RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ Dr YAHIA FARES DE MÉDÉA
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE DE LA MATIÈRE

Mémoire de fin d'étude

Pour l'obtention du diplôme de Master En Génie Mécanique

option Conception Mécanique

Théme

Suivi de l'état d'un compresseur par l'analyse des vibrations

Proposé et dirigé par : *Dr.boumahdi mouloud*

Présenté par: *Mr.ben brih mohamed*

Promotion: 2011-2012

Remerciements

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Mes sincères remerciements à mon promoteur Monsieur BOUMAHDI MOULOUD, pour m'avoir conseillé, dirigé pendent la réalisation de ce travail.

Mes remerciements vont également aux tous les enseignants qui ont participé à notre formation et l'aide qu'ils nous ont fourni pendant la période d'étude.

Mes remerciements vont également aux ingénieurs et aux techniciens de l'unité de maintenance du Complexe SAIDAL pour leurs aides et conseils particulièrement :

Mr : Hamouche mohamed

Mr : Madjdoub Mohamed

Mr :Zine el Abidene

Je tiens également à ne pas oublier tous mes amis et mes camarades de la promotion, et tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

SOMMAIRE

SOMMAIRE	
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
Chapitre 1 : Les techniques de Surveillance	
.introduction…….	2
1.1. Notions des vibrations mécaniques…….....	2
1.1.1. Définition: (norme AFNOR E 90 0001)…….....	2
1.1.2. Origine des vibrations…….....	2
1.1.2.1 .Vibrations de machines voisines…….....	3
1.1.2.2. Vibrations d'origine électrique……..	3
1.1.2.3. Résonance de la structure ou du rotor……..	3
1.1.3. Les différentes formes de vibration : [1]…….....	3
1.1.3.1. Vibrations Harmoniques…….....	4
1.1.3.2. Vibration Périodique…….	4
1.1.3.3. Vibrations Apériodiques……..…….	5
1.1.4. Représentation d'un signal vibratoire…….....	5
1.1.4.1. La classification des signaux……..…….....	6
1.1.4.2. Les différentes représentations du signal……..	6
1.1.4.2.1. Représentation temporelle……..…..……..	6
1.1.4.2.2. Représentation vectorielle……..…..……..	7
1.1.4.2.3. Représentation spectrale (ou fréquentielle)…….....	7
1.1.5. Les modes de détection.....	8
1.1.5.1. Valeur Efficace X_{eff} …….....	8
1.1.5.2. Valeur crête X_c…….	8
1.1.5.3. Valeur Crête A Crête X_{cc} …….....	8
1.1.1.5.4. Valeur moyenne X_m …….....	9
1.1.5.5. Relations entre les Différents Modes De Détection …….....	9
1.1.6. Les grandeurs de mesure……..…….....	9
1.1.6.1. Déplacement vibratoire x (t)…….....	9
1.1.6.2. Vitesse vibratoire v (t) …….....	10
1.1.6.3. accélération-vibratoire a(t)…….....	10
1.2. Principales activités de l'analyse vibratoire...…...…….....	11
1.2.1. La surveillance……..……..	11
1.2.2. Le diagnostic ……..	11
1.3. Préliminaires à la surveillance ……	13
1.3.1. Classement « VIS » des machines…….....	13
1.3.2. Points de mesure…….....	13
1.3.2.1. Mesures de déplacements radiaux …….....	13
1.3.2.2. Mesures de déplacements axiaux……	14
1.4. Les capteurs de vibration……..…….....….	14
1.4.1. Capteur de déplacement….....	14

1.4.2. Capteur de vitesse (Vélocimétries) …….....	15
1.4.3. Capteurs D'accélération (Accéléromètres)…….….....	16
1.5. vibration absolue et relative……...…….……	18
1.5.1. Vibrations absolues…….	18
1.5.2. Vibrations relatives….....	18
1.6. La surveillance par Analyse des huiles.....	20
1.6.1. Fonctions des lubrifiants ……...	20
1.6.2. Classification des huiles …….....	21
1.6.2.1. Classification des huiles industrielles……..	21
1.6.2.2. Classification des huiles finies selon leurs viscosités……..	2
1.6.3. Surveillance et maintenance des lubrifiants…….....	22
1.6.4. Les méthodes d'analyse des lubrifiants.....	23
1.6.4.1. Analyse de la contamination des lubrifiants……..	23
1.6.4.2 Analyse de la dégradation des lubrifiants…….....	23
1.7. La surveillance par Analyse Thermique……	24
1.7.1. Mesure de température par contact……	25
1.7.2. Mesure de température sans contact…….....	25
1.7.2.1. La thermographie infrarouge…….....	25
1.7.2.2. Principe de la thermographie…….....	26
1.7.2.3. Utilisation de la thermographie Infrarouge en Maintenance prédictive …….	26
1.7.2.4. Détecteur infrarouge……..……..	27
1.7.2.4.1. Détecteurs Quantiques…….....	27
1.7.2.4.2. Détecteurs Thermiques…….....	27
1.7.2.5. Système de Mesure par thermographie Infrarouge….....	28
1.7.2.6. Les avantage de La thermographie dans l'industrie…….....	28
2.1. Reconnaissance des principales anomalies ….…….…….……	29
2 .2.déséquilibre : défaut de balourd…….……....	30
2.2.1. Spectre d'un déséquilibre pur…….....	31
2.3. Défaut d'alignement …….	32
2.3.1. Origine du défaut :……..…....	32
2.3.2. Signature du défaut d'alignement…….....	33
2.4.1 Défaut de paliers lisses….....	34
2.5. Défaut de desserrage et de jeu…….……	36

2.7. Défaut de dentue …….…….....	38
2.7.1. Signature d'un engrenage …….....	39
2.7.2. Signature d'une détérioration de dent ……..	39
2.7.3. Défaut d'excentricité …….....	40
2.7.4. Gravité des défauts :…….	41
2.8. Circuits hydrauliques / ventilateurs…….	42
2.8.1. Passages d'aubes …….	42
2.9. Défauts spécifiques aux roulements ……..….	43
2.9.1. Durée de vie des roulements :…….....	41
2.9.2. Processus de dégradation d'un roulement ……	43
2.9.3. Fréquences caractéristiques…….....	44
2.9.3.1. Modulation d'amplitude de BPFI ……..	45
2.9.4. Signatures vibratoires des défauts d'écaillage …….....	45
2.9.5. Rupture de cage……	47
2.9.6. Défaut de billes ……	47
2.9.7. Défauts de déversement…….....	48
Chapitre 3 : Suivi de l'état d'un compresseur……	49
3.1. Présentation de l'entreprise	49
3.1.1 Description ……	49
3.1.2. Ateliers de production …….....	49
3.1.3. Laboratoire du contrôle de qualité……	49
3.2. Schéma de la direction maintenance…….....	50
3.2.1 Définition générale …….....	51
3.2.2 Objectifs de la maintenance …….....	51
3.2.3. Les différentes formes de maintenance ……..……...	51
3.2.4. Les opérations de la maintenance……	53

3.2.5. La maintenance conditionnelle …….....	54
3.2.6. La mise en place d'un programme de maintenance conditionnelle	54
3.3. Organisation du travail…….	56
3.3.1Outils de mesures…….……	56
3.3.2. Réunit les fonctions de dix appareils …….....	57
3.3.4. Préparation de la mesure……....	57
3.3.5. Etude de cas : exemples de diagnostic……	58
3.3.6. Compresseur THERMO-MECANICA…….....	59
3.3.6.1. Fiche technique du compresseur……..	60
3.3.6.2. Caractéristiques techniques du compresseur centrifuges	60
3.4. Surveillance et diagnostic des défauts…….....	61
3.4.1. Décibels, niveaux de référence, alerte et danger…….....	61
3.4.2. Indicateurs de surveillance……..	62
3.4.3. Indicateurs basses fréquences……	62
3.4.4. Indicateurs hautes fréquences ……	63
3.4.5. Indicateurs spécifiques aux roulements ……	64
3.5. Détection des défauts…….	65
3.5.1. Les mesures des vibrations globales du moteur et compresseur A ……	65
3.5.2. Les mesures des vibrations globales du moteur et compresseur B	67
3.5.3. Les mesures des vibrations globales du moteur et compresseur C……..	70
3.5.4. La mesure vibratoire de moteur-compresseur C …….	73
3.5.5. Défauts après étude des mesures puises et bu diagramme il eu résulte…….……	
3.6. Diagnostic …….....	75
3.6.1. Résolution spectrale ……..……..	75
3.6.2. Diagnostic du défaut……	76
3.6.2.1. Fréquences caractéristiques……..	76
3.7. Spectre FFT ……..	79

3.7.1. Compresseur A ……...	79
3.7.2. Compresseur B…….	81
3.7.3. Compresseur C…….	82
Conclusion générale……	85
Bibliographiques…….……..……..	86

---------TABLE DES FIGURES---------

CHAPITRE 1	
Figure 1.1 :	éléments d'une machine tournant
Figure 1.2 :	Vibration harmonique
Figure 1.3 :	Vibration périodique
Figure 1.4 :	Vibration Aléatoire
Figure 1.5 :	signal vibratoire
Figure 1.6 :	signal vibratoire Classification des signaux
Figure 1.7 :	Représentation temporelle
Figure 1.8 :	Représentation vectorielle
Figure 1.9 :	Représentation spectrale
Figure 1.10 :	Différence entre représentation spectrale linéaire et logarithmique (en amplitude)
Figure 1.11 :	Les modes de détection
Figure 1.12 :	Les grandeurs de mesure
Figure 1.13 :	principales activités de l'analyse vibratoire
Figure 1.14 :	place les capteurs
Figure 1.15:	Mise en place des capteurs de Déplacement sur le palier d'une Turbomachine
Figure 1.16 :	mesure les déplacements axiaux
Figure 1.17 :	Capteur de déplacement (courants de Foucault)
Figure 1.18 :	Capteur de vitesse (principe électrodynamique
Figure 1.19 :	Accéléromètre fonctionnant sur le principe piézo-électrique
Figure 1.20 :	placement des accéléromètres
Figure 1.21 :	placement des capteurs de proximité
Figure 1.22 :	modes de fixation utilisable selon les plages de fréquences
CHAPITRE 2	
Figure 2.1 :	balourd statique
Figure 2.2 :	la fréquence du signal
Figure 2.3 :	balourd dynamique
Figure 2.4 :	Spectre théorique d'un défiant de déséquilibre
Figure 2.5 :	Spectre réel d'un ventilateur tournant à 2925 tr/min
Figure 2.6 :	Désalignement
Figure 2.7 :	La fréquence du signal
Figure 2.8 :	Spectre théorique d'un défiant d'alignement
Figure 2.9 :	Spectre réel d'un compresseur à 1500 tr/min
Figure 2.10 :	Les contraintes sur un palier lisse.
Figure 2.11 :	Image vibratoire d'un fouettement d'huile
Figure 2.12 :	Image vibratoire d'un tourbillon d'huile

Figure 2.13 **:** signal temporel écrêté
Figure 2.14 : spectre typiques de jeu
Figure 2.15 : Transmission par courroies
Figure 2.16 : d'engrenages
Figure 2.17 *:* fréquence d'engrènement
Figure 2.18 : spectre théorique d'un engrenage
Figure 2.19 : spectre théorique d'engrenage présentant une den détériorée
Figure 2.20 : spectre théorique d'engrenage présentant un défiant d'excentricité
Figure 2.21 : spectre réel d'pignon tournant à 1500 tr/min
Figure 2.22 : spectre réel précédent autour de la fréquence d'engrènement
Figure 2.23 : processus dégradation
Figure 2.24 : fréquences caractéristiques d'un roulement à billes
Figure 2.25 : d'amplitude de BPFI
Figure 2.26 : d'amplitude de BPFO
Figure 2.27 : spectre théorique d'un défiant d'écaillage d'un roulement
Figure 2.28 : spectre roulement dont la fréquence de bague externe
Figure 2.29 : spectre roulement dont la fréquence de bague intérieure
Figure 2.30 : spectre théorique d'un défiant de bille d'un roulement
Figure 2.31 : déversement

CHAPITRE 3

Figure 3.1 : direction de maintenance
Figure3. 2 : VIBROPORTE 30
Figure 3.3 : compresseur centrifuge centac
Figure 3.4 : compresseur centrifuge contact
Figure 3.5 : zones de diagnostic sévérité
Figure 3.6 : valeur crête et efficace l'accélération
Figure 3.7 : état du compresseur en charge
Figure 3.8 : moto-compresseur A
Figure 3.9 : position A1
Figure 3.10 : position A2
Figure 3.11 : position A6
Figure 3.12 : moto-compresseur B
Figure 3.13 : position B1
Figure 3.14 : position B2
Figure 3.15 : position B6
Figure 3.16 : moto-compresseur C
Figure 3.17 : position C2
Figure 3.18: position C6
Figure 3.19: moteur Electric

Figure 3.20: moteur Electric
Figure 3.21: roue et pignon
Figure 3.22: Quatre roues et grande roue dentée
Figure 3.23: mesures prélevées par VIBROPORT
Figure 3.24: Spectre FFT
Figure 3.25 : mesures prélevées par VIBROPORT
Figure 3.26 : Spectre FFT
Figure 3.27 : mesures prélevées par VIBROPORT
Figure 3.28 : Spectre FFT

---------LISTE DES TABLEAUX---------

CHAPITRE 2

Tableau 2. 1 : Reconnaissance des Défauts

CHAPITRE 3

Tableau 3. 1 : avantages et inconvénients
Tableau 3. 2 : définir les seuils d'alerte et de danger
Tableau 3.3 : mesures dans la position 1A
Tableau 3. 4 : mesures dans la position 2A
Tableau 3. 5 : mesures dans la position 1B
Tableau 3.6 : mesures dans la position 2B
Tableau 3.7 : mesures dans la position 3B
Tableau 3.8 : mesures dans la position 1C
Tableau 3.9 : mesures dans la position 2C
Tableau 3.10 : mesures dans la position 3C
Tableau 3.11: mesure globale 1
Tableau 3.12 : mesure globale 2
Tableau 3.13: mesure de la valeur RMS de la vitesse
Tableau 3.14 : Pics
Tableau 3.15 : mesure de la valeur RMS de la vitesse
Tableau 3.16 : Pics
Tableau 3.17 : mesure de la valeur RMS de la vitesse
Tableau 3.18: Pics

INTRODUCTION GÉNÉRALE

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. Suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournant à des vitesses de rotation différentes. Mais ce qui caractérise avant tout ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements et engrenages, notamment) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de défaillance sont donc multiples : l'écaillage d'un roulement, la rupture d'une dent d'un engrenage, le désalignement d'un des axes, etc.

Les machines tournantes jouent un rôle vital dans la production (c'est le cas par exemple d'une presse dans le domaine de l'imprimerie, d'un broyeur de cimenterie ou encore d'une centrifugeuse dans un réacteur chimique…), 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 grande variété de techniques d'analyse. L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus utilisée dans le suivi de l'état d'une machine tournant.

Dans la présente étude, nous avons utilisé l'analyse vibratoire pour la de détection et le diagnostic des défauts d'une machine tournante. Dans le cas présent : compresseur.

Cette étude est basée sur des données historiques prélevées par des accéléromètres fixés sur plusieurs positions du compresseur. Après la collection des données, des analyses ont été effectuées par l'utilisation des outils spécifiques pour la détection et l'densification des défauts.

Dans le chapitre 1, nous avons présenté les techniques de surveillance. Le chapitre 2 montre les principats défauts des machines tournantes et le dernier chapitre expose le suivi de l'état du compresseur par l'analyse des vibrations.

Notre stage auprès le complexe de SAIDAL, nous a permis de familiariser avec les techniques et les outils utilisés dans la maintenance des machines tournantes par analyse vibratoire.

Introduction

L'analyse vibratoire est un des moyens utilisés pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement. Cela s'inscrit dans le cadre d'une politique de maintenance prévisionnelle de l'outil de production industrielle. Les objectifs d'une telle démarche sont de :

- Réduire le nombre d'arrêts sur casse ;
- Fiabiliser l'outil de production ;
- Augmenter son taux de disponibilité ;
- Mieux gérer le stock de pièces détachées, etc.

À partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique.

1.1. NOTIONS DES VIBRATIONS MECANIQUES

1.1.1. Définition (norme AFNOR E 90 0001)

La variation avec le temps de la valeur d'une grandeur caractéristique du mouvement ou la position d'un système mécanique, lorsque la grandeur est alternativement plus grande est plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. **[1]**

1.1.2. - Origine des vibrations sur les machines tournantes :

L'analyse vibratoire est utilisée en MPC pour la surveillance des machines tournantes. Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer :

-Un rotor

- Une stator

-Des liaisons

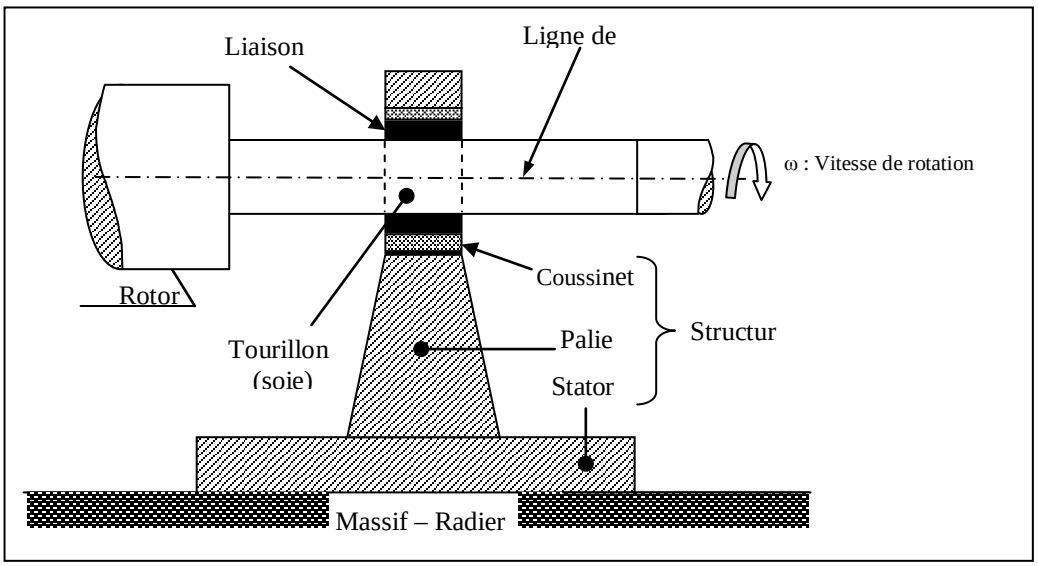


Figure 1.1: Éléments d'une machine tournante

Le rotor tourne autour d'une ligne de rotation par l'intermédiaire de liaisons ayant pour support la structure de la machine. La rotation du rotor engendre des forces qui dépendent de l'état des machines. Ces efforts vont se répercuter sur tous les éléments de la machine.

1.1.2.1 .Vibrations de machines voisines

Le sol et les socles de fixation peuvent transmettre les vibrations d'une machine à l'autre. Si l'on arrête la machine voisine mise en cause, le pic spectral disparaît.

1.1.2.2. Vibrations d'origine électrique

Les vibrations des parties métalliques du stator et du rotor sous l'excitation de champs électromagnétiques produisent des pics à des fréquences égales à celle du secteur et à ses harmoniques ; l'augmentation de ces pics peut être le signe de la dégradation du moteur.

1.1.2.3. Résonance de la structure ou du rotor

Chaque sous-ensemble de la machine possède une fréquence propre de résonance qui est fonction de paramètres multiples tels que la rigidité, la masse, la forme géométrique.
Si une excitation quelconque possède une fréquence voisine de celle de la résonance, un pic apparaît dans le spectre.

1.1.3. Les différentes formes de vibration [2]

On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité), On distingue ainsi les vibrations :

- Harmoniques
- Périodiques
- Apériodiques

1.1.3.1. Vibrations Harmoniques

Une vibration harmonique est une vibration périodique particulière dont le diagramme amplitude temps est représenté par une sinusoïde (fig.2)
Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle qui est générée par le balourd d'un rotor en mouvement

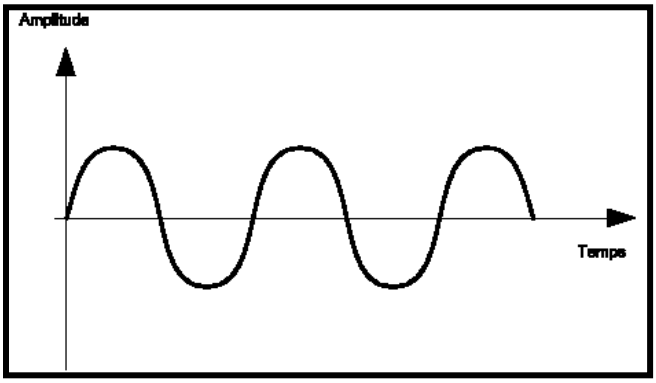


Figure 1.2 : Vibration harmonique [6]

Elle est décrite par l'équation suivante

$$X(t)=X \sin(\omega t + \varphi) \qquad (1.1)$$

ω : vitesse angulaire ou pulsation du mouvement (2πf),

f : fréquence du mouvement,

φ : phase de mouvement par rapport à un repère dans le temps.

1.1.3.2. Vibration Périodique

Une vibration périodique est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé période (figure I-3).

Une telle vibration est crée par excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquemment rencontré sur les machines.

Une vibration périodique est la composée de plusieurs vibrations harmoniques.

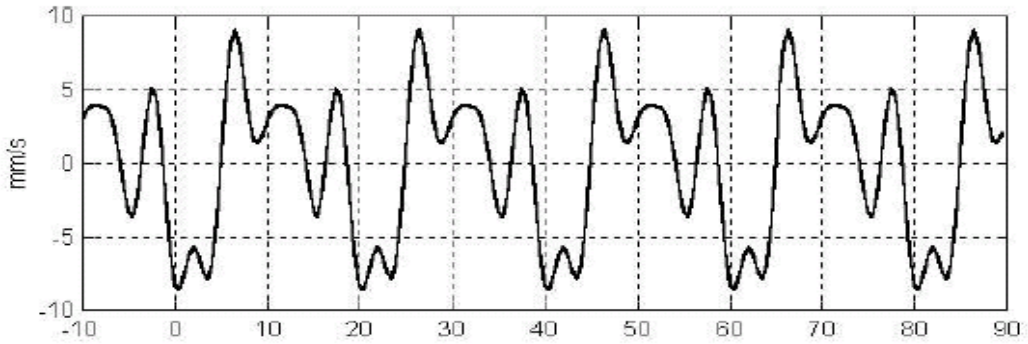


Figure 1.3 : Vibration périodique

Elle est décrite par l'équation

$$X(t)= \sum_{i=1}^{n} [X_i \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \qquad (1.2)$$

1.1.3.3. Vibrations Apériodiques

Une vibration apériodique est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est à dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps.

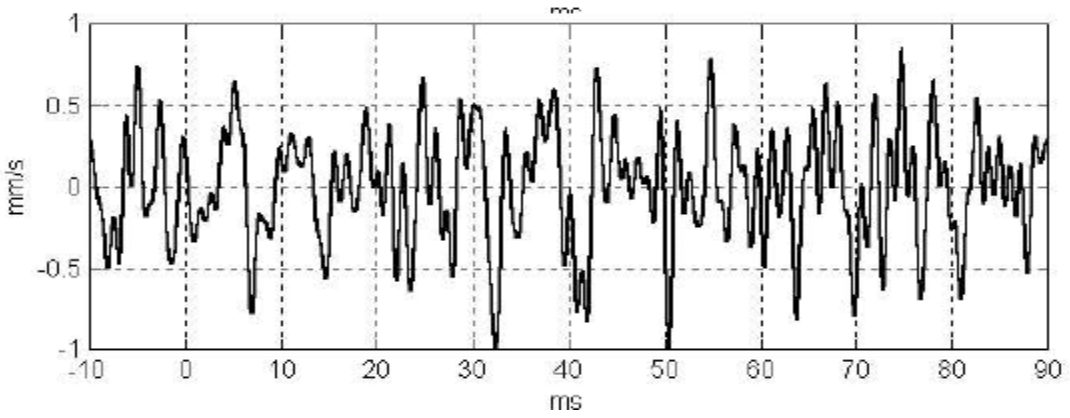


Figure 1.4 : Vibration Aléatoire

Elle décrite par l'équation :

$$X(t) = \sum_{i=1}^{\infty} [X_i \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \qquad (1.3)$$

1.1.4. Représentation d'un signal vibratoire

Le mouvement vibratoire le plus simple à étudier est celui traduisant le déplacement d'un point (A) situé sur un cercle et tournant à une vitesse de rotation w.

