$ .

L'amplitude de la fréquence d'engrènement n'est généralement pas significative de l'état des engrenages.

**b) Dent détériorée sur un pignon (fissure, cassure):**

Si le pignon 1 a une dent détériorée, il y' a un choc pour chaque engrènement de cette dent et donc le spectre de la boîte sera composé des fréquences  $f_1$ ,  $f_2$  et des harmoniques de  $f_1$ .

$f_1$ ,  $f_2$  et  $2f_1$ ,  $3f_1$ ...  $nf_1$ .

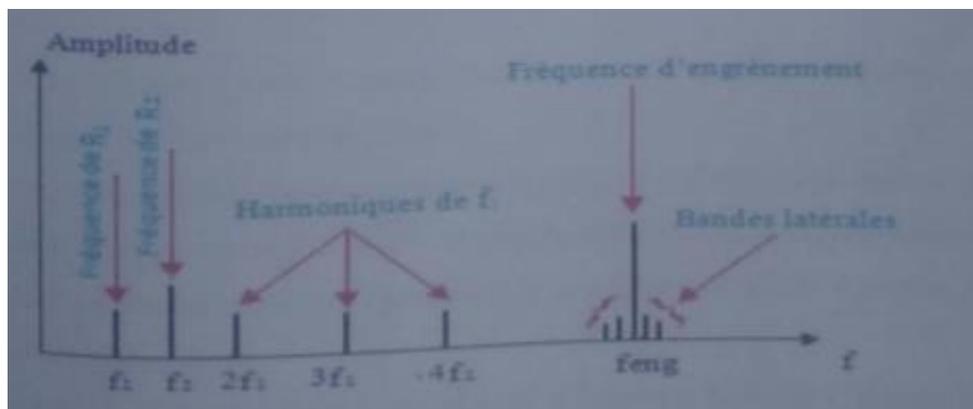


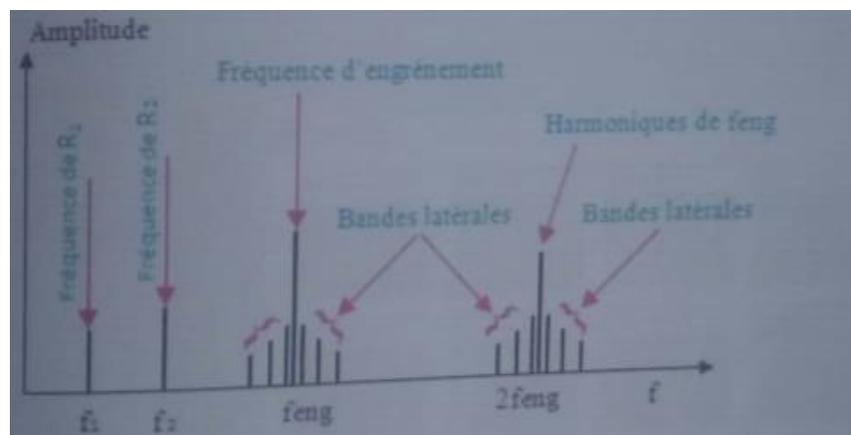
Figure III. 17. Spectre théorique d'une dent détériorée au niveau de 1<sup>er</sup> pignon. [11]

c) **Dent détériorée sur chaque pignon (pique, écaillage, usure, corrosion) :**

Les fréquences détectées (Figure III.18) sont liée soit:

- ✓ Aux chocs entre une dent détériorée d'un engrenage et une dent non détériorée de l'autre fréquence:  $f_1$  et  $f_2$ .
- ✓ Aux chocs entre deux dents détériorées de chacun des engrenages, la fréquence de choc  $f_c$  est égale à la fréquence d'engrènement divisée par le plus petit commun multiple (ppcm) du nombre de dents de chaque pignon.

$$f_c = f_e / \text{ppcm}(N_{d1}, N_{d2}) \quad (\text{II.2})$$



**Figure III. 18.** Spectre théorique d'un ensemble de dentures détériorées. [11]

d) **Déformation simple de l'arbre (torsion de l'arbre, faux rond d'un engrenage):**

Si l'arbre 1 est légèrement cintré et l'arbre 2 non cintré, la pression au niveau des dentures est modulé à chaque tour de rotation de l'arbre 1.

Le faux rond se caractérise par l'excentrement d'un pignon de l'engrenage. Suite à un tel faux rond le Signal d'engrènement est modulé en amplitude par la rotation du pignon excentré, les défauts de ce type se traduisent par l'apparition de raies latérales sur les signatures spectrales aux fréquences:  $f_e - f_1$  et  $f_e + f_1$ .

La fréquence d'engrènement est donc modulée par la fréquence  $f_1$  il y'a donc apparition des deux fréquences de part et d'autre de la fréquence d'engrènement. [11]

III.2.5. Défauts de roulement :

Le roulement, organe de base pouvant assurer à lui seul plusieurs fonctions parmi lesquelles la liaison mobile en rotation avec un minimum de frottement entre deux éléments, tout en supportant des charges radiales ou axiales plus ou moins importantes, il peut être aussi utilisé pour assurer un positionnement précis de l'arbre, et corriger des défauts d'alignement. Selon le type de roulement utilisé [30].

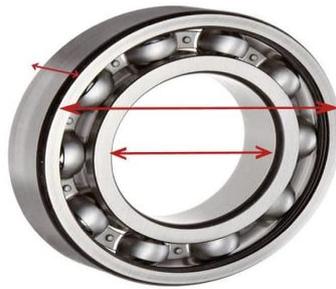


Figure III. 19. Les Diamètres d'un Roulement

III.2.5.1. Types de roulements :

En pratique pour chaque application existe un roulement approprié, le roulement à billes offre un faible frottement grâce au contact ponctuel mais n'est utilisé que pour décharges limitées.

- Le roulement à rouleaux offre une plus grande capacité de chargement grâce au contact linéaire provoquant aussi un frottement plus important.
- Les rouleaux peuvent prendre différentes formes cylindriques, coniques ou sphériques
- Les roulements à aiguilles sont quant à eux utilisés lorsqu'un rapport charge/encombrement important est requis. [12]

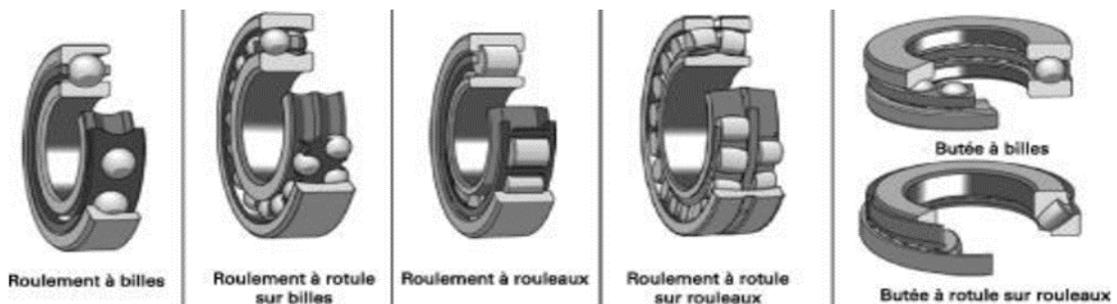


Figure III. 20. Différents types de roulements. [12]

III.2.5.2. Eléments de roulements

Le roulement est composé des éléments (Figure III. 21) suivants :

- Deux bagues concentriques en acier, appelés bague intérieure et bague extérieure comportant des chemins de roulement.
- 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) [32].

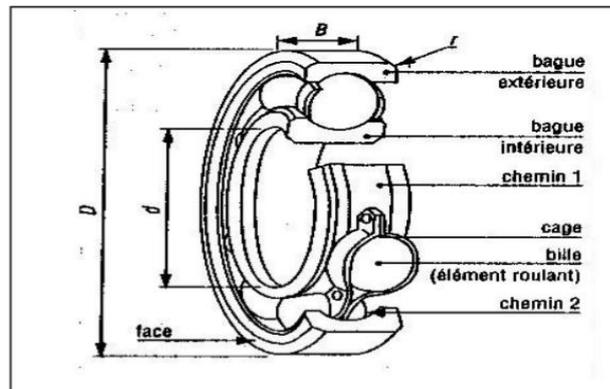


Figure III. 21. Composants de roulement [32]

III.2.5.3. Les Fréquences caractéristiques :

Pour chaque type de roulement, et en fonction de ses cotes de fabrication, on peut considérer 4 fréquences caractéristiques. Donnée par la formulée ci-dessous

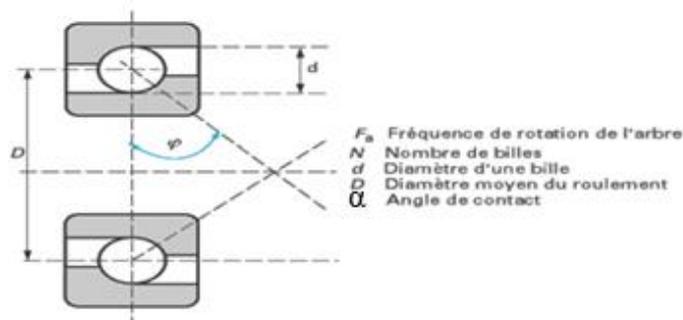


Figure III. 22. Les caractéristiques dimensionnelles d'un roulement à billes.

Les fréquences caractéristiques des défauts du roulement dépendent du diamètre des éléments roulants (d). Du diamètre moyen du roulement (D) du nombre d'élément

roulants ( $N$ ), de fréquence de rotation ( $f_a$ ), et de l'angle de contact ( $\alpha$ ). On observe l'angle de contact dans les roulements dont les pistes des bagues internes et externes sont déplacées dans le sens axial, la ligne de charge à l'intérieur des roulements forme un angle par rapport à l'axe vertical.

- la fréquence de passage des billes sur la bague externe du roulement,  $f_{b.ext}$  :

$$f_{b.ext} = \left(\frac{N}{2}\right) f_a \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos \alpha\right] \quad (\text{III.3})$$

2- la fréquence de passage des billes sur la bague interne du roulement,  $f_{b.int}$  :

$$f_{b.int} = \left(\frac{N}{2}\right) f_a \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right) \cos \alpha\right] \quad (\text{III.4})$$

3- la fréquence de rotation des billes sur eux même,  $f_{bille}$  :

$$f_{bille} = \left(\frac{D}{d}\right) f_a \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos \alpha\right)^2\right] \quad (\text{III.5})$$

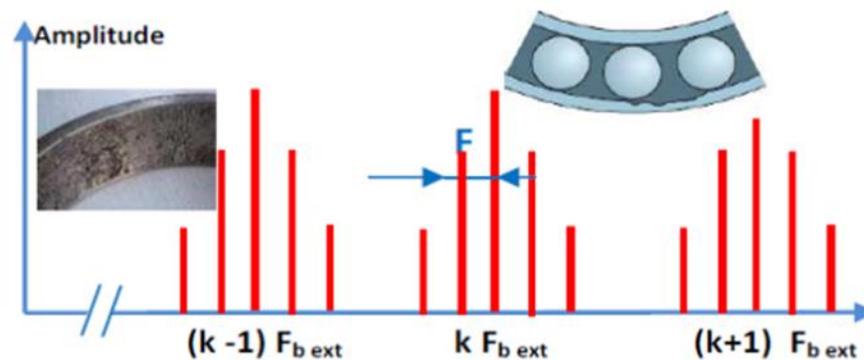
4- la fréquence de passage d'un défaut de cage,  $f_{cage}$  :

$$f_{cage} = \left(\frac{1}{2}\right) f_a \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos \alpha\right] \quad (\text{III.6})$$

Ces fréquences peuvent apparaître pour un roulement en fonctionnement normal (du fait de la non-linéarité de la raideur du contact sur un roulement), mais surtout lors de l'apparition des défauts sur les éléments le constituant. Ils vont engendrer des impulsions à chaque fois qu'un élément roulant rencontre un écaillage sur son chemin.

### III.2.5.4. Défaut de type écaillage affectant la bague externe :

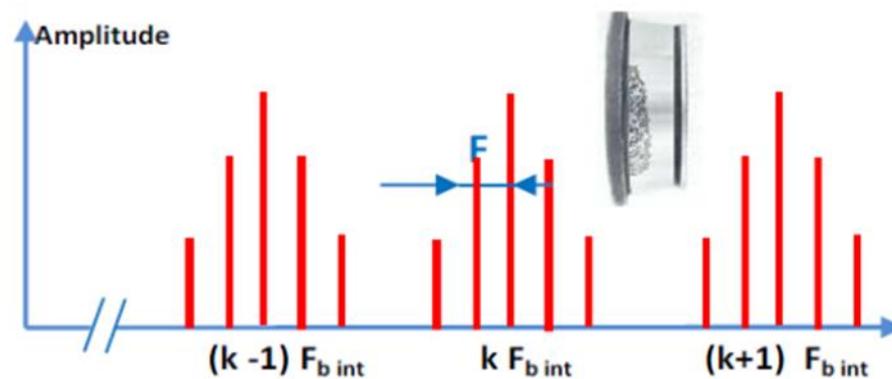
Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence du défaut. A chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante (Figure III. 23) [27].



**Figure III. 23.** vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure [27]

### III.2.5.5. Défaut de type écaillage affectant la bague interne :

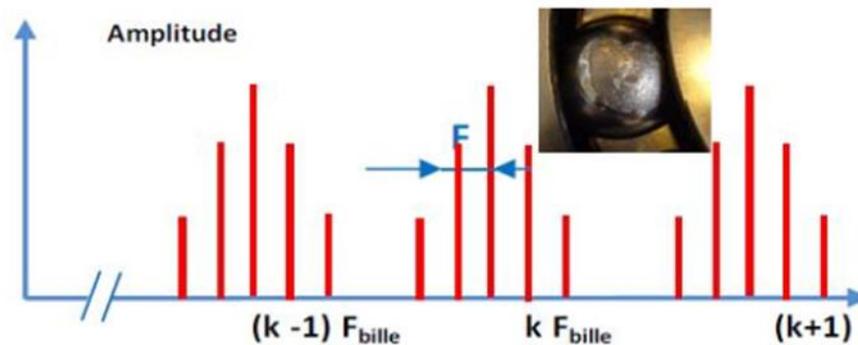
Un défaut de type écaillage affectant la bague interne de roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation (fig.) [27]



**Figure III. 24.** vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure [27]

### III.2.5.6. Défaut de type écaillage sur un élément roulant :

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de la cage (figure III. 25) [27].



**Figure III. 25.** vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant. [27]

### III.2.6. Défauts de transmission par courroies :

La courroie est un organe de transmission d'un arbre moteur à un arbre récepteur, bien que leur utilisation présente certains avantages par rapport à une transmission à engrenages « moins de bruits et une usure moins importante », la transmission par courroies peut être cible d'une multitude de défaillances tels que ; une détérioration localisée (partie arrachée, défaut de jointure), des courroies trop détendues, un mauvais alignement des poulies ou bien une poulie excentrée. [12]



**Figure III. 26.** Défaut de courroie. [11]

C'est un défaut peu évident à localiser et seule l'expérience acquise permet une bonne analyse de ce type de défauts. Le principal défaut rencontré dans ce type de transmission est lié à une détérioration localisée de la courroie (partie arrachée, défaut de jointure...) impliquant un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage de ce défaut (Fc). Le calcul de Fc ci-dessous n'inclue pas d'éventuels glissements.

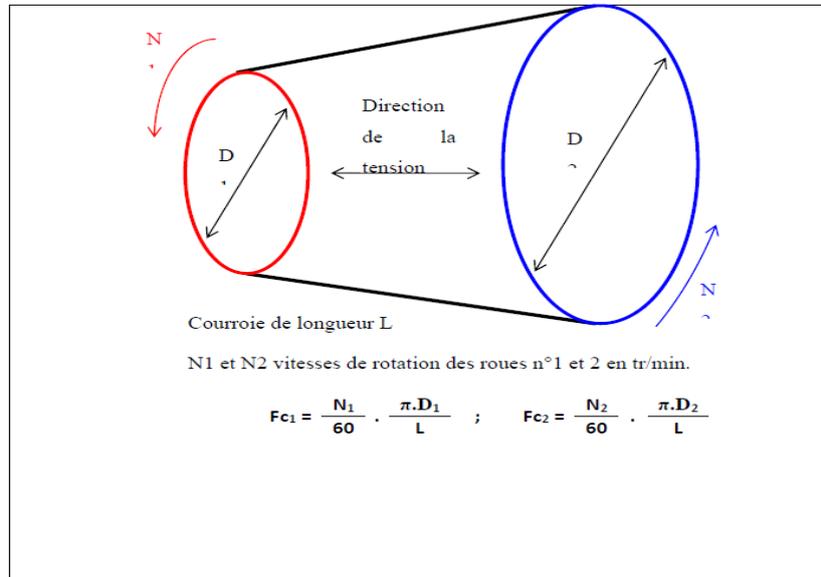


Figure III. 27. roues courroies

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, ou de ses harmoniques. [8]

**III.3.Reconnaissance des principales anomalies :**

Il y a d'autres défauts que nous mentionnerons dans le tableau (III.1)

**Tableau III.1.** Reconnaissance des principales anomalies [9]

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 x FR	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse
Balourd	1x FR	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x FR	Radiale	Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 x FR	Axiale radiale et	Vibration axiale est en général plus important si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique de rotor	Radiale	Vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue en suite
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, 4 x FP	Radiale	
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement $FE = N \text{ dents} \times FR$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement.
Faux-rond d'un pignon	$FE \pm FR$ pignon	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Axiale et radiale	Ondes de choc dues aux écaillages. Aide possible par « détection d'enveloppe ».

### III.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons mentionné un certain nombre de défauts des machines tournantes, de sorte que nous trouvons que chaque défaut donne une fréquence avec une certaine amplitude ce dernier est soumis à l'ampleur du défaut.

La connaissance de défauts des machines tournantes est de la cinématique de la machine permet de formuler un bon diagnostic de l'état de la machine.

### IV.I. Introduction

Après avoir pris connaissance des nombreux problèmes des machines tournantes, nous allons maintenant mener une étude bibliographique sur certaines des études expérimentales qui ont été menées auparavant, afin de mentionner les expériences qui ont été menées et les résultats obtenus.

#### IV.1. Tahar BELKHIR [33] :

##### IV.1.1. Première application arbre fissure

###### IV.1.1.1 Objectif du travail :

Etude le comportement d'un arbre fissure en vibration (Simulation de fissure par ouverture d'assemblages vissés), cette identification de la fissure à partir de la modification du spectre de fréquence.

###### IV.1.1.2 L'expérimentales :

###### a. Machine de base :

On utilise la machine de base PT500 avec l'analyseur de vibrations assisté par ordinateur PT 500.



Figure IV.1.1 Machine de base

###### b. Simulation de l'arbre fissure :

On peut simuler la fissure par deux brides liée par des vis, selon le montage des vis on peut créer une fissure analogue de la fissure réelle.

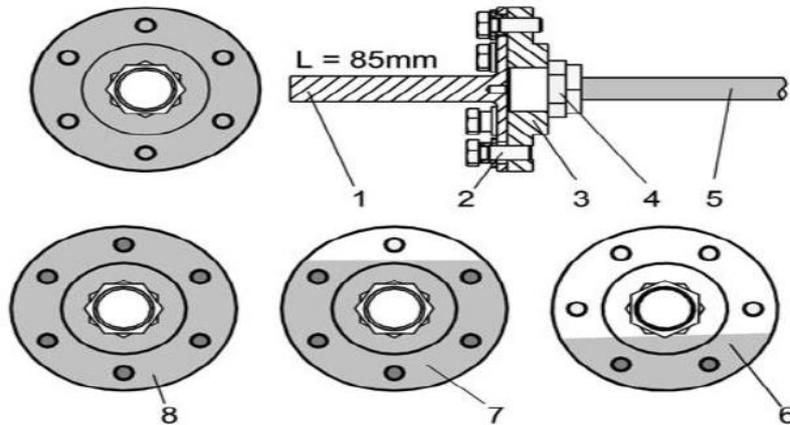


Figure IV.1.2 Montage de l'arbre fissure

1. bride avec arbre court (charge via entraînement à courroie),
2. vis,
3. disques récepteurs,
4. kits de serrage,
5. arbres moteurs,
6. arbres avec fissure maximale (raccord à brides avec 2 vis porteuses),
7. arbres avec petite fissure (raccord à brides avec 5 vis porteuses),
8. arbres sans fissure (raccord à brides avec 6 vis porteuses)

**c. Mode opératoire :**

Pour montrer l'effet de fissure on a fait les essais suivants :

- Arbre sans fissure (tous les vis serrée).
- Arbre fissurée (4 vis desserrées).
- Arbre fissurée (3 vis desserrée).
- Arbre fissurée (2 vis desserrée).

