



**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE  
ET POPULAIRE**



**UNIVERSITE DE BLIDA 1  
Faculté de technologie  
Département de mécanique**

*Mémoire de fin d'études  
En vue de l'obtention du diplôme master II  
En **conception mécanique***

# **Thème**

*surveillance des machines tournantes par analyse vibratoire*

**Proposé par :**  
**Mr : M .TEMMAR**  
**Co-promoteur :**  
**Mr : D.ROUACHE**

**réalisé par :**  
**A.BOUKOUCHA**  
**K .AICI**

**2014/2015**

*Avant tout je tiens à remercier DIEU tout puissant qui m'a donné la faculté d'atteindre ce niveau.*

*Mes vifs remerciements à messieurs TEMMAR Mustapha et ROUACHE Djoudi qui étaient respectivement directeur et co-directeur de recherche durant cette maîtrise, pour m'avoir assisté dans ce projet. Leur aide et leur disponibilité m'ont été très utiles tout au long de ce travail qui comporter à la fois une phase théorique et une phase expérimentale. J'ai ainsi pu approfondir mon expérience dans le domaine de la maintenance et de la prévision des défauts des machines, tout en ayant un aperçu du monde professionnel.*

*Je tiens aussi à remercier tous les amis que j'ai rencontrés et côtoyés tout au long de ma vie et qui m'ont permis de me sentir ici chez moi, même en étant à près de quatre cents kilomètres de la maison. Ils sont trop nombreux pour être cités ici mais ils se reconnaîtront j'en suis sûr.*

*Et pour finir un grand merci à ma famille pour m'avoir soutenu et encouragé tout au cours de ma scolarité, qui s'achève avec la rédaction de ce mémoire.*

# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail :*

A la mémoire de mon père

et celle de mon oncle TAIB

A chère mère

A mes frères (DAHMANE et MHENI)

A mes chères sœurs

A mes amis .....

Khalil

*A ma famille, et à tous mes proches,*  
*A Tous ceux qui m'ont nourri de leur savoir,*  
*A Tous ceux avec qui j'ai partagé de bons instants.*

A B D E L H A K

I. Chapitre I : les machines tournantes.....	1
I.1.Introduction .....	1
I.2. Les machines tournantes.....	1
I. 2.1 : Le rotor.....	1
I. 2.2 : La structure.....	1
I. 2.3 : Les liaisons.....	2
I. 3:Classement des machines.....	2
I. 4 : les principaux défauts des machines tournantes.....	3
I. 4.1 : Les roulements.....	3
I. 4.1.1 : Classements des roulements.....	3
I.4.1.2 : les défauts des roulements.....	4
I.4.2 : Les engrenages.....	5
I.4.2.1 : Définition.....	5
I.4.2.2 : Eléments caractéristiques d'un engrenage.....	6
I.4.2.3 : Classement des engrenages.....	7
I.4.2.4 : Défauts d'engrenages.....	8
I.4.3 : Défauts de Balourd.....	9
I.4.3.1 : Définition.....	9
I.4.3.2 : Les causes du balourd.....	9
I.4.3.3 : Les effets de balourd.....	10
I.4.3.4 : Les différents types de balourd.....	10
I.4.3.5 : Notion De Phase.....	12
II.chapitre II : la maintenance.....	14
II.1.-Introduction.....	14
II.2. La maintenance.....	14

II.2.1. Définition.....	14
II.2.2. Les différents types de maintenance.....	15
II.2.3. Surveillance et diagnostic.....	16
II.3.L'analyse vibratoire .....	17
II.3.1.Définition théorique d'une vibration.....	17
II.3.2.Description d'un signal vibratoire.....	17
II.3.3. Les grandeurs de mesure d'une vibration mécanique.....	18
II.3.3.1. Le déplacement vibratoire.....	18
II.3.3.2. La vitesse vibratoire.....	19
II.3.3.3. Accélération.....	19
II.3.4. Les différentes formes de vibration.....	19
II.3.4.1. Signaux harmoniques.....	20
II.3.4.2. Signaux périodiques non harmoniques.....	20
II.3.4.3. Signaux transitoires et aléatoires.....	20
II.3.5. Les méthodes d'analyse.....	21
II.3.5.1. Les méthodes temporelles.....	21
II.3.5.2. Les méthodes fréquentielles.....	23
II.3.6. Suivi de l'évolution d'un défaut.....	26
II.3.6.1. La chaîne d'acquisition.....	27
II.3.6.2. Le capteur de vibrations.....	27
II.3.7. Choix de l'emplacement de capteurs.....	28
III. chapitre III : étude théorique de quelques principaux défauts	30
III.1. Introduction.....	30
III.2. Défauts de roulements.....	30
III.3.Défauts d'engrenages.....	33
III.4.Défaut de balourd. ....	38