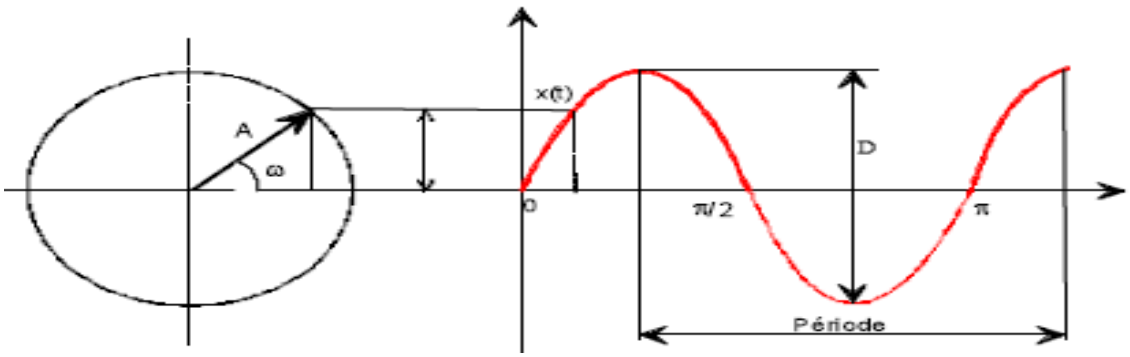


Figure 1.5 : signal vibratoire

La rotation de A entraîne une variation sinusoïdale de sa projection X qui répond à la relation : **X(t) = A sin (w t)**

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné.

Lorsque l'unité choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz.

Une vibration qui se produira 50 fois par seconde aura une fréquence de 50 hertz.

1 hertz = 1 cycle / seconde

1.1.4.1. La classification des signaux

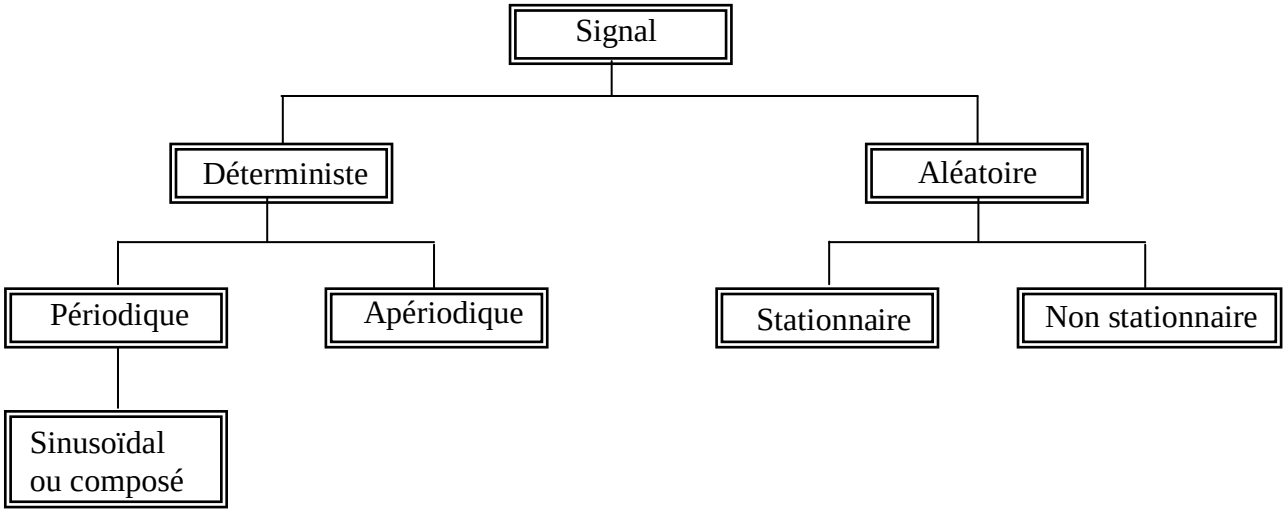


Figure 1. 6 : Classification des signaux

1.1.4.2. Les différentes représentations du signal

Si on décrit mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons : $x(t) = X \sin(\omega_0 t + \varphi_0)$.

1.1.4.2.1. Représentation temporelle

C'est une représentation en amplitude fonction temps (Fig. **1.7)**.

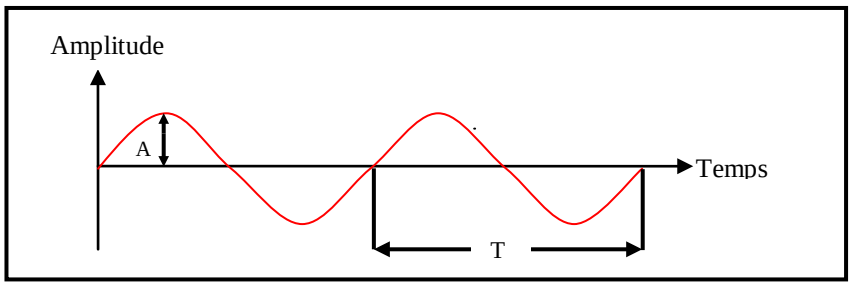


Figure 1.7 : Représentation temporelle

1.1.4.2.2. Représentation vectorielle

.

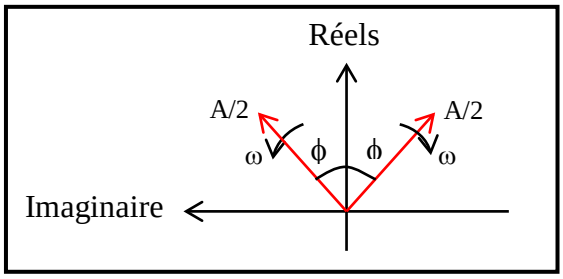


Figure 1.8 : Représentation vectorielle

1.1.4.2.3. Représentation spectrale (ou fréquentielle)

C'est une représentation en amplitude fonction fréquence soit en :

- échelle linéaire.
- échelle logarithmique.



Figure 1.9 : Représentation spectrale

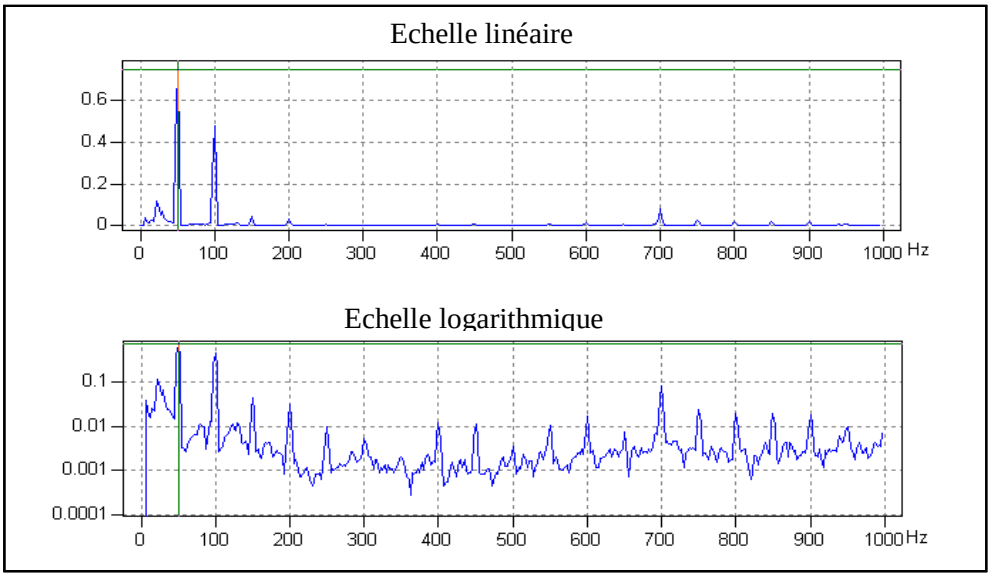


Figure 1.10 : Différence entre représentation spectrale linéaire et logarithmique (en amplitude)

L'échelle logarithmique est particulièrement intéressante pour décrire les amplitudes car elle présente une particularité de dilater les bas niveaux et de compresser les hautes. Ce qui est nécessaire pour visualiser sur un même diagramme des composantes dont le rapport des amplitudes peut atteindre un facteur 1000

1.1.5. Les modes de détection [2]

En mesure vibratoire, on utilise couramment trois modes de détection :

- Valeur efficace
- Valeur crête
- Valeur crête à crête
- Valeur moyenne

1.1.5.1. Valeur Efficace X_{eff}

Pour une vibration périodique, la valeur efficace est la moyenne quadratique des valeurs efficaces de chacune des vibrations harmoniques la constituant :

$$X_{eff} = \sqrt{\left(X_{1\,eff}^{2} + X_{2\,eff}^{2} + \ldots + X_{n\,eff}^{2}\right)}$$

ou

$$X_{eff} = \sqrt{\left(1/T \int_{0}^{T} x^{2}(t)dt\right)} \qquad (1.4)$$

Dans la littérature, X_{eff} peut également être notée **(rms ⇒ root mean square)**

1.1.5.2. Valeur crête X_c

La valeur crête d'une vibration est la valeur maximale prise par la valeur x(t) dans l'un des sens positif ou négatif.

1.1.5.3. Valeur Crête A Crête X_{cc}

La valeur crête à crête d'une vibration est la somme des deux valeurs crêtes pour les sens positif et négatif.

1.1.5.4. Valeur moyenne X_m

C'est la valeur constante qui correspond à la moyenne du signal sur une période *T*.

$$\text{Moyen} = \frac{1}{T}\int_0^T |x(t)|dt \tag{1.5}$$

X_{moy} est inférieure à la valeur crête.

1.1.5.5. Relations entre les Différents Modes De Détection

Pour une vibration harmonique, à l'exclusion de toute autre vibration périodique, les relations suivantes sont vérifiées :

$$\begin{aligned} X_{eff} &= \frac{X_c}{\sqrt{2}} = \frac{X_{cc}}{2\sqrt{2}} \\ X_c &= X_{eff}.\sqrt{2} = \frac{X_{cc}}{2} \\ X_{cc} &= X_{eff}.2\sqrt{2} = 2.X_c \end{aligned} \tag{1.6}$$

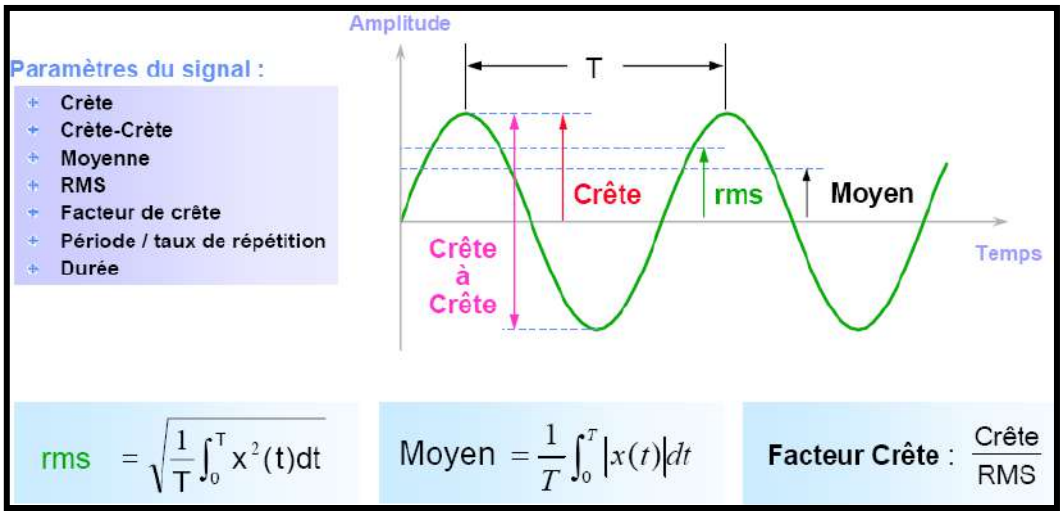


Figure 1.11 : Les modes de détection

1.1.6. Les grandeurs de mesure

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes :

Déplacement- vitesse- Accélération.

1.1.6.1. Déplacement vibratoire x (t)

Le déplacement x (t) d'une vibration est décrit par l'équation: $x(t) = X \sin(\omega t + \varphi)$ [µm].

1.1.6.2. Vitesse vibratoire v (t) :

La vitesse v (t) de cette vibration s'obtient par dérivation du déplacement :

$$v(t) = \frac{d(x)}{dt} = x.\omega . \cos(\omega t + \varphi) \qquad v(t) = V.\sin(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2})[mm/s].$$

1.1.6.3. Accélération vibratoire a(t)

L'accélération a (t) de cette vibration s'obtient par dérivation de la vitesse:

$$a(t) = \frac{d(v)}{dt} = V.\omega.\cos(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}) \qquad a(t) = A.\sin(\omega t + \varphi + \pi)[m/s^2].$$

L'unité d'accélération de la pesanteur [g],

Relations entre **A, V et S**

$$\mathbf{X} = |\frac{V}{\omega} = \mathbf{A/\omega^2} \qquad \mathbf{V = S.\omega} = \frac{A}{\omega} \qquad \mathbf{A = V.\omega = S.\omega^2} \qquad (1.7)$$

.

L'équation (1.6) montre que l'on choisira préférentiellement :

• La grandeur déplacement pour détecter des phénomènes à basse fréquence ($\omega = 2\pi f$ petit)

• La grandeur accélération pour détecter des phénomènes à haute fréquence ($\omega = 2\pi f$ grand)

• La grandeur vitesse pour détecter des phénomènes se situant dans une large gamme de fréquence ($\omega = 2\pi f$ moyen).

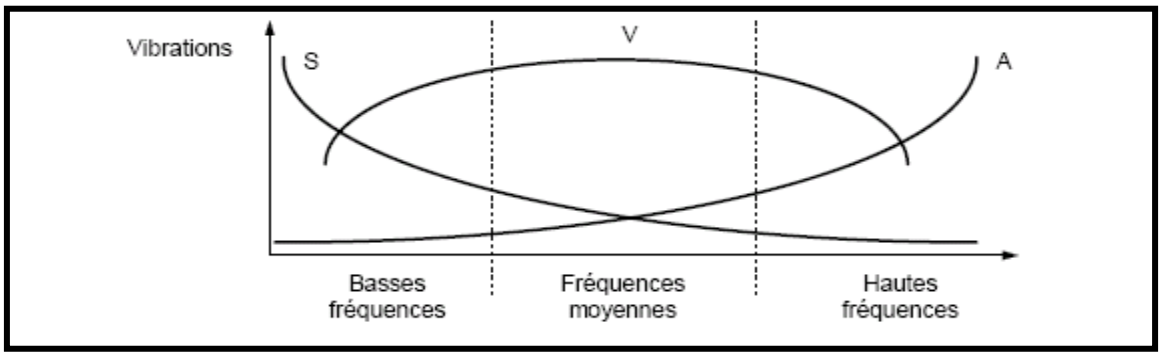


Figure 1.12 : Les grandeurs de mesure [2]

1.2. Principales activités de l'analyse vibratoire [3]

1.2.1. La surveillance

Le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la **signature** alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable.

1.2.2. Le diagnostic

Il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire.

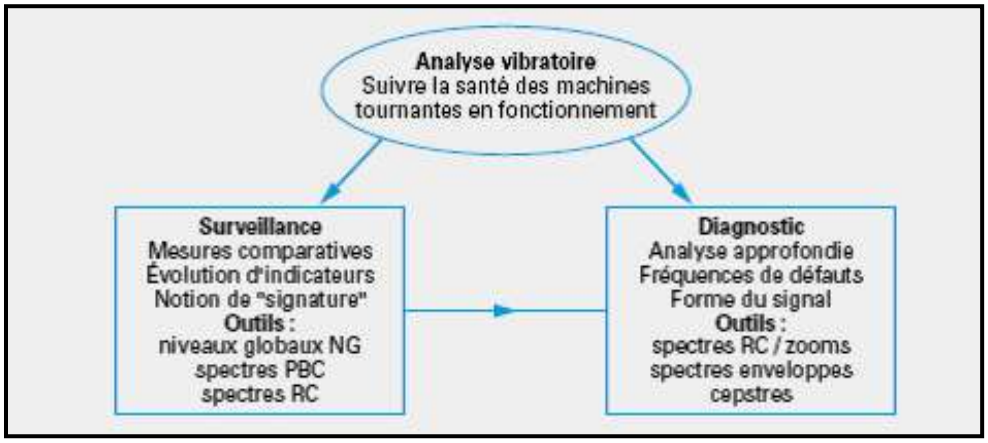
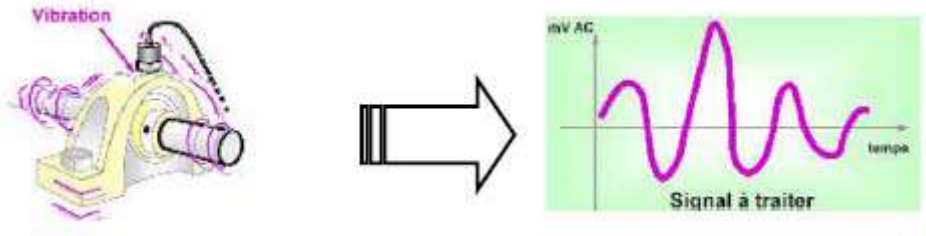


Figure 1.13 : principales activités de l'analyse vibratoire [3]

- Matériel de mesure

- La première méthode de mesure des vibrations est l'homme.
- Cette méthode a ses limites dues à la précision de mesure de nos sens.
- C'est pourquoi on préférera utiliser un capteur.
- Le but de ce capteur est de transformer la vibration
- en un signal exploitable que l'on va pouvoir traiter.





Les 3 grandeurs que l'on est amené à mesurer en technique vibratoire sont le déplacement, la vitesse et l'accélération. En analyse vibratoire des machines tournantes, on utilise principalement des accéléromètres que l'on dispose au niveau des paliers comme indiqué sur la figure suivante. Les capteurs correctement positionnés sont les capteurs A **{position «radiais)** et C **{position « axial»).** Le capteur B est trop loin du palier. Le palier D n'est pas sur une structure rigide.

Les vibrations dépendant des mobilités des structures (jeu, manque de rigidité), il faut les positionner au plus près des paliers sur des structures rigides. Les capteurs peuvent être fixés de différentes façons sur les structures. La solution donnant le résultat le plus fidèle à la réalité est la fixation par goujon. C'est en effet la solution de montage la plus rigide donc provoquant le moins de pertes du signal de départ

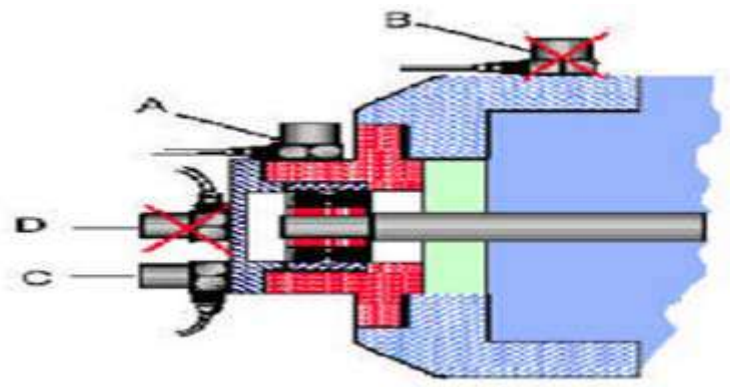


Figure 1.14 : place les capteurs

1.3. Préliminaires à la surveillance [3]

1.3.1. Classement « VIS » des machines

- **Machines Vitales** : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables ;
- **Machines Importantes** : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi ;
- **Machines Secondaires** : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

1.3.2. Points de mesure

L'implantation de l'accéléromètre sur les machines est, elle aussi, très importante. Chaque campagne de mesures doit être effectuée en des points précis et toujours les mêmes. En effet, un phénomène mécanique peut donner des images vibratoires sensiblement différentes en fonction du point de mesure. On essaiera toujours de rapprocher le plus possible les points de mesure des paliers. Cela permet d'obtenir les images les plus fidèles des défauts mécaniques (bande passante de la chaîne d'acquisition maximale, amortissement minimisé). Pour avoir une image complète des vibrations (en trois dimensions), il faut prendre les mesures selon trois directions perpendiculaires sur chaque palier de la machine surveillée : deux directions radiales (horizontale et verticale) et une direction axiale

1.3.2.1. Mesures de déplacements radiaux

La prise des mesures de vibrations radiales s'effectue à l'aide de deux capteurs fixés à demeure au travers du palier et disposés sur sa périphérie, suivant un angle voisin de 90° (Figure.**1-15**)

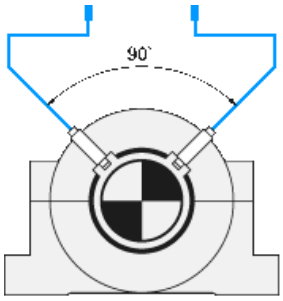


Figure 1.15 : Mise en place des capteurs de Déplacement sur le palier d'une Turbomachine

1.3.2.2. Mesures de déplacements axiaux

Pour obtenir ces mesures, la sonde sera placée en un point fixe parallèlement à l'axe du rotor et visera soit l'extrémité de l'arbre soit un épaulement.

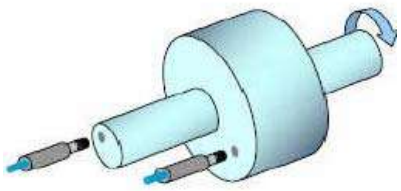


Figure 1.16: mesure les déplacements axiaux

1.4. Les capteurs de vibration

Selon la gamme des fréquences étudiées, un capteur doit mesurer soit le déplacement, la vitesse, l'accélération. on distingue trois principes utilisés :

- Déplacement : principe des courants de Foucault.
- Vitesse : principe électrodynamique.
- Accélération : principe piézo-électrique.

1.4.1. Capteur de déplacement [2]

Il existe des capteurs de déplacement :

- Inductifs
- Capacitifs
- A courant de Foucault

C'est ce dernier principe qui s'est imposé dans le monde entier. Le capteur qui mesure le déplacement d'après le principe de courant de Foucault est constitué d'une bobine et d'un câble de raccordement. Ce câble, pour des raisons d'ordre pratique, présente le plus souvent une interruption (connecteur).

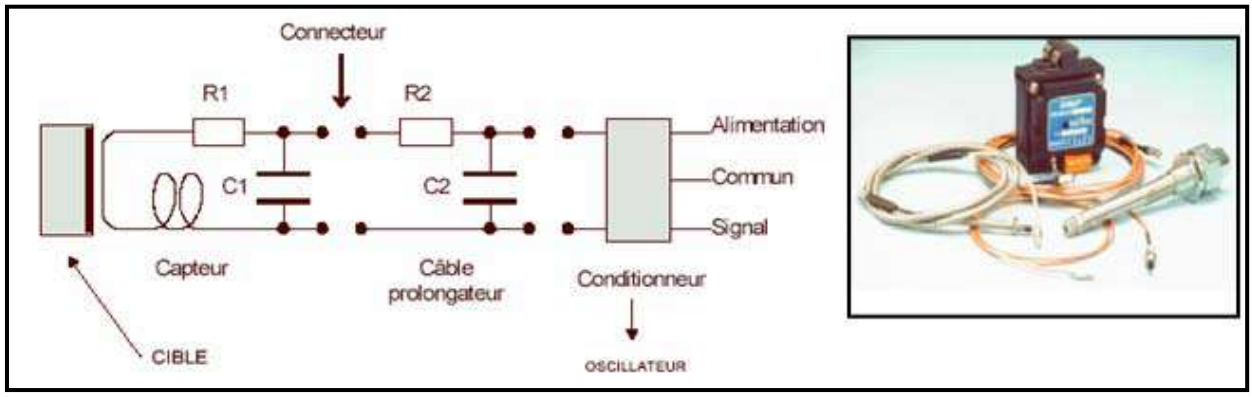


Figure 1.17: Capteur de déplacement (courants de Foucault)

- **Plage de fréquence :**

Ce type de capteur peut mesurer une distance "statique" (fréquence nue), et sa bande de fréquence est limitée, en fait, par sa sensibilité, car les déplacements deviennent très faibles en hautes fréquences.

1.4.2. Capteur de vitesse (Vélocimétries)

- **Principe électrodynamique [4]**

Le principe électrodynamique est le plus robuste et facile à mettre en œuvre. Par contre, il est adapté aux machines à faible vitesse. Un aimant permanent (1) génère une induction magnétique constante *B*. Les lignes de champs se referment par l'intermédiaire du boîtier (3). Une bobine (4) suspendue par des membranes (5) et (6) peut se déplacer dans la direction des lignes de champs. Une force électromotrice *(f.e.m)* d'induction *e* est générée. Cette force est le produit de la vitesse de vibration, de l'induction magnétique *B* et de la longueur *l* de l'enroulement.