**IV.1.1.3 Résultats :**

**Essai 1 :** arbre sans fissure (tous les vis serrée).

Après la réalisation de cet essai on obtient les résultats suivants :

### Interprétation des résultats :

Le pic ( $F=45\text{Hz}$ ) dans le spectre de fréquence présente l'effet de balourd.

### Essai 2 : arbre fissurée (2 vis desserrées)

La réalisation d'un arbre avec fissure par le serrage de quelque vis (2vis), et création un jeu (fissure) les résultats obtenus par logiciel est représenté dans la figure

Spectre de fréquence avec 02 vis dans la position de desserrage

### Interprétation des résultats :

- Le pic ( $F_0=40\text{Hz}$ ) présenter l'effet de balourd de l'arbre
- L'effet de fissure négligeable.

### Essai 3 : arbre fissurée (3 vis desserrée)

### Interprétation des résultats :

- La fréquence d'ordre zéro ( $f_0=43\text{Hz}$ ) présenter l'effet de balourd
- La fréquence d'ordre un ( $f_1=86\text{Hz}$ ) présenter l'effet de fissure

### Essai 4 : arbre fissurée (4 vis desserrées)

### Interprétation des résultats :

- La première fréquence ( $F_0=48\text{Hz}$ ) présente l'effet de balourd.
- La deuxième fréquence ( $F_1=96\text{Hz}$ ) présente l'effet de fissure
- On remarque que l'amplitude de l'effet de fissure est plus grande que l'amplitude de l'effet de balourd.

#### IV.1.1.4 Remarque générale :

D'après nos essais sur l'arbre fissuré l'aide d'un analyseur de vibration assisté par ordinateur (PT500) et la manipulation des résultats ont conclu les suivants :

- L'effet de fissure apparaitre comme une fréquence de le 2ième pic dans le spectre de la fréquence.
- L'amplitude de fissure variée selon la taille de fissure.

#### IV.1.2 Deuxième application cavitation dans les pompes :

##### IV.1.2.1 Le but de l'essai

- Mesure des vibrations de fonctionnement au niveau d'une pompe centrifuge
- Création d'une cavitation et mesure du spectre caractéristique
- Compréhension des conditions de la cavitation

IV.1.2.2 Description de l'appareil

Le jeu d'accessoires comporte une pompe centrifuge mono-étagée équipée d'une vanne et d'un indicateur de pression dans les conduites d'aspiration et de refoulement, la pompe peut être raccordée au dispositif d'entraînement de l'appareil soit directement à l'aide d'un accouplement élastique, soit via l'entraînement par courroie. Le corps de pompe en plastique transparent permet d'observer à l'intérieur de la pompe lorsque celle-ci est en marche. Dès lors, il est possible de repérer la cavitation qui se produit, les vannes permettent d'influencer l'apparition de la cavitation.



Figure IV.1.3 Machine de cavitation

IV.1.2.3 Mesure des vibrations provoquées par la cavitation au niveau d'une pompe :

Il faut créer la cavitation au niveau d'une pompe centrifuge mono-étagée, ensuite, les vibrations doivent être enregistrées à l'aide des capteurs d'accélération.

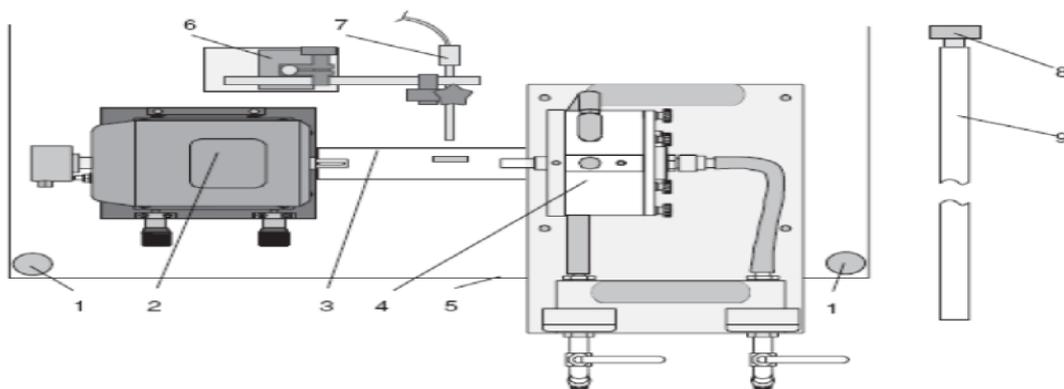


Figure IV.1.4 Montage expérimental pour la création de vibrations avec cavitation

- 1. Entretoises pour le capot de protection
- 2. Dispositif d'entraînement
- 3. Accouplement à soufflet métallique
- 4. Support magnétique
- 5. Pompe centrifuge
- 6. Support magnétique
- 7. Capteur de référence
- 8. Raccord à vis pour flexible
- 9. Raccord à vis pour flexible

4. Accessoire unité de pompe 9 Flexible de la conduite d'aspiration

5. Bord du bâti de base

### IV.1.2.4 L'essai sur la cavitation

**Essai 1** : Pompe sans cavitation

#### ❖ **Mesure sans cavitation :**

Pour la mettre en évidence l'effet de passage des aubes en différentes vitesses on a fait l'essai sans cavitation et on obtient les résultats suivants :

**Résultats :**

#### • **Quand : $V_1 = 5043$ t/min**

Le spectre de fréquence montre aussi deux pics principaux aux fréquences ( $F_0 = 84\text{Hz}$ ) qui présente l'effet de balourd et ( $F_1 = 252\text{Hz}$ ) présente l'effet du passage des aubes.

#### • **Quand : $V_2 = 7654$ t/min**

Le spectre de fréquence montre aussi deux pics principaux aux fréquences ( $F_0 = 127\text{Hz}$ ) qui présente l'effet de balourd et ( $F_1 = 383\text{Hz}$ ) présente l'effet du passage des aubes.

**Interprétation des résultats :**

Le spectre de fréquences ci-dessus a été enregistré sans cavitation, le couvercle de pompe a été choisi comme point de mesure, la fréquence de la vitesse de rotation d'environ  $V_1 = 5043$  t/min et  $V_2 = 7654$  t/min eut être clairement observée.

Ces résultats montrent que l'effet de passage des aubes a une fréquence égale à la fréquence de balourd multiplié au nombre de pales de la pompe, la variation de la vitesse influe sur la fréquence de la vibration.

**Essai 2** : Pompe avec cavitation

#### ❖ **Mesure avec cavitation :**

Après la mise en évidence l'effet de passage des aubes on a créé une cavitation dans le système et obtient les résultats suivants :

**Résultats :**

#### • **Quand : $V_1 = 6124$ t/min**

Le spectre de fréquence montre aussi deux pics principaux aux fréquences ( $F_0 = 102\text{Hz}$ ) qui présente l'effet de balourd et ( $F_1 = 306\text{Hz}$ ) présente l'effet du passage des aubes. Le domaine de fréquence ( $F_c = 256\text{Hz}$ ) présente l'effet de cavitation.

- **Quand** :  $V_2 = 6553$  t/min

Le spectre de fréquence montre aussi deux pic principaux aux fréquences ( $F_0 = 110\text{Hz}$ ) qui présente l'effet de balourd et ( $F_1 = 330\text{Hz}$ ) présente l'effet du passage des aubes.

Le domaine de fréquence ( $F_c = 295\text{Hz}$ ) présenter l'effet de cavitation.

#### **Interprétation des résultats :**

Quand augmente la vitesse de rotation augmente la cavitation. Ces résultats montrent que l'effet de passage des aubes a une fréquence égale à la fréquence de balourd multiplier au nombre de pales de la pompe, la variation de la vitesse influe sur la fréquence de la vibration et l'effet de cavitation apparait comme un domaine de fréquence.

### **IV.1.4 Troisième application vibration dans les ventilateurs**

#### **IV.1.4.1 Objectif du travail**

Etude le comportement d'un ventilateur en vibration induit magnétiquement par un aimant permanent pour simuler le phénomène de passage d'air entre les pales de ventilateur.

#### **IV.1.4.2 Méthodes expérimentale**

Pour la réalisation de cet essai on a besoin de réaliser le montage suivant :



**Figure IV.1.6.**Montage expérimentale

#### **a. Machine de base**

L'appareil de base PT 500 avec l'analyseur de vibrations assisté par ordinateur PT500 permet déjà la réalisation d'une série d'exercices sur le thème du diagnostic.

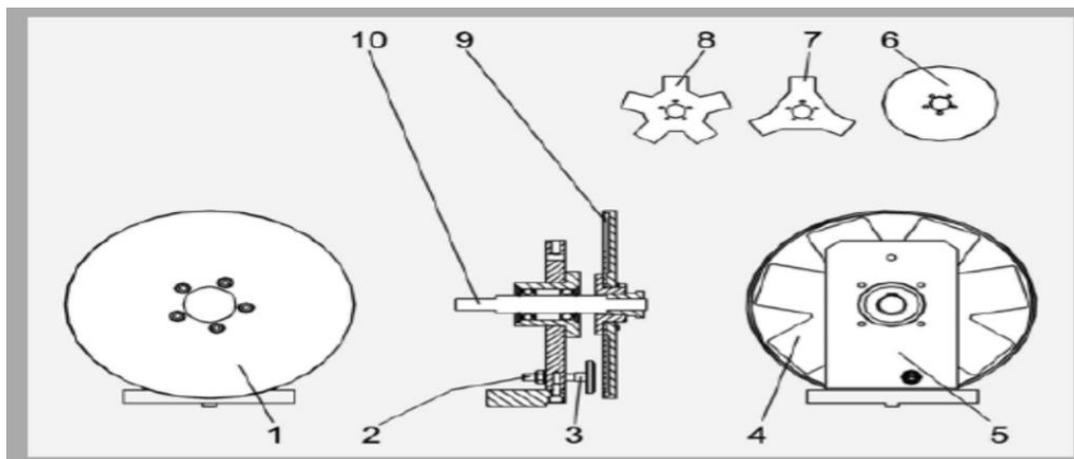
Les vibrations sont provoquées par des champs d'écoulement hétérogènes. Dans le jeu d'accessoires PT 500 les vibrations sont excitées magnétiquement.



**Figure IV.1.7.**Machine de base

### b. Les ventilateurs

Le ventilateur est l'origine et le siège de vibrations dans le système, du fait de la rotation de sa partie tournante.



**Figure IV.1.8.**Ventilateurs utilisés dans le travail

Dans la figure IV.16 :

- |  |  |
|--|--|
| 1. Vitre protectrice.                              | 6. Volant de simulation de forces axiale . |
| 2. Vis de réglage pour la distance aimant – pales. | 7. Rotor de ventilateur avec 3 pales.      |
| 3. Aimant permanent.                               | 8. Rotor de ventilateur avec 5 pales       |
| 4. Rotor de ventilateur avec 7 pales.              | 9. Pale de ventilateur.                    |
| 5. Support de palies.                              | 10. Arbre de ventilateur.                  |

D'après nos essais on obtient les résultats suivants :

### IV.1.4.3 L'essai sur le ventilateur

**Essai 1 :** Ventilateur sans aimant permanent

**Résultats :** L'essai nous montre un seul pic à la fréquence ( $F_0=55\text{Hz}$ ) représentant l'effet de balourd.

**Essai 2 :** Ventilateur à 5 pales

Dans cet essai on obtient deux résultats selon la position de l'aimant

#### **Interprétation des résultats :**

Le spectre fréquentiel de cas **position de l'aimant proche** montre deux pics principaux aux fréquences ( $F_0=33\text{Hz}$ ) présentant l'effet de balourd et ( $F_1=166\text{Hz}$ ) présentant l'effet de l'aimant.

Le spectre de fréquence de cas **position de l'aimant plus éloigné** montre aussi deux pics principaux aux fréquences ( $F_0=32$ ) qui présente l'effet de balourd et ( $F_1=166\text{Hz}$ ) présente l'effet de l'aimant. Ces résultats montrent que:

$$F_{\text{effet aimant}} = \text{nombre des pales} * F_{\text{balourd}}$$

L'amplitude de l'effet de l'aimant est donnée en fonction de la position de l'aimant.

**Essai 3 :** ventilateur à 3 pales

Comme l'essai précédent on obtient les résultats suivants

#### **Interprétation des résultats :**

Le spectre de fréquence de cas **position de l'aimant proche** montre deux pics principaux aux fréquences ( $F_0=29\text{Hz}$ ) et ( $F_1=88\text{Hz}$ ) présentant l'effet de balourd et l'effet de l'aimant successivement l'autre fréquence sont des fréquences parasites provoquées par un défaut au montage.

Le spectre de fréquence de cas **Position de l'aimant plus éloigné** montre aussi deux pics principaux aux fréquences ( $F_0=35$ ) qui présente l'effet de balourd et ( $F_1=105\text{Hz}$ ) présente l'effet de l'aimant.

Ces résultats assurée que ;

- $F_{\text{effet aimant}} = \text{nombre des pales} * F_{\text{balourd}}$
- Le positionnement de l'aimant a un effet sur l'amplitude de l'effet de l'aimant.

**Remarque générale :**

D'après la manipulation des résultats obtiens de nos essai sur les ventilateurs on conclue que :

- $F_{\text{effet aimant}} = \text{nombre des pales} * F_{\text{rotation d'arbre}}$
- L'amplitude de l'effet d'aimant liée proportionnellement à la position de l'aimant.

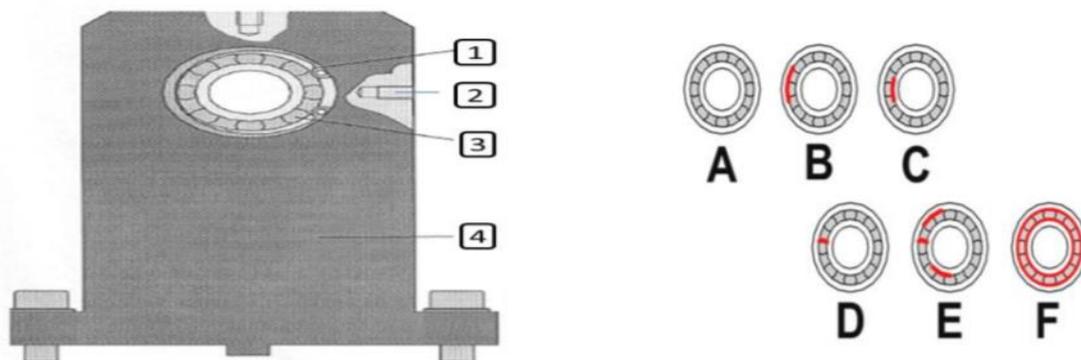
**IV.1.5 Quatrième application défauts sur les roulements**

**IV.1.5.1 Objectif du Travail**

Etude et manipulée de l'effet vibratoire des paliers a roulement sur le spectre de fréquence et la spécification du type de défauts par l'obtention de la fréquence caractéristiques de chaque défauts a partir des expressions mathématiques obtient expérimentalement ou donne par le constructeur.

**IV.1.5.2. Le jeu d'accessoires paliers à roulements**

L'accessoire PT500 permet la simulation de cinq dommage du palier a roulements, chaque roulement représenter un défaut différent dans ce travail on utilise des roulements avec les caractères suivante :



**Figure IV.1.9.**Jeu d'accessoire

Dans la figure (IV.9) on a :

- Roulement à bille rainuré Type : 6004
- $D=31$ ,  $\alpha=12$ ,  $d=6.35$ ,  $N=9$

1- bague de sécurité 2- trou taraudé pour la fixation des capteurs 3- roulement à bille rainuré 4- support de palier. A- palier intact B- palier avec détérioration de la bague extérieure. C- palier avec détérioration de la bague intérieure D- palier avec détérioration d'un corps de roulement. E- palier avec détérioration comme B, C et D F- palier avec forte usure.

#### **IV.1.5.3.L'essai sur le roulement**

##### **Essai 1 : Roulement sans défaut**

Dans un roulement sans défaut, le spectre de fréquence présenter seulement la fréquence ( $f_r=50$  Hz) qui représenter l'effet de balourd.

##### **Essai 2 : Roulement avec défaut à la bague extérieur**

Pour un roulement avec défaut à la bague extérieure il apparaitre deux fréquence principale

- La premiers fréquence ( $f_r=50$  Hz) représenter l'effet de balourd,
- La deuxième fréquence ( $f_{be}= 179$  Hz) représenter l'effet d'un défaut au bague extérieure .d'après les donne et l'expression mathématiques caractéristique du défaut de la bague extérieure

$$f_{be} = 3.58 * f_r$$

##### **Essai 3: Roulement avec défaut à la bague intérieure**

Pour un roulement avec défaut à la bague intérieure il apparaitre deux fréquence principale

- La premiers fréquence ( $f_r=50$  Hz) représenter l'effet de balourd,
- La deuxième fréquence ( $f_{bi}= 271$  Hz) représenter l'effet d'un défaut au bague intérieur .d'après les donne et l'expression mathématiques caractéristique du défaut de la bague intérieur  $f_{bi} = 5.42 * f_r$

**Essai 4: Roulement avec défaut de bille**

Pour un roulement avec défaut de bille il apparaitre deux fréquence principale :

- La premiers fréquence ( $F_r=50$  Hz) représenter l'effet de balourd.
- La deuxième fréquence ( $f_{bille}= 234$  Hz) représenter l'effet d'un défaut au bille d'après les donne et l'expression mathématiques caractéristique du défaut au bille.

**Essai 5: Roulement avec défauts multiples**

Pour un roulement avec défaut multiple le spectre de fréquence représenter en plus de l'effet de balourd ( $F_r=50$ Hz) tous les fréquences caractéristiques d'un roulement avec défauts multiples. ( $F_{be} = 179$  Hz) ( $F_{bi} = 271$  Hz) ( $F_{bille}= 231$  Hz).

**Essai 6: Roulement avec défaut forte usure**

Le roulement forte usure représenter une fréquence ( $F_r=50$ Hz) représenter l'effet de balourd et un domaine de perturbation représenter l'effet d'usure dans le roulement.

**Remarque générale :**

D'après la manipulation des résultats obtiens de nos essai sur divers type de défauts des roulements, à l'aide d'un analyseur de vibration assister par ordinateur on déduire que :

- ✓ On peut détermine le type de défauts dans une roulement d'après le spectre de fréquence a l'aide des expressions mathématiques ou des tableaux donner par le constructeur selon la nature et les dimension du roulement.
- ✓ Un même roulement peut présenter plusieurs défauts au même temps.
- ✓ L'usure totale du roulement apparaitre comme un domaine de perturbation dans le spectre de fréquences.

**IV.2. MOKHTARI Yaakoub [34] :****IV.2.1. Description de l'expérience**

Pour mesurer les effets des vibrations engendrées par le fonctionnement ou les dysfonctionnements d'un roulement à billes, il faut placer des capteurs externes au roulement. La méthode la plus couramment utilisée est de placer sur le carter de la

machine, auprès des roulements à surveiller, des accéléromètres mesurant les accélérations.