## Sommaire

---

IV. chapitre IV : le cas pratique .....	45
IV.1 : Historique de la machine.....	45
IV.2 : Présentation du groupe .....	46
IV.3 : Procédure d'équilibrage .....	47
IV.4 : Matériel utilisé.....	48
IV.5: Détection des défauts .....	48
IV.5.1: Lancement avec masse d'essai .....	50
IV.5.2: Lancement avec masse de correction.....	52
IV.5.3: Lancement de fidélité.....	53
IV.6.Conclusion.....	54
Conclusion générale .....	56

## Liste des figures

Fig. I.1 : Eléments d'une machine tournante.....	1
Fig. I.2 : Vue éclatée des éléments constitutifs d'un roulement a une rangée de billes.....	3
Fig. I.3. Dégradations de chemins de roulement dues à des surcharges mécaniques.....	4
Fig. I.4. Dégradations de roulements dues à des défauts d'alignement et de montage.....	4
Fig. I.5 : Marques d'indentation dues à la Présence de contaminant.....	5
Fig. I.6 : contact roue pignon.....	6
Fig. I.7 : éléments caractéristiques d'un engrenage.....	6
Fig. I.8: Détériorations des dentures.....	9
Fig. I.9 : Force centrifuge due au balourd.....	10
Fig. I.10 : balourd statique.....	11
Fig. I.11 : couple de balourd.....	11
Fig. I.12 : balourd dynamique.....	12
Fig. I.13 : Décalage temporel vibration/top tour.....	13
Fig. II.1 : Les différentes formes de la maintenance.....	14
Fig. II.2 : Stratégie de la maintenance conditionnelle.....	16
Fig. II.3 : Les caractéristiques d'une vibration .....	17
Fig. II.4 : Les grandeurs d'une vibration.....	19
Fig. II.5 : Signal périodique.....	20
Fig. II.6 : Signal aléatoires.....	21
Fig. II.7: Représentation spectrale ou fréquentielle d'un signal.....	24
Fig. II.8 : Acquisition et visualisation du signal.....	27
Fig. II.9 : Schéma de principe d'un accéléromètre.....	28
Fig. II.10 : Fixation du capteur sur palier .....	28
Fig. III.1 : éléments d'un roulement à billes, à rouleaux coniques.....	30



## Liste des figures

Fig. III.2 : Référentiels liés aux éléments d'un roulement.....	31
Fig.III.3 : Modélisation de la force de contact .....	34
Fig.III.4 : Paramétrage d'une dent.....	36
Fig. III.5 : le rotor et son schéma théorique.....	38
Fig. III.6: Système en équilibre.....	39
Fig. III.7 : Système en mouvement.....	40
Fig. III.8 : Système en équilibre libre non amorti.....	40
Fig. III.9 : Système en équilibre libre amorti.....	41
Fig. III. 10 : Système en équilibre forcé et amorti.....	41
Fig. III.11 : Système en équilibre forcé et amorti.....	43
Fig. IV.1:évolutions des niveaux vibratoires.....	46
Fig. IV. 2 : schéma du groupe.....	46
Fig. IV. 3 : signal et phase pris pour un lancement à vide.....	48
Fig. IV. 4 : Spectre pris pour un lancement à vide .....	49
Fig. IV .5: Spectre pris pour un lancement à vide .....	52
Fig. IV. 6 : Spectre pris pour un lancement à 18 MW.....	52
Fig. IV. 7 : Spectre pris pour un lancement à 18 MW.....	54

## Liste des tableaux

---

Tab IV.1 : les niveaux les plus hauts de vibrations .....	45
Tab IV.2 : caractéristique du groupe .....	47
Tab IV.3 : tableau des niveaux vibratoires pour un lancement a vide.....	49
Tab IV.4 : tableau des niveaux vibratoires pour un lancement avec masse d'essais.....	51
Tab IV.5 : tableau des niveaux vibratoires pour un lancement avec masse de correction.....	53

**Etat de l'art:**

Dans l'industrie, tous les processus utilisant de l'équipement mis en rotation peuvent avoir des problèmes d'équilibrage, Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée.