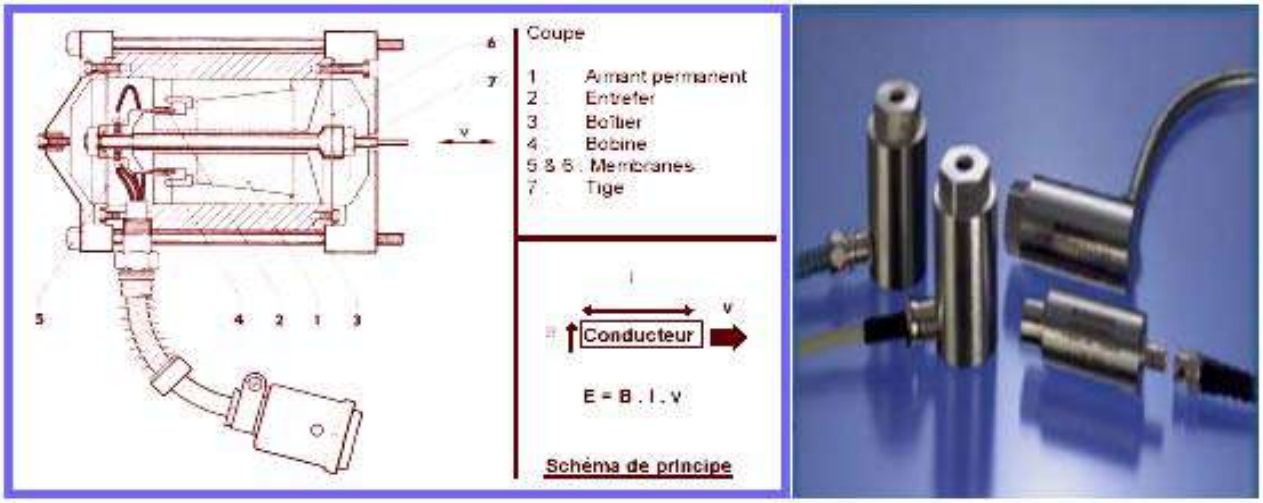


Figure 1.18: Capteur de vitesse

- **Plage de fréquence :**

Le vélocimétrie a très souvent une plage de fréquence limitée à la bande 10-1 000 Hz environ.

1.4.3. Capteurs D'accélération (Accéléromètres)

Une caractéristique de l'accéléromètre est sa très grande dynamique, c'est à dire sa capacité à détecter simultanément des phénomènes de très grande et de très faible amplitude. Typiquement, cette capacité est de160 dB. [5]

Mesure Des Accélérations Vibratoires D'après Le Principe Piézo-électrique :

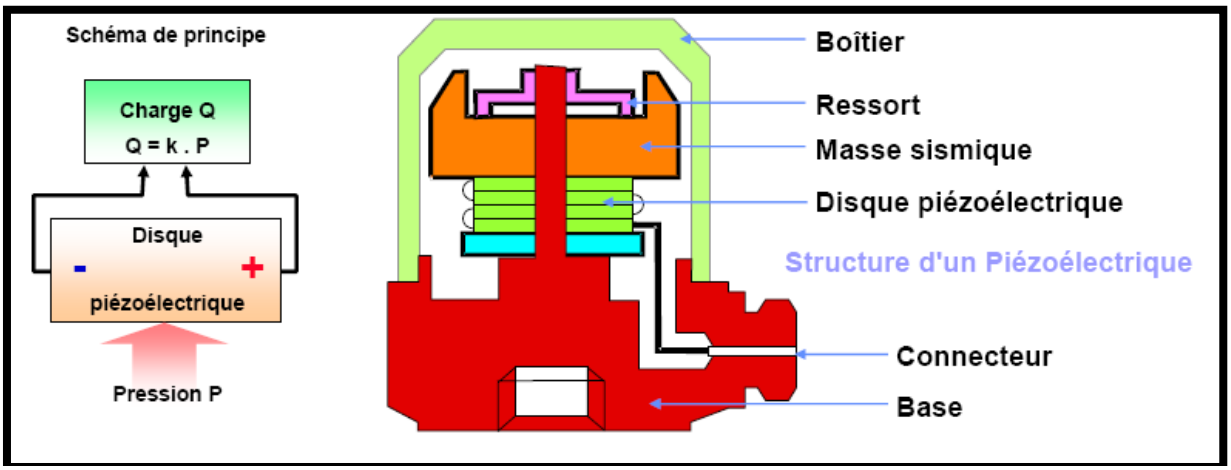


Figure 1.19: Accéléromètre fonctionnant sur le principe piézo-électrique. [2]

Les éléments actifs de ce type de capteur (figure-19) sont des disques de cristal piézo-électrique présentant la propriété de transformer une sollicitation mécanique (pression ou cisaillement) en charges électriques. Ces disques sont pris entre deux masses relativement importantes par l'intermédiaire d'un ressort de tarage élevé. Lorsque le capteur est soumis à une vibration, les masses exercent une pression alternative sur les disques qui, grâce à leur effet piézo-électrique, créent une variation de charge électrique proportionnelle à la force appliquée et donc à l'accélération des masses.

-Plage de fréquence:

Associés à leurs amplificateurs de charges, ces capteurs présentent une très bonne bande passante:

- fréquence de coupure basse: inférieure à 1 Hz
- fréquence de coupure haute: supérieure à 10 000 Hz

Très souvent, la fréquence de coupure basse est volontairement limitée à 3 ou 5 Hz, afin de réduire les parasites dus aux câbles.

-**Avantage**:

L'accéléromètre est, aujourd'hui, le capteur le plus utilisé dans l'analyse des vibrations pour les raisons suivantes:

- bande passante très bonne
- bonne d*ynamique* (rapport *signal*/bruit)
- taille réduite
- solidité (aucune pièce en mouvement).

1.5. Vibration absolue et relative

1.5.1. Vibrations absolues

La vibration absolue est le mouvement vibratoire d'une partie non rotative de la machine par rapport à un espace lié à la terre.

- **Mesure des vibrations absolues**

La mesure s'effectue au moyen des capteurs sismiques appelés accéléromètre ou vélocimétrie qu'a un axe de sensibilité pour avoir la mesure des vibrations de rotor.

- **Emplacement des capteurs**

Se fait sur chaque palier de la machine en axiale et radiale afin de pouvoir déceler le niveau maximal de vibration.

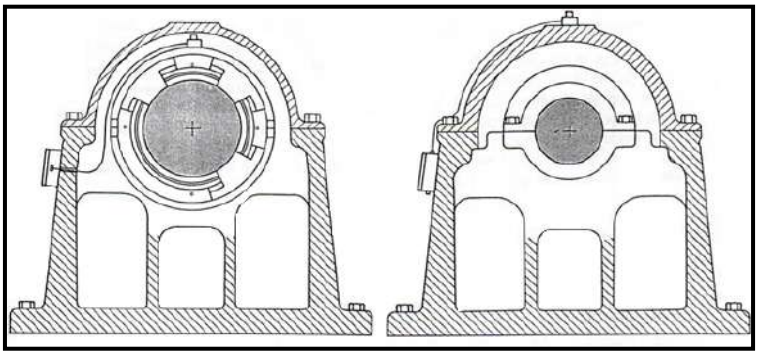


Figure 1.20 : placement des accéléromètres [6]

1.5.2. Vibrations relatives

La vibration relative est le mouvement d'une partie rotative de la machine par rapport à une partie non rotative.

- **Mesure de vibration relative**

Se fait principalement perpendiculairement à l'axe de rotation de l'arbre (vibration radiale) et accessoirement dans le sens de l'axe de rotation (vibration axiale) deux capteurs sont placés à proximité de chaque paliers selon deux axes perpendiculaires afin de pouvoir décelés le niveau maximale de vibration.

- **Emplacement des capteurs**

Les capteurs de proximité peuvent être montes directement sur les paliers à l'intérieur des enveloppes et qui sont généralement disposés à plus au moins 45de la verticale entre deux capteurs.

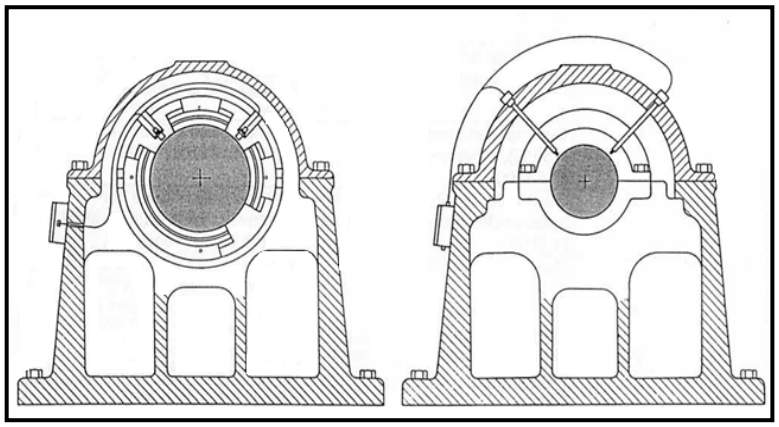


Figure 1.21 : placement des capteurs de proximité [6]

Mode de fixation des capteurs

Plusieurs modes de fixation existent : par goujon vissé ou embase collée, par embase magnétique ou par simple pression avec une pointe de touche. Le mode de fixation d'un

Capteur a une incidence considérable sur la bande passante de ce dernier et surtout sur la reproductibilité de la mesure qui est le fondement même de la surveillance. Il est nécessaire de réaliser une fixation parfaite de l'accéléromètre sur la structure. Les erreurs introduites affectent surtout la réponse en fréquence de l'accéléromètre et faussent la mesure.

Le graphique de la Figure 2.6 permet de guider le choix du mode de fixation le mieux adapté.

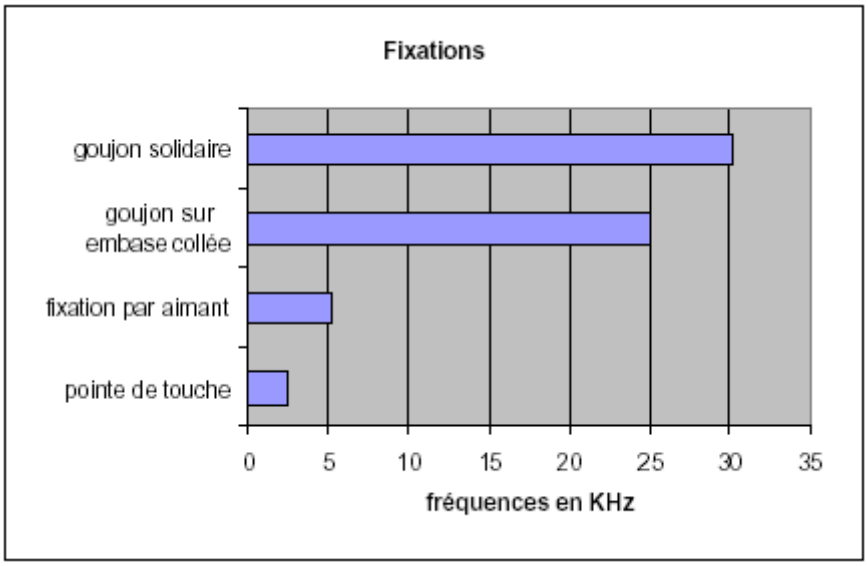


Figure 1.22 : Modes de fixation utilisables selon les plages de fréquences

Si les arbres des machines surveillées sont montés sur roulements (c'est notre cas), une surveillance par mesure sur les parties fixes permet une analyse très fine de l'état des machines. D'autre part, les coûts de préparation et de mise en œuvre sont très largement inférieurs à ceux de la technologie utilisant les capteurs à courants de Foucault.

1.6. La surveillance par analyse des huiles

Introduction

Les lubrifiants en service dans les installations industrielles et les moteurs sont soumis à des phénomènes de dégradation et de contamination qui évoluent dans le temps et les rendent inaptes à leur emploi.

Il est également possible de surveiller régulièrement les lubrifiants en service, afin de ne les remplacer que lorsqu'ils présentent des niveaux de dégradation et de contamination trop importants. Dans ce cas, les analyses mises en œuvre pour suivre les caractéristiques de l'huile fournissent aussi des informations utiles sur le fonctionnement des machines et leur usure

1.6.1. Fonctions des lubrifiants

- Diminuer les frottements et les résistances passives dans les machines ;
- Protéger les organes lubrifiés contre les diverses formes de corrosion et d'usure ;

- Evacuer la chaleur produite dans les moteurs ou lors de l'usinage, favoriser l'équilibre thermique des machines ;
- Améliorer l'étanchéité vis-à-vis des gaz, des liquides ou des poussières ;
- Eliminer les impuretés et les débris d'usure,
- Transmettre de l'énergie ou de la chaleur,
- Assurer l'isolation électrique,
- Améliorer l'état de surface des pièces usinées,……

1.6.2. Classification des huiles

1.6.2.1. Classification des huiles industrielles

a) les huiles machines

Selon la taille de la machine, on utilise des huiles différentes, par exemple les huiles spinales utilisées pour les mécanismes de précision (horlogerie, machine à coudre...)

b) les huiles isolantes

Elles sont utilisées dans les domaines électriques pour certains condensateurs ainsi que pour les interrupteurs ou les disjoncteurs et les transformateurs. ce sont en générale des huiles de type spindle, avec un indice de viscosité très faible.

c) les huiles de coupe

Utilisée pour les travaux des métaux.

d) Autres huiles industrielles

Il existe d'autres huiles industrielles telles que les huiles hydrauliques, les huiles turbines, l'huile caloporteur, les huiles pour compresseur à air et les huiles de rinçage.

1.6.2.2. Classification des huiles finies selon leurs viscosités

Pour mesurer les caractéristiques et performances des normes. Les performances d'une huile sont testées puis homologuées par des organismes internationaux:

- **Classification ISO**

Elle classe les huiles à partir de leur viscosité. La désignation normalisée est la suivante **: ISO VG** (**V**iscosité **G**rade) suivi d'un nombre précisant la viscosité cinématique exprimée en Centistoke à

40° C.

- **Classification SAE**

La SAE classe les huiles motrices en fonction de leur viscosité.

-On distingue deux catégories, c'est à dire les "huiles d'été" indiquées par les chiffres SAE 20,30,40,50 et les huiles dites "d'hiver" indiquées par SAE 0W,5W,10W,20W et 25W ces derniers (huiles d'hiver") se réfèrent surtout au pouvoir pour procurer des résultats satisfaisants au démarrage à froid. Les huiles d'été toujours à 100° C, et les huiles d'hiver à des températures plus basses.

- **Classification AGMA**

L'AGMA établit divers tableaux de classification et spécifications de lubrifiants pour engrenages industriels tels que la catégorie FODDA fabriquée par la raffinerie d'ARZEW.

1.6.3. Surveillance et maintenance des lubrifiants

Les opérations de surveillance des lubrifiants consistent à effectuer des prélèvements représentatifs de la charge de lubrifiant en service dans le circuit, et à les faire analyser afin de déterminer les niveaux de dégradation et de contamination. Les résultats sont comparés avec ceux obtenus lors de l'analyse des prélèvements antérieurs (fluide neuf et en service), afin d'en suivre l'évolution. Si ces niveaux demeurent dans des limites acceptables, le lubrifiant est maintenu en service. Si au contraire, ces niveaux s'écartent des limites admises, il faut, après vérification éventuelle, procéder au remplacement de la charge d'huile, à moins qu'il soit possible d'intervenir pour corriger les anomalies observées par des actions de maintenance adaptées).

1.6.3. Les méthodes d'analyse des lubrifiants

Les lubrifiants en service peuvent subir deux types d'altérations, des altérations par des corps étrangères (contamination des lubrifiants) et des altérations produites dans le lubrifiant lui même (dégradation des lubrifiants). Delà on peut déduire deux types d'analyses des lubrifiants

1.6.3.1. Analyse de la contamination des lubrifiants

La contamination du lubrifiant provient de particules d'usures des pièces internes mais aussi de l'eau et de particules solides en provenance de l'extérieur du système lubrifié. Ces particules solides ou ces fluides étrangers sont souvent à l'origine d'usures anormales.

- **Analyse De La Contamination Par Les Solides**

Parmi les méthodes de la contamination solide les plus utilisée l'analyse de comptage des particules solides

Cette analyse permet de surveiller les dimensions et les quantités de particules contaminants solides dans les huiles hydrauliques. L'analyse procure des informations essentielles pour utiliser un fluide dans les circuits exigeants des produits exempts de polluants solides.

Les particules contaminants sont établit selon le code **ISO 4406**. Si l'échantillon contient plus de 300 ppm d'eau (c'est-à-dire l'équivalent de 0,3 % d'eau présent dans l'échantillon), ce test ne peut être effectué. Les méthodes employées (en laboratoire) sont des comptages au microscope et automatique.

1.6.3.2 Analyse de la dégradation des lubrifiants (analyse physico-chimique) [7]

L'analyse de la dégradation de l'huile s'intéresse aux propriétés des caractéristiques physico-chimiques et moléculaires du lubrifiant.

Les principes caractéristiques physico-chimiques d'un lubrifiant

- **Aspect visuel(ou limpidité)**

C'est un teste visuel effectué sur l'huile pour détecter la présence de corps en suspension, poussière, humidité (trouble), l'huile doit toujours être limpide.

- **Masse Volumique**

La densité ne peut être considérée comme une caractéristique d'identification du lubrifiant. Un important changement de densité dans sens décroissant indique une dilution et par contre un accroissement indique une pollution par l'eau. Lamasse volumique des huiles minérale varie de 0.85 à 0.95 kg/m^3.

- **Viscosité**

La viscosité c'est la mesure de frottement interne du fluide, elle diminue lorsque

la température augmente.

- **Indice De Viscosité**

Il caractérise le comportement de la viscosité en fonction de la température. Les huiles dont l'indice de viscosité est élevé ont de faibles variations de viscosité.

- **Point Éclaire**

C' la température à laquelle un mélange de vapeur d'huile et d'air prend feu au contacte d'une flamme, c'est le point d'inflammabilité .pour une huile neuve, il varie de 180 °C à 250 °C

- **Désémulsibilité**

Capacité de séparation des composants d'une émulsion (par exemple : l'eau et l'huile).

- **Indice D'acide Total (TAN)**

L'indice d'acide total est utilisé pour des lubrifiants dont le temps de service est élevé et permet de vérifier le niveau d'acidité du lubrifiant, de déterminer l'oxydation de l'huile, la présence de contaminants et la dépréciation des additifs. Il est mesuré suivant les normes NF T 60-112 et **ASTM D664**. Dans le cas ou l'acidité deviendrait très importante et donc corrosive, l'indice d'acidité total devient un déclencheur de vidange.

- **Indice De Base Total (TBN)**

Permet de vérifier la réserve d'alcalinité de l'huile selon norme **ASTMD 2896**. Ce contrôle permet d'apprécier la faculté du produit à rester en service et de vérifier l'aptitude du lubrifiant à neutraliser l'acidité continue dans l'huile devenant corrosif pour les éléments métalliques de l'organe lubrifié.

Conclusion :

L'analyse d'huile permet de connaître l'état de l'huile mais surtout l'état de la machine. Et les données de l'analyse d'huile peuvent être une source inestimable d'information complémentaire à l'analyse vibratoire

1.7. La surveillance par Analyse Thermique

Introduction

Tous les objets placés à une température supérieure au degré absolu (0°k-273°C) émettent de l'énergie sous forme de rayonnements électromagnétiques dont les longueurs d'onde sont dans la majorité des cas en dehors du spectre visible. La plus grande partie de la puissance rayonnée se situe dans le domaine infrarouge dans une gamme de longueurs d'onde $1\mu m < \lambda < 100\ \mu m$. L'intensité et la longueur d'onde dépendent de la température et de l'état de surface du corps considéré.

La puissance rayonnée par un corps à une température T se transmet à un autre corps qui absorbe, transmet et réfléchit tout ou une partie du flux émis par le corps émetteur. Deux

types de signature des températures sont utilisés en diagnostic industriel : les mesures de température par contact et sans contact.

1.7.1. Mesure de température par contact

Les signatures thermiques sont fournies par des capteurs qui peuvent être des thermocouples et des sondes à résistances, fixés directement sur les parties des matériels à surveiller. Ces signatures temporelles contiennent des informations fréquentielles qui dépassent rarement quelques Hz. Les gammes de température ainsi mesurées dépassent rarement 1000°C.

1.7.2. Mesure de température sans contact

Les signatures thermiques sans contact sont basées principalement sur la détection du flux infrarouge émis par la partie du matériel à surveiller. Le principe des détections infrarouge repose sur la conversion du flux infrarouge en un signal électrique à l'aide des détecteurs thermiques ou quantiques. Les mesures de température peuvent être ponctuelles ou globales sous la forme d'image infrarouge. Parmi les très nombreuses technologies disponibles, les plus utilisées sont les suivantes :

- les pyromètres et radiomètres qui donnent des mesures ponctuelles.
- les scanneurs de ligne qui donnent une ligne de mesure d'environ 100 points.
- les caméras infrarouges qui fournissent une image bidimensionnelle traitée ensuite par la technique dite 'fausses couleurs'.

1.7.2.1. La thermographie infrarouge

La thermographie infrarouge est une technique de mesure qui permet de capter le rayonnement électromagnétique des différends objets de notre environnement.
Grâce à une caméra thermique et son calculateur intégré, le rayonnement est converti en image visible avec différentes palettes de couleurs auxquelles sont associes des températures.
L'opérateur sera capable d'analyser cette image infrarouge (thermo grammes) en fonction du type de surface observée et de sont environnement extérieur.
Cette technique présente un avantage majeur, en opérant à distance et sans contact, l'inspection se réalise sur les installations sous tension. L'opérateur réalise un balayage rapide des équipements avec la caméra infrarouge en respectant les distances de sécurité, sauvegarde

sur une carte PCMCIA, les images numériques caractéristiques de défauts constatés et de retour à son bureau, procède, depuis son PC à l'analyse des résultats de l'intervention qu'il vient d'effectuer. **[8]**

1.7.2.2. Principe de la thermographie

Dans sa norme expérimentale A 09-400, l'AFNOR définit la thermographie comme une « technique permettant d'obtenir, au moyen d'un appareillage approprié l'image thermique d'une scène thermique dans un domaine spectral de l'infrarouge ».

Toujours selon la même norme, la scène thermique est la partie de l'espace objet observable au moyen de l'appareillage, ce qui appelle naturellement la notion d'espace image qui la répartition structurée des représentatives du rayonnement infrarouge en provenance d'une scène thermique.

La fonction fondamentale de l'appareillage de thermographie est donc d'assurer la projection d'un espace objet dans l'espace image, en mettant à profit le rayonnement thermique des corps, du fait de leur température. N'oublions pas qu'il y a une grande différence entre la thermométrie et la thermographie ; en effet, tandis que la thermométrie est une méthode de mesurage par contact, l'observation ou le mesurage par thermographie s'effectue par détection du rayonnement émis. Ceci en constitue évidemment l'un des avantages, mais il en résulte aussi des restrictions. **[8]**

Pour opérer le transfert des informations de l'espace objet où les phénomènes sont d'origine thermique, dans l'espace image ou les grandeurs sont de nature différente (signal électrique ou lumineux), l'appareillage doit réaliser simultanément deux opérations qui sont :

- Une projection géométrique.
- Une conservation énergétique.

Tout corps émet spontanément et en permanence un rayonnement électromagnétique dont le spectre continu a une répartition énergétique fonction de la température : c'est le rayonnement thermique. Les lois de cette émission sont d'abord établies pour un corps idéal, le corps noir, caractérisé par une absorption totale de tout rayonnement incident ; le rayonnement thermique d'un corps réel, selon son pouvoir absorbant, se rapproche plus ou moins de celui du corps noir.

1.7.2.3. Utilisation de la thermographie Infrarouge en Maintenance prédictive

Les applications de la thermographie pour la maintenance sont nombreuses. Dans le monde entier des entreprises les solutions thermographie dans leurs programmes

d'inspections en maintenance prédictive, pour l'inspection et la surveillance électriques (BT, HT), en mécanique, sur des fours et sur des bâtiments. Par ailleurs, de nouvelles applications de la thermographie infrarouge sont développées régulièrement.

Tenons comme exemple de l'application de la thermographie dans la maintenance électrique le contrôle des lignes aériennes à haute tension, des alternateurs et des moteurs, des stations électriques, des transformateurs, des distributions électriques, des tableaux et chaînes de production.

Pour l'utilisation de la thermographie dans la maintenance mécanique on prend l'exemple des équipements mécaniques tels que moteurs, paliers, pompes, compresseurs qui peuvent être contrôlés par thermographie. Même si en mécanique l'analyse vibratoire sera l'outil de diagnostique principal de la maintenance prédictive, la thermographie est complémentaire à cette technologie et a pour avantage, une mesure sans contact, donc plus rapide.

1.7.2.4. Détecteur infrarouge

Un détecteur infrarouge est en principe un convertisseur d'énergie infrarouge absorbée en signale de sortie, habituellement un courant ou une tension. En distingue deux types de détecteurs :

- Détecteurs quantiques.
- Détecteurs thermiques.