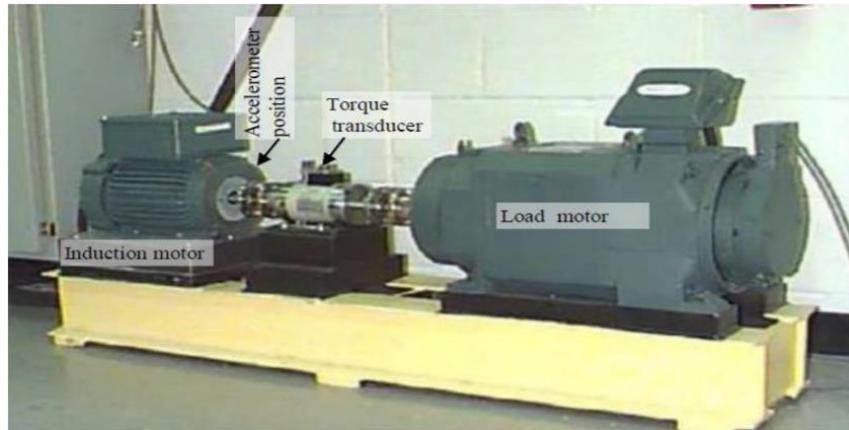


Figure IV.2.1. Le banc d'essai Américain (Data bearing center).

Les roulements ont été utilisés pour des défauts de diamètres 0.1778, 0.3556, 0.5334 (mm). Les essais ont été réalisés sur le palier côté accouplement (Drive End bearing) de type 6205-2RS JEM SKF.

Diamètre intérieure	Diamètre Extérieure	Epaisseur	Diamètre de bille	Diamètre moyen de roulement
25	52	15	8	39

Tableau (III-1) : La géométrie du roulement (en mm).

Fréquences des défauts : (coefficient multiplié par la fréquence de rotation en Hz)

Bague intérieure	Bague extérieure	Cage	Elément roulant
5.4152	3.5848	0.39828	4.7135

Tableau (III-2) : Fréquences de défaut (multiple la fréquence de l'axe en Hz).

Figure IV.2.2. Géométrie et caractéristiques du roulement à étudier

- Fréquence de la bague intérieure  $f_{be} = 5.415 * fr$
- Fréquence de la bague extérieure  $f_{bi} = 3.584 * fr$
- Fréquence de la bille  $f_{bille} = 4.713 * f$

IV.2.2. Résultats

Après L'analyse, nous avons obtenu les résultats suivants :

➤ **Roulement à l'état sain :**

Le spectre de roulement à l'état sain montre des raies des fréquences correspondantes respectivement à la :

- $f_r = 28.83$  Hz : fréquence de rotation de moteur.
- $f_{bi} = 156$  Hz : fréquence caractéristique de défaut de la bague interne, son amplitude est 59 dB.
- $f_{be} = 103.4$  Hz : fréquence caractéristique de défaut de la bague externe, son amplitude est : 37.51 dB
- $f_{bille} = 135.9$  Hz : fréquence caractéristique de défaut de la bille, son amplitude est: 68.04 dB.

Ces résultats seront les références pour tous les cas suivants.

**Remarque :** Pour la détection et l'identification d'un défaut il suffit juste de faire une comparaison entre les spectres obtenus dans chaque cas avec celui de référence. Cette comparaison nous montre s'il y a une variation des amplitudes de certaines raies ou bien l'apparition des nouvelles fréquences, nécessite de connaître le spectre sain pour chaque charge.

➤ **roulement affectant la bague externe pour un diamètre de défaut égale à 0.1778 (mm), 0.3556 (mm) et 0.5334 (mm):**

Il y a une variation d'amplitude de raie de fréquence  $f_{be} = 103.4$  Hz de 37.51 dB dans l'état sain à 102.1dB dans l'état défaillant, ce qui nous montre l'existence d'un défaut sur la bague externe de diamètre 0.1778 (mm).

Dans ce qui suit on présentera l'évolution d'amplitude de raie de fréquence

$f_{be} = 103.4$  Hz en fonction de diamètre de défaut.

**Tableau IV.2.1.** Évolution des amplitudes en fonction de diamètre de défaut de la bague externe

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Amplitude (dB)</b>	<b>37.51</b>	<b>102.10</b>	<b>62.02</b>	<b>99.15</b>

L'évolution de l'amplitude de raie de fréquence  $f_{be} = 103.40$  Hz en fonction de diamètre de défaut.

D'après l'analyse et les résultats résumés dans le tableau et présentés, l'amplitude de la raie de fréquence caractéristique de défaut de la bague externe varie aléatoirement suivant une fonction non linéaire, et cela par rapport à l'augmentation de diamètre de défaut.

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
kurtosis	<b>1.2428</b>	<b>1.2546</b>	<b>1.2449</b>	<b>1.2687</b>

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>RMS</b>	<b>0.0659</b>	<b>0.5804</b>	<b>0.0947</b>	<b>0.5590</b>

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Fc</b>	<b>4.6515</b>	<b>5.5757</b>	<b>7.0228</b>	<b>11.9019</b>

**Figure IV.2.3.** Évolution des inducteurs scalaire **kurtosis**, **RMS** et **Fc** en fonction de diamètre de défaut de la bague externe

- **Roulement affectant la bague interne pour un diamètre de défaut égale à 0.1778 (mm), 0.3556 (mm) et 0.5334 (mm):**

Il y a une variation d'amplitude de raie de fréquence  $f_{bi} = 154.90$  Hz de 59 dB dans l'état sain à 124.6 dB dans l'état Défaillant, ce qui nous montre l'existence d'un défaut de la bague interne de diamètre 0.1778 (mm).

**Tableau IV.2.2.** Évolution des amplitudes en fonction de diamètre de défaut de la bague interne

<b>Diameter de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Amplitude (dB)</b>	<b>59</b>	<b>124.60</b>	<b>127.90</b>	<b>129.1</b>

D'après les résultats résumés dans le tableau IV.2.2 l'amplitude de la raie de fréquence caractéristique de défaut de la bague interne augmente suivant l'augmentation de diamètre de défaut.

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>RMS</b>	<b>0.0659</b>	<b>0.3136</b>	<b>0.1808</b>	<b>0.4487</b>
<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Kurtosis</b>	<b>1.2428</b>	<b>1.2480</b>	<b>1.2890</b>	<b>1.2597</b>
<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Fc</b>	<b>4.6515</b>	<b>5.3298</b>	<b>11.7649</b>	<b>8.0560</b>

**Figure IV.2.4.** : L'évolution des indicateurs scalaire **kurtosis**, **RMS** et **Fc** en fonction de diamètre de défaut de la bague interne

➤ **Roulement affectant la bille pour un diamètre de défaut égale à 0.1778 (mm), 0.3556 (mm) et 0.5334 (mm):**

Il y a une variation d'amplitude de raie de fréquence  $f_{bille} = 134.70$  Hz de 68.04 dB dans l'état sain à 59.13 dB dans l'état défaillant, ce qui nous montre l'existence d'un défaut de bille de diamètre 0.1778 (mm).

**Tableau IV.2.3.** Évolution des amplitudes en fonction de diamètre de défaut de la bille

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>Etat sain (0)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Amplitude(dB)</b>	<b>68.04</b>	<b>59.13</b>	<b>62.36</b>	<b>62.39</b>

D’après les résultats résumés dans le **tableau IV.2.3.**, l’évolution l’amplitude de la raie de fréquence caractéristique de défaut de la bille, ils augmentent suivant l’augmentation de diamètre de défaut.

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Kurtosis</b>	<b>1.2428</b>	<b>1.2657</b>	<b>1.2649</b>	<b>1.2499</b>

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>RMS</b>	<b>0.0659</b>	<b>0.1536</b>	<b>0.1337</b>	<b>0.1180</b>

<b>Diamètre de défaut (mm)</b>	<b>0 (état sain)</b>	<b>0.1778</b>	<b>0.3556</b>	<b>0.5334</b>
<b>Fc</b>	<b>4.6515</b>	<b>4.6901</b>	<b>14.8786</b>	<b>4.8855</b>

**Figure IV.2.5.** : Évolution des inducteurs scalaire **RMS**, **kurtosis** et **Fc** en fonction de diamètre de défaut de la bille.

**Interprétation sur les trois indicateurs scalaire :**

Les indicateurs (RMS, K et Fc) les trois indicateurs scalaires dans le défaut niveau (1) ont des valeurs supérieure par rapport au cas sans défaut car les engrenages ont subit un rodage.

IV.3. BAARA Nabil et DAOUD Taha (Réalisation d'un banc d'essai d'équilibrage) [35] :

Objectif

Application des différentes charges sur l'arbre de rotation du moteur afin de créer un défaut de balourd, qui peut-être de nature différentes, ensuite la détection du défaut par analyse vibratoire et la correction par un équilibrage dynamique.

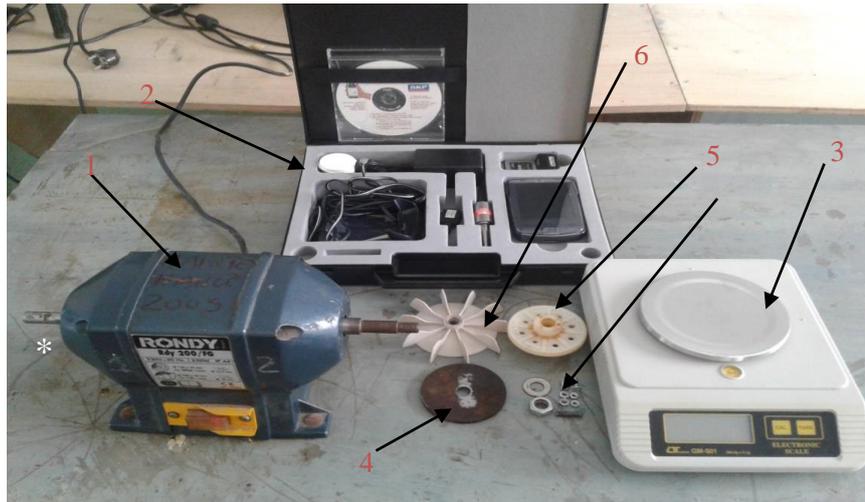


Figure IV.3.1. Matériels utilisés au laboratoire

Tableau IV.3.1. Caractéristiques du matériel utilisé

N°	Description	Caractéristique
1	Meule d'établi	RondyRdy 200/FG, moteur électrique 230V-50Hz-250W, arbre Ø 20 mm (* plan1), arbre Ø 12 mm (** plan2)
2	Equipment de mesure de vibration	Micro Vibe P CMVL 3850 SKF, capteur CMSS381111
3	Balance électronique	500 g x 0.1 g
4	Disque en acier	Ø <sub>ext</sub> = 72.4mm, Ø <sub>int</sub> = 12mm, Masse = 178.8g
5	Roue en plastique percée	Ø <sub>ext</sub> = 70 mm, Ø <sub>int</sub> = 20 mm, Masse = 26.8g
6	Ventilateur à 9 pales	Ø <sub>ext</sub> = 82 mm, Ø <sub>int</sub> = 12mm, Masse = 13.9
7	Boulon	M4x 14 (Vis = 1.5g , Ecou = 0.8g)
8	Boulon	M5x 9.5 (Vis = 2,1g , Ecou = 1.1g)
9	Goupille	Ø 5 mm, Masse = 1.9g
10	Rondelle	Ø 12,5mm , Masse = 5.1 g
11	Ecou	M 12mm, Masse = 12.8g

## IV .3.1.Essais d'équilibrage

## IV .3.1.1.Essais à vide :

L'objectif de l'essai est de voir l'état de l'arbre du moteur électrique à vide (sans charge), de la meule en deux plan set mesurer les valeurs Niveau Globale et Analyses Spectrales.



Figure IV.3.2.Essai à vide

**Interprétation :**

✓ **Mesures Niveau Globale à vide plan 1:**

- **En vertical :** La valeur de mesure niveau global est 0.744mm/s rms, est en état« Acceptable ».
- **En horizontal :** La valeur de mesure niveau global est 2.537 mm/s rms, est en état« Alarme ».
- **En axial :** La valeur de mesure niveau global est 0.554 mm/s rms, est en état « Bon ».

✓ **Analyses spectrales plan 1**

A (49.38 Hz) 1 fois la fréquence de rotation, on remarque que :

- **En vertical :** La valeur de pic est 0.433 mm/s, est en état « Bon ».
- **En horizontal :** La fréquence de rotation n'est pas détecté «pas de balourd ». Mais à 8,13Hz il y a un pic de 5,795mm/s : Il faut chercher la cause autre part.
- **En axial :** La valeur de pic est 0.197 mm/s, est en état « Bon ».

Au vu de ces deux analyses (Niveau Global et analyse spectrale), l'arbre du moteur est en état d'équilibre

✓ **Mesures Niveau Global plan 2**

-**En vertical** : La valeur de mesure niveau global est 0.629mm/s rms, est en état « Acceptable ».

-**En horizontal** : La valeur de mesure niveau global est 2.773 mm/s rms, est en état « Alarme ».

-**En axial** : La valeur de mesure global est 0.554mm/s rms, est en état « Bon ».

✓ **Analyses Spectrales plan 2**

A (49.28 Hz), 1 fois la fréquence de rotation du moteur on remarque que :

- **En vertical** : La fréquence de rotation n'est pas détectée : Pas de balourd.  
Mais à 8,75Hz il y a un pic de 2.886 mm/s : Il faut chercher la cause autre part.
- **En horizontal** : La fréquence de rotation n'est pas détecté : Pas de balourd.  
Mais à 6.88Hz il y a un pic de 1.195 mm/s : Il faut chercher la cause autre part.
- **En axial** : La valeur de pic est 0.197 mm/s, est en état « Bon ».

Au vu de ces deux analyses (Niveau Global et analyse spectrale), l'arbre du moteur est en état d'équilibre.

**IV.3.1.2. Essai avec disque en acier**

On a monté le disque en acier sur le plan 2, pour voir son effet sur l'arbre (Figure IV.3.3) et prendre les mesures des vibrations de Niveau Globale et Analyse Spectrale



**Figure IV.3.3.**Montage du disque en acier sur le plan 2

**Interprétation :**✓ **Mesures Niveau Global plan 2**

- **En vertical :** La valeur de mesure niveau global est 0.908mm/s rms, est en état « Acceptable ».
- **En horizontal :** La valeur de mesure niveau global est 3.104 mm/s rms, est en état « Alarme ».
- **En axial :** La valeur de mesure niveau global est 0.829mm/s rms, est en état « Acceptable ».

✓ **Analyses spectrales plan 2**

A (49.38Hz) 1 fois la fréquence de rotation du moteur on remarque que :

- **En vertical :** La valeur de pic est 0.703 mm/s, est en état « Bon ».
- **En horizontal :** La fréquence de rotation n'est pas détecté : Pas de balourd.  
Mais à 7.50 Hz il y a un pic de 4,144mm/s : Il faut chercher la cause autre part.
- **En axial :** La valeur de pic est 0.402 mm/s, est en état « Bon ».

Dans ce cas, l'arbre du moteur est en état d'équilibre. En vertical il y a une apparition d'une amplitude vibratoire 0.703mm/s de l'effet de balourd par rapport à l'état du moteur à vide qui n'existait pas.

**IV.3.1.3. Essai avec ventilateur à 9 pales**

On a monté le ventilateur à 9 pales sur le plan 2, pour voir son effet sur l'arbre (Figure IV.3.4) et prendre les mesures des vibrations de Niveau Globales et Analyses spectrales.



**Figure IV.3.4.** Montage de ventilateur à sur le plan 2

### Interprétation:

#### ✓ Mesures Niveau Global plan 2

- **En vertical :** La valeur de mesure niveau global est 2.331 mm/s rms, est en état « Alarme ».
- **En horizontal :** La valeur de mesure niveau global est 2.342 mm/s rms, est en état « Alarme ».
- **En axial :** La valeur de mesure niveau global est 0.613mm/s rms, est en état « Bon ».

#### ✓ Analyses spectrales de ventilateur plan 2

A (49.38 Hz), 1 fois la fréquence de rotation, on remarque que :

- **En vertical :** La valeur de pic est 1.592 mm/s, le balourd est en état « Acceptable », mais à surveiller.
- **En horizontal :** La valeur de pic est 2.202 le balourd est en état «Alarme».
- **En axial :** La valeur de pic est 0.171 mm/s le balourd est en état «Bon ».

Dans ce cas, l'arbre du moteur est en état de déséquilibre. Pour le cas similaire aux sites industriels l'équipement doit être arrêté pour subir à une intervention d'équilibrage afin d'éviter l'endommagement de l'arbre de rotation.

### IV.3.1.4. Essai avec roue en plastique

On a monté la roue en plastique sur le plan 1, pour voir son effet sur l'arbre (Figure IV.3.5) et prendre les mesures des vibratoires de Niveau Globales et Analyse spectrales.



**Figure IV.3.5.**Montage de la roue sur le plan 1

**Interprétation**✓ **Mesures Niveau Globales de roue plan 2**

Mesures Niveau Globales

- **En vertical :** La valeur de mesure niveau global est 1.192 mm/s rms, est en état « Acceptable ».
- **En horizontal :** La valeur de mesure niveau global est 2.012 mm/s rms, est en état « Alarme ».
- **En axial :** La valeur de mesure niveau global est 0.720mm/s rms, est en état « Acceptable ».

✓ **Analyses Spectrales plan 2**

(49.38 Hz), 1 fois la fréquence de rotation, on remarque que :

- **En vertical :** La valeur de pic est 0.602 mm/s, est en état «Bon ».
- **En horizontal :** La valeur de pic est 0.962mm/s, est en état «Acceptable ».
- **En axial :** La valeur de pic est 0.243 mm/s, est en état « Bon ».

Dans ce cas, l'arbre du moteur est en état d'équilibre malgré qu'il existe un effet de balourd naissant, mais c'est acceptable.

**IV.3.2.Equilibrage dynamique****IV.3.2.1.Création de balourd (1<sup>er</sup> essai)**

On a repris la roue en plastique, dont le balourd était diagnostiqué acceptable.

On a créé l'effet de balourd par l'ajout de masses en forme de boulons fixés sur la roue. Plus précisément on a ajouté une masse de 3.2 g (boulon N° 8) à 0 degré repéré (Figure IV.3.6).



**Figure IV.3.6.**Création de balourd 1<sup>er</sup> essai plan 1

### Interprétation

#### ✓ Mesures Niveau Global plan 1

- **En vertical :** La valeur de mesure globale est 1.427 mm/s rms, est en état « Acceptable ».
- **En horizontal :** La valeur de mesure globale est 1.871 mm/s rms, est en état « Alarme ».
- **En axial :** La valeur de mesure globale est 0.855 mm/s rms, est en état « Acceptable ».

#### ✓ Analyses Spectrales plan 1

A (50 Hz), 1 fois la fréquence de rotation, on remarque que :

- **En vertical :** La valeur de pic est 1.042 mm/s : Le balourd est naissant, il faut faire attention.
- **En horizontal :** La valeur de pic est 1.426 : Le balourd est avancé, il faut faire très attention.
- **En axial :** La valeur de pic est 0.421 mm/s, « bon ».

Dans ce cas, l'arbre du moteur est en état d'équilibre fragile et il existe un effet de balourd naissant et avancé qu'il faut surveiller.

#### IV.3.2.2. Création de balourd (essai2)

Dans cet essai on a ajouté une masse de 1.1g (un 2<sup>ème</sup> écrou en Écrous N° 8) pour augmenter l'effet de balourd (Figure IV.3.7).



Figure IV.3.7. Création de balourd (essai 2) plan 1

### Interprétation

#### ✓ Mesures Niveau Global plan 1

- **En vertical :** La valeur de mesure niveau global est 2.431mm/s rms, est en état « Alarme ».
- **En horizontal :** La valeur de mesure niveau global a diminué et est 1.409 mm/s rms, est en état « Acceptable ».
- **En axial :** La valeur de mesure niveau global est 0.432 mm/s rms, est en état « Bon ».

#### ✓ Analyses spectrales plan 1

A (49.38Hz), 1 fois la fréquence de rotation du moteur, on remarque qu'il y a une augmentation en vertical de 1.042mm/s à 1.405 mm/s de l'amplitude vibratoire, par rapport au 1<sup>er</sup> essai, ce qui donne un effet de balourd.

- **En vertical :** La valeur de pic est 1.405 mm/s, ce qui donne un état de balourd avancé.
- **En horizontal :** La valeur de pic est 1.403 mm/s, ce qui donne un état de balourd avancé.
- **En axial :** La valeur de pic est 0.213mm/s, état « Bon ».