Dans le souci d'assurer la sécurité du personnel et des installations associées aux machines, mais aussi pour optimiser les performances et réduire le cout de réparation, les systèmes de surveillances et de diagnostics sont devenus un objectif et une nécessité pour les industriels.

Le choix des méthodes de surveillance est conditionné par la nature des installations et des dégradations éventuelles. Il s'agit d'opérations pouvant être réalisées en fonctionnement (mesures de température, surveillance vibratoire ou acoustique, consommation électrique ...) ou menées en différé (analyse de lubrifiant par exemple) nécessitant des arrêts programmés de système.

Ces systèmes ont pour premier objectif de prévenir l'utilisateur d'un possible risque de problème pouvant apparaître en un point particulier du dispositif en d'autre terme la détection et la localisation des défauts.

La solution de maintenance corrective, n'intervenant qu'en cas de panne, est abandonnée dès que les exigences de coûts, de qualité et de sécurité deviennent primordiales [WALSH C.T.],[DEMANS J.]. La maintenance devient alors préventive, et peut être systématique ou conditionnelle. Dès lors que le taux de défaillance  $l(t)$  peut être obtenu pour des composants, et pour des systèmes, à partir des retours d'expériences, la maintenance préventive systématique est tout à fait satisfaisante.

De nombreux auteurs ont traité quelque anomalies que peuvent atteindre une machine tournante tel que Van De Vegte [VAN78] qui est le premier à s'intéresser à l'équilibrage actif. Il a développé un dispositif qui comprend deux disques concentriques dotés d'une masse sur leur périphérie. Le positionnement relatif de ces disques permet de générer un balourd d'amplitude et de phase voulue.

Cela à permit a Bishop [**BIS82**]de reprendre la technologie développée par Van de Vegte qui montre théoriquement la possibilité de réaliser un équilibrage automatique modal avec un plan d'équilibrage.

Les statistiques concernant les causes de défaillances et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements [**STEWART R.M.**]

Les engrenages sont assimilés à des cylindres rigides liés par une raideur qui représente la liaison élastique entre les dentures (raideur d'engrènement). **Tulpin [5]**). Les premiers travaux considèrent une raideur d'engrènement Constante, ce qui nécessite l'ajout de différentes excitations externes, telles que les erreurs de forme et de montage, dans les équations dynamiques (**Pearce et al [6]**). D'après [**DELEU F. DELAUNAY G.**] les défauts d'usinage des dents, les faux ronds, les déformations d'arbre provoquent une modulation d'amplitude, alors que les variations de vitesse (usure des dents de l'engrenage) entraînent une modulation de phase. Ces phénomènes existent même pour un engrenage sain. Le spectre présente alors des raies de modulation sur une bande étroite autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques [**RANDALL R.B.**][2].

### **Introduction :**

Les mutations techniques et économiques, amplifiées par la mondialisation ont généré d'importants changements dans les entreprises. La production industrielle évolue dans un contexte de plus en plus sévère en ce qui concerne la qualité, la sécurité et les nuisances.

Le service de diagnostic et de maintenance dans la logique qualité est confronté à des problèmes de plus en plus complexes (concurrence rude, échange de grandes quantités de données hétérogènes, matériels sophistiqués, etc.). Or, les défaillances qui apparaissent dans les machines tournantes sont rarement décelables visuellement, ou alors il est déjà trop tard pour agir. De ce fait, la résolution nécessite des méthodes spécifiques d'aide à la décision et de nouvelles structures à intégrer dans la stratégie de l'entreprise. C'est pourquoi, l'outil de production doit faire l'objet d'une maintenance efficace. Des pannes catastrophiques inattendues entraînent à la fois une perte de production et des factures de réparations très élevées.

Désormais, la maintenance doit s'adapter continuellement au progrès des domaines techniques, technologiques et organisationnels. Les entreprises subissent de grandes pressions de la part des clients. Ces derniers deviennent de plus en plus exigeants et demandent, en outre, des produits et des services de bonne qualité, à moindre coût, livrés rapidement et au bon moment et un service après vente défiant la Compétition. Donc, pour satisfaire la demande en qualité et en quantité tout en respectant les Délais de livraison et les coûts, l'entreprise doit disposer d'un outil de production fiable, donc bien entretenu.

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations. Images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement, ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer une maintenance.