1.7.2.4.1. Détecteurs Quantiques

Ce sont des détecteurs photoélectriques fournissant un signal électrique qui suit l'excitation directe de leurs propres particules sous l'action des photons incidents émis par un émetteur (cible thermique examinée), tout les détecteurs quantiques sont composés de matériaux semi-conducteurs dans lesquels la génération de charge (par exemple les électrons) est directement associée à l'absorption d'un photon. **[8]**

1.7.2.4.2. Détecteurs Thermiques

Ce sont des récepteurs dans lesquels le flux de rayonnement électromagnétique incident est absorbé et transformé en chaleur. Les variations de résistances d'origine thermique du matériau, sont génératrices d'un signal proportionnel au flux provoquant l'échauffement. Le défaut principal des directeurs thermiques est leur temps de réponse relativement long en fonction des processus thermiques en jeu.

L'avantage du détecteur quantique par rapport au détecteur thermique est dû à sa réponse rapide et sa sensibilité plus élevée. **[8]**

1.7.2.5. Système de Mesure par thermographie Infrarouge

La caméra de mesure est étalonnée sur corps noir à courte distance et dans des conditions maîtrisées de laboratoire. C'est la situation d'étalonnage. Cette caméra est ensuite mise en œuvre sur un corps réel dans des conditions pouvant être quelconques, sur site. C'est une Situation de mesure. **[8]**

Pour que la mesure soit correcte, l'opérateur doit tenir en considération les Grandeur d'influence et les conditions usuelles de validité suivantes :

- **L'émissivité e :** le corps est opaque et gris dans la bande spectrale de la caméra et l'émissivité directionnelle est quasiment constante.
- **La température d'environnement Te** : la température d'atmosphère.
- **Le facteur de transmission atmosphérique *ta* :** il dépend de la bande spectrale de la caméra, de la distance de mesure et de divers paramètres secondaires.

1.7.2.6. Les avantages de La thermographie dans l'industrie

L'intérêt de la thermographie est de permettre la détermination d'une température sans contact avec l'objet ; c'est donc une méthode appropriée quand les conditions expérimentales n'autorisent pas l'utilisation de capteurs thermométriques classiques :

- Température très élevée (supérieure à 2000 °C) ;
- Mesures à grande distance ;
- Environnement très agressif ;
- Pièce en mouvement ;
- Localisation des points chauds.

Les mesures de température par thermographie infrarouge demandent une grande maîtrise de la physique des rayonnements infrarouges, l'imagerie infrarouge est une technique très performante pour la surveillance thermique des machines ou des points chauds dans des installations électriques.

Introduction

Les défauts vibratoires des machines tournantes sont nombreux et lest très difficile de faire un diagnostic sans connaître les symptômes vibratoires associés à chaque défaut (images vibratoires induites par ces défauts). Ainsi, pour maîtriser les pannes, il faut savoir les identifier et mesurer leur incidence. Il convient ensuite de les analyser et rechercher sur un effet constaté, la cause initiale d'une défaillance. .

2.1. Reconnaissance des principales anomalies [9] (voir le tableau suivant)

Tableau 2.1 : Reconnaissance des Défauts

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0.42 à 0.48 × f_{rot}	Radiale	Uniquement sur paliers lisses Hydrodynamique à grande vitesse
Balourd	1× f_{rot}	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales
Défaut de fixation	1, 2, 3,4 × f_{rot}	Radiale	Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 × f_{rot}	Axiale et radiale	Vibration axiale est en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Excitation électrique	1, 2, 3,4 × 50 Hz	Axiale et radiale	Vibration disparait dès coupure de l'alimentation
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Vibration apparait en régime transitoire et s'atténue ensuite
Courroie en mauvais état	1, 2, 3,4 × f_p	Radiale	
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Radiale et axiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Radiale et axiale	Ondes de choc dues aux écaillages. Aide possible par «détection d'enveloppe »

f_{rot} = fréquence de rotation.

f_p = fréquence de passage de la courroie.

2 .2.déséquilibre : défaut de balourd [10]

➢ 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 déséquilibrage statique.

Dès que le rotor sera en rotation, la masse M exercera une force radiale proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation $F=M.r.w^2$.

On mesure l'amplitude de l'accélération du signal vibratoire au point P1 etP2.

Au point P1, l'amplitude vibratoire sera maximale lorsque la masse sera en haut du rotor.

Elle sera minimale lorsqu'elle sera en bas du rotor, et ainsi de suite, à chaque tour du rotor.

Il se passe la même chose au point P2. On voit que les efforts exercés sont ***en phase.***

Le signal vibratoire a donc une période de 1 tour.

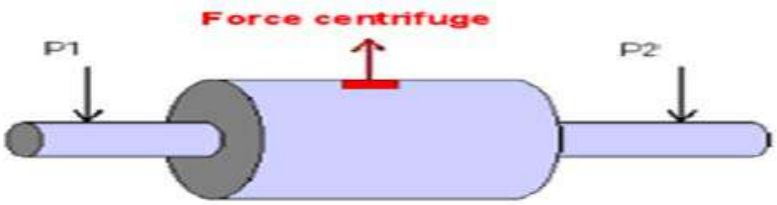


Figure 2.1 Balourd statique

Pour trouver la fréquence de ce signal, il faut répondre à la question suivante :

Combien de fois ce signal sera t'il au maximum en 1 seconde ? Si on tourne à 1500 tours / minute, le signal sera à son maximum 1500 fois par minute. La fréquence du signal sera

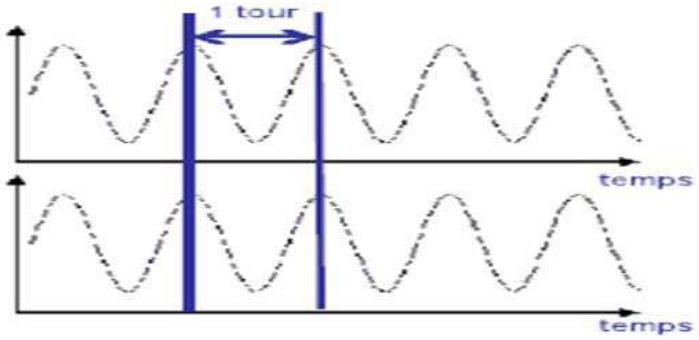


Figure 2.2 : La fréquence du signal

- **Equilibrage dynamique**

Reprenons l'exemple précédent en remplaçant la masse M par 2 masses identiques mais décalées de 180° 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

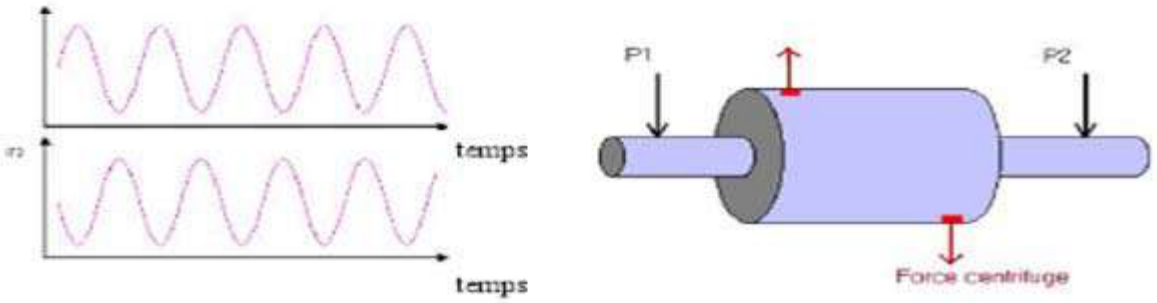


Figure 2.3 : balourd dynamique

En effet, les deux paliers supportant le rotor vont subir des efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage est en théorie de 180".

2.2.1. Spectre d'un déséquilibre pur :

Un déséquilibre va donc induire une vibration dont la fréquence principale est celle de la vitesse de rotation du rotor. Le spectre de ce signal va donc avoir une composante prépondérante à la fréquence de rotation du rotor.

Dans le cadre d'un spectre réel, le spectre aura une composante à la fréquence prépondérante ainsi que des « harmoniques » à 2 fois et 3 fois la fréquence de rotation

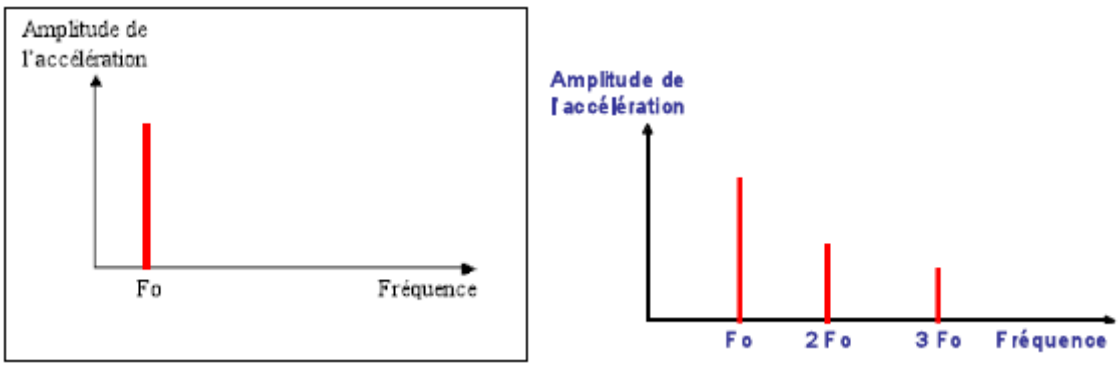


Figure 2.4 : Spectre théorique d'un défiant de déséquilibre

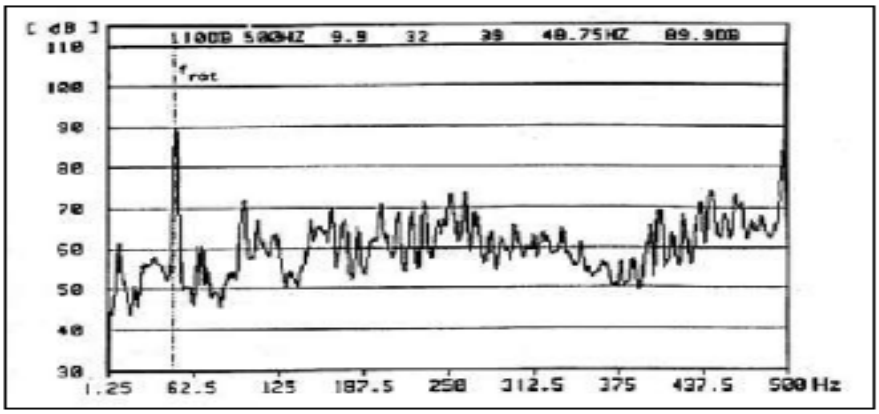


Figure 2.5 : Spectre réel d'un ventilateur tournant à 2925 tr/min

La figure ci-contre montre le spectre réel de l'amplitude de l'accélération (exprimée en dB) mesurée sur un ventilateur tournant à 2925 tr/min. 2925 tr/min correspond à 2925/60 = 48,75 Hz On observe sur le spectre un pic à la fréquence de 48,75 Hz traduisant donc la présence d'un balourd.

2.3. Défaut d'alignement

2.3.1. Origine du défaut :

Un défaut d'alignement peut apparaître lorsqu'un arbre doit entraîner un autre arbre, souvent par l'intermédiaire d'un accouplement. Il y a 2 types de désalignements :

- le décalage d'axe : les axes sont parallèles mais non concentriques ;
- le désalignement angulaire : les axes ne sont pas parallèles.

Dans la réalité, les défauts d'alignement sont une combinaison du décalage d'axe et du dé

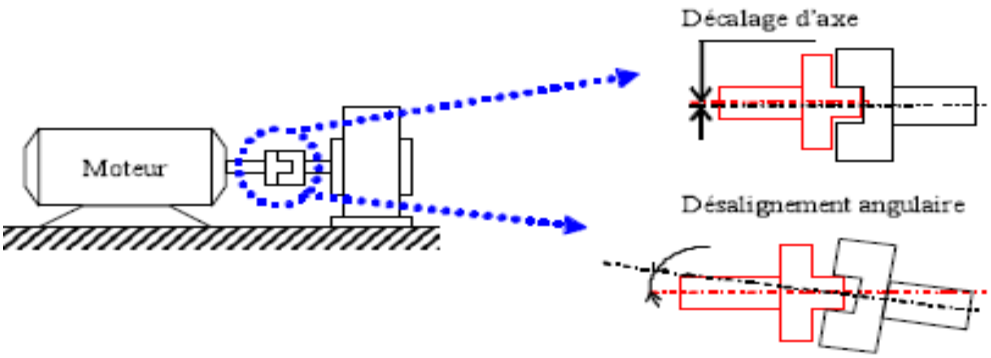


Figure 2.6 : Désalignement

Un désalignement peut également être la conséquence

- d'un défaut de montage d'un palier

- d'un mauvais calage des pattes de fixation
- d'une déformation du châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques) qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. Dans ce cas, les deux paliers ne sont pas concentriques.
- Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il crée des efforts importants qui vont entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement et des paliers. Dans la plupart des cas, on peut y remédier facilement par un **lignage.** Ce genre de prestation est réalisé à l'aide de matériels utilisant la technologie laser. Pour la plupart des applications, un lignage effectué par du personnel qualifié et expérimenté n'immobilise la machine que quelques heures

2.3.2. Signature du défaut d'alignement :

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

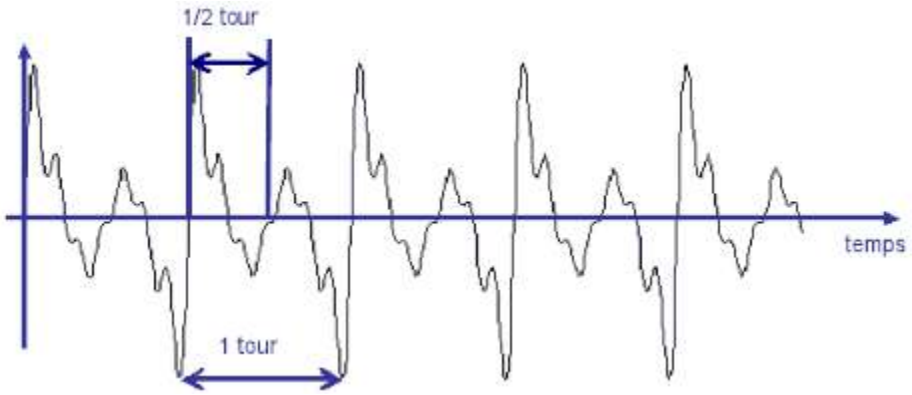


Figure 2.7 : La fréquence du signal

On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation {période = temps pour faire 1 tour) mais également des phénomènes se répétant chaque Vi tours et ***y%*** tour.

Cela se traduira le plus souvent par la présence de composantes' 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)

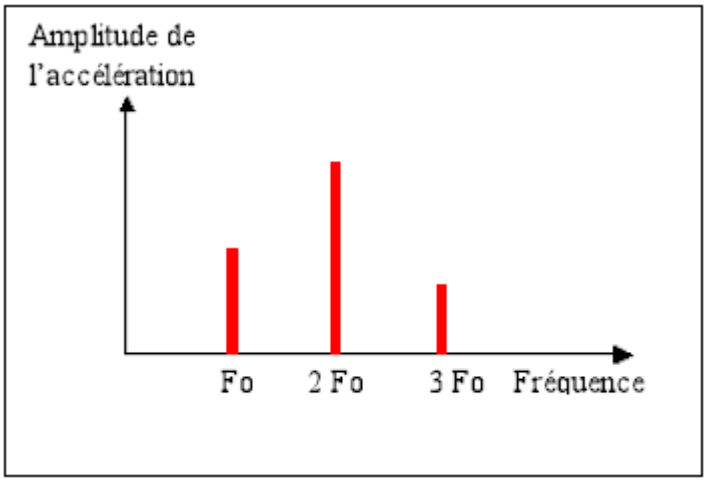


Figure 2.8 Spectre théorique d'un défiant d'alignement

La figure ci-contre montre le spectre réel de l'amplitude de l'accélération, mesuré sur un compresseur tournant à 1500 tr/min.

1500 tr/min correspond à une fréquence de 1500/60 = 25 Hz. Donc Fo = 25 Hz, 2.Fo = 50 Hz et 3.Fo = 75 Hz On observe sur le spectre un pic à la fréquence de 25 Hz (point A) et un pic plus important à 50 Hz soit 2 fois Fo traduisant la présence d'un désalignement.

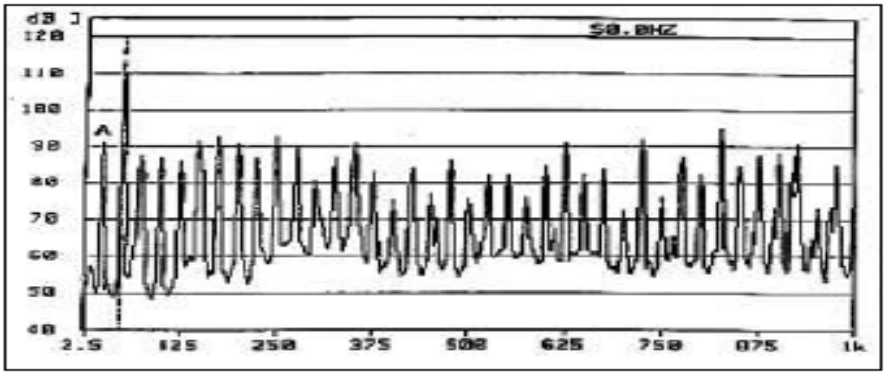


Figure 2.9 : Spectre réel d'un compresseur à 1500 tr/min

2.4.1 Défaut de paliers lisses [12]

Dans un palier hydrodynamique, l'arbre est porté par un film d'huile sous pression. Sous l'effet de la rotation, l'axe de l'arbre prend une position d'équilibre. Par rapport à l'axe du palier, cette position est définie d'une part, par la distance entre les axes (de l'arbre et de palier) et d'autre part, par l'angle d'attitude (angle formé par la droite qui relie les centres et par la direction de la charge).

La position d'équilibre est donnée par :

- le poids du rotor.
- la force liée à la pression et des caractéristiques de l'huile.
- la charge de la machine.
- la vitesse de rotation.

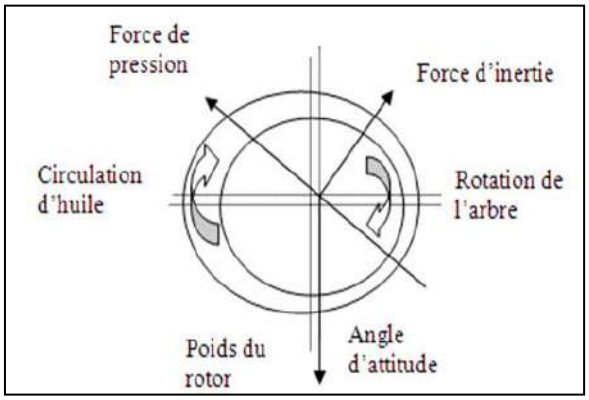


Figure. 2.10: Les contraintes sur un palier lisse**.**

Il s'agit des défauts de type :

- **fouettement d'huile**

Lorsque la fréquence de précision dépendante de la vitesse de l'huile (0.42 à 0.48 fois la fréquence de rotation) coïncide ou est supérieure à la fréquence critique de l'arbre. Ce dernier défaut, extrêmement grave peut entraîner des dégradations rapides et catastrophiques pour la machine.

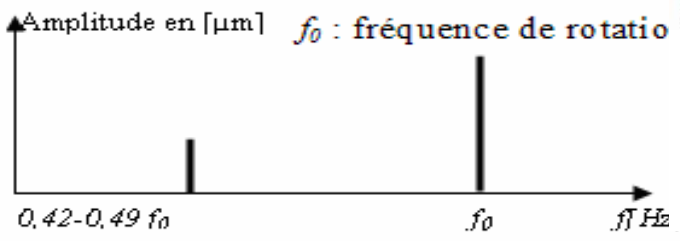


Fig. 2.11 : Image vibratoire d'un fouettement d'huile

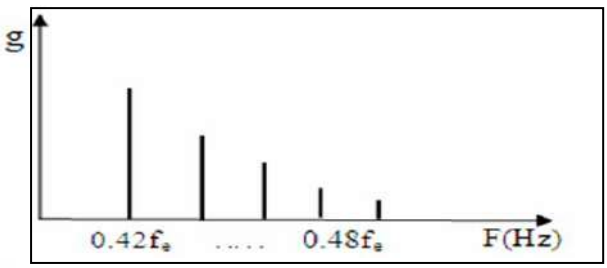


Fig. 2.12 : Image vibratoire d'un tourbillon d'huile

2.5. D'faut de desserrage et de jeu :

Par desserrage, on entend par exemple un manque de rigidité de montage sur une structure. Cela peut être du effectivement à un desserrage des vis de fixation de la structure mais également à une fissuration d'ancrage ou de bâti.

Des défauts comme le balourd vont entraîner le bâti à se désolidariser de la structure

Cela entraîne un signal temporel écrêté

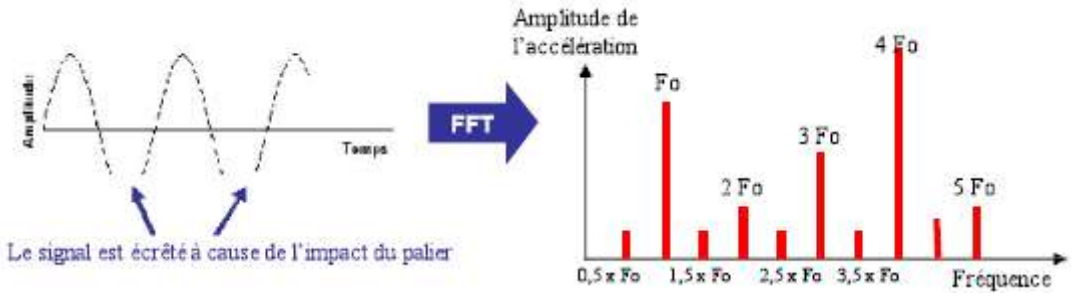


Figure 2.13 : signal temporel écrêté

Le spectre fait apparaître des harmoniques de la fréquence de rotation, comme les autres défauts, mais également des sous-harmoniques à ***Y»,*** Vide la fréquence de rotation.

Le phénomène de jeu va avoir pratiquement la même signature vibratoire.

Le jeu se retrouve en général dans le roulement. Il peut s'agir de jeu entre la bague extérieure et le palier, entre la bague intérieure et l'arbre ou un jeu excessif entre les billes/galets et les cages interne et externe. Pour les paliers lisses, le jeu signifie un espace trop important entre l'arbre et le palier.

La figure ci-dessous montre la différence entre un spectre de la vitesse vibratoire d'un jeu de fondation (desserrage) et d'un jeu dans les roulements

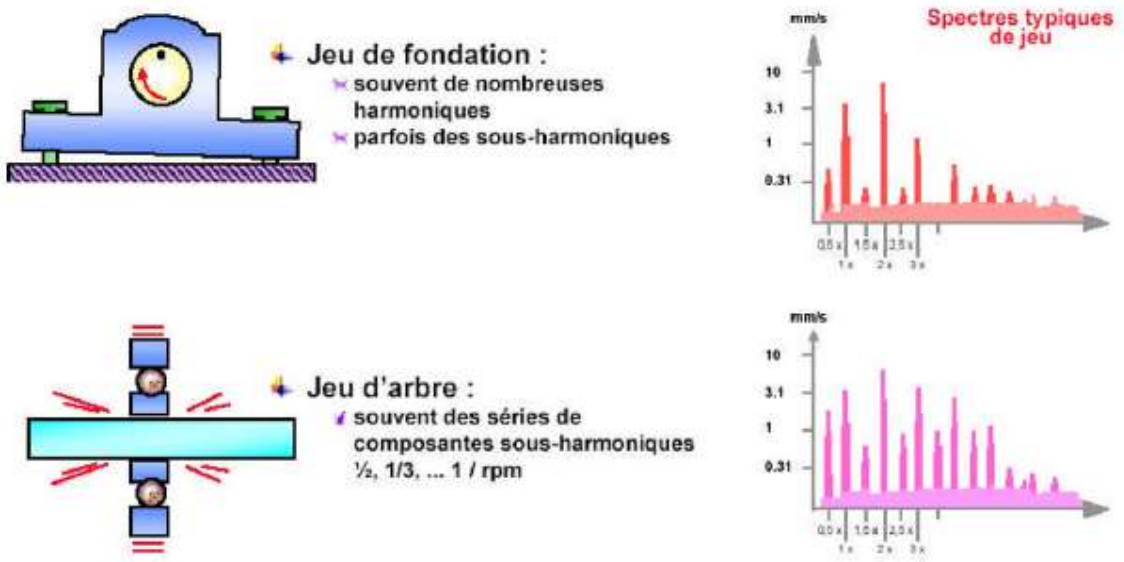


Figure 2.14 : spectre typiques de jeu

2.6. Défauts de transmission par courroies :

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

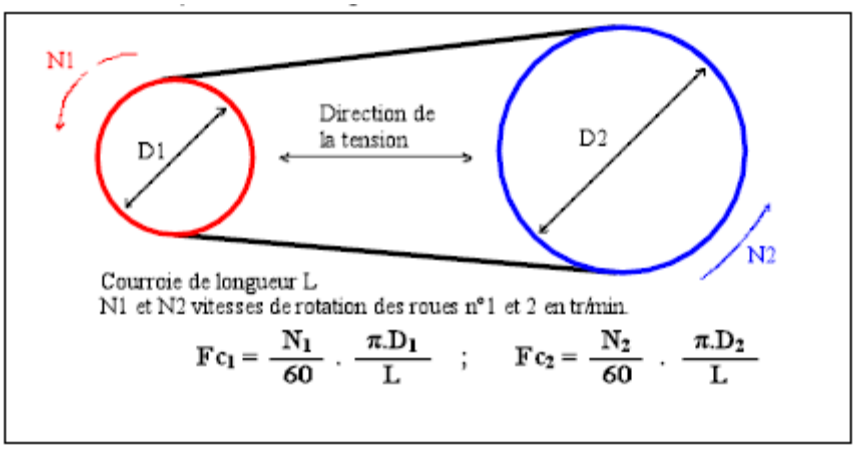


Figure. 2.15. : transmission par courroies

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

2.7. Défauts denture D'engrenages

Un engrenage est composé de deux roues dentées possédant en certain nombre de dents (noté Z) tournant à des vitesses différentes.