Etant donné que l'arbre se trouve en présence de balourds avancés et qu'il doit être surveillé, on va procéder à sa correction.

#### IV.3.2.3.Masse de correction

On a ajouté une masse d'essai de 3.2g (boulon N° 8) à l'opposé (180°) de celle du balourd, (Figure IV.3.8).



**Figure IV.3.8.**Masse de correction à 180° plan 1

### Interprétation

#### ✓ Analyses spectrales plan 1

A (49.38Hz), 1 fois la fréquence de rotation du moteur :

- **En vertical :** La valeur de pica sensiblement diminué pour atteindre la valeur de 0.291 mm/s et devenir en état « bon ».
- **En horizontal :** La valeur pica sensiblement diminué pour atteindre la valeur de 0.668 mm/s et devenir en état « bon ».
- **En axial :** La valeur de pic a diminué pour atteindre la valeur de 0. 185mm/s et rester en état « Bon ».

Dans ce cas le balourd est diminué de 1.114m/s en vertical, de 0.735mm/s en horizontal et de 0.028mm/s en axial.

#### IV.3.2.4. Correction final

La correction est faite avec 2.2g de masse à l'angle de  $0^0$  (Figure IV.3.8).



Figure IV.3.9. Masse de correction à  $180^0$  plan 1

### Interprétation

#### ✓ Analyses Spectrales plan 1

Après la correction finale, on remarque que il y a une légère augmentation du balourd (à (50Hz) 1 fois la fréquence de rotation), par rapport au résultat de la première correction, mais qui reste sensiblement en état « bon ». Cette augmentation peut être justifiée par le jeu de la masse de correction finale (montage du boulon M4 dans trou  $\varnothing 5$ ).

IV.4. SAADI Hassen ZERG et REGBA Zine el abidine [36] :

IV.4.1. L'expérimentale :

Les résultats expérimentaux obtenus en suivant les conditions d'un palier de turbine à gaz (Turbine GE fram 5-5002-D, 02 Arbre) se présentent comme suit. Les résultats sont présentés FFT sous forme de graphe montrant l'amplitude du signal en fonction du temps et ce à différentes fréquences.

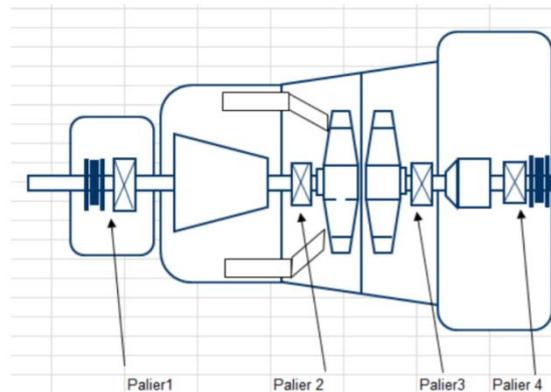


Figure IV.4.1. Schéma cinématique de turbine à gaz

- Palier 1 : palier lisse, constituent a 2 capteurs de déplacement dans la direction radiale X et Y.
- Palier 2 : palier lisse.
- Palier 3 : palier a patins oscillants
- Palier 4 : palier a patins oscillants, constituent a 2 capteurs de déplacement dans la direction radiale X et Y.

IV.4.2. Interprétation :

1<sup>er</sup> cas : palier 1 (capteur X et Y) :

On observe les pics suivant :

- Des pics de fréquence : [49.375, 85] Hz dûes à l'excitation du réseau électrique, et les déplacements de ces pics sont respectivement : [1.4, 50] exp (-3) m.
- D'autre pics apparaissent à des fréquences de : 160 Hz et 850.625 Hz dont on ignore l'origine.

Une comparaison des deux spectres montre une petite différence en amplitudes des pics. A cause du défaut de vibration par induction électrique.

Donc on peut conclure que l'augmentation de la fréquence de rotation met mieux en évidence quant à l'identification et la détermination de défaut. Vibration par induction électrique.

### 2<sup>ème</sup> cas : palier 4 (capteur X et Y) :

On observe les pics suivant :

- Des pics de fréquence : [92.5, 100.625, 109.375] Hz. Ces pics correspondant à un défaut de désalignement. Le déplacement des deux pics est donné  $2 \exp(-3) \text{ m}$ ,  $1.7 \exp(-3) \text{ m}$ ,  $1.2 \exp(-3) \text{ m}$  respectivement.
- D'autres pics apparaissent à des fréquences de 34.375 Hz, 85 Hz et 170 Hz dont on ignore l'origine. D'autres pics sont toujours observés et on ignore l'origine.

### IV.5. MERAH Karima [37] :

#### IV.5.1. Le but de travail:

Le but de cette simulation est de mener tout d'abord une étude du défaut de roulement par l'emploi des deux techniques de diagnostic : l'analyse vibratoire et l'analyse du courant du stator et ensuite effectuer une étude comparative des caractéristiques de défauts de roulement obtenues par les deux techniques.

#### IV.5.2. Les paramètres du moteur asynchrone :

- Nombre de paires pôles  $p=2$ . -Épaisseur de l'entrefer  $g=3e-4 \text{ mm}$
- Rayon moyen de l'entrefer  $r=27.35e-3 \text{ mm}$  -Nombre de spires  $n_s=200$
- Longueur de la machine  $l=0.1005 \text{ m}$  -Résistance d'une phase statorique  $R_s=6.86 \Omega$
- Inductance de fuite d'une phase statorique  $l_{fs}=0.010 \text{ Henry}$
- Résistance d'une phase rotorique  $R_r=2.76 \Omega$  -Coefficient de frottement  $f_v=0.004$
- Nombre de phase statorique  $m=3$  - Nombre d'encoche statorique  $Z=48$

-Coefficient d'inclinaison  $K_i=1$

-Nombre d'encoche rotorique  $Z_r=24$

**IV.5.2. Les paramètres de roulement :**

-Vitesse de rotation  $N_T=1450$  tr/mn

-Diamètre de bague interne  $d_i=52.291$  mm

Diamètre de bague externe  $d_o=77.706$  mm -Diamètre de la bille  $d=12.7$  mm

-Nombre de billes  $n=9$

-Masse volumique  $\rho=7800.0e-9$  kg/m<sup>3</sup>

-Angle de contact  $\beta=0^\circ$

-Rapport de poisson de bille  $\nu_b=0.3$

-Rugosité de la surface des billes et des bagues  $Ra_1=12$  mm

-Rugosité de la surface des billes et des bagues  $Ra_2=25$  mm

-Vitesse angulaire de la bague interne  $\omega_i=2*\pi*N_T/60$  (tr/mn)

-Vitesse angulaire de la bague externe  $\omega_o=0$  (tr/mn)

-Viscosité de lubrifiant  $\eta=1.13e-8$  N.s/m<sup>2</sup>

-Module d'élasticité des bagues  $E_0=219000$  N/m<sup>2</sup>

-Module d'élasticité de la bille  $E_1=202.0e+3$  N/m<sup>2</sup>

-Rapport de poisson des bagues  $\nu_a=0.3$

**IV.2.3 Interprétation des résultats****• Analyse temporelle de défaut de roulement bague externe :**

Après l'analyse temporelle de vitesse et de force de chocs de défaut au faible et au moyenne charges obtenues par simulation numérique, pour différentes dimensions de défauts (défauts au niveau de la bague extérieure  $BE=0.06, 0.08, 0.1, 0.15$  et  $0.25$ mm).

Ces résultats montrent qu'à faible charge  $1500$  N, les amplitudes de la vitesse et de la force de chocs sont plus élevées dans le cas des défauts de grande taille (les vibrations augmentent), et varient de  $6$ mm/s (pour un diamètre  $0.06$ mm) à  $24$ mm/s (pour  $0.025$ mm) pour la vitesse, et de  $96.5$ N ( $0.06$ mm) à  $380$ N ( $0.25$ mm) pour la force du choc.

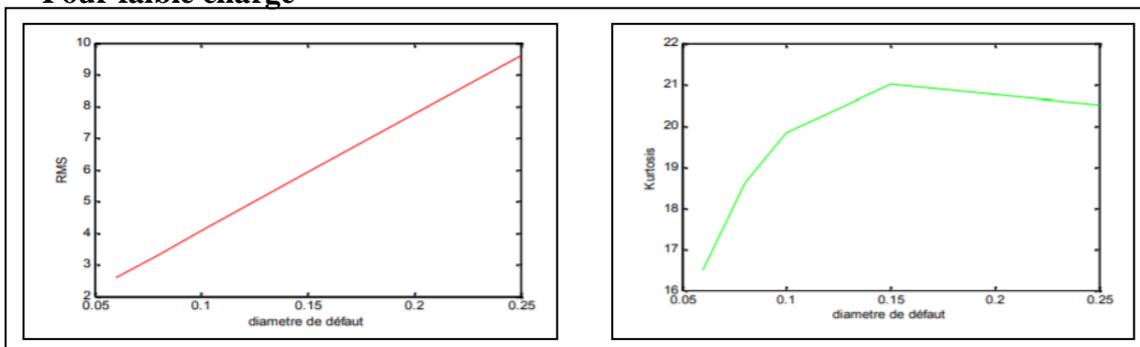
Pour le cas de la moyenne charge, ces amplitudes sont un peu élevées pour la vitesse, et plus grandes pour la force du choc à cause de la charge 3000 N.

L'influence de la taille de défauts sur les amplitudes de forces de choc et temporelles est donc importante, avec prise en compte de l'effet de la charge.

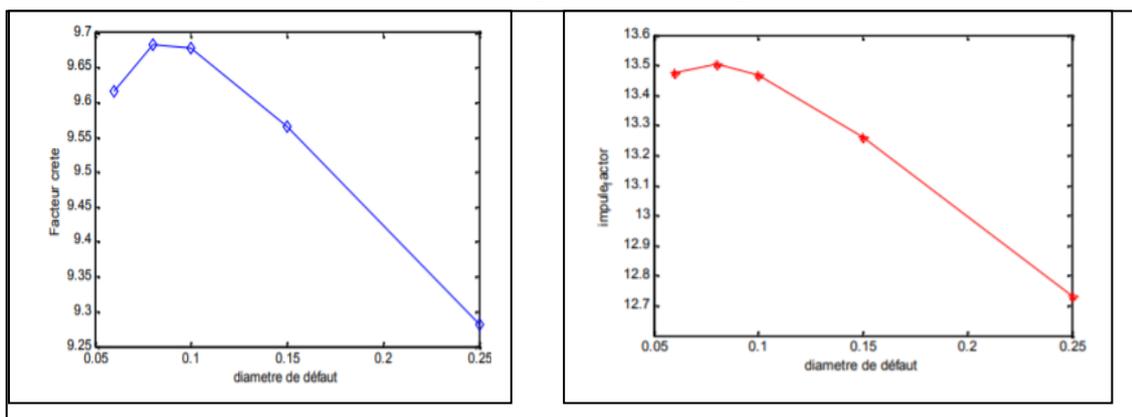
Lorsqu'une bague est détériorée, le passage de chaque élément roulant génère une impulsion de choc, la distance séparant les deux pics de la courbe correspond à la fréquence de défaut

**IV5.4 Evolution des paramètres statistiques en fonction des diamètres du défaut :**

**Pour faible charge**

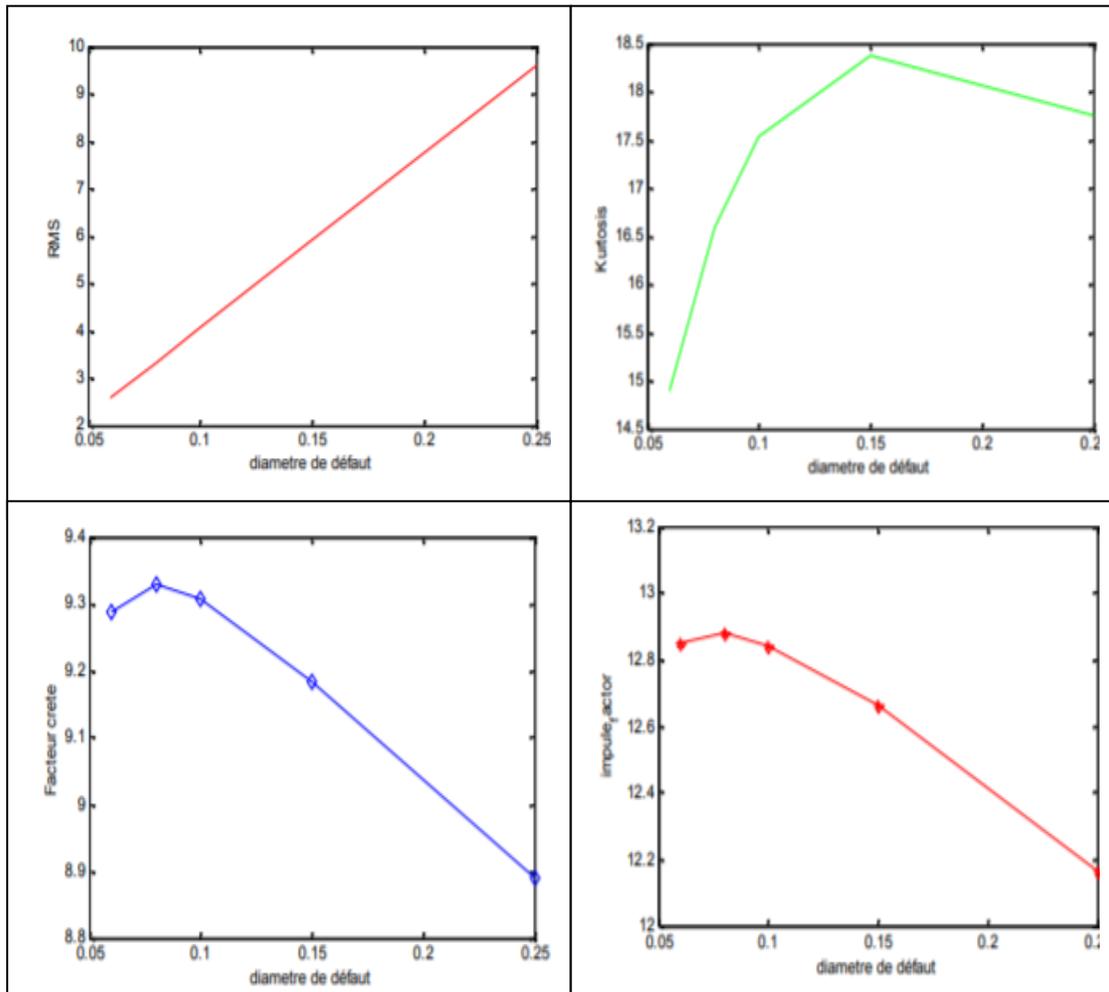


**Figure IV.5.1** Evolution des facteurs RMS et Kurtosis en fonction de diamètres de défaut pour faible charge



**Figure IV.5.2.** Evolution des facteurs Fc et Fi en fonction de diamètres de défaut pour faible charge

✓ Pour moyenne charge :



**Figure IV.5.3.** Evolutions des facteurs RMS, Kurtosis, Fc et Fi en fonction de diamètres de défaut pour moyenne charge

**IV.5.5. Interprétation des résultats :**

L’analyse vibratoire dans le domaine temporel fait appel aussi à des méthodes statistiques, qui se manifestent dans le kurtosis, la valeur efficace (RMS),...etc.

Le comportement de ces différents descripteurs a été analysé en fonction du diamètre du défaut sur la bague extérieure. Illustrent leurs sensibilités à la gravité du défaut, aux faibles et moyennes charges respectivement.

A partir de ces résultats on peut constater que la valeur RMS, la variance et le pic varient en fonction de la dimension de défaut d’une manière linéaire. Ces valeurs

augmentent proportionnellement avec l'augmentation de la dimension de défaut et ne sont pas sensibles à la gravité de défaut.

Autrement, à la génération du défaut, le **Kurtosis**, le facteur de crête **Fc**, et le facteur d'impulsion **Fi** sont sensibles à la gravité du défaut jusqu'à un certain seuil de gravité, après quoi les descripteurs perdent leur sensibilité et décroissent et leurs valeurs sont faibles en amplitude aux moyennes charges par rapport aux faibles charges.

En effet, le Kurtosis, le facteur d'impulsion (Fi) et le facteur de crête (Fc) pour un roulement non dégradé, et pour un roulement très dégradé (diamètre 0.25mm) sont sensiblement les mêmes. Ce phénomène est dû au fait qu'à partir d'un certain seuil de gravité, le signal efficace (RMS) s'accroît considérablement par rapport au signal crête, ce qui fait diminuer ces descripteurs. Le facteur de forme (Shape Factor SF) n'est pas sensible à la gravité du défaut. L'évolution des descripteurs nous informe sur l'existence d'un défaut et non pas des informations sur le type de défaut. Il en résulte donc que l'analyse vibratoire par les indicateurs temporels reste inadéquate pour la détection précoce de défaut.

#### **IV.5.6. L'analyse fréquentielle de défaut de roulement :**

##### **- Interprétation des résultats :**

L'analyse en fréquence à l'aide de la transformée rapide FFT et un gabarit d'alarme permettant de connaître les niveaux de vibrations limites. Notons que la fréquence d'analyse maximale est choisie à 50 fois la fréquence de rotation.

Après l'analyse spectrale de la vitesse pour un défaut de roulement au niveau de la bague extérieure aux faibles charges, et aux moyennes charges. La présence des harmoniques de la fréquence  $f_{BE}$  explique que la vibration de roulement provient d'un défaut sur la bague externe.

A faible charge: pour un défaut de 0.06mm, les fréquences de roulement apparaissent qu'à partir de la 2<sup>ième</sup> fréquence  $f_{BE}$  (174 Hz). Le premier harmonique n'apparaît qu'à partir d'un zoom du signal. Pour un défaut compris entre 0.08mm et 0.1mm, la fréquence apparaît qu'à partir de la 2<sup>ème</sup> fréquence de  $f_{BE}$  (87 Hz), et l'amplitude à la 8<sup>ième</sup>  $f_{BE}$  (696 Hz) atteint la limite de niveau d'alarme, ce qui

s'explique que nous avons un sérieux problème. Pour un défaut de forte taille 0.15mm et 0.25mm, les fréquences apparaissent un peu plus claires. L'amplitude des vibrations globales de vitesse à la 8<sup>ième</sup>  $f_{BE}$  dépasse la limite de niveau d'alarme.

Les impacts répétés excitent la fréquence naturelle du roulement  $f_n$  (fréquence de résonance) qui se situe dans une gamme de fréquence un peu élevée, il en résulte donc une augmentation des vibrations dans les hautes fréquences, le défaut n'apparaît que dans les hautes fréquences. La sévérité de défaut s'explique par la présence de nombreux harmoniques dans le spectre.

A moyenne charge: les fréquences pour un diamètre compris entre 0.06mm et 0.1mm, apparaissent à la 2<sup>ème</sup> fréquence  $f_{BE}$  Pour un défaut de 0.15mm les fréquences apparaissent au 1<sup>er</sup> harmonique et le 8<sup>ème</sup> harmonique atteint le niveau pré- alarme. A de grande taille de défaut 0.25mm, le 8<sup>ème</sup> harmonique dépasse le niveau d'alarme et pour cette amplitude, le défaut est très grave.

On peut constater que les amplitudes correspondantes à ces fréquences sont plus grandes aux faibles charges qu'aux moyennes charges. L'amplitude correspondante à la fréquence de résonance est faible aux moyennes charges en comparaison à celles obtenues aux faibles charges.

#### **IV.5.7. Comparaison entre les deux techniques : analyse vibratoire et analyse du courant du stator:**

Malgré les évolutions techniques faites pour réduire les bruits et la vibration, toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, même très faible. Cette vibration est le résultat des forces d'action sur les structures mécaniques. Toute modification ou accroissement des forces d'action du à l'apparition d'une défaillance, provoquera a un accroissement d'amplitude des vibrations. Ces résultats ont été validés par le signal vibratoire dans le domaine temporel ainsi que dans le domaine fréquentiel. Pour caractériser un signal vibratoire, plusieurs techniques ont été étudiées basée sur la vitesse, l'accélération, la force du choc, ainsi que les descripteurs temporels, permettant d'avoir une information par le moyen d'une valeur unique. Les plus connues sont le PEAK qui représente la valeur maximum, le RMS (Root Mean Square) qui représente la valeur efficace du signal, le facteur de crête et le Kurtosis.