Notre travail consiste à donner une idée sur les principaux défauts qui peuvent affecter une machine tournante, les vibrations et leur effets sur cette dernière, la détection préventive des anomalies afin d'intervenir au moment convenable, et pour cela on a opté pour le plan de travail suivant :

- Dans le premier chapitre, une petite description des machines tournantes et les principaux défauts rencontrés pendant leurs fonctionnements.
- Le deuxième chapitre, nous parlons des différents types de maintenance, l'analyse vibratoire dans le cadre d'une maintenance préventive.

## Introduction générale

---

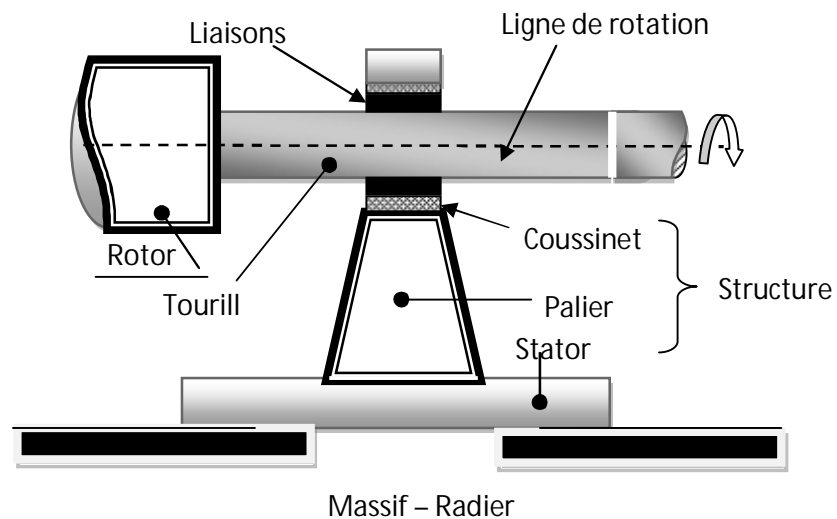
- Au chapitre trois, nous procédons à une étude théorique de quelque principaux défauts mécaniques.
- Le dernier chapitre sera consacré à l'étude d'un cas pratique, un groupe présentant un défaut de balourd, par analyse vibratoire.

### I.1.Introduction :

Les machines tournantes jouent un rôle souvent stratégique dans un procédé de fabrication. A l'image d'une presse dans une papeterie ou d'une turbine dans une centrale électrique, elles font partie de ces équipements que l'on ne peut pas se permettre d'immobiliser à tout moment, Pour prévenir les défaillances.

### I.2. Les machines tournantes :

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer : **un rotor, une structure et des liaisons.** [17]



**Fig. I.1 : Eléments d'une machine tournante**

#### I. 2.1 : Le rotor :

Est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation définie en fonction de l'état mécanique de ce dernier, en général distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fabriqué avec plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...) réalise une fonction bien définie : (manipulation fluide, de solide, parcours dans un champ électromagnétique etc....).

#### I. 2.2 : La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- *Les coussinets* : ils sont de faibles dimensions aux droits des tourillons des rotors. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets (roulements).

- *Les paliers* : qui relient les coussinets (bagues) au stator.
- *Le stator* : il contient des éléments essentiels, à savoir les circuits magnétiques dans les machines électriques, les ailettes pour les turbomachines.
- *Le massif* : il peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés au radier.
- *Le radier* : c'est un élément spécifique au système. Il assure la liaison entre le massif et le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes.

### I. 2.3. Les liaisons :

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor. Les liaisons sont classées dans trois ensembles :

- Les liaisons à fluides.
- Les liaisons à roulements.
- Les liaisons magnétiques.

### I. 3. Classement des machines : [14]

Dans le but de ne pas surveiller certaines machines qui n'ont pas d'importante influence sur la production, il est conseillé de prendre compte ce classement des machines.

Selon ce paramètre on peut classer les machines en trois classes :

**Machines vitales** : qui ne sont pas doublées, leur endommagement entraîne l'arrêt de la production. Le cout et le temps de la réparation sont importants.

**Machines importantes** : qui sont doublées ou non doublées leur panne provoque une diminution sensible de la production.

**Machines secondaires** : qui sont doublées et leur panne n'influe pas sur la capacité de production.

Selon ces classes et les indices de complicité et de simplicité, on détermine les outils de surveillance à employer.