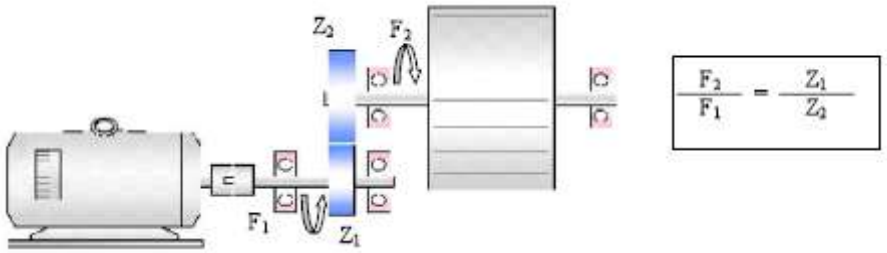


Figure. 2.16. : D'engrenages

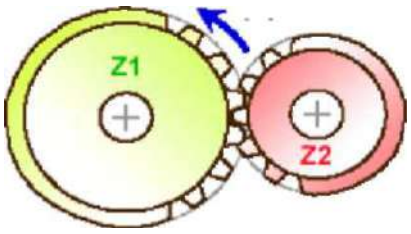
Un réducteur ou un multiplicateur peut être composé de plusieurs engrenages. L'engrènement se fait au rythme d'engagement des dents selon une **fréquence d'engrènement Fe** égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents :

Fe=ZxFro

Ici, l'arbre n*1 tourne à la fréquence de rotation Fi. Donc Fe1 = Z1 x F1. L'arbre n°2 tourne à la fréquence de rotation F_2. Donc Fe2 = Z2 x F2. Or F_2 et Fi sont lié par le nombre de dent. Donc :

Fe2 = z2.z1.f1/z2=z1.f1=fe1

F_e**2=** Fe1 // **n'y *a* qu'une seule fréquence d'engrènement pour un engrenage**



Fe = Z2. F2= Z1. F1

Figure. 2.17. : fréquence d'engrènement

2.7.1. Signature d'un engrenage :

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement Fe et ses harmoniques

. Les défauts pouvant apparaître dans les engrenages
sont de **2** sortes :

- Détérioration d'une dent
- Excentricité d'un pignon

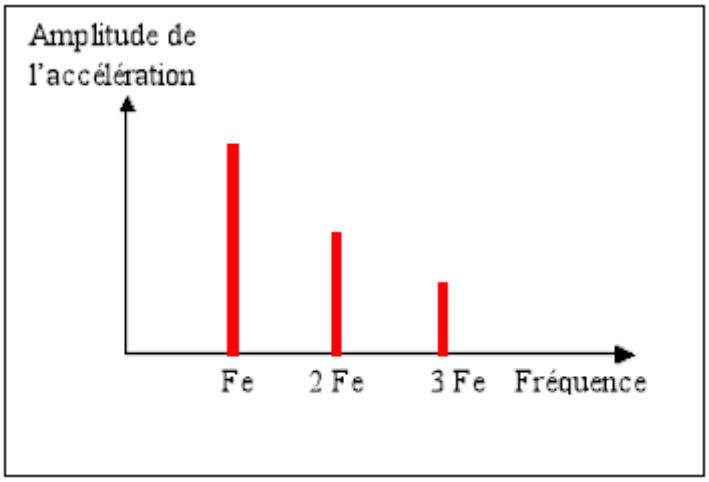


Figure. 2.18 : spectre théorique d'un engrenage

2.7.2. Signature d'une détérioration de dent :

Si l'une des roues possède une dent détériorée, il se produit un choc périodique à la fréquence de rotation de la roue considérée.

Défaut est sur le roue 1) et de nombreuses harmoniques. Les nombreuses harmoniques de la fréquence constituent ce que l'on appelle un **peigne de raie.**

Elles sont dues au phénomène de chocs. Dès qu'un défaut se traduit par des chocs, cela se

Le spectre montrera donc, non seulement la retrouve sur le spectre par un peigne de raie do la fréquence est celle du défaut

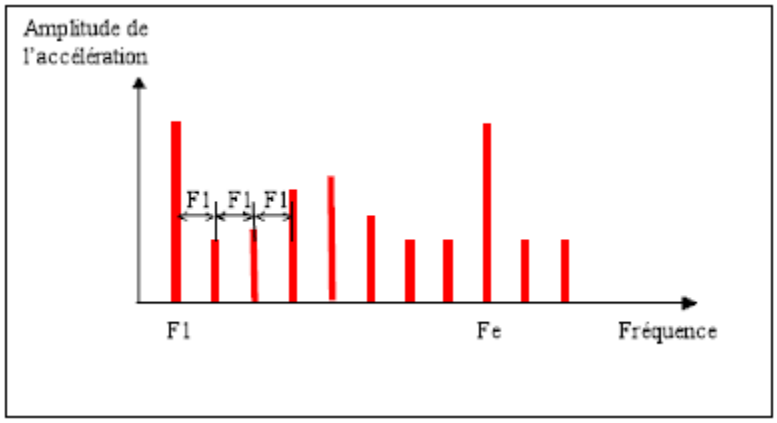
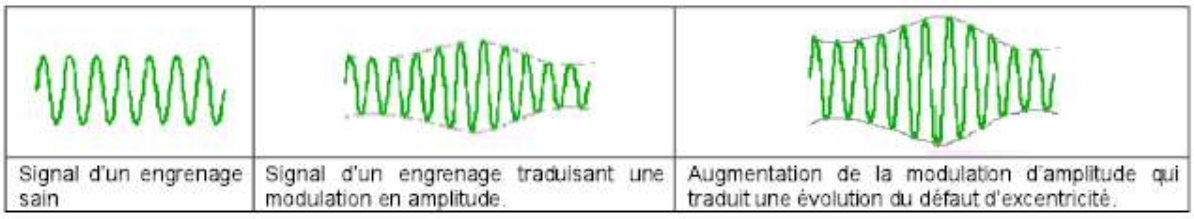


Figure. 2.19 : spectre théorique d'engrenage présentant une den détériorée

2.7.3. Défaut d'excentricité :

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou de faux rond, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence de rotation due à la modulation de l'effort d'engrènement



Signal d'un engrenage sain	Signal d'un engrenage traduisant une modulation en amplitude.	Augmentation de la modulation d'amplitude qui traduit une évolution du défaut d'excentricité.

L'image vibratoire théorique de ce type de défaut présente autour de la fréquence d'engrènement ou de ses harmoniques, des raies latérales dont le « pas » correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut. C'est ce qu'on appelle des bandes latérales de modulation d'amplitude. Les amplitudes des bandes latérales sont généralement très faibles devant l'amplitude de la fréquence d'engrènement.

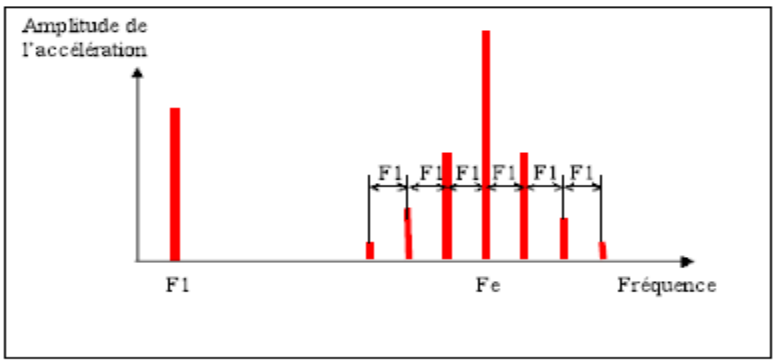


Figure 2.20 : spectre théorique d'engrenage présentant un défiant d'excentricité

Le spectre ci-dessous a été mesuré sur un engrenage au niveau d'un pignon tournant à 1500 tr/min et comportant 33 dents

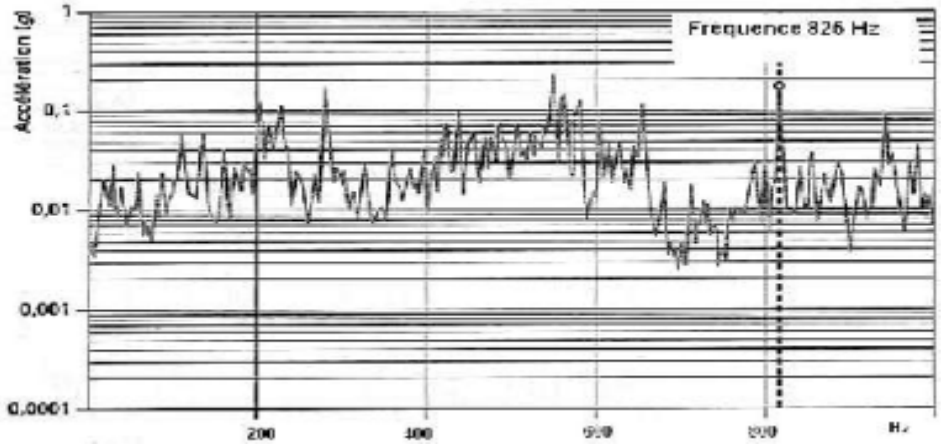


Figure 2.21 : Spectre réel d'un compresseur à 1500 tr/min

On retrouve un pic à la fréquence d'engrènement de 25Hz x 33 = 825 Hz. Pour distinguer les bandes latérales, il faut faire un zoom du spectre précédent autour de la fréquence d'engrènement

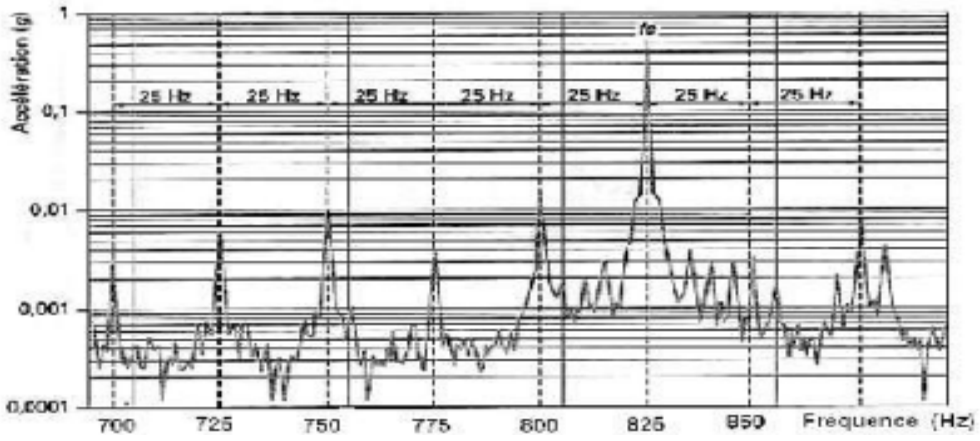


Figure 2.22 : spectre réel précédent autour de la fréquence d'engrènement.

On aperçoit ici les bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement traduisant un défaut engendrant une modulation d'amplitude.

2.7.4. Gravité des défauts :

La difficulté, concernant les engrenages, est de juger de la gravité des défauts. En effet, même sur une machine en bon état, on obtient ce type d'images.

Seule l'augmentation des amplitudes des raies décrites ci-dessus permet de diagnostiquer une dégradation de l'engrènement.

On peut néanmoins retenir 2 règles toujours vérifiées :

- Si les amplitudes du peigne de raies ne dépassent pas celle de la fréquence d'engrènement, l'engrènement peut être considéré comme en bon état;
- Un zoom présentant une image dissymétrique des modulations autour de la fréquence d'engrènement est caractéristique d'un engrènement dégradé.

2.8. Circuits hydrauliques / ventilateurs :

2.8.1. Passages d'aubes :

Le passage des aubes devant le bec de la volute d'une pompe ou le passage des pales d'un ventilateur provoque un pic à la fréquence « f aubes » **: f aubes = n * tr.**

Ce défaut n'est pas directionnel, il se repère aussi bien en

radial qu'en axial. L'origine peut être :

- mécanique : mauvais calage axial de l'impulser ou jeu de bec de volute insuffisant ;
- hydraulique : débit trop bas ;
- encrassement des aubes ou des pales qui peut aussi provoquer du balourd.

Cavitation :

Dans les circuits hydrauliques contenant des machines (pompes, turbines hydrauliques, ...) on cherche à éviter le

Phénomène de cavitation qui se manifeste par l'apparition de bulles de vapeur dans l'écoulement du liquide.

Celles-ci, lorsqu'elles se retrouvent sur les rotors des pompes ou sur les aubages des turbines, peuvent imploser

Entraînant alors l'érosion des pièces en métal. Les dégâts créés peuvent être assez importants, voire dangereux.

Le phénomène de cavitation se traduit par une augmentation générale du bruit de fond. Il n'y a pas de raie

Caractéristique. Toutes les fréquences sont excitées de manière aléatoire

2.9. Défauts spécifiques aux roulements :

2.9.1. Durée de vie des roulements :

La durée de vie théorique des roulements est donnée par la formule suivante :

$$L_{10} = (c / p)^{p}$$

Lio = durée de vie en 10° tours

C: charge nominale (donnée constructeur)

P: charge dynamique appliquée au roulement

p = 3 pour les roulements à billes, 3.33 pour les roulements à rouleaux

La durée de vie d'un roulement sera fortement réduite en fonction des efforts dynamiques auxquels il sera soumis. C'est pour cette raison qu'il est important de corriger les problèmes tels que le délignage, le balourd, le serrage, etc. qui conduisent à une augmentation très forte des efforts dynamiques.

2.9.2. Processus de dégradation d'un roulement :

Lorsqu'un roulement tourne, les contacts métalliques entre

Les éléments roulants et les cages émettent des bruits de fond

Aléatoires.

Ce bruit de fond créé un spectre plat

La plupart des usures de roulements débutent par une fêlure qui se

Transforme en craquelure. La craquelure va produire des impacts

Énergétiques en haute fréquence.

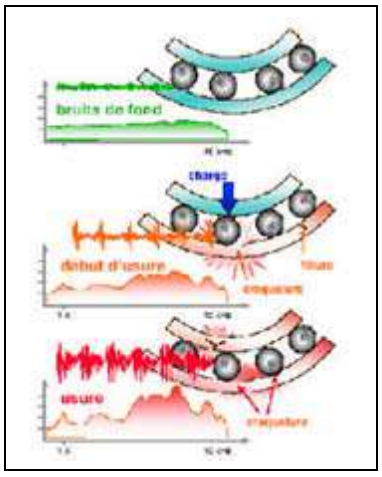


Figure 2.23 : processus dégradation

Au fur et à mesure que l'usure progresse:

- Les défauts tendent à se lisser
- Il y a moins d'impacts;
- Le bruit de fond de la bonne piste devient modulé;
- Dès que le défaut est significatif, les billes vont eroder

La cage interne en sautant.

2.9.3. Fréquences caractéristiques :

Pour chaque type de roulement, et en fonction de ses cotes de fabrication, on peut considérer 4 fréquences caractéristiques.

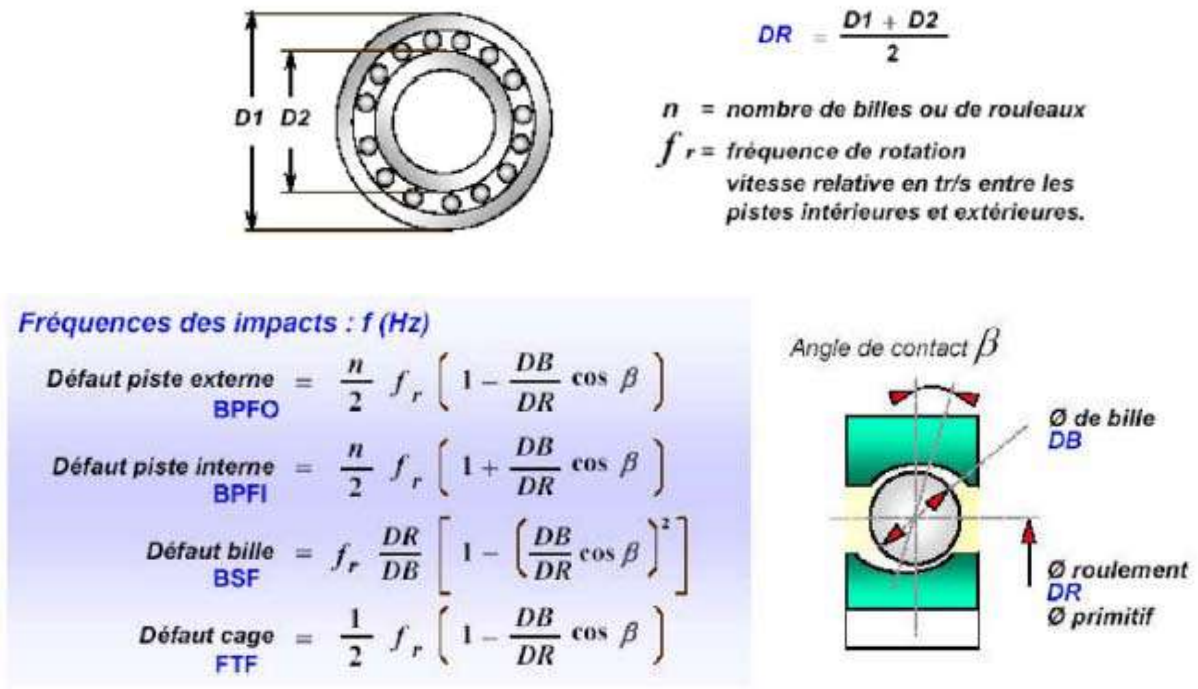


Figure 2.24 : fréquences caractéristiques d'un roulement à billes

BPFO ■ Bail Pass Frequency Outer Race = fréquence de passage d'une bille sur un défaut de piste externe.

BPFI ■ Bail Pass Frequency Inner Race = fréquence de passage d'une bille sur un défaut de piste interne.

FTF ■ Fundamental 1 train Frequency = fréquence de passage d'un défaut de cage.

BSF ■ Bail Spin frequency = fréquence de passage d'un défaut de bille sur la bague interne ouexterne

Remarque :

FTF dépend du montage des roulements. Si la bague externe est fixe et que la bague interne tourne, la formule de FTF est celle vue précédemment.

Si la bague interne est fixe et la bague externe tourne, la fréquence de rotation de la cage est:

2.9.3.2. Modulation d'amplitude de BPFI :

Principalement pour les défauts de bagues internes et externes, les vibrations du défaut sont modulées par les efforts appliqués au système, notamment par leur direction.

Nous n'étudierons que le cas de la bague interne montée serrée donc solidaire de l'arbre.

Considérons le cas d'une charge dont la direction est constante. Le défaut sur la bague interne tourne à la vitesse de rotation. La charge appliquée sur le roulement reste toujours dans la même direction

Ceci provoque une augmentation de l'amplitude de la force agissant sur le défaut de la bague interne et de la vibration lorsque le défaut

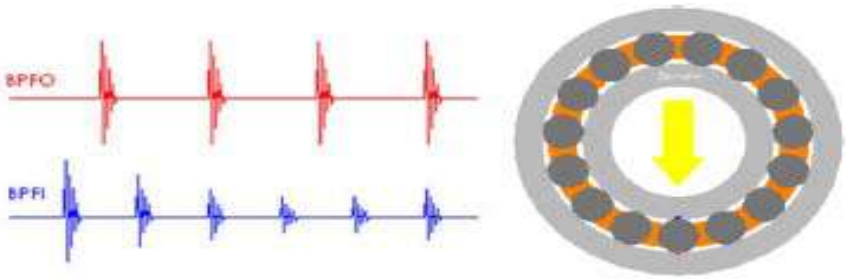


Figure 2.25 : d'amplitude de BPFI

2.9.3.2Modulation de BPFO :

Considérons maintenant le cas où la direction de la charge tourne avec la bague intérieure.

Le défaut sur la bague externe est fixe. Le balourd tourne à la vitesse de rotation. Ceci provoque une augmentation de l'amplitude de la force agissant sur le défaut et de la vibration lorsque le défaut passe dans la zone la plus chargée.

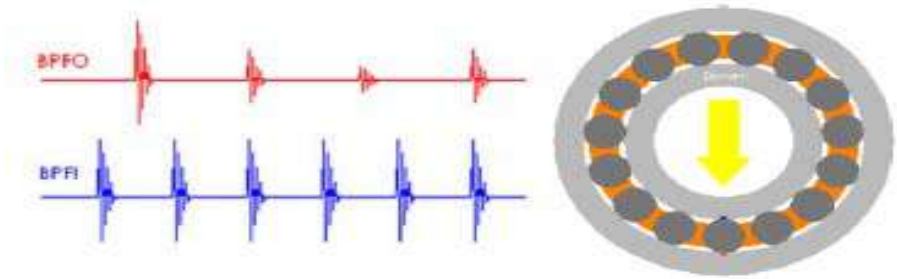


Figure 2.26 : d'amplitude de BPFO

2.9.4. Signatures vibratoires des défauts d'écaillage :

Les défauts de type écaillages vont être modulés en amplitude par la vitesse de rotation.

Cela se traduira sur le spectre par un pic à la fréquence du défaut (F_d**éfait** = BPFI ou BPFO ou FTF ou BSF) et des bandes latérales à la fréquence de rotation de l'arbre.

De plus, les défauts d'écaillage se traduisent par des chocs. Le spectre va donc faire apparaître un peigne de raie à la fréquence du défaut {F_d**éfcut** = BPFI ou BPFO ou FTF ou BSF).

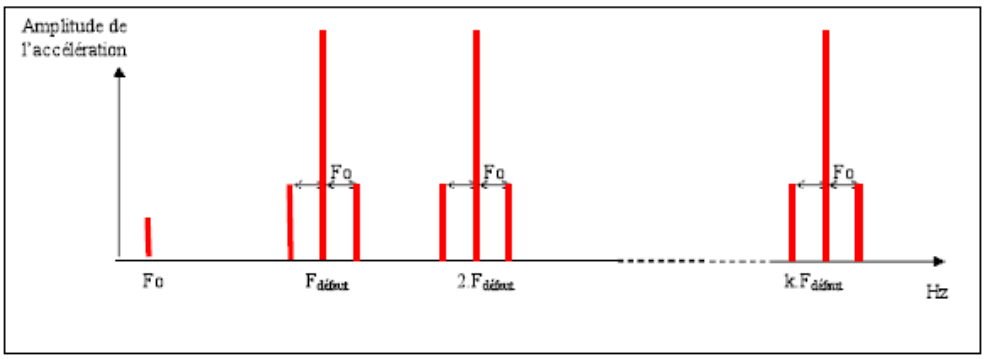


Figure 2.27 : spectre théorique d'un défiant d'écaillage d'un roulement

Le spectre de la figure ci-contre est pris sur un roulement dont la fréquence de bague externe est de 138,80 Hz. On observe bien sur ce spectre un peigne de raies à la fréquence du défaut (1, 2, 3, 4, ...) traduisant les chocs périodiques.

Le spectre est extrêmement étendu et présente un peigne

De raies dont l'amplitude est faible.

De ce fait, le peigne de raie est souvent noyé dans le bruit

De fond, donc non identifiable par une analyse spectrale classique.

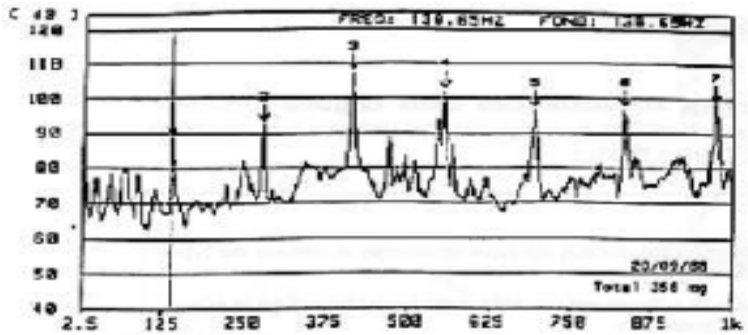


Figure 2.28 : Spectre un roulement dont la fréquence de bague externe.