Dans le signal vibratoire une apparition des impacts se manifeste. C'est un indicateur de la présence d'un défaut dont l'amplitude accroît en fonction de la taille de défaut. Cet accroissement s'accompagne avec l'augmentation des forces des chocs. L'indicateur scalaire permet d'avoir l'existence de défaut vu que certains indicateurs sont sensibles à la gravité du défaut et la dimension d'écaillage. L'analyse spectrale nous a permis de visualiser de bons résultats pour les fréquences caractérisant le défaut qui apparaissent aux hautes fréquences, dépendant de la taille de défaut, la géométrie de roulement ainsi que la fréquence de rotation de l'arbre du moteur.

L'analyse spectrale liée à la gravité de défaut, par l'établissement des niveaux d'alarmes, la gravité d'une dégradation évaluée à partir des vibrations s'estime selon le niveau vibratoire dans le domaine fréquentielle.

Une autre technique a été utilisée dans ce mémoire dont le but est le diagnostic du défaut de roulement, c'est l'analyse spectrale de courant du stator. Le défaut aura une manifestation flagrante sur les grandeurs électriques (variation du courant statorique dans notre cas) et les grandeurs mécaniques (variation du couple) de la machine électrique. L'analyse dans ce cas ne dépend donc plus de la taille de défaut (ne donne pas des informations de la taille de défaut). L'analyse dans le domaine temporel rend la tâche difficile pour visualiser un défaut en comparaison à l'analyse vibratoire ou du courant statorique dans le domaine fréquentiel.

#### **IV.6. Mokhfi Meriem Souhila [38]:**

##### **IV.6.1. Introduction**

Cette étude consiste principalement à étudier les effets vibratoires sur les paliers de la turbopompe, d'où nous avons consacré la majorité de cette étude pour voir le comportement des équipements par l'utilisation de l'analyse spectrale.

Les vibrations est un phénomène physique utilisé pour mettre en évidence des défauts de fonctionnement ou de dégradation de la machine tournante et donne la meilleure mesure de son état.

Le Système de surveillance de la machine étudiée (turbopompe de MEA) est un système OFF LINE à l'aide de l'appareil de mesure VIBROTEST 60.

IV.6.2. Caractéristiques de la pompe de solution MEA X01-J-503 :

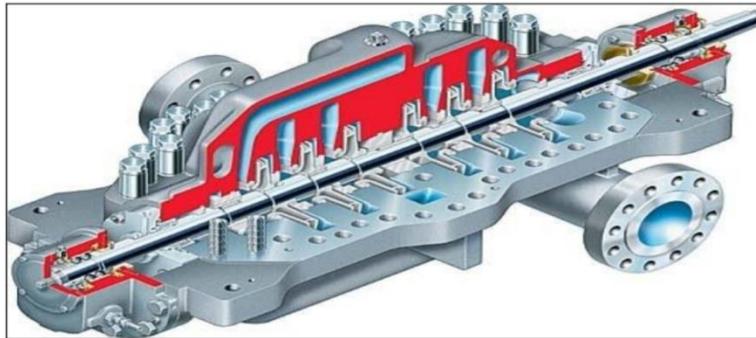


Figure IV.6.1.pompe centrifuge multicellulaire

Constructeur de la turbine à vapeur	<i>WORTHINGTON</i>
Vitesse de rotation de la turbine à vapeur	<i>3900 tours /mn</i>
Pression effective de la vapeur d'alimentation	<i>16.2bars</i>
Pression effective à l'échappement de la turbine	<i>3.45 bars</i>
Turbine à vapeur à un seul étage	
<b>Constructeur</b>	<b>BYRON JACKSON</b>
Nombre d'étages (impulseur)	<i>6</i>
Pression nominale à l'aspiration	<i>1.7 bars</i>
Pression normale à l'aspiration	<i>1.74 bars</i>
Pression nominale au refoulement	<i>52.8 bars</i>
La hauteur d'énergie normale	<i>540m</i>
Pression normale au refoulement	<i>53.2 bars</i>
Le débit nominal	<i>66m<sup>3</sup> /H</i>
La Capacité maximale	<i>74.72 m<sup>3</sup>/H</i>
Vitesse de rotation de la pompe principale	<i>3900 tours/ mn</i>

Figure IV.6.2.Caractéristiques de turbopompe

IV.6.3. Suivi vibratoire (turbopompe)

Commentaire :

✓  **courbe vibratoire du palier coté pompe**

On note une variabilité du niveau vibratoire durant la période de mars 2010 à janvier 2011 et c'est dus aux pièces usées de la garniture mécanique c'est ce qui a entraîné un fléchissement des mesures sur le palier interne, par contre on remarque l'atteinte du seuil d'alarme a été détecté en aout 2012 suite aux analyses spectrales effectuées par les mesures du vibrotest. Cette dernière a mené la détection d'un défaut de desserrage suite à une fuite de MEA, le traitement de ce défaut c'est effectué par le billet d'un étanchement par le serrage des boulons du corps.

Quant au palier externe, les mesures vibratoires ont enregistré des mesures acceptables tout au long de ces 4 dernières années, à l'exception de la mesure en aout 2012 où l'amplitude a connu une hausse, détectée suite aux résultats de l'analyse BCU concrétisée par une augmentation d'énergie des roulements. Les impacts ont causé leurs détériorations, ce qui a poussé l'équipe de maintenance à procéder à les changer. La mesure effectuée ce mois de mai montre une légère augmentation de l'amplitude de 39% par rapport à la mesure précédente à cause d'un défaut de desserrage.

### ✓ Courbe vibratoire du palier coté turbine

Les mesures ont enregistré des niveaux vibratoires acceptables durant les périodes décrites, toute fois on remarque une variation des résultats, et une augmentation légère du niveau vibratoire des deux paliers de la turbine qui sont dû à l'accouplement avec la pompe (une analyse spectrale complémentaire montre que les composants de la pompe sont à l'origine de la hausse du niveau vibratoire).

Quant à la baisse du niveau de vibration allant de mars 2013 à mai 2014, ceci est due au programme de maintenance effectué sur la pompe, et qui a eu un impact positif sur l'état et le fonctionnement de la turbine.

### Description générale :

#### ✓ Spectre vibratoire de la pompe dans le palier interne P.I.H :

Le spectre vibratoire de la pompe dans le palier interne nous dévoile une variabilité des pics qui démontre les fréquences des défauts :

- Balourd : il est estimé à 56.25 Hz
- La bague externe de roulement : il est estimé à 213.75Hz
- Le passage des ailettes : il est estimé à 270Hz
- La bague interne de fréquence : il est estimé à 326.25Hz

Les autres pics apparaissant sont typiquement dus aux fréquences vibratoires de la turbine (suite aux essais d'accouplement de cette dernière avec la pompe).

#### ✓ Spectre vibratoire de la pompe dans le palier externe P.O.H :

Quant au spectre vibratoire apparaissant dans la 2eme figure de palier externe démontrent des fréquences avec des 4 harmoniques successives qui constituent un défaut de desserrage et le premier pic signifie la fréquence de balourd, le 2eme la fréquence d'alignement, le 4eme pic c'est la fréquence de la bague externe du roulement, le 5eme la fréquence de passage des ailettes et le dernier pic indique la fréquence de la bague interne du roulement.

### **N.B :**

Notre pompe devrait tourner à une vitesse de 3900 rpm (valeur d'usine), Mais les résultats spectrales nous ont mené a constaté que la vitesse actuellement de notre pompe est de 3240 Rpm, Cela peut être dû aux longues années de services.

### **IV.7. Mr. BENSEBTI Taha [39]:**

#### **IV.7.1. Le suivi et le diagnostic du compresseur**

Ce travail est consacré à l'étude vibratoire du compresseur centrifuge propane par l'analyse vibratoire Spectrale et Orbitale.

#### **IV.7.2. Présentation du banc d'essai :**

L'objet de cette étude est le diagnostic du compresseur centrifuge propane du complexe GL1Z de Sonatrach de la zone industriel d'Arzew.

#### **IV.7.3. Objectif du travail :**

L'investigation se résume aux tâches typiques suivantes :

- caractérisation du comportement vibratoire.
- Suivre l'évolution de l'état de l'équipement.
- Identifier les causes probables de détérioration de ses composants.
- Evaluer le degré de sévérité de ces détériorations.

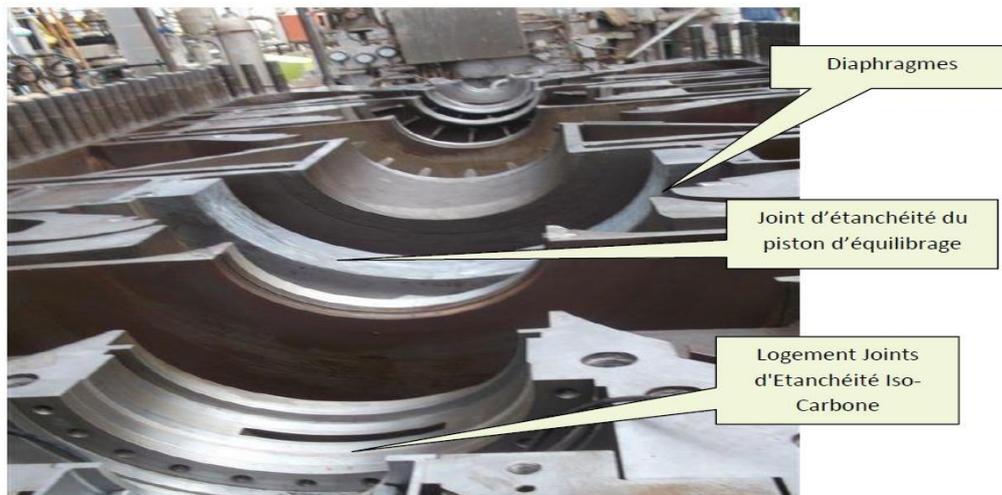
#### **IV.7.4. Description du Compresseur Propane :**

La machine tournante, objet de l'analyse vibratoire est Le compresseur Propane (N° Série/N° Commande Elliott : M-8039MOD.2 Type : 60MD9-4). C'est une machine qui convertit l'énergie de la force centrifuge en travail utile de compression

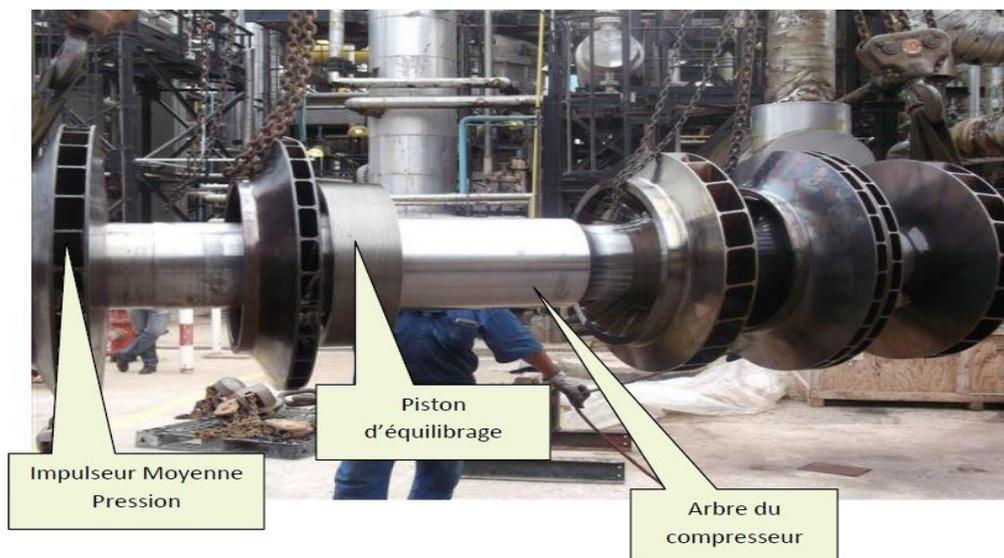
de gaz. Le compresseur est constitué de plusieurs étages, le rotor étant situé entre les paliers.

Dans ce compresseur centrifuge, le gaz se déplace dans la direction radiale et il se comprime par l'action mécanique des impulsions, ce qui accélère la vitesse de la veine de gaz.

Sur les deux photos ci-dessous sont représentés tous les éléments constituant le compresseur



**Figure VI.7.1.** Carter inférieur.



**Figure VI.7.2.** Le Rotor.

Le compresseur est entraîné par une turbine à vapeur, Un défaut sur un de ces composants peut influencer négativement sur le comportement global de l'équipement.

IV.7.5. Les composantes de spectre :

Le spectre est divisé en trois zones principales:

**-1ere Zone** au-dessous de la première harmonie 1X-Cette zone est appelée sub-synchrone, les pics qui se produisent sur cette zone ont tendance à être dangereux (fouettement d'huile).

**-2emeZone** de la première harmonie 1X jusqu'à la dixième harmonie 10 X : c'est la zone de basse fréquence et haute énergie, c'est dans cette zone que les symptômes de tous les défauts mécaniques de base se manifeste (balourd, désalignement, défauts de fixations, etc.)

**-3emeZone** au-dessus de 10X-la zone d'événements à haute fréquence et basse énergie. Les défauts de passages d'aubes surviennent dans ce domaine.

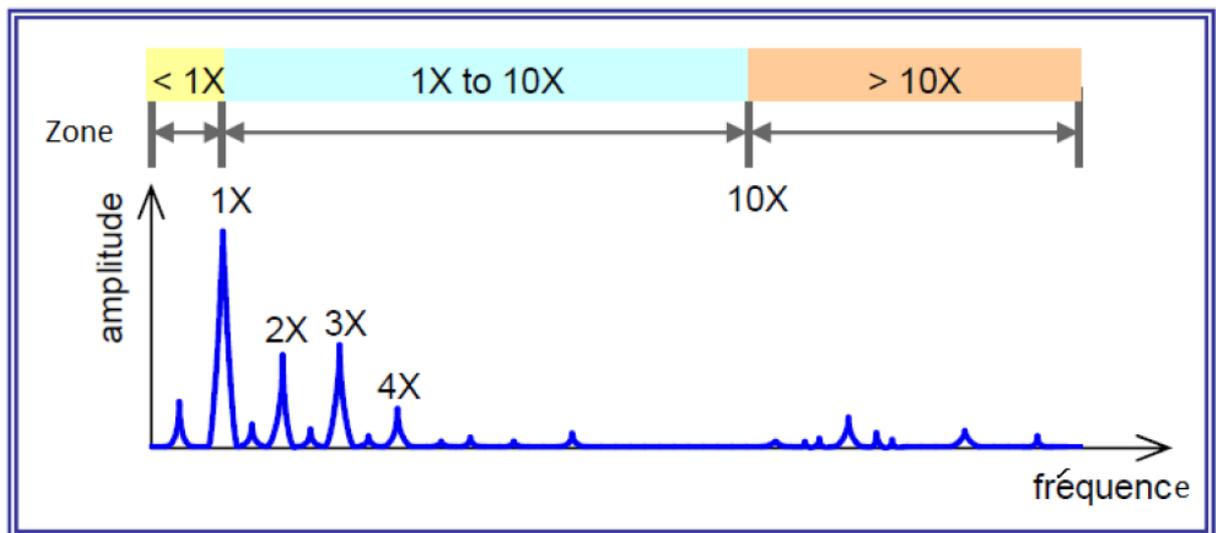


Figure VI.7.3 fréquences significatives d'un spectre

Dans ce travail a traités et analysés les spectres vibratoires réels du compresseur propane et de la turbine à vapeur qui l'entraîne.

IV.7.6.Résultats

✓ Analyse spectrale du palier externe du compresseur à gaz (Propane)

Ce premier graphe représente l'analyse du spectre du palier externe du compresseur avec une vitesse de rotation estimée à 4493 rpm, dans lequel on remarque que le 1er pic est à 1X=77.88Hz avec une amplitude de 0.12 Mil pp.

Ce pic signe la présence d'un balourd non inquiétant vu son amplitude.

Les autres pics sont dus à des vibrations extérieures d'autres machines.

### ✓ Analyse spectrale du palier interne du compresseur à gaz (Propane)

**Pic 1** : L'emplacement du premier pic est inférieur à 0.5X est caractéristique d'une instabilité du film d'huile « phénomène de fouettement car la vitesse est à 4493 rpm », mais avec une amplitude de déplacement de 0.9 Mil pp rien n'est alarmant.

**Pic 2** : A une amplitude de 0.16 Mil pp le pic 1X est le plus haut de ce spectre. Cette amplitude n'est pas inquiétante, et vu que c'est le spectre du palier interne il est fort probable que ce pic est dû à un désalignement ou un petit balourd.

**Pic 3** : Il y a de même un petit défaut d'alignement non inquiétant que l'on observe se manifester à la 2eme harmonie 2X avec une petite amplitude 0.09 Mil pp.

Les autres pics sont dus à des vibrations extérieures d'autres machines.

Le compresseur est entraîné par une turbine à vapeur et les deux sont liés par un accouplement, toute anomalie qui se manifeste avec une vibration dans une machine va être probablement transmise à l'autre.

Alors il y a d'autres analyses spectrales cette fois sur la turbine

### ✓ Analyse spectrale du palier externe de la turbine à vapeur :

**Pic 1** : est le reflet d'un balourd avec une amplitude de 0.55 Mil PP, une telle amplitude est alarmante, il faut bien le corriger avant qu'il devient plus critique et amène d'autres problèmes plus graves sachant que la turbine entraîne le compresseur ; ce défaut va être transmis par l'accouplement.

Les pics 2X ,3X et 4X sont bien évidemment petits avec 0.25 Mil PP d'amplitude mais ils sont révélateurs d'un petit défaut de fixation, alors il faut les suivre de près.

Les autres pics sont dus à des vibrations extérieures d'autres machines.

### ✓ Analyse spectrale du palier interne de la turbine à vapeur :

**Pic 1** : comme on a dit précédemment ce pic est le reflet d'un défaut de balourd, mais avec une amplitude de 0.41 Mill pp sa sévérité n'est pas inquiétante.

**Pic 2** : Ce pic se manifeste dans la deuxième harmonie 2X annonce la présence d'un désalignement.

Les autres petits pics sont dus à des vibrations extérieures d'autres machines.

✓ **L'analyse orbitale des vibrations :**

Pour plus de précision de leur diagnostic s'ils font appel à la technique d'analyse orbitale.

✓ **Analyse orbitale du palier externe du compresseur propane :**

L'orbital est circulaire, c'est un indice que l'arbre tourne bien (sans aucune anomalie).

✓ **Analyse orbitale du palier interne du compresseur propane :**

A partir de la forme elliptique obtenue on peut dire qu'il y a un balourd qui se manifeste, le degré de sévérité de ce balourd est bas.

✓ **Analyse Orbitale du palier externe de la turbine à vapeur :**

Une orbitale avec une forme presque circulaire comme celle du figure 00 est toujours un bon signe, car elle indique que l'arbre tourne sans contraintes à l'intérieur du palier hydrodynamique.

✓ **Analyse orbitale du palier interne de la turbine à vapeur :**

Un petit défaut de balourd non inquiétant.

✓ **Analyse non-filtrée du palier externe et interne du compresseur :**

Les orbitales montrent le mouvement chaotique du centre du rotor à l'intérieur du palier, cela n'est pas forcément dû à un défaut mais juste une période transitoire, s'il y a pas de défauts dans le rotor orbite finira par prendre une forme plus simple 'circulaire ou elliptique'.

✓ **Analyse mesurée à partir du palier externe et interne de la turbine.**

Les orbitales ont des formes différentes l'une de l'autre mais elles représentent probablement un défaut de frottements entre le rotor et les paliers (coussinet). Ces

frottements se manifestent avec plus de force dans le palier externe. La deuxième orbitale peut être due aussi à un défaut de serrage.