Le spectre de la figure suivante est pris sur un roulement dont la fréquence de bague intérieure est égale à 148,5 Hz. On observe bien un pic à cette fréquence mais il est noyé dans le bruit de fond

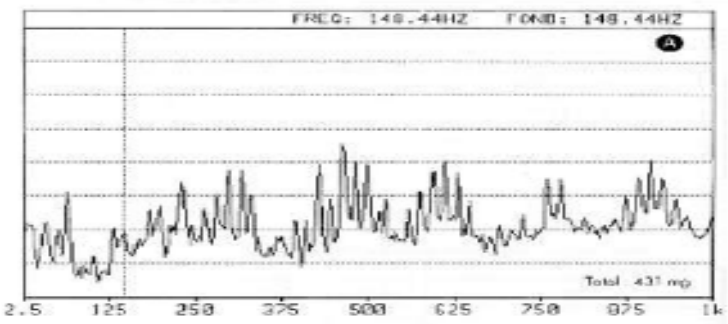


Figure 2.29 : Spectre un roulement dont la fréquence de bague intérieure.

Des outils plus performants que la simple analyse spectrale peuvent être utilisés pour établir un diagnostic et faire ressortir du spectre les fréquences qui nous intéressent

2.9.5. Rupture de cage :

Lorsque la cage d'un roulement casse, les billes ne sont plus maintenues à une distance égale les unes des autres et elles vont se regrouper.

Cela entraîne une excentricité de l'arbre et un balourd tournant à la vitesse de rotation de la cage. Ce type de défaut apparaît donc sur le spectre par une raie unique à la fréquence de la cage FTF. En général, FTF est égale à 0,4 x la vitesse de rotation.

En réalité, une rupture de cage est très difficilement détectable car un roulement dont la cage est rompue se détériore très rapidement

2.9.6. Défaut de billes :

Un défaut de billes génère une image typique dans le spectre. Il y aura plusieurs groupes de pics qui apparaissent composés d'un pic central et de modulations autour de ce pic central. Dans la grande majorité des cas, ce pic central correspond au défaut de billes et la modulation correspond au défaut de cage La fréquence à laquelle les billes tournent autour de leur propre axe dans la cage est BSF

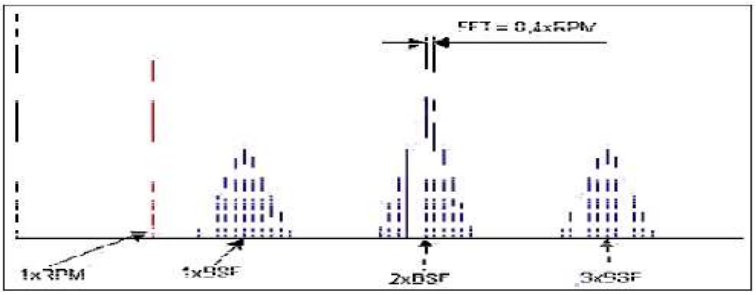


Figure 2.30 : spectre théorique d'un défiant de bille d'un roulement

2.9.7. Défauts de déversement : Le déversement de bague interne ou externe peut être la conséquence d'un désalignement

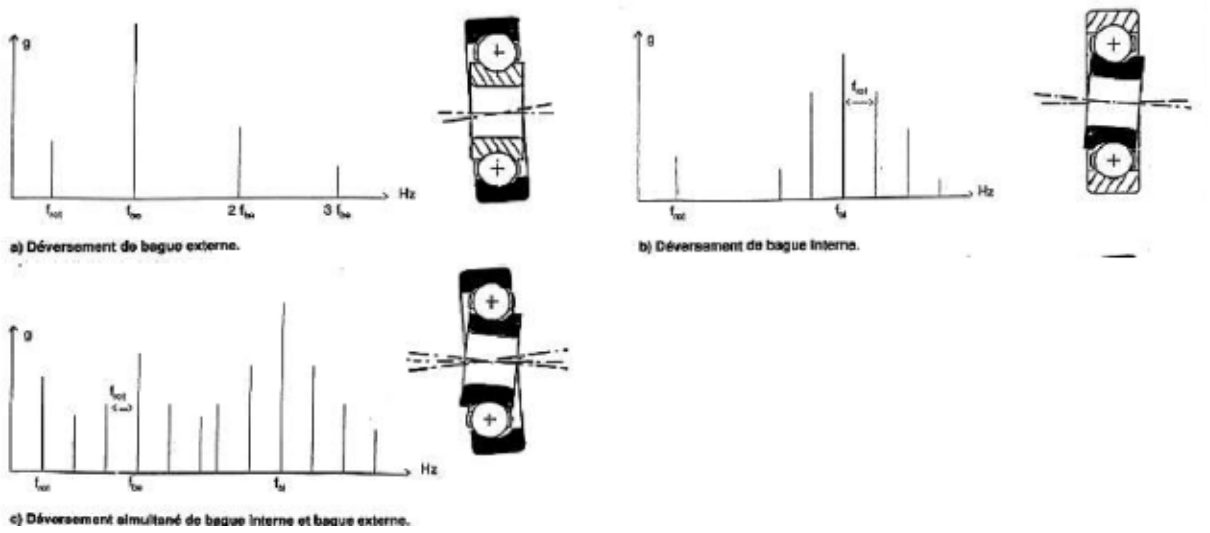


Figure 2.31 : déversement

Les compétences d'un expert en surveillance et diagnostic de machines sont essentielles Pour définir les techniques de traitement du signal spécifiques adaptées à chaque type d'installation. Ainsi, la fiabilité du diagnostic repose essentiellement sur une bonne connaissance des défauts. C'est pourquoi la première démarche d'une action de surveillance est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur la machine à surveiller, comment ils se manifestent et quelle est leur signature.

Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons l'analyse vibratoire pour la de détection et le diagnostic des défauts d'un compresseur. Cette analyse est basée sur des données historiques prélevées par des accéléromètres fixés sur plusieurs positions du compresseur. Après la collection des données, des analyses ont été effectuées par l'utilisation des outils spécifiques pour la détection et l'densification des défauts.

3.1. Présentation de l'entreprise :

Le complexe antibiotique de Médéa est l'un des cinq unités de l'entreprise pharmaceutique, mise en exploitation en 1987. Les actions du complexe s'articulent au tour de deux grands pôles :

- La production de spécialités pharmaceutiques.
- La fabrication du principe actif par biotechnologie.

3.1.1 Description :

Le complexe est doté des installations suivantes :

- Unité de fabrication de la matière active (antibiotique).
- Unité de synthèse permettant la fabrication de toute une gamme d'antibiotique pénicilliniques semi synthétique

3.1.2. Ateliers de production :

1- atelier injectable
2- atelier des formes sèche (comprimé, gélules, ...)
3- atelier des solutés buvable (sirops).
4- atelier des formes passeurs (pommades est crème).

3.1.3. Laboratoire du contrôle de qualité.

- Fiche technique :

  Appel d'offre : 1972
  Signature du contrat : .....(mai) 1977
  Invalidation : ..... (juin) 1977
  Entrée en vigueur : .....(septembre) 1977
  Ouverture du chantier :..... (mars) 1978.
  Montant du contrat : .....166 millions de dollars (S).
  Constructeur : ..... C T I P (Italie).
  Durée de réalisation :..... 50 mois.
  Emploi créé : .....1400.

Dans notre stage pratique au sein de l'entreprise SAIDAL nous étions pris en charge par le service technique, son rôle est de superviser les travaux et coordonner entre les différents services existants sous les directives de la direction de la maintenance.

3.2. Schéma de la direction maintenance

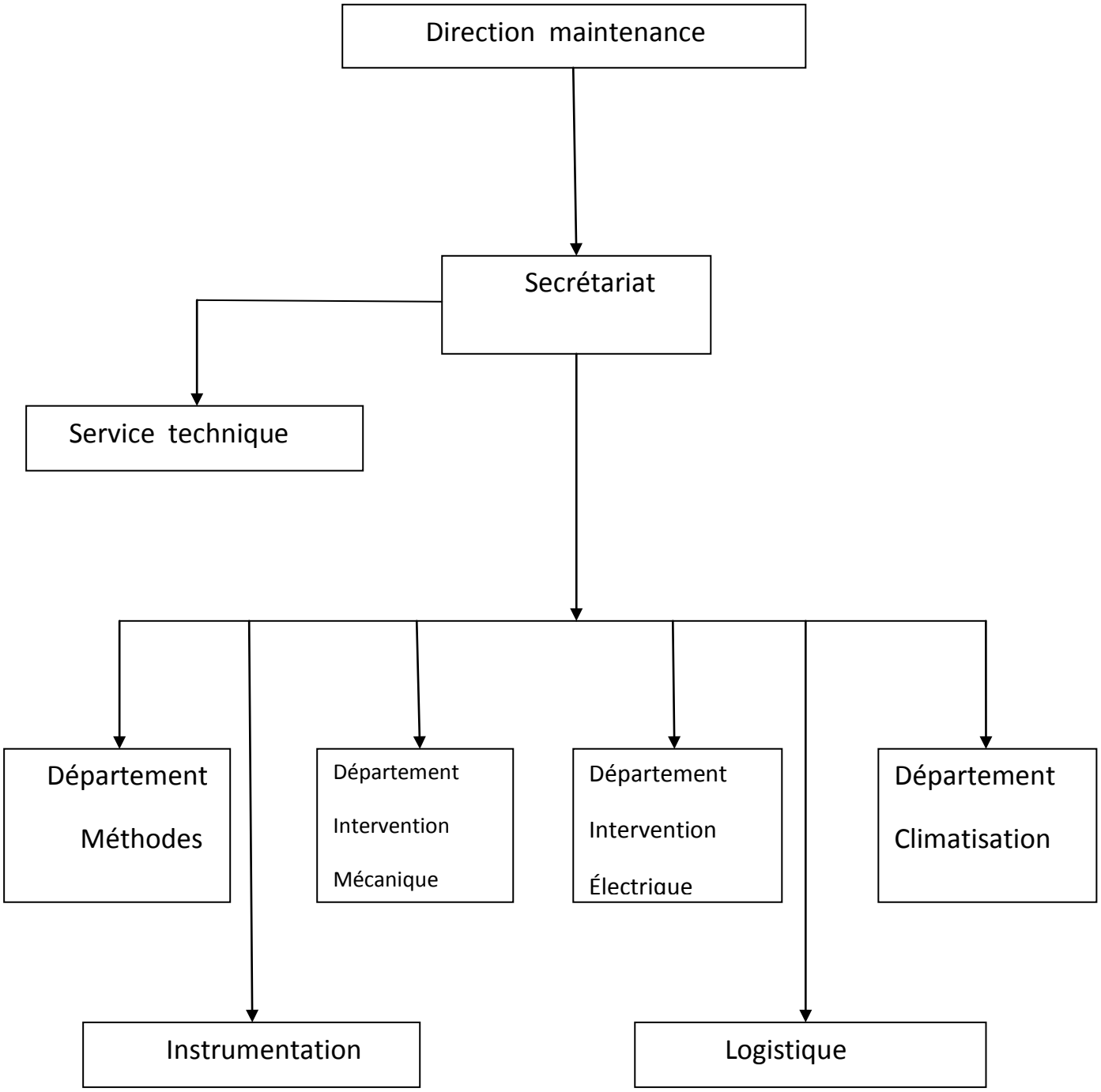


Figure 3.1 : Direction de maintenance

3.2.1 Définition générale

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

Maintenir c'est donc effectuer des opérations (dépannage, graissage, visite, réparation, etc.) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production.

État de stabilité $\Rightarrow$ maintenir

3.2.2 Objectifs de la maintenance

Les principaux objectifs de la maintenance sont:

- de maintenir l'équipement dans un bon état de marche, dans les meilleures conditions de qualité, de délai et de prix de revient;
- de remplacer l'équipement à des périodes prédéterminées;
- d'assurer á l'équipement des performances de haute qualité;
- d'améliorer la sécurité du travail;
- de former le personnel dans les spécialités spécifiques á la maintenance;
- de conseiller la direction d'usine et la fabrication;
- de maintenir l'installation dans un état de propreté absolue.

La fonction maintenance a donc un caractère productif tout comme la fonction fabrication. On parle souvent de la maintenance productive, et il convient de lui attacher une importance aussi grande que la fonction fabrication. Les deux ont la tâche d'assurer une conduite et une qualité constante de la production.

3.2.3. Les différentes formes de maintenance

Il existe deux types principaux de maintenance :

- la maintenance corrective.
- la maintenance préventive.

- **la maintenance corrective**

D'après la norme **AFNOR X 60-010**, la maintenance corrective est une maintenance

effectuée après défaillance, consiste en une réparation ou un dépannage.

Les actions relatives à la maintenance corrective sont regroupées en trois sous groupes**:**

1- sous groupe d'action de localisation des pannes.

2- sous groupe d'action de remise en état avec ou sans modification.

3- sous groupe d'action de durabilité (contrôle du bon fonctionnement

- **La maintenance préventive**

Selon la norme **AFNOR X60-010** C'est une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou dégradation d'un service. Donc, elle permettre d'éviter les défaillances du matériel en cours d'utilisation.

- **Avantages et inconvénients de la maintenance préventive :**

Tableau 3.1 : avantages et inconvénients

Avantages	Inconvénients
Budget d'entretien moyen.	**Coûts de pane de production.**
Minimiser les coûts directs	**Organisation très différent l'intervention**
Simplicité de travail	**Achat de pièces de recharges à prélevés**

- **Déférents formes de maintenance préventive**

a) Maintenance préventive systématique

C'est une maintenance selon un échéancier établie en fonction du temps ou du nombre d'unité d'usage.

b) Maintenance préventive conditionnelle

D'après la norme **AFNOR X60-010**, la maintenance conditionnelle se définit comme " une maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (autodiagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure).

3.2.4. Les opérations de la maintenance

- **Le dépannage**

C'est une action sur un bien en panne, en vue de le remettre en état fonctionnement.

Application :

Il peut être appliqué par exemple sur des équipements fonctionnant en continu dont le impératifs de production interdisent toute visite ou intervention à l'arrêt.

- **La réparation**

Intervention définitive et limitée de maintenance corrective après une panne ou défaillance.

- **Les inspections**

C'est une Activité de surveillance qui consiste à relever périodiquement les anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitent pas un outillage spécifique ni l'arrêt de l'outil de production ou des équipements.

- **Les visites** Ce sont des opérations de surveillance qui dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent sur une périodicité prédéterminer (hebdomadaire, mensuelle, trimestriel….etc.).

- **Les contrôles**

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies, suivies d'un jugement et d'un diagnostic (rapport de visite)

- **Les révisions**

Ensemble des actions d'examens et de contrôles des interventions effectuées, en vue d'assurer le bien ou installation machine ou véhicule contre.

Toute défaillance majeure ou critique pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usage donné (heures de fonctionnement quantité réduction réaliser, kilométrage parcouru).

3.2.5. La maintenance conditionnelle

- **Pratique de la maintenance conditionnelle**

Un démontage, un remplacement coûtent cher en temps et en perte de production. La pratique de la maintenance conditionnelle consiste à ne changer l'élément que lorsque celui-ci

présente des signes de vieillissement ou d'usure mettant en cause, à brève échéance, ces performances, la maintenance conditionnelle comporte trois phases :

- la détection du défaut qui se développe.
- l'établissement d'un diagnostic.
- l'analyse de la tendance.

➢ **La détection du défaut qui se développe**

A la mise en route de chaque équipement, les principales caractéristiques de base des appareils sont enregistrées notamment la signature vibratoire et les divers paramètres de fonctionnement (température, performances …).

Ces caractéristiques ou signature, serviront de référence pour suivre, par comparaison, l'évolution d'éventuels défauts ultérieurs

➢ **L'établissement d'un diagnostic**

Dès qu'une anomalie est détectée par les outils que nous verrons dans le prochain chapitre, le responsable d'entretien aura la charge d'établir, dans la mesure du possible, un diagnostic concernant l'origine et la gravité du défaut constaté.

➢ **L'analyse de la tendance**

L'établissement du diagnostic permet à l'ingénieur de préjuger le temps dont il dispose avant la panne, pour laisser l'appareil fonctionner sous surveillance renforcée et prévoir la réparation.

3.2.6. La mise en place d'un programme de maintenance conditionnelle

Il faut déterminer :

- la technique, le paramètre de suivi
- les seuils, les points de mesure
- la périodicité de mesure

➢ **la technique et le choix du paramètre suivi**

Les paramètres révélateurs de l'état de dégradation du bien, comme définit par la norme, peuvent être de deux types:

a) les paramètres de performance

- Consommation énergétique

- Production (quantité et qualité d'un produit fini)

b)- les paramètres de comportement

- Les vibrations
- Le bruit
- La température (usure d'un roulement)
- L'huile (contrôle des dépôts significatifs de l'usure)

Dans le cas des machines tournantes, le paramètre le plus significatif de l'état d'une machine est le niveau vibratoire, l'augmentation du niveau vibratoire est révélatrice de la dégradation d'une machine.

- **la périodicité des mesures**

a)- Avec un collecteur de données portable (maintenance "OFF LINE ")

Elles seront différentes d'une machine à l'autre, et évolueront en trois phases:

1ére phase : pendant la période de rodage d'une machine neuve, des mesures rapprochées sont réalisées (par exemple tous les 2 ou 3 jours), jusqu'à ce que les niveaux se stabilisent.

2éme phase : En fonctionnement normal, la périodicité peut être d'une semaine à plusieurs mois.

3éme

- **Les seuils d'alarme**

En cas de mesure de l'intensité vibratoire conformément aux normes, les niveaux maximaux admissibles sont déjà déterminés en fonction de différents critères, comme la puissance de la machine et le type de fondation

3.3. Organisation du travail :

La procédure de maintenance dans l'entreprise passe par plusieurs étapes et différents bureaux, commencent par l'opérateur sur site qui est le premier a observer l'anomalie il l'annonce au mécanicien principal qui a son tour demande une inspection au service de maintenance, ce service comprenant plusieurs autres services^ il envoi une demande d'inspection au service technique et en collaboration avec la direction du service, ou se situe le problème ils fixent le motif de l'inspection, la préparation de l'équipement et l'heure de l'inspection.

Une fois la demande est prête l'ingénieur de maintenance prépare une fiche de contrôle ou il fait un croqués de la machine à inspecter avec tous les points de mesures qui doit faire et en respectant les conditions de travail ordinaire.

Sur site, il prend les relevés de vibrations sur un tableau et si c'est nécessaire il fait une analyse en spectre, et avec différentes charges pour bien faire son diagnostic (si l'équipement le permet).

En fin il fait un rapport d'inspection ou il mentionne l'origine du problème, et donne des recommandations de traitement et de maintenance nécessaire, et en cas de défaillance d'une pièce il demande de la changer directement (voir fiche de contrôle et rapport d'inspection). Lorsque les copies sont remplies, l'ingénieur de maintenance conserve l'original au bureau de méthode, qui peut être remplacé par la suite en cas de besoin.

b)- avec un système d'acquisition à poste fixe (maintenance "ON LINE ")

Dans se cas, les capteurs sont installés à poste fixe et la périodicité de mesure correspondra à la rapidité maximale de l'unité d'acquisition.

3.3.1Outils de mesures [12]:

Appareil de mesure des vibrations VIBROPORT 30 adapté à de nombreuses applications: fabrication, contrôle qualité, essais, prestation, recherche

Utilisation sûre et sans problèmes, Calculateur intégré pour l'équilibrage

- Documentation automatique

Raccordement de capteurs d'accélération, de vitesse et de déplacement Batterie incorporée Maniable

3.3.2. Réunit les fonctions de dix appareils :

1. Equilibrage in situ ou sur équilibreuse
2. Analyse vibratoire
3. Analyse d'ordres (harmoniques)
4. Filtre suiveur
5. Mesurage de l'intensité vibratoire
6. Mesure des vibrations relatives d'arbre
7. Contrôle des roulements
8. Tachymètre
9. Calculateur d'équilibrage Imprimante



Figure 3.2: VIBROPORT 30

3.3.4. Préparation de la mesure :

- **Vitesse de rotation** : l'intensité vibratoire se mesure à la vitesse de rotation de service. Pour une machine à vitesse variable, il convient de faire des mesures sur toute la plage d'utilisation, afin de chercher d'éventuelles résonances. Ceci est réalise sur le VIBROPORT 30 grâce à l'enregistrement de la vibration globale en fonction de la vitesse de rotation.
- **suspension** : la mesure peut se faire sur une machine fixée, posée sur des plots élastiques, ou bien encore suspendue.

- **Points de mesures** : il est recommandable de choisir directement les paliers ou les plans des paliers. La mesure peut se faire parfois sur le bâti de la machine.
- **Direction de mesure** : il convient de faire des mesures dans les directions : horizontales, verticales et axiales. Si toutes ces directions ne sont pas accessibles, choisir au moins celles dans lesquelles on s'attend à voir le plus haut niveau vibratoire.
- **Capteur** : on peut indifféremment utiliser un accéléromètre (p.ex.AS-011) ou un vélocémeter (p.ex.VS-080).

Le capteur peut être appliqué à la main au point de mesure ou fixe grâce à un aimant, ou bien encore vissé.

Si l'on s'attend à des vibrations dont les fréquences sont supérieures a 500 Hz, il est préférable, pour éviter toute résonance de contacte, d'utiliser ce dernier mode de fixation.

- **6. Masse de la machine** : afin de ne pas perturber le comportement vibratoire de la machine, les conditions d'exploitations estiment qu'il faut respecter un rapport d'environ 1 a 10 entre la masse du capteur et celle de la machine.

P.ex. : capteur masse minimale de la machine

AS-011	0,8kg
VS-080	3,0 kg

Pour des machines plus légères, on peut faire la mesure par l'intermédiaire de la pointe de touche, en veillant bien a ce que la force d'application soit sans influence sur le comportement vibratoire.

3.3.5. Etude de cas : exemples de diagnostic [13]

Bien qu'il ne soit pas envisageable de traiter tous les cas possibles (car ils sont trop nombreux), nous avons choisis deux types de machines tournantes, notre choix était baser sur

- l'importance de la machine.
- la disponibilité de la machine.
- l'accessibilité aux points de mesures.
- la diversité.

3.3.6. Compresseur CENTAC :

Le compresseur CENTAC c'est un compresseur rotatif à quatre étage, entrainé par un moteur électrique tourne a une vitesse de 2900 tr/min, aune puissance de 450kw, accouplé directement par une roue denté a l'aide d'un accouplement à engrenage la roue denté qui fait tourne de sa part les quatre rotors du compresseur avec des vitesses différentes, de prend inversement au diamètre des pignon de chaque rotor qui diminue du 1ère étage au 4ème étage.

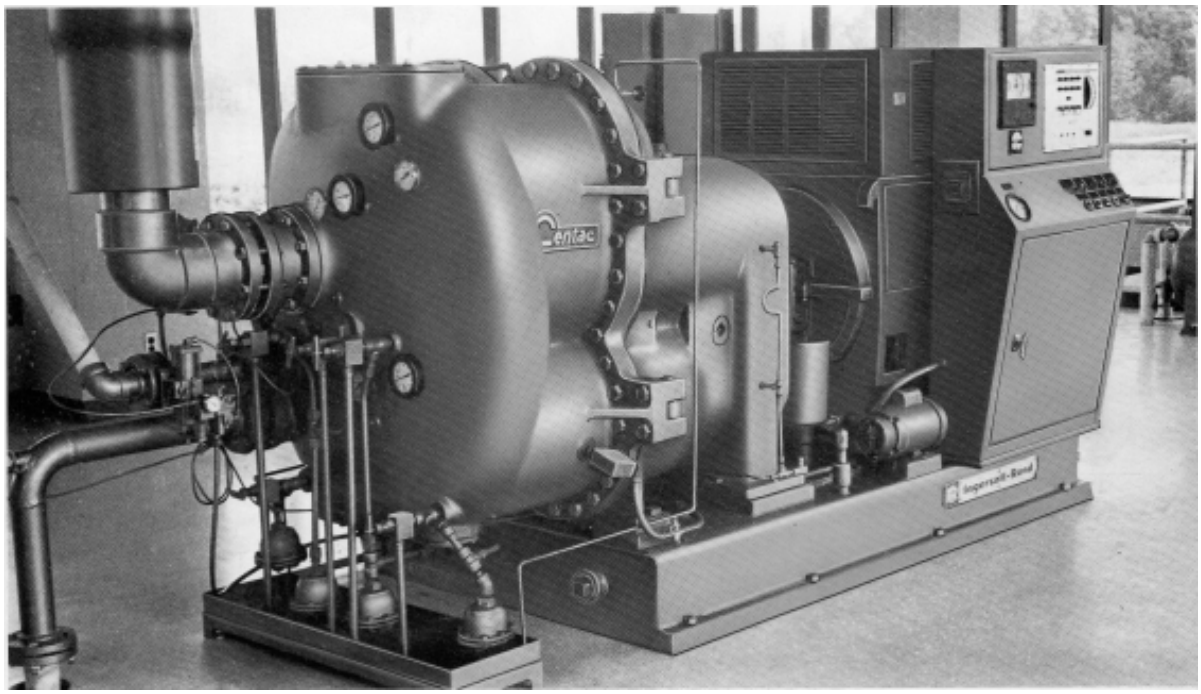
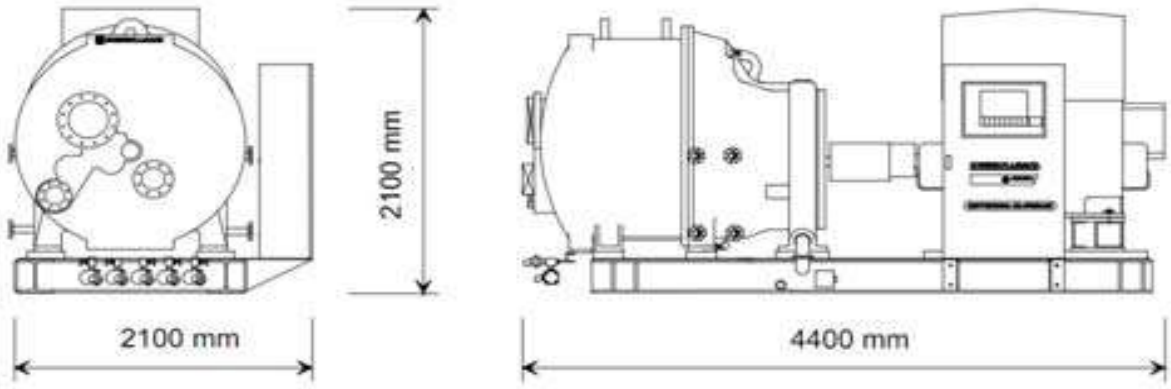


Figure.3.3 : compresseur centrifuge conta



Figue.3.4 : compresseur centrifuge contact

3.3.6.1 Fiche technique du compresseur :

1° :1e moteur : (MK 5302)

Puissance : 450 kW
Pôles : 3000-2p
Facteur de service : S1
Fabricant : MARELLI
Plan d'encombrement : 2C27317
Machine à Entraîner : compresseur centrifuge
Vitesse nominale glissement : 2980-0.6
Courant nominal : 51 A
Type de démarrage : directe
Sens de rotation : bi directionnel
Types de paliers : 6317C4
Classification des zones : normal
Norme de constriction : CE 2.3
Protection : IP 55
Régime de démarrage : VIDE
Accouplement : AXIAL
Poids : 3580 kg

3.3.6.2. Caractéristiques techniques du compresseur centrifuges :

Poste : K 5401
Service : compresseur AIR
Type de compresseur : centrifuges
Nb d'étages : 4
Nb des compresseur Principaux : 2
Nb de compresseur de service : 1
Condition marche : contenez
Fluide : AIR
Poids moléculaire : 29
Valeur de R= CP/CV : 1.4
Contenez de H2O : 100/50/50

Tempe d'aspiration : -3/32/38.5

Pression d'aspiration BAR : -94/-94/-94

Pression de refoule Kg/cm : 8

Débit aux cond d'aspiration m/h : 10.5

Dim et arille des brides : 150 R7

Réglage de débit : Automatie

3.4. Surveillance et diagnostic des défauts [13]:

On distingue communément 2 principales activités :

- **La surveillance**:

le but est de suivre révolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains **indicateurs** par rapport à des **valeurs de référence,** constituant la **signature,** alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. La valeur de référence est souvent une signature établie lors de la première campagne de mesure sur la machine neuve ou révisée.

- **Le diagnostic** :

Il met en œuvre des outils mathématiques plus élaborés. Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire.

La surveillance peut être confiée à du personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de solides connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal.

3.4.1. Décibels, niveaux de référence, alerte et danger :

Soit A l'amplitude de l'accélération. A est une fonction de la fréquence (pour une mesure réalisée lors d'une campagne)
et du temps (la valeur évolue d'une campagne de mesure à l'autre).

On nomme AO la première mesure de cette grandeur. C'est celle qui fait référence.

Pour les mesures suivantes, on pourra mesurer l'accélération en m/s^2 ou en g, mais on pourra également la mesurer en décibel (dB). Le décibel est défini par la formule suivante :

$$A\ (dB) = 20.\log A/A_0$$

Afin de définir les seuils d'alerte et de danger, on eut utilisé **le tableau suivant** :

Tableau 3.2 : définir les seuils d'alerte et de danger

Niveau			Référence			Alerte			Danger
A/AO	0,10	0,32	1	1,12	1,41	2,00	2,51	3,16	10,00
A (dB)	-20	-10	0	1	3	6	8	10	20

Si lors d'une mesure, l'amplitude vibratoire est 2 fois plus importante que celle de la valeur de référence, cela correspondra à une mesure de 6 dB. Si l'amplitude vibratoire est 10 fois plus grande que la valeur de référence, cela correspondra à 20 dB.

La définition de ces seuils peut ensuite être affinée en fonction des connaissances du cycle de vie de la machine acquises avec l'expérience.

3.4.2. Indicateurs de surveillance :

Ce sont des indicateurs utilisés régulièrement pour surveiller les installations. Leurs évolutions permettent d'alerter le technicien d'une dégradation. On distingue :

- Les indicateurs scalaires ou niveaux globaux (NG)
- Les indicateurs spectraux de forme ou spectres.

3.4.3. Indicateurs basses fréquences :

Déplacement crête à crête entre 10 et 100Hz : DEC [10-IOOHZ] (en Um).

C'est l'indicateur utilisé par l'API (American Pétroleur Industrie). Il est utilisé par tout industriel intervenant en pétrochimie et est sensible aux phénomènes dits « basses fréquences ».

Le niveau acceptable maximal est donné, quelle que soit la vitesse parla formule suivante :

$$DC\ max = 25{,}4.(12000/N)^{0{,}5}$$

Avec N : vitesse de rotation en tr/min et Déc., déplacement crête à crête en Um.

Vitesse efficace entre 10 et 1QQQ Hz : [10-IOOO Hz] en mm/s

Cet indicateur est lui aussi révélateur de phénomènes «basses fréquences » (BF). Ces phénomènes sont les plus énergétiques donc les plus destructeurs.

Une augmentation du balourd, un défaut d'alignement, se traduiront par une augmentation anormale de cet indicateur qui est pris comme référence dans la norme ISO 10816.

Cette norme définit l'emplacement des points de mesures et des seuils d'alerte et de danger en fonction du type de machine :

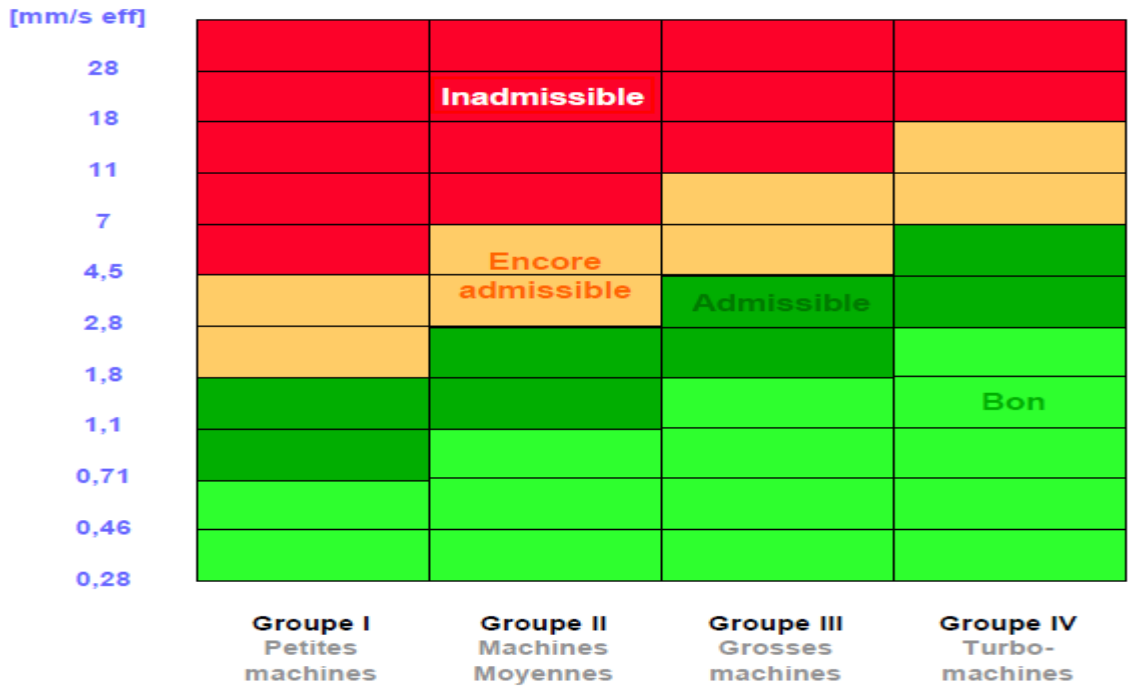


Figure 3.5 : zones de l'état de sévérité

Groupe 1 : Petite machines tournantes {<15kW).

Groupe 2 : Machines de taille moyenne de 15 à75KW).

Groupe 3 : Grosses machines motrices avec masses en rotation montées sur des assises lourdes et rigides.

Groupe 4 : Grosses machines motrices avec masses en rotation montées sur des assises qui sont relativement souples dans le sens de mesurage des vibrations

{Par exemple, turboalternateur et turbines à gaz de capacités supérieures à 10 MW.

3.4.4. Indicateurs hautes fréquences :

Accélération efficace entre 2 Hz et 20 kHz : **ACC*¡2*** - 20000Hz] (en g ou mg)

C'est un indicateur révélateurs dits phénomènes dits « hautes fréquences » (HF) tels que les défauts de roulements, de dentures, etc.

Une élévation anormale de l'accélération sera en général, sur une machine simple, révélatrice d'une dégradation avancée des roulements. En effet, le peigne de raies créé par les défauts de type roulements va surtout apparaître en haute fréquence. En basse fréquence, il est masqué Par les autres phénomènes comme le balourd ou le délignage. L'unité d'ACC ff [1000-10000Hz] est le g ou le mg : g est l'accélération delà pesanteur. 1g = 9,81 m/s^2.1 mg = 10"^{3} g.

3.4.5. Indicateurs spécifiques aux roulements :

Facteur de crête entre 1 kHz et 20 kHz : **FC** [1000-20000HZ] (sans unité) Il est défini à partir des valeurs crête et efficace de l'accélération :

Le défaut majeur de cet indicateur est de présenter environ les mêmes valeurs à l'état neuf et en fin de vie du roulement.

Seule l'évolution dans le temps de cet indicateur est utilisable. Si FC augmente, la situation n'est pas alarmante, si FC diminue, le roulement est en fin de vie.

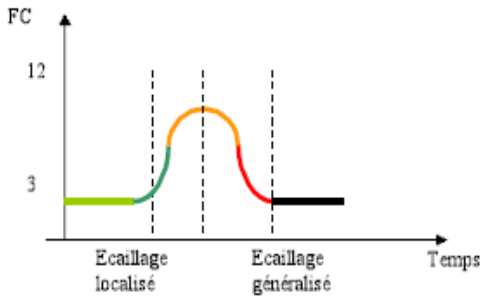


Figure.3.6:valeur crête et efficace l'accélération

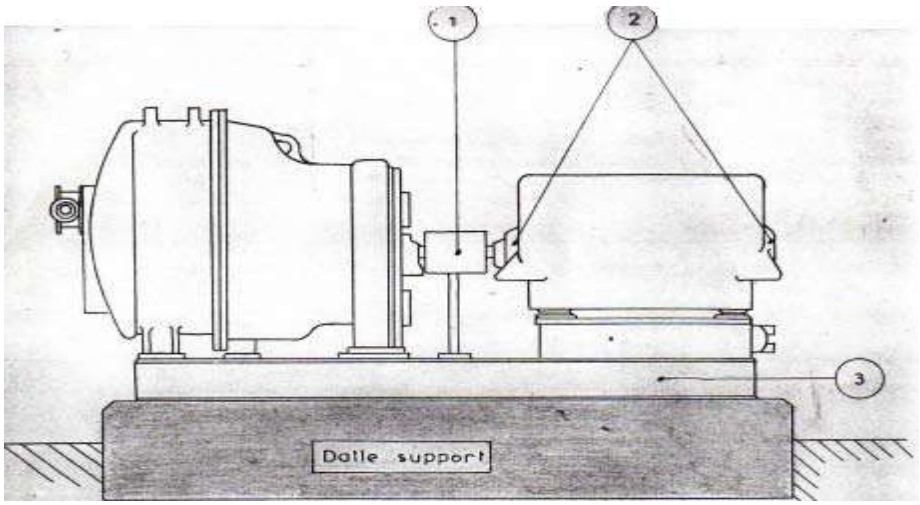


Figure 3.7 : état du compresseur en charge.

3.5. Détection des défauts [15]

Dans l'unité de VP 50, il existe 3 compresseurs : A, B et C

.3.5.1.Les mesures des vibrations globales du moteur - compresseur A :

- **La figure 3.8** : montre la position des accélérations pour la mesure globales

Caractéristique de fonctionnement du moteur - le compresseur charge de : **1**00 %.

P : 450 kW

V : 2980 tr/min

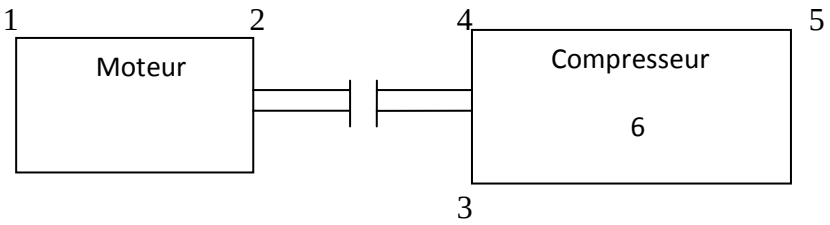


Figure 3.8 : moto-compresseur A

- **Tableau 3.3**: mesures dans la position 1.

Point de contrôle (15.11.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	2.7	1.7	1.7	2.1	1.7	2.4
	VERTECAL	2.1	1.3				
	Axial	2.3	2.6				

- **Tableau 3.4:** mesures dans la position 2.

Point de contrôle (28.11.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	2.91	2.0	1.75	1.46	1.41	1.93
	VERTECAL	3.41	1.94				
	axial	2.46	3.63				

D'après les caractéristiques du compresseur, on peut remarquer que l'équipement appartient au troisième groupe de machine, donc nous comparons les résultats des mesures

des vibrations globales du compresseur avec les seuils de jugement indiqué dans les normes E90 300 VDI 2050 ISO 2372.

1° : coté moteur :

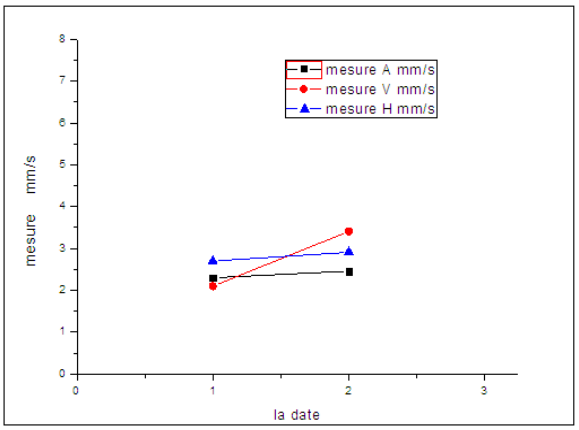


Figure 3.9. : Position A1

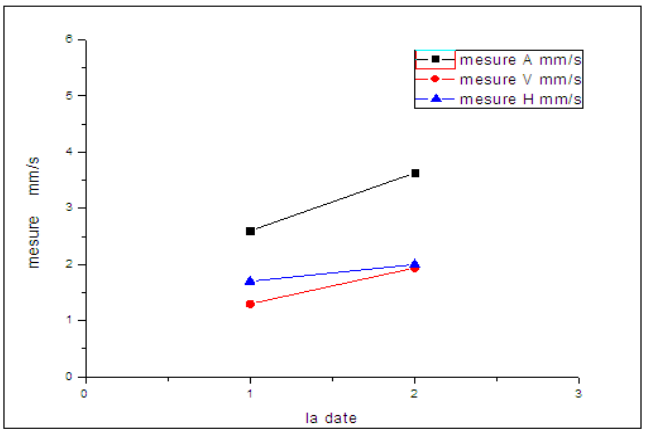


Figure 3.10. : Position A 2

Remarque figure 3 (9-10) : d'après les figure 3.9 et 3.10, on constate le niveau des vibrations se trouves dans l'²etat bonne dans toutes la direction (horizontale, verticale, axial).

2 : coté compresseur :

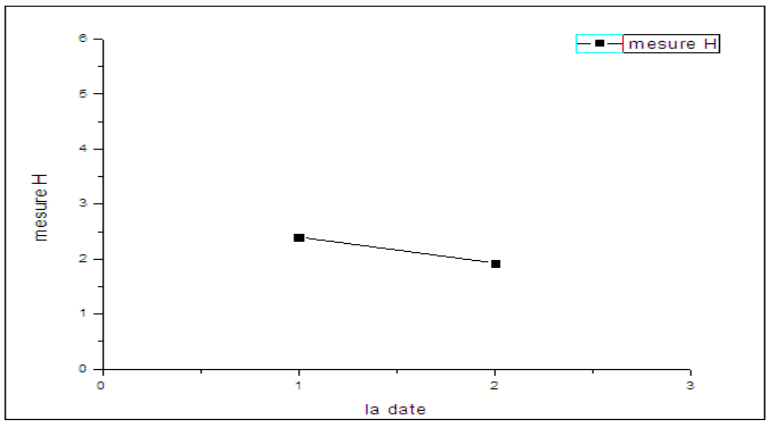


Figure 3.11: position A 6

Sur Le corps du compresseur On a prélevé une seule mesure de vibration dans le coté horizontale, donc on constate que l'état est **bon.**

3.5.2. Les mesure des vibrations globales du moteur - compresseur B :

- **La figure 3.12** : montre la position des accélérations pour la mesure globales

Caractéristique de fonctionnement du moteur - le compresseur charge de : **1**00 %.

P : 450 kW V:

2980 tr/min

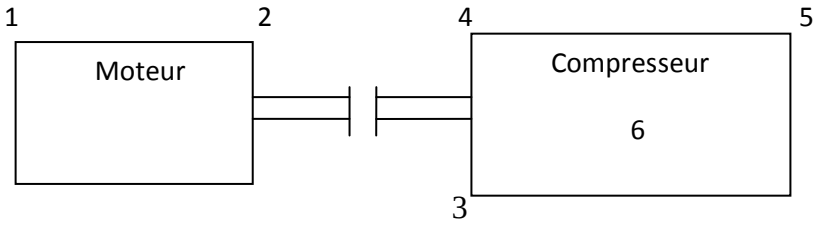


Figure 3.12 : moto-compresseur

- **Tableau 3.5**: mesures dans la position 1.

Point de contrôle (15.11.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	3.5	2.7	2.8	2.0	2.4	2.8
	VERTECAL	4.9	3.1				
	axial	2.8	4.8				

- **Tableau 3.6**: mesures dans la position 2.

Point de contrôle (28.11.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	3.5	3.3	3.2	2.3	2.3	3.7
	VERTECAL	5.8	5.5				
	axial	5.6	5.3				

➢ **Tableau 3.7** : mesures dans la position 3.

Point de contrôle (09.12.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	2.7	2.8	0.3	1.9	2.3	3.1
	VERTECAL	2.7	6.8				
	axial	6.8	5.6				
ETATS ROULEMEN		Roulement cote accop 1.9 B.C.U					
		Roulement cote libre 2.8 B.C.U					

D'après les caractéristiques du compresseur, on peut remarquer que l'équipement appartient au troisième groupe de machine, donc nous comparons les résultats des mesures des vibrations globales du compresseur avec les seuils de jugement indiqué dans les normes E90 300 VDI 2050 ISO 2372.

1° : coté moteur :

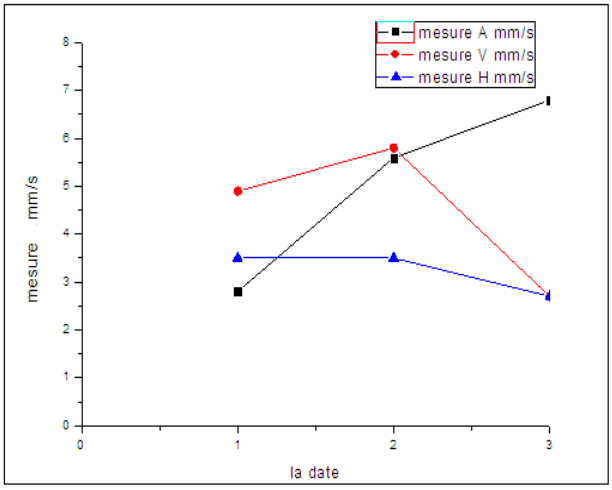


Figure 3.13 : position B1

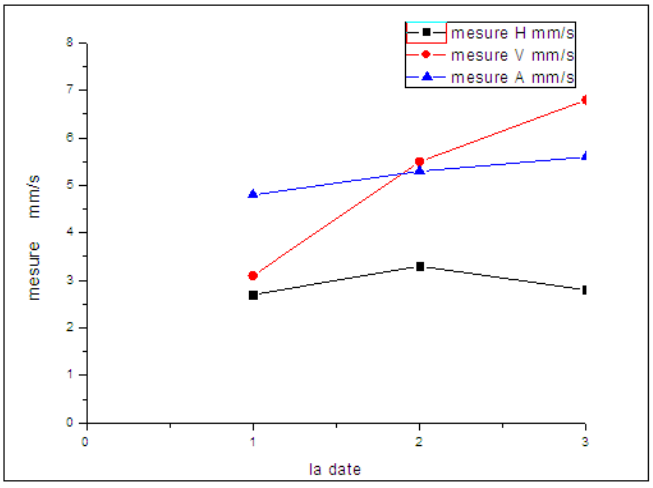


Figure 3.14 : position B2

D'âpre les figures 3.13 et 3.14 l'accélération fixe en position verticale, indique une augmentation significative de l'amplitude des vibrations

On constate que l'état est **admissible**

D'âpre de l'unité de maintenance plusieurs et démarrages été effectues durant cette période [15.11.2006-28.11.2006] il a été constaté l'augmentation du B.C.U [roulement]. Cette augmentation indique l'usure et le vieillissement de l'roulement.

2° : coté compresseur :

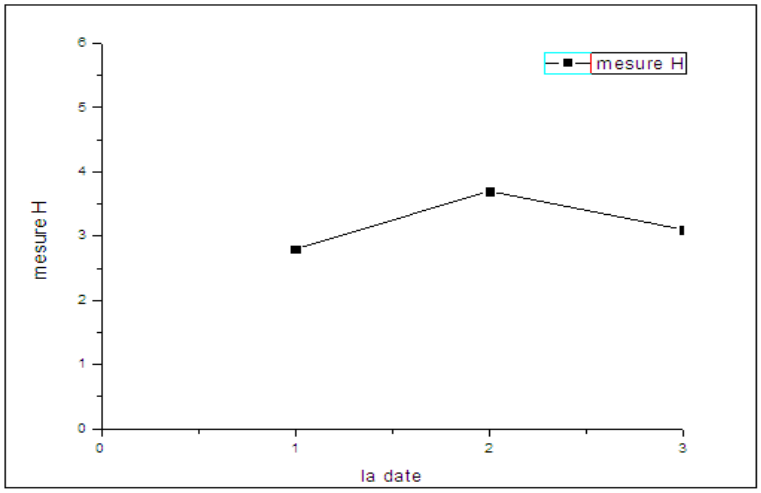


Figure 3.15 : position B6

Sur Le corps du compresseur On a prélevé une seule mesure vibration dans le coté horizontale, vertical, par comparaison avec la norme, on constaté que, le niveau des vibration se troue en bonne état.

3.5.3. Les mesure des vibrations globales du moteur - compresseur C:

- **La figure 3.16** : montre la position des accélérations pour la mesure globales

Caractéristique de fonctionnement du moteur - le compresseur charge de : **1**00 %.