**Figure VI.7.4.**frottements dans le palier externe

Si ces frottements deviennent plus grands ils vont Causer de violentes vibrations qui finiront par causer la casse de la turbine en commençant par les coussinets, voir image à côté.

#### **IV.7.7.Conclusion**

D'après quelques résultats obtenus par l'analyse vibratoire Spectrale et Orbitale pendant la période du travail appart les défauts a détecté, on peut dire que le comportement général de notre compresseur est bon, parce qu'on ne constate aucune anomalie grave qui va mettre la machine en péril.

#### **IV.8. M.BELWASSA, I.MOKHTARI [11] :**

##### **IV.8.1. Introduction :**

Dans ce travail, on exploite la méthode de la maintenance prédictive qui est basée sur l'analyse vibratoire d'un équipement industriel dans l'usine de cimenterie de ZAHANA (GICA) (Groupe Industriel de Cimenterie algérien). Cette méthode a été appliquée sur le broyeur à boules BK6 qui est représenté dans la figure (IV.8.1)

##### **IV.8.2.Broyeur à boules BK6 :**

Le broyeur à Boules BK6 indiqué dans la Figure (IV.8.1) Lest un équipement très important dans la chaîne de production du ciment, ce dernier équipement fait le

broyage du clinker qui est mélangé avec du gypse pour produire une fine poudre grise qui s'appelle le ciment après tout un processus à suivre dans la chaîne de production.



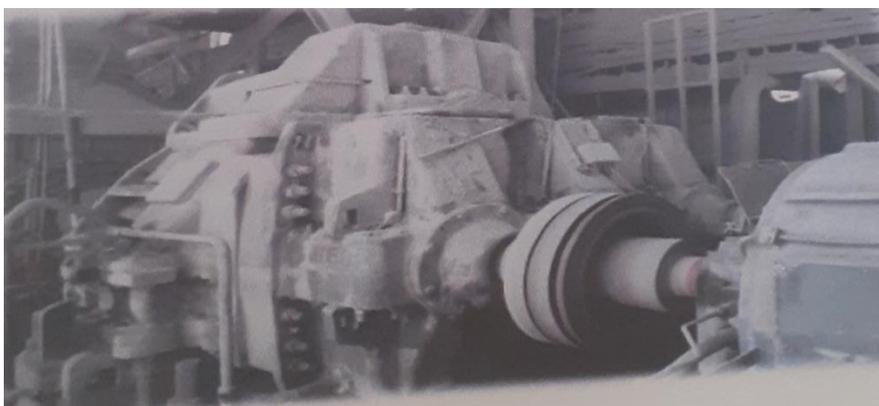
**Figure IV.8.1:** Broyeur à boules BK6 de SCIZ

### IV.8.3.Moteur électrique

C'est la machine qui convertit l'énergie électrique en énergie mécanique tournante. Ce moteur est relié directement avec un réducteur à l'aide d'un accouplement elle est caractérisée par une conception robuste, simple et un degré de protection très élevé.

### IV.8.4.Réducteur

Le réducteur (Figure IV..8.2) est un équipement mécanique composé en plusieurs d'engrenages pour augmenter le couple et diminuer la vitesse dans le broyeur, on utilise réducteur de type Flandre EADR550.



**Figure IV.8.2 :** Réducteur et accouplement d'équipement de la SCIZ

**IV.8.5. Calcul des fréquences**

Les données de la cinématique de l'équipement permettent de déterminer les fréquences caractéristiques de chaque élément et de définir les indicateurs des défauts on utilise des techniques de traitement des signaux à l'aide des calculs des fréquences de chaque élément pour assurer un diagnostic de l'état de l'équipement. On doit calculer les fréquences de chaque organe pour surveiller l'évolution des réponses dynamiques de ces éléments depuis le premier jour du fonctionnement de l'équipement.

**IV.8.6. Caractéristiques du moteur**

La puissance :

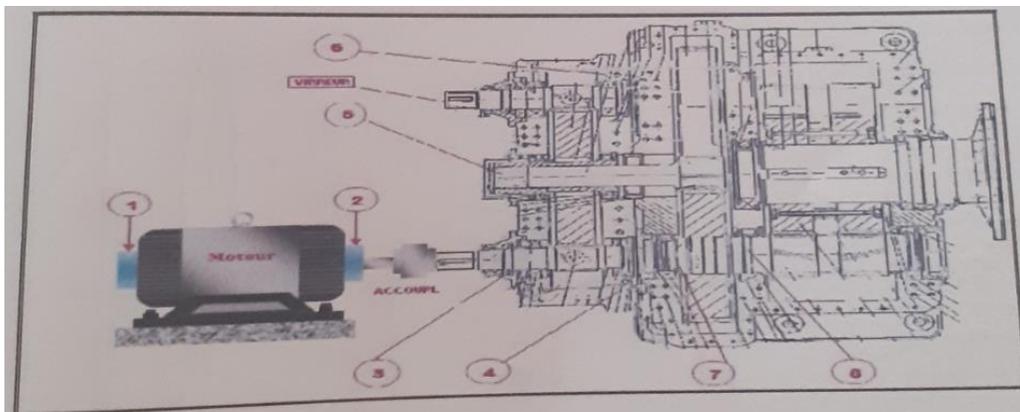
La vitesse :

$$P_{\text{moteur}} = 3400\text{KW}$$

$$N_{\text{moteur}} = 992 \text{ tr/min}$$

**IV.8.7. Schéma cinématique et points de mesure :**

Les points énumérés sur le schéma cinématique sont les points de prélèvement des mesures des signaux vibratoires.



**Figure IV.8.3.** Points de mesure.

**IV.8.8. Résultats**

✓ **Mesure NG sur le moteur :**

Les mesures de vibration au niveau global sur le palier 2 du moteur électrique. Nous observons des mesures de vibration très élevée en point horizontal et vertical.

**Tableau IV.8.1 : mesure NG de moteur**

Palier 2	AX	RH	RV
NG Vitesse [mm/s]	4.70	8.30	7.80

- **Analyse spectrale :**
- **Palier 02 radial horizontal :**

- Dans la fréquence de rotation 16.57Hz. L'apparence de ce genre de pic suivi par un autre pic d'harmonique ( $2f_{rot}$ ) représente l'existence d'un défaut de balourd de l'arbre de rotation.

- Il y a défaut de jeu mécanique justifier par des multiples harmoniques de la fréquence de rotation du moteur  $3f_{rotation}$ ,  $4f_{rotation}$ ,  $5f_{rotation}$  du a l'existence d'un jeu ou bien a la mauvaise fixation des organes des machines.

- Nous concluons qu'il existe des défauts électriques au niveau du moteur, cette conclusion renvoie à l'harmonique de la fréquence (99,44Hz). Les défauts électriques apparaissent dans le spectre vibratoire a la fréquence d'alimentation de  $2x f_{électrique}$

- Selon le seuil de jugement, le niveau vibratoire est admissible uniquement pour le palier 4RH. On ne constate que la vibration du palier 3,4 et 5 est très élevée

- **Mesure NG sur le réducteur :**

**Tableau IV.8.2 : mesure NG de réducteur**

PALIER	3AX	3RH	3RV	4AX	4RH	4RV	5AX	5RH	5RV
NG vitesse [mm/s]	6,1	5,3	13,0	12,2	4,1	12,6	8,2	5,7	10,5

Selon le seuil de jugement, le niveau vibratoire est admissible uniquement pour le palier 4RH. On ne constate que la vibration des paliers 3,4 et 5 est très élevée.

- ✓ **Analyse spectrale :**
- **Palier 03 AXIAL :**

-Les spectres indiquent l'analyse des bandes latérales Etant donné qu'il y a des bandes latérales avec des amplitudes très élevées autour de la fréquence engrenement de 381Hzet l'espace entre les bandes latérales est de 16.57HZ donc il y'a une usure sur le

pignon d'attaque parce que cette fréquence est celle de la fréquence de rotation de l'arbre du moteur,

- **PALIER 03 RADIAL HORIZONTAL**

Nous observons la présence des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement GV 381.29HZ. L'amplitude de cette fréquence est très élevée par rapport aux bandes latérales et la distance entre les bandes latérales est de 2.8 Hz, on peut dire donc que la roue dentée de 2ème arbre est en bon état, mais c'est une indication de l'évolution d'un défaut probable, peut être un défaut de jeu de l'arbre 2.

- **PALIER 04 RADIAL VERTICAL**

Les pics montrés sur le spectre de la figure IV.14 nous indiquent la présence des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement de la valeur 60,61HZ. L'amplitude de cette fréquence est très élevée par rapport aux bandes latérales et la distance entre les bandes latérales est de 2.88 Hz donc la roue dentée de 2ème arbre est en bon état, mais aussi c'est une autre indication qu'il y a un problème de l'évolution d'un défaut probable sur l'arbre 2.

#### **IV.8.9. Actions préconisées :**

- Vérifier le jeu au niveau des paliers (1 étage et 2ème étage) du réducteur.
- Prendre l'action corrective du pignon de l'arbre d'attaque par le changement de l'arbre GV dans les meilleurs délais.
- Vérification le fonctionnement l'accouplement est nécessaire.

#### **IV.8.10. Conclusion :**

Cette étude a été consacrée à la détection précoce des défauts du broyeur par l'analyse de signaux vibratoires. D'après les figures des points mesurées, nous avons trouvé qu'il y a un défaut de balourd, un défaut électrique du stator, un défaut de jeu, un défaut d'engrènement et d'autres défauts probables nécessaire à suivre, et à cause de manque données sur les roulements on ne peut pas faire les calculs théoriques et identification des défauts.

**IV.9. BOUMAILA AHMED DHIA EDDINE [40] :**

**IV.9.1. Analyse vibratoire du ventilateur M14A :**

Notre travail est réalisé sur le ventilateur M14A qui alimente le four à logerons par l'air de combustion dans le laminoir à tubes au sien de la tuberie sans soudure El-Hadjar



**Figure IV.9.1.** Ventilateur d'air de combustion.

Le ventilateur possède les caractéristiques suivantes :

**Tableau IV.9.1** Caractéristique du ventilateur

Débit	13500 Nm <sup>3</sup> /h
Pression	750mm C.E
Type de moteur à synchrone	MBRF N°310337UM002, constructeur LEROY SOMER
Vitesse de rotation	1470tr/min
Température	40°C
Puissance	55KW
Type d'entraînement	Par courroie
Poids	250Kg

Les mesures vibratoires : Les mesures de l'analyse vibratoire sont effectuées sur quatre paliers comme il est représenté sur le schéma suivant :

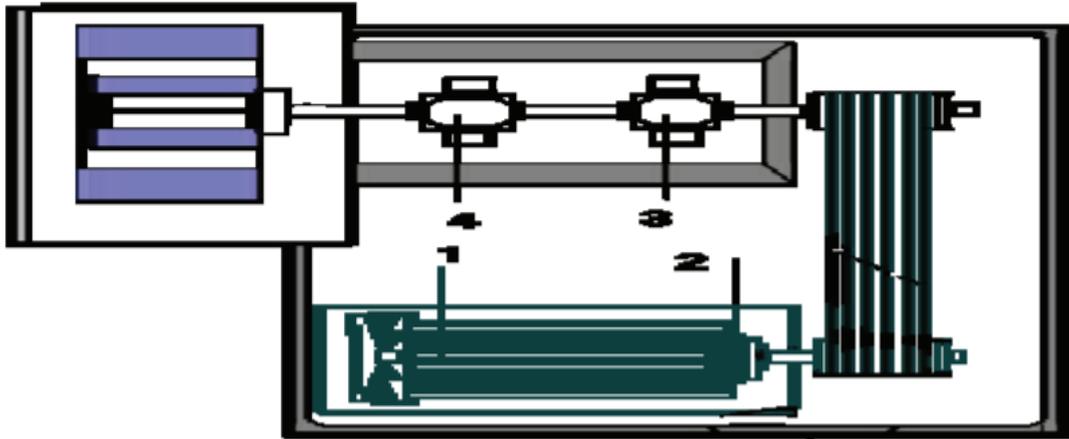


Figure IV.9.2. Schéma des points de mesures

IV.9.2.L’historique des mesures en fonction de la grandeur vitesse :

A- Le palier n°1 :

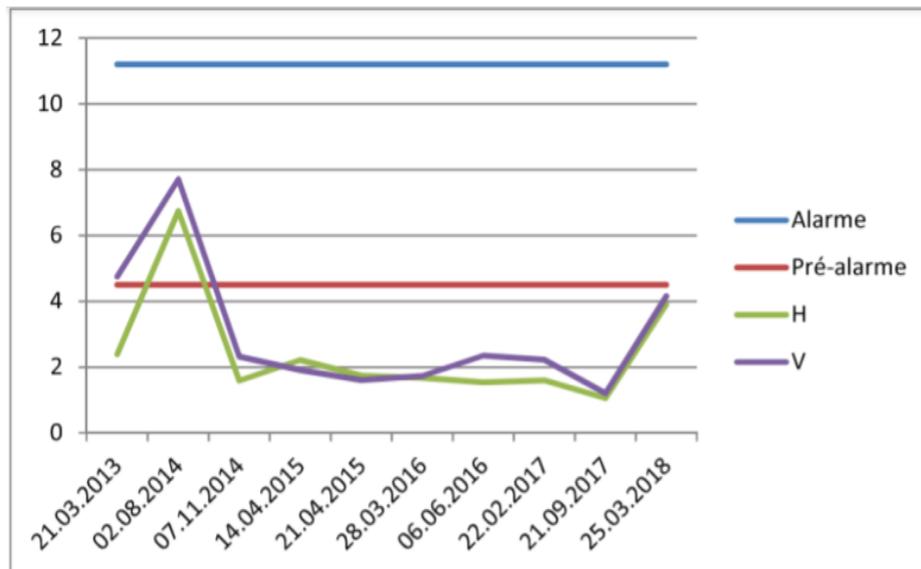


Figure IV.9.3. Courbe de tendance du palier n°1

Interprétation des résultats :

D’après les résultats illustrés dans la courbe de tendance du palier n°1 on remarque qu’il y a un dépassement de pré-alarme avec une valeur considérable dans les deux directions horizontale et verticale le 02/08/2014. Après cette date les valeurs efficaces de vitesse mesurées sont dans un intervalle satisfaisant.

B- Le palier n°2 :

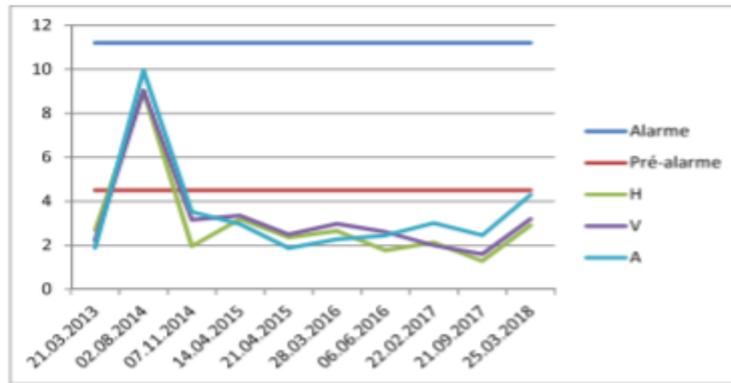


Figure IV.9.4. Courbe de tendance du palier n°2.

**- Interprétation des résultats :**

Les résultats de deuxième palier sont presque les mêmes résultats de palier n°1, un dépassement de pré-alarme dans les trois axes le 02/08/2014. Les résultats pour les dernières mesures sont au dessous de 4.5 mm/s. Donc le palier n°2 travail dans un intervalle satisfaisant.

**C- Le palier n° 3 :**

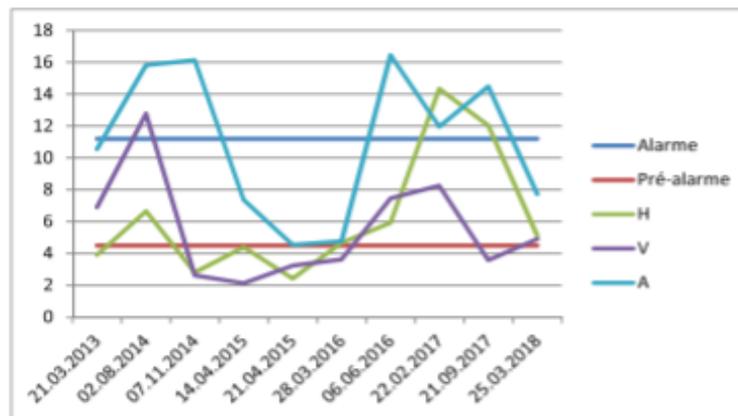
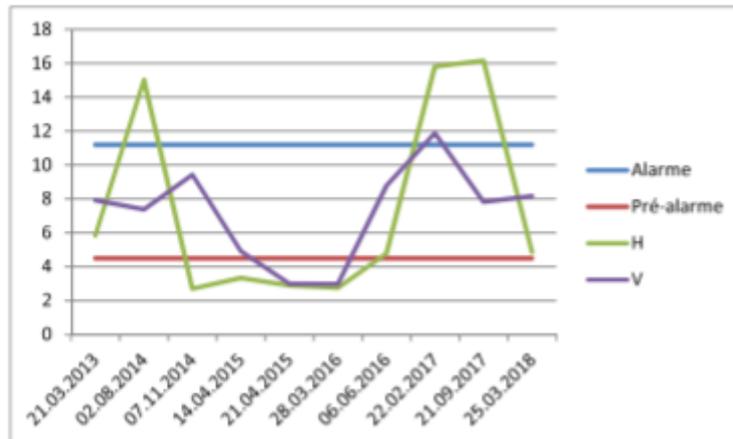


Figure IV.9.5. Courbe de tendance du palier n°3

**- Interprétation des résultats :**

Les résultats illustrés du palier n°3 représentent un grand dépassement des valeurs de vitesse efficace par rapport à la valeur de l'alarme dans des plusieurs dates de mesures. Dans la dernière mesure les valeurs sont diminuées mais reste supérieur à la valeur de pré-alarme, qui indique que l'intervalle de travail de ce palier est un intervalle insatisfaisant.

**D- Le palier n°4 :****Figure IV.9.5.** Courbe de tendance du palier n°4.**- Interprétation des résultats :**

Dans les résultats de troisième palier on constate un dépassement considérable de les valeurs de vitesse efficace surtout dans l'axe horizontale le (02/08/2014, 22/02/2017, 21/09/2017). Pour la dernière mesure on remarque que les valeurs sont inférieure à la valeur d'alarme mais reste dans un intervalle insatisfaisant parce qu'elles sont supérieur à la valeur de pré-alarme.

**E- Analyse spectrale :****- Interprétation des résultats :**

D'après les spectres on remarque un pic à la fréquence 200 Hz qui dépassent le seuil 4.5 mm/s (pré-alarme) de dans le palier n°3 cela peut dire qu'il y a une vibration de composantes d'ordre 2,3 plus de la fréquence de rotation. D'après le (Tableau III.1) dans le troisième chapitre qui représente les défauts des machines tournantes selon leurs fréquences. Il y a un desserrage de châssis dans le palier n°3, mais aussi un désalignement dans le système d'entraînement (les poulies). Pour le spectre de paliers n°4 on observe un pic au niveau de la fréquence 100 Hz, ce pic est réduit dans la fréquence 200 Hz il ne dépasse pas le seuil de pré-alarme qui indique l'absence d'une anomalie.

**IV.9.3. Etat globale de ventilateur M14A et recommandation :**

D'après les normes de seuil de jugement le ventilateur M14A est encore admissible mais il faut programmer une opération de maintenance pour :

- Refaire l'alignement entre les 02 poulies.
- Renforcer la fixation châssis sous palier 03 du ventilateur.