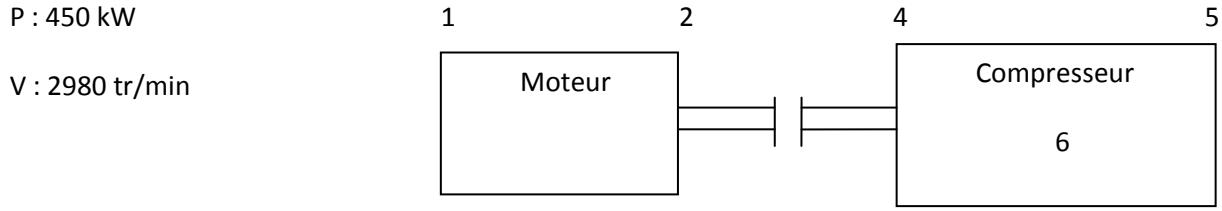


Figure 3.16 : moto-compresseur C

- **Tableau 3.8** : mesures dans la position.

Point de contrôle (15.11.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	2.3	2.4	2.2	1.8	1.6	1.4
	VERTECAL	2.7	2.1				
	axial	16.8					

- **Tableau 3.9** : mesures dans la position.

Point de contrôle (28.11.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	2.4	1.9	4.7	4.1	3.2	2.3
	VERTECAL	3.1	2.4				
	axial	17.5					

➢ **Tableau 3.10** : mesures dans la position.

Point de contrôle (09.12.2006)		Moteur		compresseur			
		01	02	03	04	05	06
Vibration Globale 10 : 1000 Hz MMS/RMS	HORISONTAL	2.6	2.0	3.7	2.6	2.7	1.7
	VERTECAL	3.9	2.3				
	axial	18.2					

D'après les caractéristiques du compresseur, on peut remarquer que l'équipement appartient au troisième groupe de machine, donc nous comparons les résultats des mesures des vibrations globales du compresseur avec les seuils de jugement indiqué dans les normes E90 300 VDI 2050 ISO 2372.

1° : coté moteur :

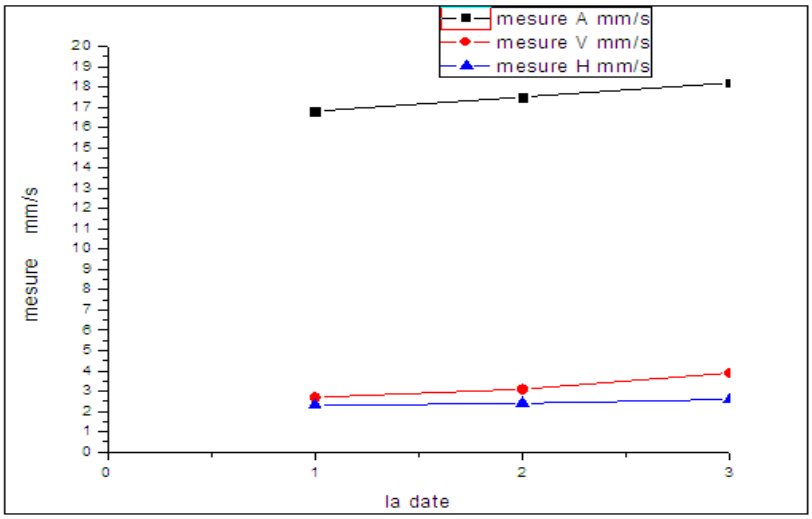


Figure 3.17 : position C1

D'apis la figure (3.17), on constate que le niveau des vibrations, position axial,

Ets **inadmissible** avec une valeur le max égal a 18.2 mm /s Rms, pour raison le moteur a été arête pour changement des roulements

2° : coté compresseur :

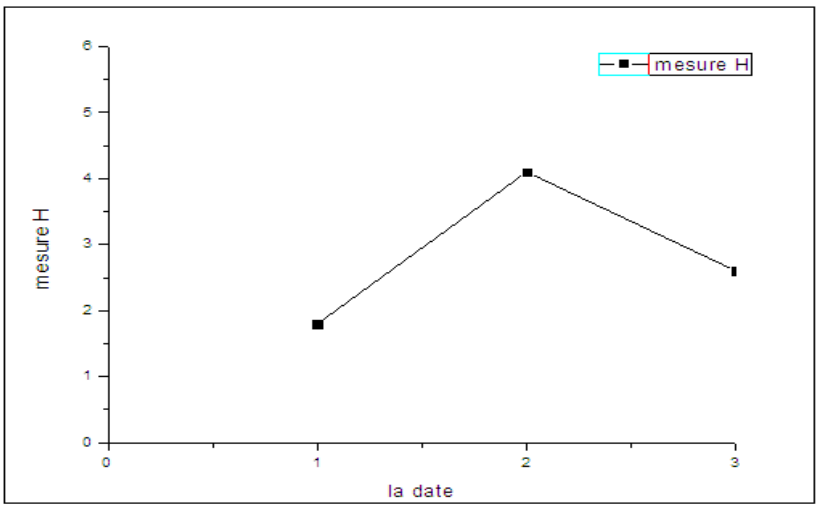


Figure 3.18 : position C4

Sur Le corps du compresseur On a prélevé une seule mesure vibration dans le coté horizontale, par comparaison avec la norme, l'état set admissible car la valeur maximale 4.7mm/s.

3.5.4. La mesure vibratoire du moteur –compresseur C

Par vérifies l'état du moteur, le technicien de maintenance à séparer le moteur du compresseur C.

Des mesure à la position 1et 2 on été prélèves

V : 2980 tr/min 1 Moteur 2

P : 450 kW Cote accouplement cote libre

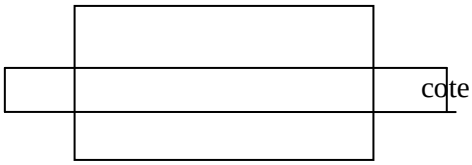


Figure 3.19 : moteur Electric

Tableau 3.11 : mesure globale 1

Point de contrôle		01	02
Vibration Global 10 :1000HZ MM/S RMS	HOREZONTAL	2.6	1.0
	VERTICAL	4.3	14.7
	AXIAL	5.3	4.3
ETATS ROULEMEN B.C.U	Roulement cote accop 0.7 B.C.U		
	Roulement cote libre 2.6 B.C.U		

Commentaires et observation :

Seuil de jugement V_{eff} la norme le moteur est classé en groupe (3) et en état **inadmissible** - selon la norme les vibrations maxi sont set égalé à 11mm/s, Mais dans notre cas celle -ci est de 14.7 mm/s rns le changement des roulements

Défauts après étude des mesures puises et bu diagramme il eu résulte :

Âpres l'analyse des vibrations, l'ingénieur de maintenance a décide que les défauts sont :

1- balourd
2- roulement défectueux
3- et éventuellement une excentricité dans les paliers

V : 2980 tr/min

P : 450 kW

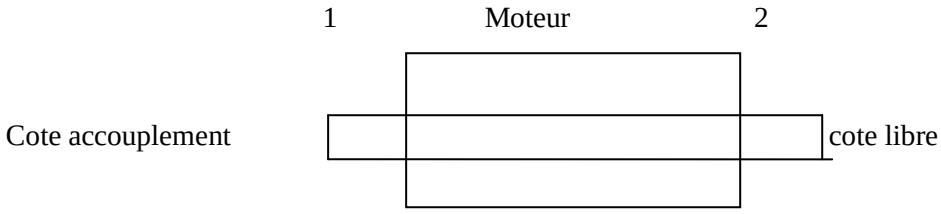


Figure 3.20 : moteur Electric

Tableau 3.12 : mesure globale 2

Point de contrôle		01	02
Vibration Global 10 :1000HZ MM/S RMS	HOREZONTAL	3.3	3.8
	VERTICAL	4.3	4.6
	AXIAL	16.6	3.2
ETATS ROULEMEN B.C.U	Roulement neuf		

Commentaires et observation :

Relèves sur les points 1 et 2 du moteur, la mesure maximale est égale à 16.6mm/s et les vibrations sont **inadmissibles.**

Défauts

Âpres l'analyse des vibrations, l'ingénieur de maintenance a décide que les défauts sont :

- alignement
- axe-rotor
- **Conclusion :** d'prés les résultats, l'arrêt du moteur est obligatoire.

3.6. Diagnostic :

- Le principal outil de diagnostic est l'examen approfondi du spectre de l'amplitude vibratoire en accélération.

3.6.1. Résolution spectrale :

Avec la technologie actuelle, on mesure les spectres d'amplitude en utilisant des appareils numériques. Ces appareils Numériques décomposent le spectre en un certain nombre de ligne, dépendant de la capacité de l'appareil.

Les collecteurs actuels peuvent décomposer généralement les spectres réels en 800 lignes. Le spectre obtenu sera donc une courbe passant par 800 points régulièrement espacé en fréquence.

On distingue différents spectres:

- les spectres Basses Fréquences (BF) entre 0 et 200Hz.
- les spectres Moyennes Fréquences (MF) entre 0 et 2000Hz.
- les spectres Hautes Fréquences (HF) entre 0 et 20000 Hz.
- Les zooms hauts résolution [f 1-f2], f1 et f2 définissant la gamme de fréquence analysée.

Soit AF la largeur du spectre. Le plus petit écart mesurable sur le spectre sera égal à£f/800 si la résolution du collecteur est de 800 lignes.
Un spectre BF [0-200HZ] aura une résolution spectrale de
200/800 = 0,25 Hz. Un spectre HF [0-20000HZ] aura une
résolution spectrale de 20000/800 = 25 Hz.

Pour distinguer 2 défauts dont la fréquence est proche, on aura alors recours à un spectre de type zoom. Un spectre zoom [98-102Hz] aura une résolution spectrale de 4/800 = 0,005 Hz.

3.6.2. Diagnostic du défaut

3.6.2.1. Fréquences caractéristiques

a. Fréquence caractéristique du balourd

Fr : fréquence de rotation du moteur

Fr= 3000/60=50 Hz

b. Fréquences caractéristiques des pignons

Le nombre des dents des roues dentés :

Z=368 dents Z1=39 dents Z2=29 dents Z3=25 dents Z4=23 dents

Les fréquences de rotation des roues : F1, F2, F3, F4.



Figure 3.21 : Roue et pignon

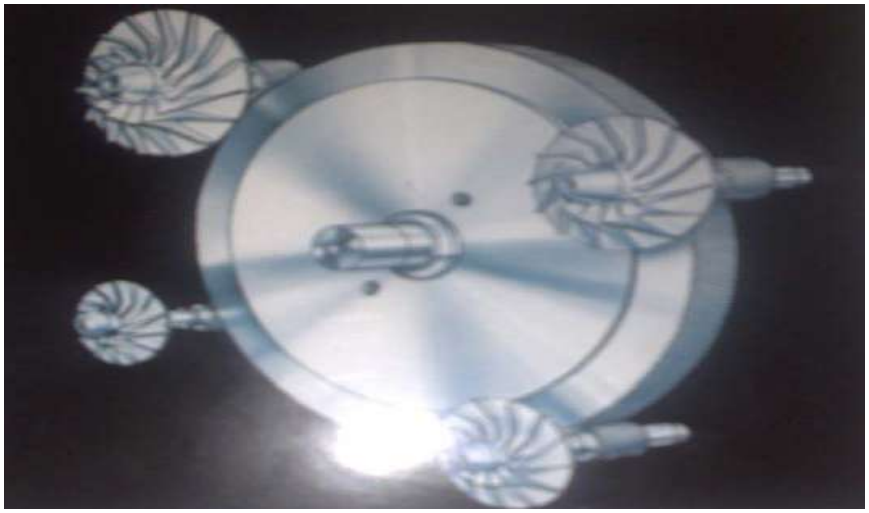


Figure 3.22 : Quatre roues et grande roue dentée

Fe: fréquence d'engrènement

Fe1=Z1*F1 Fe2=Z2*F2

Z*Fr=Z1*F1

368*(2900/60) = 39*F1

F1= 456.06 Hz

Z*Fr = z2*F2

F2 = 613.33 Hz

Z*Fr = Z3*F3

F3 = 711.46 Hz

Z*Fr = Z4*F4

F4 = 773.33 Hz

a. Fréquences caractéristiques des roues :

Fpp = Nb de pales *R PM

Nb de pale de la roue 1= 21

Nb de pale de la roue 2= 19

Nb de pale de la roue 3= 17

Nb de pale de la roue 4= 15

Fpp : fréquence de passage des pales.

Fpp1 = 21* (28000/60)

Fpp1 = 9800 Hz

Fpp2 = 19*(38000/60)

Fpp2 = 12033.33 Hz

Fpp3 =17*(44000/60)

Fpp3 = 12466.66 Hz

Fpp4 = 15*(48000/60)

Fpp4 = 12000 Hz

3.7. Spectre FFT :

3.7.1. Compresseur A

D'après les résultats du tableau 1 correspondant à la figure 16, nous constatons que la valeur RMS maximal des mesures de la vitesse dépasse le seuil d'alerte (1.8 mm/s) donc le compresseur est en état **admissible**. Les résultants obtenus ont montré la présence des défauts.

A. Spectre au point 3 :

Tableau 3.13 : mesure de la valeur RMS de la vitesse

N pointes	Mesure
01	2.1
02	3.9
03	4.1
04	1.8
05	1.6
06	1.6
07	1.3



Figure 3.23 : mesures prélevées par VIBROPORT

Pour localier et identifier la nature de ces défauts nous avons prélevé au point 03, qui possède la valeur RMS maximale, une autre mesure. A partir de cette mesure, on a obtenu le spectre FFT (Figure 3.24).

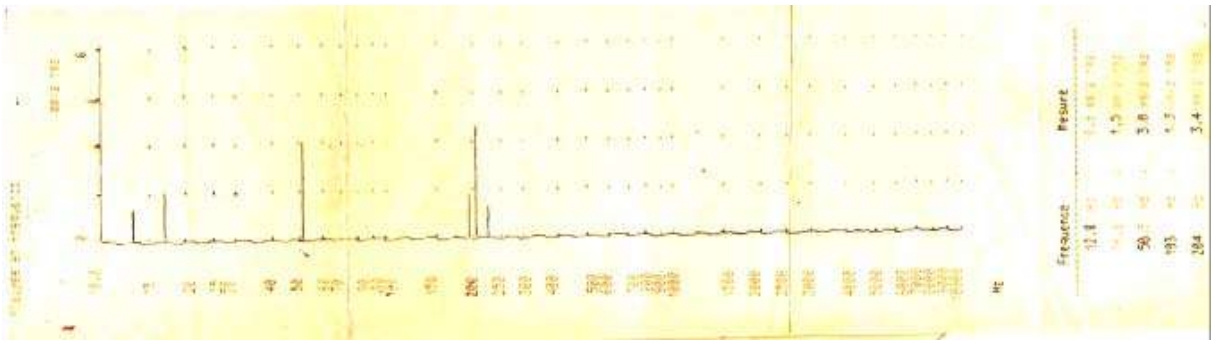


Figure 3.24 : Spectre FFT

D'après la figure 3.24, nous constatons la présence des pics aux fréquences indiquées dans le tableau 2. Le pic 3 correspond à la fréquence de rotation Fr (Fr=3000 tr/min /60= 50Hz). Ce pic indique la présence d'un balourd. Comme les informations relatives au moteur électrique sont insuffisantes, les pics 1 et 2 peuvent être dus à l'excentricité du rotor du moteur électrique. Le pic 5 correspond à la 4ème harmonique de la fréquence de rotation 4Fr.

Tableau 3.14 : Pics

Pic	Fréquence HZ	Mesure mm/s
01	12.8	0.9
02	16.6	1.5
03	50.5	3.0
04	193	1.3
05	204	3.4
06	224	0.9

3.7.2. Compresseur : B

b. spectre au point 2 :

D'après les résultats du tableau 2 correspondant à la figure 18, nous constatons que la valeur RMS maximal des mesures de la vitesse dépasse le seuil d'alerte (4.7 mm/s) donc le moteur est en état **admissible**. Les résultants obtenus ont montré la présence des défauts. Tableau 3: mesure de la valeur

Tableau 3.15. : Mesure de la valeur RMS de la vitesse

N pointes	Mesure
01	3.0
02	4.7
03	1.6
04	2.5
05	2.1
06	2.2
07	



Figure 3.25 : mesures prélevées par VIBROPORT

Pour localier et identifier la nature de ces défauts nous avons mesure au point 02, qui possède la valeur RMS maximale, une autre mesure. A partir de cette, on a obtenu le spectre FFT (Figure 3.26).

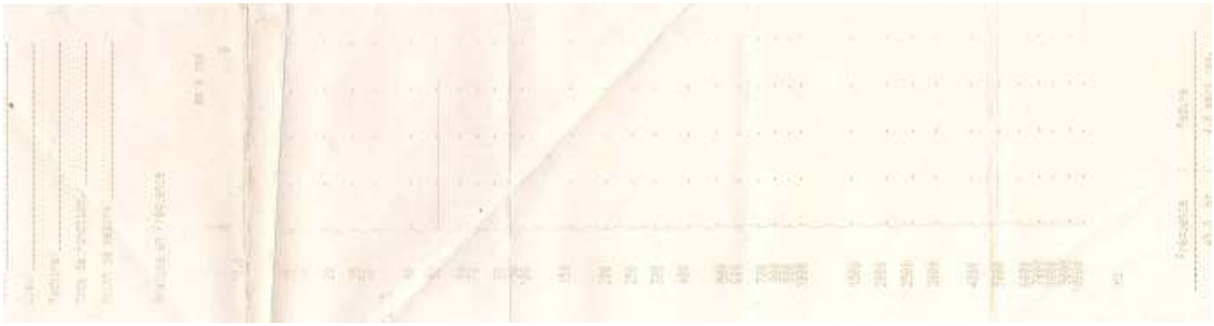


Figure 3.26 : Spectre FFT

D'après la figure 3.26, nous constatons la présence des pics aux fréquences indiquées dans le tableau 3.15. Le pic 3 correspond à la fréquence de rotation Fr (Fr=3000 tr/min /60= 50Hz). Ce pic indique la présence d'un balourd.

Tableau 3.16 : Pics

PIC	Fréquence Hz	Mesure mm/s
01	653	1.3
02	822	6.9

3.7.3. Compresseur C

C. Graphe point 4 :

D'après les résultats du tableau 2 correspondant à la figure20, nous constatons que la valeur RMS maximal des mesures de la vitesse dépasse le seuil d'alerte (7.2 mm/s) donc le compresseur est en état **encore admissible**. Les résultants obtenus ont montré la présence des défauts.

Tableau 3.17: mesure de la valeur RMS de la vitesse

N pointes	Mesure
01	5.2
02	6.1
03	4.1
04	7.2



Figure 3. 27: mesures prélevées par VIBROPORT

Pour localier et identifier la nature de ces défauts nous avons mesure au point 04, qui possède la valeur RMS maximale, une autre mesure. A partir de cette, on a obtenu le spectre FFT (Figure 28).

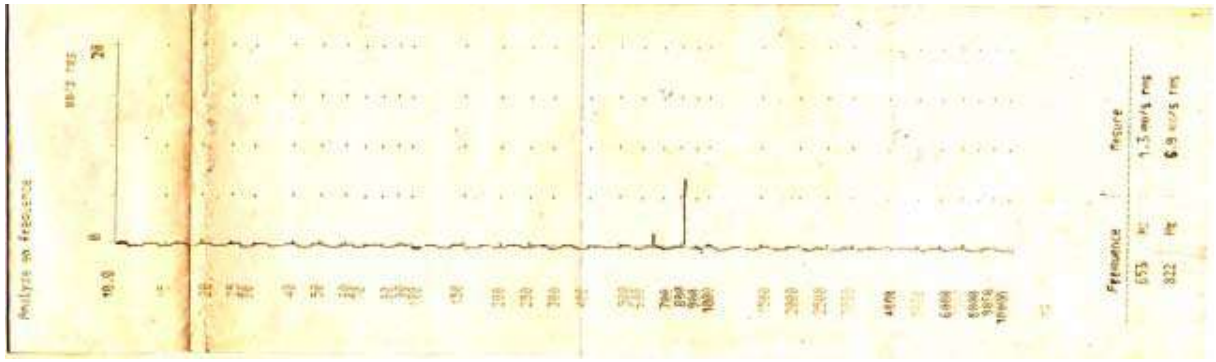


Figure 3.28: Spectre FFT

Tableau 18 : Pics

PIC	Fréquence Hz	Mesure mm/s
01	653	1.3
02	822	6.9

D'après la figure 3.28, nous constatons la présence d'un pic à la fréquence 653 Hz qui correspond à la fréquence caractéristique du pignon (Z1= 29) et un pic à la fréquence 822 Hz qui correspond à la fréquence caractéristiques du pignon (Z2= 23). Ces fréquences correspondent à des défauts issus de l'usure des dents, la charge des dents ou à une excentricité des roues dentées et jeu entre dents.

-Usure des dents

Le principal indicateur d'usure des dents est l'excitation de la fréquence d'engrenage et la présence de rendes latérales au régime de marche de la roue défectueuse, l'amplitude peut changer, bien que des bandes latérales de forte amplitude ainsi qu'un certain nombre de bandes latérales apparaissent habituellement lorsque est perceptible. Les bandes peuvent même être de meilleurs indicateurs d'usure.

Des amplitudes sont souvent présents à 2x ou 3x Fe, surtout à 3x Fe même lorsque l'amplitude est acceptable.

-Charge des dents

Les Fe sent souvent très sensibles à la charge de fartes amplitudes ne sont pas nécessairement signe de problème surtout si les fréquences de rends latérale demeurent faible et qu'aucune fréquence naturel le d'engrenage n'est excitée chaque analyse devrait être effectuée à la chaque maximale de fonctionnement. Si l'on désire effecteur des comparaisons spectrales significatives.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans l'industrie, pour assurer la sûreté de fonctionnement d'une machine tournante il faut définir une stratégie de maintenance et d'entretien. La maintenance conditionnelle prédictive par analyse des vibrations est une stratégie propice et efficace pour le suivi de l'état d'une machine tournante, cette stratégie repose sur des outils et technique multiples .elle est constituée de plusieurs phases: La détection, le diagnostic, le suivi de l'évolution des défauts et la prise de décision de maintenance.

Dans la présente étude, on a suivi l'état des compresseurs du complexe antibiotique SAIDAL de Médéa où on a effectué un stage. Ce stage nous a permis de travailler avec les ingénieurs et les techniciens de l'unité de maintenance qui sont chargés de suivre l'état des machines (pompes, compresseur,….).

Pendant ce stage on a collecté un volume important de données sur l'unité de maintenance, les différentes machines disponibles et les systèmes d'acquisition des données utilisés au niveau de l'unité de maintenance. Après le choix de la machine à suivre, à savoir les compresseur, on a colleté les données issues des mesures prélevées par des accéléromètres fixés sur les compresseurs pendant plusieurs années. Ensuite on a traité les donnée historiques obtenues par outils de détection et de diagnostic .les résultats obtenues ont montré l'importance de sauvegarder des meures pour suivre l'état d'une machine. La connaissance de l'état passé et l'état présent d'une machine permet de prédire l'évolution des défauts et de programmer la maintenance. Les rapports d'expertise collectés nous a permis de comparer les décisions des ingénieures avec nos résultats.

Enfin, on conclut que l'analyse des vibrations des machines tournante est un outil indispensable. Et pour faire cette analyse, il faut utiliser les moyens matériel adéquats : les capteurs, le système d'acquisition et le logiciel pour le traitement des signaux et il faut consulter les experts du domaine pour prendre une meilleure décision de maintenance.

Bibliographie

[1] Jaque Morel, Vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique, Edition Eyrolles, 1992

[2] NACER HAMZAOUI, Maintenance et Analyse vibratoire, laboratoire vibrations acoustiques INSA, LION. Edition Veil-Tech

[3] DAVID OUGEIX, Analyse vibratoire des machines tournantes (Technique de l'ingénieur BM4145)

[4] Brüel et Kjaer, Schank. Vibrations. Equilibrage sur site. Applications à la maintenance Conditionnelle. Imprimé en France, Février 1994.

[5] MESUREL EC, La maintenance prédictive des machines tournantes par surveillance vibratoire. L'expertise dynamique 9 Rue du 11 Novembre-38200 VIENNE

[6] SCVSA (Suisse) technique de mesure industrielle CH-3280 Meyriez / Morat Cours de formation professionnelle.

[7] Documentation de la centrale

[8] DOMINIQUE PJANI et LUC AUDIRE, Thermographie technologique et applications (Technique de l'ingénieur BM4145)

[9] Alain BOULANGER et Christian Pachaud. « Surveillance des machines par analyse des vibrations Du dépistage au diagnostic ».

[10] Alain BOULANGER et christion Pachaud. « Surveillance des machines par analyse des vibrations Du dépistage au diagnostic ».

[11] Ahmed LALOUCHE. Diagnostic des machines tournantes. Etude numérique et expérimentale, Mémoire de Magister en mécanique présenté à l'UMBB le Mai 2006

Documentation de l'unité de maintenance

[12] vibroport (SCHENCK)

[13] « l'analyse statistique dynamique appliquée à la maintenance préventive des machines tournantes » Sté Bertin – France-revue mécanique –matériaux-électricité NO 3416342 juin 1978

[15] Le complexe antibiotique de Médéa (saidal).

.