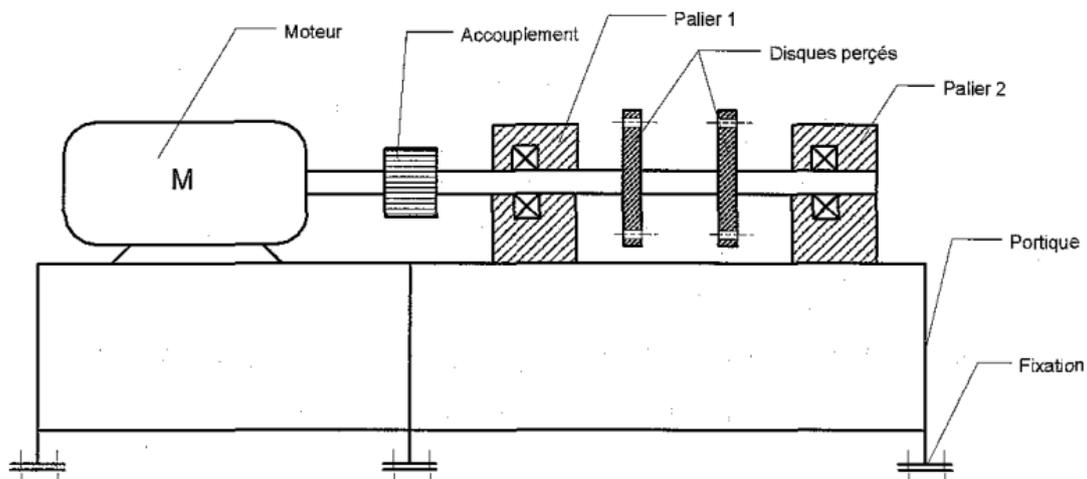
Ces opération en objectif de rendre le ventilateur dans l'état (admissible) et augmenter le temps de fonctionnement de cette machine tournantes.

**IV.10. NOUREDDINE Chikh [41] :**

**IV.10.1. Description de la plate-forme expérimentale**

Le banc d'essai est constitué des éléments suivants :

- Un moteur électrique à courant continu dont la vitesse varie de 0 à 1500tr/min
- Un rotor entraîné par le moteur, compose d'un arbre monte sur deux paliers a roulements 40 BE 01 et comprend deux disques perces de 40 trous égaux et équidistants.
- Cet ensemble est monte sur une table de type portique (l'figure IV.1).



**Figure IV.10.1 : schéma du banc d'essai**

Les roulements supportant l'arbre sont de type à billes dont les caractéristiques sont :

**Tableau IV.10.1.**caractéristiques des roulements des palies 1et 2

Référence roulement	Diamètre moyen D (mm)	Diamètre des billes d (mm)	Nombre de billes N	Angle de contact $\alpha$
Palier 1 SNR 6208 1 rangée	60.00	12.00	9	0
Palier 2 SNR1208 2 rangées	60.00	6.00	17	0

Pour une fréquence de rotation de  $f_r=25\text{Hz}$ , les fréquences caractéristiques des éléments des roulements sont :

**Tableau IV.10.2.** Les fréquences des roulements

Référence roulement	Fréquence de bague externe $f_{be}$ (Hz)	Fréquence de bague interne $f_{bi}$ (Hz)	Fréquence de cage $f_c$ (Hz)	Fréquence de billes $f_b$ (Hz)
Palier 6208	90.00	135.00	10	60
Palier 1208	191.25	233.75	11.25	123.75

**IV.10.2. Interprétation générale :**

- **Spectre paramétrique (Burg) en échelle linéaire.**

Le spectre, calculé dans la plage [0 -100 Hz], met en évidence l'existence d'une composante d'une amplitude prépondérante à la fréquence de rotation 25 Hz et des harmoniques multiples, il s'agit d'un phénomène de balourd qui se manifeste à la fréquence de rotation (l'harmonique fondamentale est à 25 (Hz), qui est visible au niveau du palier 1 (coté accouplement). Sur le même palier, en prenant une plage de fréquence de [10 – 1000] Hz, le phénomène de balourd est toujours apparent, et l'harmonique qui apparait à 4 fois la fréquence de rotation (100 Hz) met en évidence l'existence d'un défaut de fixation de la bague intérieure du roulement du palier 2 (remarqué lors du changement de ce roulement), ceci a induit un défaut d'alignement de l'axe du rotor avec celui du moteur d'entraînement.

**IV.11. BAARA Nabil et DAOUD Taha (Etude de cas industriels) [35] :****IV.11.1. Introduction**

Dans cette partie on commence par une présentation du complexe GNL3 ou on s'intéresse plus particulièrement aux travaux réalisés par le service maintenance d'une part. D'autre part on présente les défauts industriels auxquels ce service est confronté sous surveillance vibratoire, que ce soit offline ou online.

**IV.11.2. Travaux réalisés****IV.11.2.1. Service maintenance prédictive :**

- Le suivie des machines critiques connectées on line.
- L'archivage des historiques des machines (TBF, vibration, etc.).
- Le contrôle des vibrations des machines tournantes off line.
- L'organisation de la maintenance en collaboration avec d'autres service de GP (planning, coordination, préparation).
- Le suivie de démarrage des machines tournantes après les interventions.

**IV.11.3. Défauts -off line:**

Les défauts hors ligne traités concernent le balourd et le défaut de roulement respectivement de la pompe 17-MJ-07-A de l'unité 17 et du moteur électrique 16-MJ-04- MJ07-A-M de l'unité 16.

**IV.11.3.1. Défaut de balourd -Cas de la pompe 17-MJ-07-A- • Fiche technique**

Numéro d'équipement	17-MJ-07-A
Le fluide	Butane
Débit moyenne d'écoulement	93 m <sup>3</sup> /h
Pression maximal de service	50 bar
Température maximal de service	45.6 c <sup>0</sup>
Hauteur total	23 m
NPSH	3.6 m
Fréquence de rotation	50 HZ / 3000 rpm
Puissance d'absorption	29 kw
Poids	1600 kg



Figure IV.11.1.Pompe centrifuge 17-MJ-07-A

IV.11.3.2. Etude du système pompe

C'est une Pompe de Reflux du Débutaniseur de type centrifuge au sommet de la colonne de séparation de C 4 et C 5.

On a un système motopompe, une pompe centrifuge entrainé par un moteur électrique avec un couplage rigide. La vitesse de rotation de la pompe égale à la vitesse de rotation du moteur électrique.

Les points rouges indiquent les points de mesure.

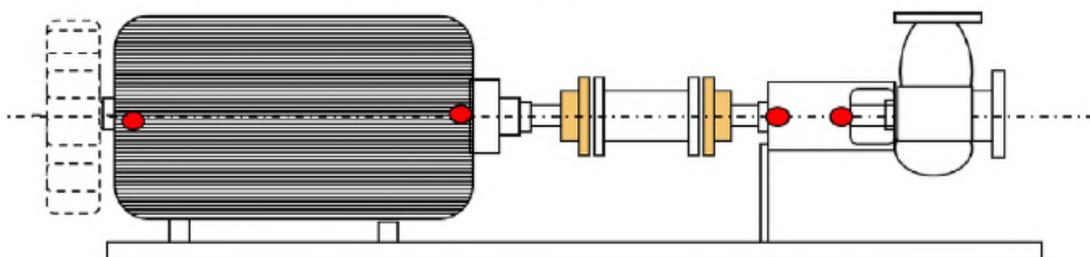


Figure IV.11.2 les points rouges indiquent les points de mesure.

**IV.11.3.3. Interprétation**

On remarque que le seuil d'alarme indiqué de la pompe égale à 8.1mm/s. La mesure globale donne les valeurs suivantes :

- En vertical égale presque 7.2 mm/s
- En l'horizontal égale presque 4.5mm/s

Ces valeurs signifient que la pompe est en risque de dépassement du seuil d'alarme (risque de défaillance), mais on ne connaît pas quelle est sa nature : Il faut faire une analyse spectrale.

**IV.11.3.4. Interprétation de défaut de Balourd**

Les spectres suivants nous donnent le comportement vibratoire de la pompe en forme de pics. On remarque que à une fois la fréquence de rotation ( 1X rpm) de la pompe, nous avons une augmentation de pic

- En vertical égal à (7.965mm/s rms)
- En horizontal égal à (4.5mm/s rms)

On peut diagnostiquer qu'il y'a un défaut de Balourd.

**IV.11.3.5. Le comportement de la pompe après l'intervention****➤ Mesure global :**

-**En vertical:** on remarque que le niveau des vibrations a diminué à presque 2.10 mm/s rms au 02/08/17 et jusqu'à 1.70mm/s (rms) au 04/12/17 : Donc les vibrations sont bonnes.

-**En horizontal:** on remarque que le niveau des vibrations a diminué à presque 2.80 mm/s rms au 02/08/17 et il a augmenté légèrement la valeur de 3mm/s rms au 04/12/17 : Donc les vibrations sont bonnes.

**➤ Mesure spectral :**

-**En vertical :** On remarque que la valeur de pic en (1Fr) égal à 1.10 mm/s rms, indique l'existence d'un balourd admissible. (2Fr) égal à 1.1mm/s rms, indique l'existence d'un désalignement admissible.

- **En horizontal:** On remarque que la valeur de pic en (lFr) égale à 2.10 mm/s rms, indique l'existence d'un balourd admissible.

**IV.11.4. Défaut de roulement (Cas du moteur électrique -16-MJ-04-MJ07-A-M-**

C'est un moteur électrique qui a le rôle du refroidissement du corps de la turbine.

• **Fiche technique :**

Numéro d'équipement	<b>16-MJ-04-MJ07-A-M</b>
Température ambiant	<b>+47</b>
Vitesse de rotation	<b>3000tr/min</b>
Fréquence	<b>50 hz</b>
puissance	<b>75kw</b>
Tension	<b>400V</b>
Intensité	<b>128A</b>
Déphasage cos φ	<b>0.90</b>
Type de roulement	<b>6316/e3</b>



**Figure IV.11.3.** Moteur électrique 16-MJ-04-MJ07-A-M

• **La cinématique du moteur**

Côté accouplé avec la turbine

**Tableau IV.11.1** fréquence de défaut du roulement.

	<b>Ref. Palier 6316</b>
<b>Désignation</b>	<b>Fréq. en HZ</b>
Fréquence Défaut Bague Intérieur	<i>14742</i>
Fréquence Défaut Bague Extérieur	<i>9258</i>
Fréquence Défaut Elément Roulant (bille)	<i>6219</i>
Vitesse rotation bague intérieur	<i>50</i>
Fréquence Défaut du cage	<i>1158</i>

➤ **Mesure global :**

Le service technique d'inspection est en cours d'enregistrer toutes les machines tournantes dans le système afin de programmer les prés alarmes et les alarmes.

**IV.11.4.1. Interprétation**

Les spectres ci-dessus nous donnent le comportement vibratoire du moteur électrique en forme des pics. On remarque que nous avons une augmentation des pics à la haute fréquence.

-En vertical : la plus grande valeur égale à 3.25 g rms.

-En horizontal : la plus grande valeur égale à 6.78g rms

Donc, ils signifient qu'il y'a un défaut de roulement.

**IV.11.4.2.Le comportement de Moteur électrique après l'intervention**

➤ **Mesure spectral :**

**IV.11.4.2.1 Interprétation :**

Le service de la maintenance a décidé de changer le moteur complètement, parce que le changement de roulement va prendre un temps d'arrêt qui est inacceptable pour laisser le refroidissement de la turbine fonctionner avec un seul moteur.

-En vertical : on remarque une diminution des vibrations jusqu'à (0.161g rms)

-En horizontal : on remarque une diminution des vibrations jusqu'à (0.149g rms)

Donc, il n'y'a plus de défauts de roulement.

**IV.12.Issam MOUMENE [42] :**

**IV.12. Diagnostic des défauts combinés par les méthodes se temporelles et fréquentielles**

**IV.12.1. Introduction**

Cette partie est consacrée à l'analyse de la réponse mesurée d'un système mécanique pour lequel plusieurs de ces éléments présentent des défauts isolés ou combinés tels que les défauts de roulements et d'engrenage. L'objectif est de détecter et d'identifier chacun des défauts même lorsqu'ils sont combinés : défauts

simultanées sur les engrenages et/ou sur les roulements. Pour ces raisons, on propose de faire un diagnostic à partir des mesures effectuées sur le banc d'essais pour différentes fréquences de rotations et bandes fréquentielles.

#### IV.12.2. Diagnostic des défauts combinés par le spectre moyenné « Auto spectre »

Nous présentons dans ce qui suit, un diagnostic des défauts isolés et combinés à partir des autospectres mesurés dans différentes bandes de fréquences et pour différentes vitesses de rotation.

##### IV.12.2.1. Auto spectre mesuré sans présence de défaut

L'auto-spectre de la figure IV.12.1, mesuré sur le palier de l'arbre de sortie qui tourne à la fréquence d'environ 11 Hz montre uniquement l'apparition de la fréquence d'engrènement sans aucune modulation par la fréquence de rotation de la roue ou du pignon, donc on est bien dans le cas sans défaut.

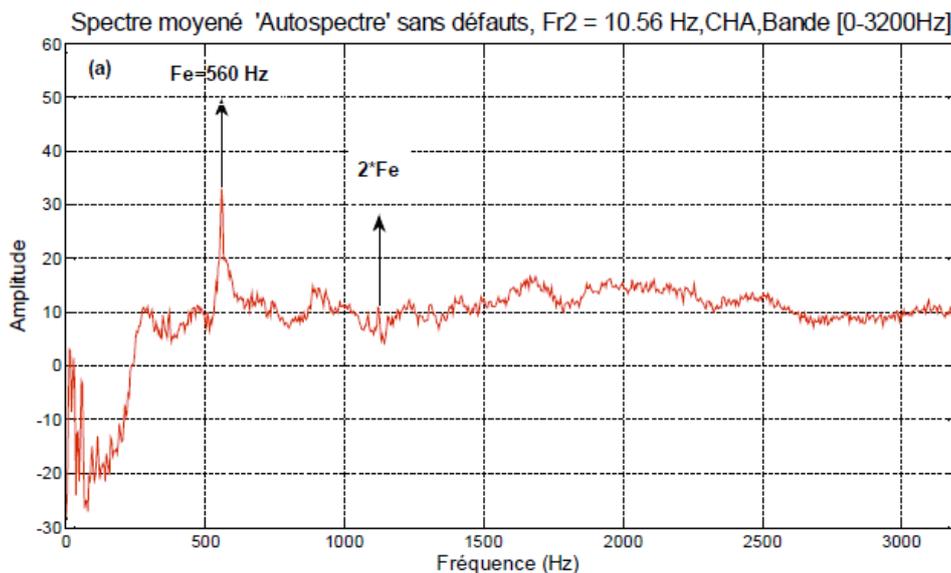
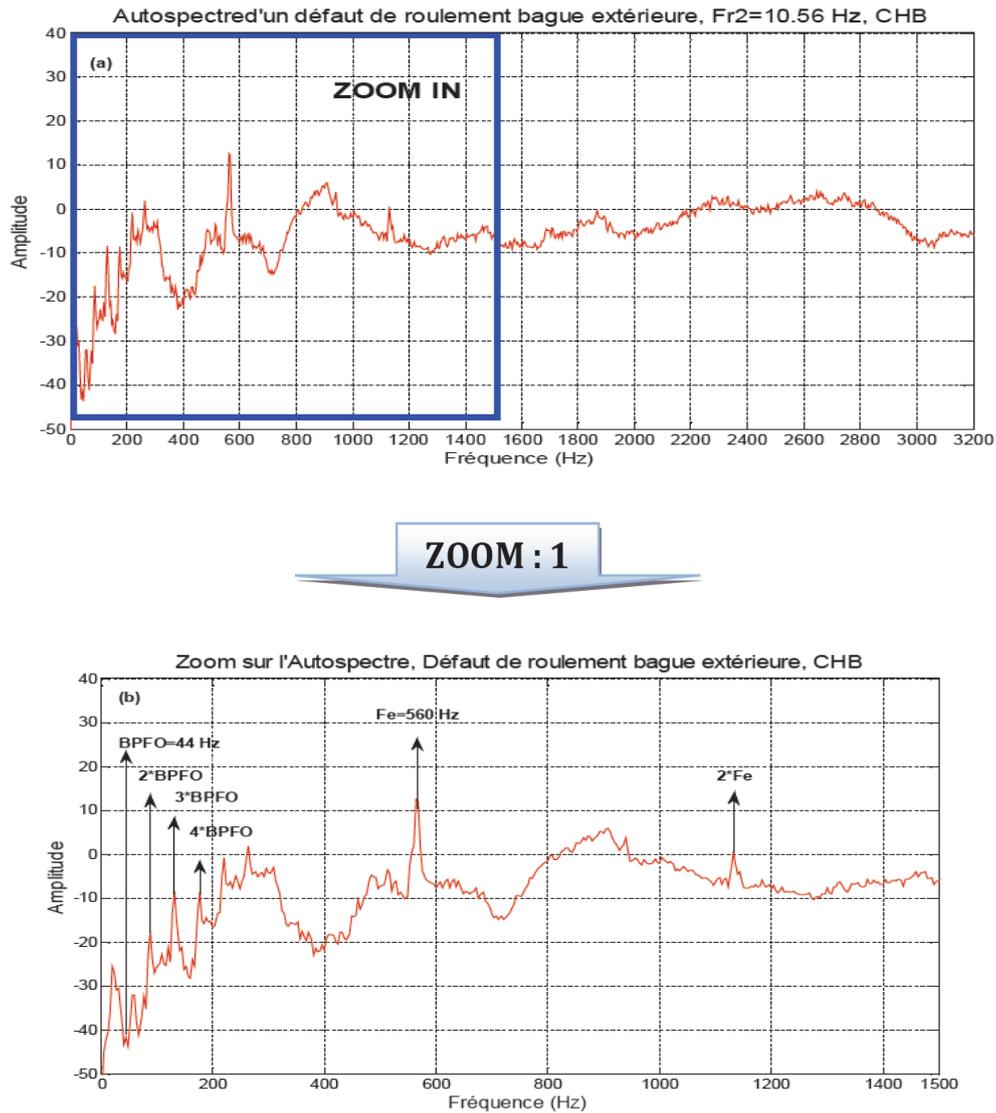


Figure IV.12.1. Auto spectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie.

##### IV.12.2.2. Auto spectre mesuré dans le cas d'un défaut isolé sur la bague extérieure du roulement « BPFO »

La figure IV.12.2. (b), apparaît clairement le défaut sur la bague extérieure à 44 Hz ainsi que ces harmoniques 2xBPFO, 3xBPFO et 4xBPFO.



**Figure IV.12.2:** Auto spectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie, (a) auto spectre complet [0-3200 Hz], (b) zoom dans la bande [0-1500 Hz].

**IV.12.2.3. Auto spectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue+ BPFO »**

Sur la figure IV.12.3, apparaît en plus d'un défaut sur la bague extérieure BPFO=43 Hz, un défaut localisé (écaillage) sur une dent de la roue (arbre de sortie). Le défaut d'engrenage apparaît dans les deux auto-spectres (a) et (b) par une modulation de la fréquence d'engrènement  $Fe=560$  Hz et  $2 \times Fe$ , par fréquence de rotation de l'arbre de sortie qui comporte la roue.

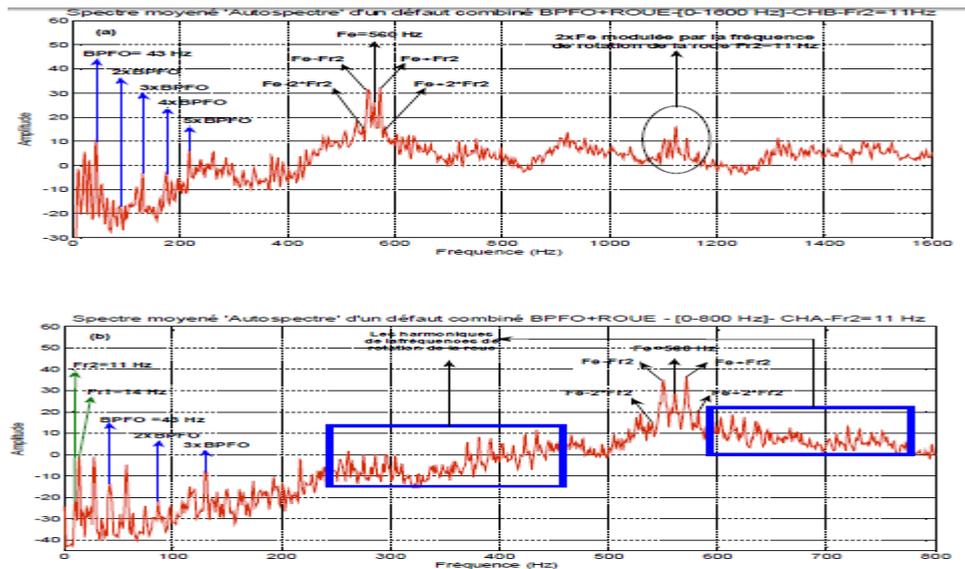
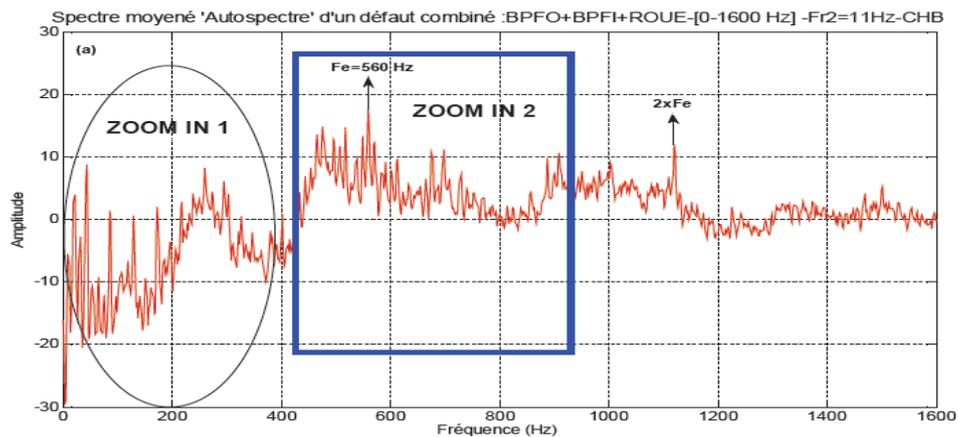


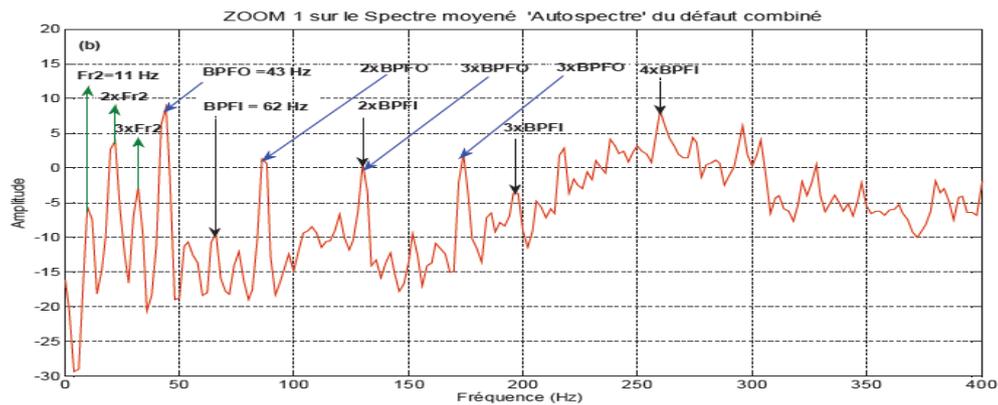
figure IV.12.3. Deux Auto-spectres mesurés sur les deux arbres d’entrée et de sortie, (a) auto-spectre mesuré sur le palier de l’arbre de sortie sur la bande [0 -1600 Hz], (b) auto-spectre mesuré sur le palier de l’arbre d’entrée sur la bande [0-800 Hz].

**IV.12.2.4. Auto-spectre mesuré dans le cas d’un défaut combiné « défaut d’écaillage sur unedent de la roue + BPFO + BPFi »**

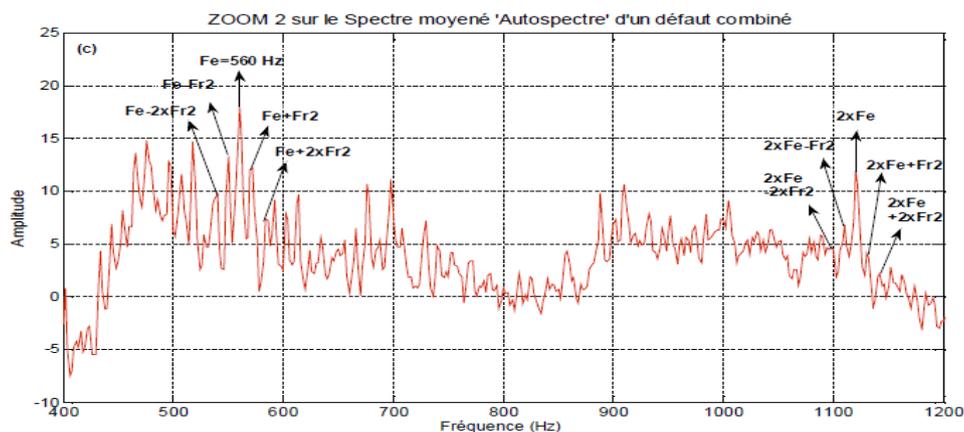
Sur le zoom 1 de la figure 4.4 (b), apparait en plus des deux défauts précédents BPFO=43Hz et défaut de la roue, un défaut sur la bague intérieure du roulement BPFi=62 Hz et ses harmoniques 2xBPFI, 3xBPFI.



**ZOOM : 1**



ZOOM : 2



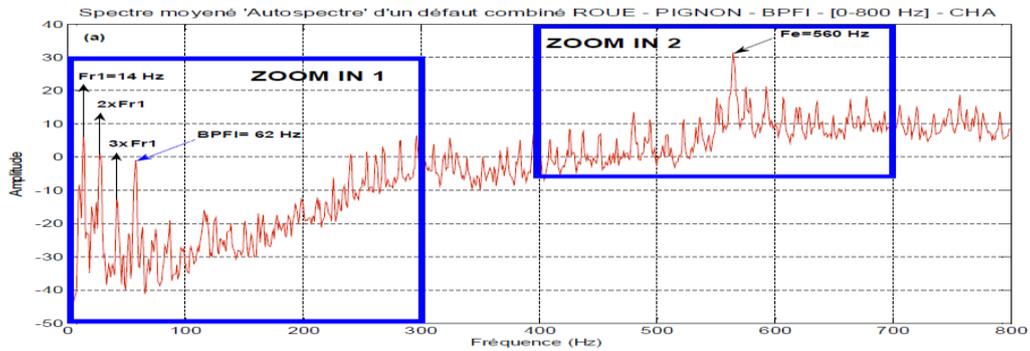
**Figure IV.12.4 :** Auto-spectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie, (a) auto-spectre complet (b) zoom 1 dans la bande [0-400 Hz], (c) zoom 2 dans la bande [400-1200 Hz].

La figure IV.12.4. (c), montre bien la présence d'un défaut localisé sur une dent de la roue, qui se manifeste par l'apparition des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et sa deuxième harmonique.

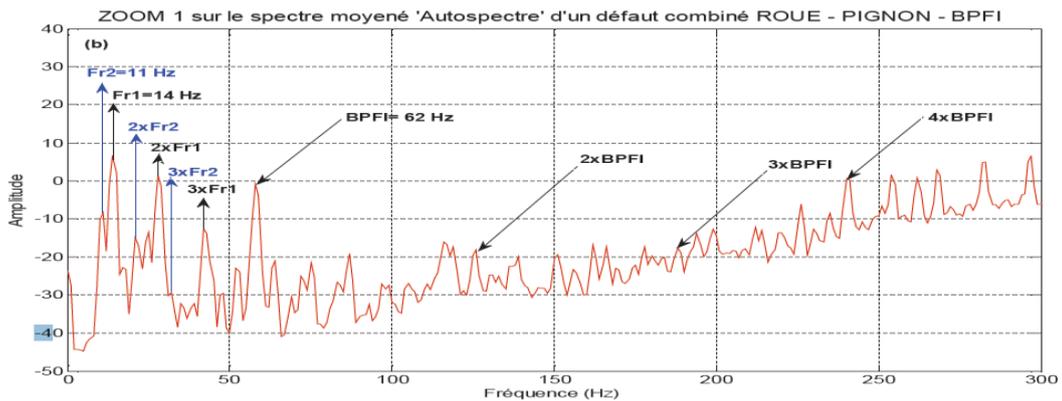
**IV.12.2.5. Auto spectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon+ défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFI »**

La figure IV.12.5. (b), montre clairement l'apparition du défaut de roulement BPFI = 62 Hz et les harmoniques. Le zoom 2, figure IV.12.5. (c), montre la modulation de la fréquence d'engrènement par les deux fréquences de rotations de l'arbre d'entrée et de sortie, donc on peut dire qu'il y a un défaut combiné d'engrènement, l'un sur une dent

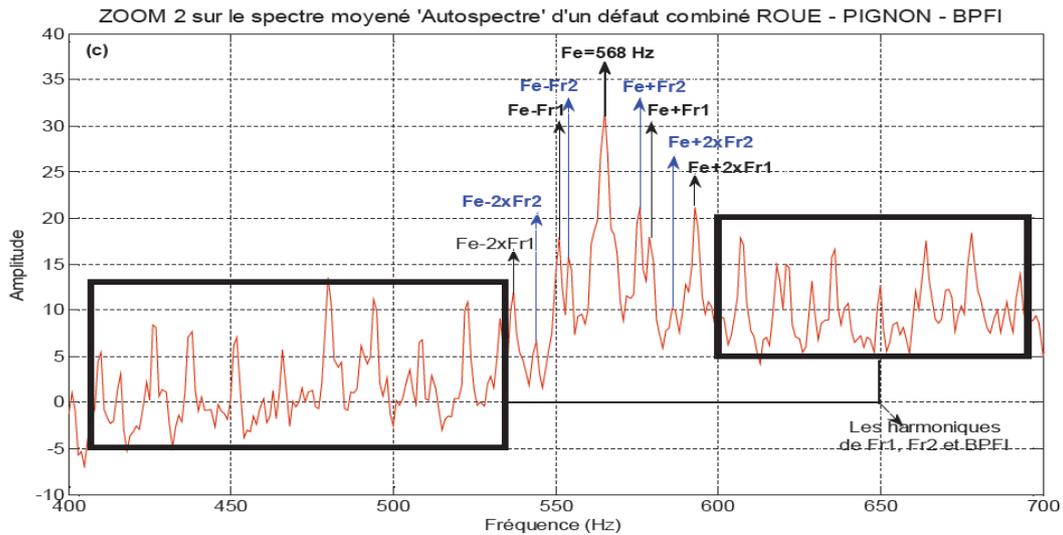
de la roue et l'autre sur une dent du pignon. Dans ce cas la fréquence de coïncidence est très petite et presque négligeable, dans les environs de 0.26 Hz, c'est pour cela leur apparition dans le spectre est impossible, à cause de la faiblesse de la résolution spectrale.



ZOOM : 1



ZOOM : 2



**Figure IV.12.5.** Auto-spectre mesuré sur le palier de l'arbre d'entrée, (a) auto-spectre complet,

(b) zoom 1 dans la bande [0-300 Hz], (c) zoom 2 dans la bande [400-700 Hz].

#### IV.12.2.5. Remarque

Dans partie, on a diagnostiqué les défauts combinés sur des mesures directes du spectre moyenné et le cepstre moyenné, en suite on a appliqué les différentes techniques de traitement du signal utilisées pour le diagnostic des défauts combinés à partir des signaux bruts.

#### IV.II. Conclusion :

Après cette étude bibliographique on peut dire que elle existe boucaux des méthodes pour faire un diagnostique de surveillance des équipements basée sur l'analyse vibratoire.

L'analyse vibratoire est la meilleure méthode de surveillance car elle nous permet à détecté l'anomalie et identifié le défaut dans un stade précoce avec des mesures simple mais il est possible aussi de réaliser un diagnostic encore approfondi pour en connaitre l'origine du problème.

### Conclusion générale :

La maintenance garde une position primordiale dans la concurrence existe entre les compagnies industrielles afin de satisfaire les demandes de leurs clients en termes de service, qualité du produit et performance, tout en conservant une viabilité et une sûreté de fonctionnement, les machines tournantes représentent une classe dominante, dans les systèmes de production, et peuvent y occuper des positions stratégiques.

A l'image de la médecine, l'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un bilan complet de la machine. La procédure consiste à détecter l'apparition d'un défaut sans démontage de la machine en prélevant le signal vibratoire à l'aide des capteurs de vibration.

Le contenu fréquentiel des vibrations est une information clé pour le diagnostic des défauts sur les machines tournantes et pour la caractérisation de la dynamique des structures. Les travaux de cette thèse, se sont attaqués à la surveillance des conditions de fonctionnement des machines tournantes, tirant avantage des possibilités offertes par les techniques de l'intelligence artificielle, pour l'exploitation des avancées réalisées en matière de traitement du signal et la construction d'outils de diagnostic.

Les travaux réalisés dans le cadre de ce mémoire pourraient donner lieu à des études supplémentaires sur plusieurs points sur les avantages d'analyse vibratoire y compris :

- Détecter les défaillances à un stade précoce
- Réduire les couts de maintenance
- Augmenter la disponibilité des équipements
- Fiabiliser l'outil de production
- Planifier les interventions et organiser le stock

L'application de cette méthode (analyse vibratoire) nous permettre un bon diagnostic technique et de localiser rapidement le ou les éléments défaillants et la ou les causes de défaillances, et de réduire le temps d'arrêt des machines.

### Références bibliographiques

- [1] AFNOR : terminologie de la maintenance NF-EN-13306-X-60-319, janvier 2018 ;
- [2] Alain Boulenger, Christian Pachaud, « analyse vibratoire en maintenance », 3<sup>ème</sup> édition, Dunod, Paris 2007;
- [3] Chaib Rachid « CONTRIBUTION A L'OPTIMISATION DE LA MAINTENANCE CONDITIONNELLE PAR L'ANALYSE VIBRATOIRE » thèse de doctorat, UNIVERSITE MENTOURI DE CONSTANTINE;
- [4] A.Boulenger, C.Pachaud « surveillance des machines par analyse des vibration» Dunod, Paris 2009;
- [5] ABA. A, « Diagnostic vibratoire sur des pompes rotatives EP2 &PI12 ». Rapport de Fin de Mise en Situation Professionnelle du Technicien Supérieur en Mécanique Industrielle, 2015 ;
- [6] Landolsi Foued, «Techniques de Surveillance»,cours Tunisie,2017 :
- [7] N.BAARA , T,DAOUD « Analyse vibratoire des défaillances mécaniques-réalisation d'une banc d'essai d'équilibrage » mémoire de master ,Institut de maintenance et de sécurité industrielle, université d'Oran 2, juin 2018 ;
- [8] BRÜEL KJÆR, «des analyses vibratoires». Décembre 2001;
- [9] Alain Boulenger « Aide mémoire maintenance conditionnelle » Dunod, 2008 ;
- [10] O.GUEMAR, «Importance de routeur d'expérience dans d'organisation de la maintenance».mémoire master. Annaba, 97p; 2017;
- [11] M.BELWASSA, I.MOKHTARI « maintenance des équipements industrielle par analyse vibratoire » mémoire de master, USTOMB, juin 2019
- [12] DJEBAILI Abdelaziz « diagnostic des défauts des roulements par l'analyse de vibration » mémoire master, Université Badji Mokhtar Annaba, 2017.
- [13] Institut de formation en électricité et gaz « Analyse vibratoire » cours de formation, 2019

## Références bibliographiques

---

- [14] BOUCHE, PLAUCHU, «Systèmes Experts en Maintenance chapitre: Les Systèmes Experts appliquées à la Maintenance ». Masson, Paris, 1987,1 02-112 p;
- [15] Jean-Pierre, «maintenance méthode et organisations», 3<sup>ème</sup> édition, Dunod, 536p, 2010;
- [16] PIERRE SALGAS, « Méthodes de maintenance». Lyon: INSA. Association française des ingénieurs, cours, 1998 ;
- [17] Duffuaa, Salih, «dournal of Quality in Maintenance Engineering ».Editorial, 8p, 2002;
- [18] AFNOR. Norme AFNOR X 60-010. Paris Afnor. 1990.
- [19] Monchy F., «la fonction maintenance », MASSON, ISBN 2-225-855518-8, Paris 1996.
- [20] M .T. Nabti, « Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques ».Mémoire de Magister. Université Ferhat Abbas Setif (2011).
- [21] CH. Abdelali , et A. Elamarty, « maintenance des machines tournantes par Analyse vibratoire ». PFE : Université sidi Mohamed Ben Abdallah de FFS. (Maroc), 2007 ;
- [22] Documentation Sonatrach, « Analyse du panne »
- [23] Jean Héng, « Pratique de LA Maintenance Préventive –Mécanique » Pneumatique - Hydraulique- Electrique- Froide Édition Afnor (2002) Dunod.
- [24] François Monchy : « Maintenance méthodes et organisations » Edition Dunod, Paris 2000.
- [25] x60\_319 / NF EN 13306 2010 AFNOR « Terminologie de la maintenance »
- [26] Marie-Line Zani : « la surveillance des machines tournantes, mesure 757 » Septembre 2003
- [27] Omar DJEBILI ; «Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes

## Références bibliographiques

---

soumises à la fatigue de contact de roulement». Thèse de doctorat, Université De Reims Champagne Ardenne, 2013.

[28] Muraru G., Brun-picard D., *Mécanique et industries* 6, 425 – 430, 2005.

[29] F. Landolsi : “ Cours De Techniques De Surveillance”,2010.

[30] A. BOUDIAF ; “Contribution au Diagnostic des Défauts dans les Machines Tournantes par Analyse Multirésolution”,These de Doctorat, Université 08 mai 1945 ,Guelma, Algérie, 2016.

[31]Augeix D., *Techniques de l'ingénieur* BM5 – 145, «bruit et vibrations», 2007.

[32]Boulenger et C. Pachaud, «Aide-mémoire Surveillance des machines par analyse des vibrations». Dunod, Paris, (2009)

[33] Tahar BELKHIR « La maintenance des équipements par l'analyse vibratoire » mémoire de master, université kasdi marbah, Ouargla, juin 2016 ;

[34] MOKHTARI Yaakoub « Diagnostic des défauts mécaniques du moteur asynchrone par l'analyse vibratoire », mémoire de master, Université Mohamed Khider, Biskra, juillet 2019 ;

[35] BAARA Nabil et DAOUD Taha « Analyse vibratoire des défaillances mécanique – réalisation d'un banc d'essai d'équilibrage » mémoire de master, Université d'Oran 2 IMSI, ORAN, juin 2018 ;

[36] SAADI Hassen ZERG et REGBA Zine el abidine « Analyse vibratoire des machines tournantes par le code de calcul FFT842 », mémoire master, UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE D'ORAN, 2014 ;

[37] MERAH Karima « Diagnostic des défauts de roulement d'un moteur par analyse vibratoire (Etude comparative avec l'analyse du courant statorique) » mémoire de master, Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf, Oran 2016 ;

[38] Mokhfi Meriem Souhila « Diagnostique d'une pompe centrifuge multicellulaire par analyse vibratoire », Université des Sciences et de la Technologie MOHAMED BOUDIAF, Faculté de Génie Mécanique, Oran, 2014 ;

## Références bibliographiques

---

[39] Mr. BENSEBTI Tahar « *Diagnostic d'un compresseur centrifuge par analyse vibratoire* » mémoire de master, université des sciences et technologie Mohamed Boudiaf, Oran, 2014 ;

[40] BOUMAILA AHMED DHIA EDDINE « Diagnostic des défauts d'un ventilateur M14A par analyse vibratoire au niveau de l'unité SIDER TSS » mémoire de master, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR, Annaba, 2018 ;

[41] NOUREDDINE Chikh « analyse spectrale des vibrations application à la maintenance des équipements » université de boumerdes, juin 2005 ;

[42] IV.12.Issam MOUMENE « identification des défauts mixtes d'engrenage et de roulement par analyse vibratoire » mémoire de magister, Université de 08 Mai 45, Guelma, 2010 ;