## I. 4 .les principaux défauts de machines tournantes

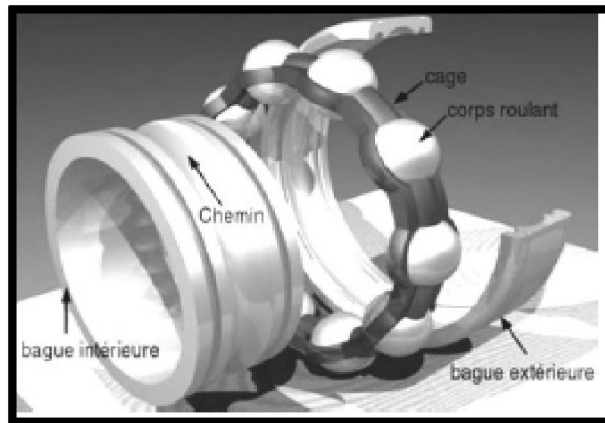
### I. 4.1. Les roulements :[16]

D'après les normes ISO355, ISO492, ISO15, ISO104, ISO5593, la fonction d'un roulement est de permettre à deux éléments d'être en rotation l'un par rapport à l'autre avec une précision et avec un frottement optimisé en remplaçant un glissement par un roulement.

#### I. 4.1.1. Classement des roulements : [16]

On peut classer les roulements en trois classes principales :

- Roulement à billes
- Roulements à aiguilles
- Roulements à rouleaux



**Fig. I.2 : Vue éclatée des éléments constitutifs  
D'un roulement a une rangée de billes**

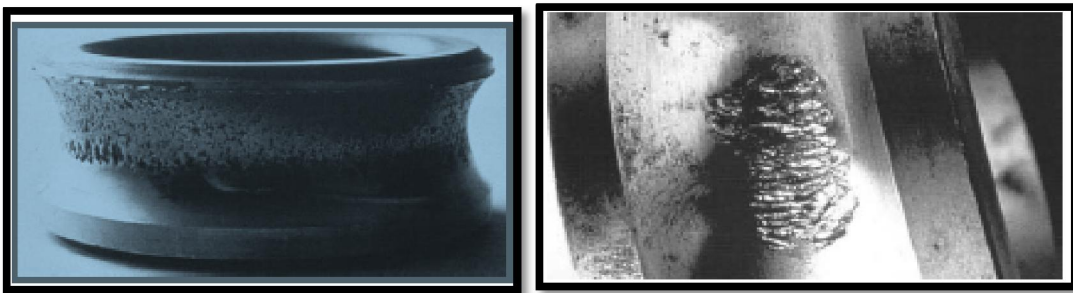
#### I.4.1.2. défauts des roulements : [14]

##### a. Défaut de lubrification :

Le lubrifiant est un organe essentiel des roulements dans la mesure où il crée un film d'huile protecteur au niveau des contacts bille/bague permettant de protéger les surfaces. Deux types de défauts de lubrification principaux peuvent se présenter. Le premier est une dégradation des qualités lubrifiantes de la graisse ou de l'huile ou bien une absence de lubrifiant. En effet, en l'absence de lubrifiant, les surfaces métalliques se trouvent en contact direct, frictionnent et s'érodent rapidement, jus qu'à entrainer des écaillages des pistes, des éclatement des billes, un blocage et donc une destruction du roulement, comme le montre la (Fig. I.3.b).

Le second type de défaut de lubrification intervient dans les roulements par l'intermédiaire d'un sur-graissage (la graisse occupe tout le volume libre interne au roulement).

Dans ce cas, la viscosité de la graisse empêche la libre rotation de la cage et par conséquent des billes, ce qui entraîne un glissement de ces dernières au niveau des points de contact. Les surfaces de contact se dégradent alors rapidement.



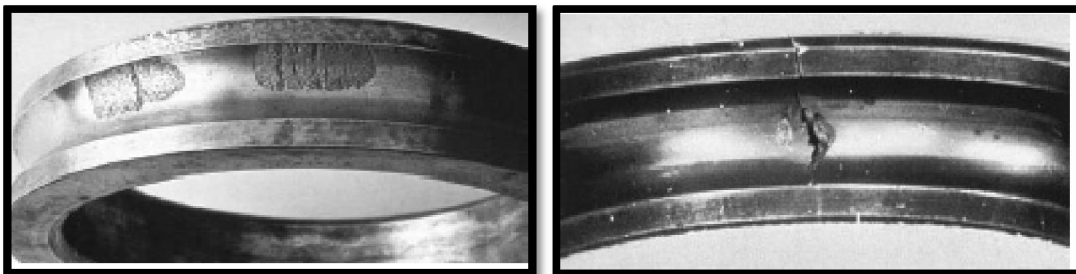
(a): Aspect de la bague interne d'un Roulement surcharge

(b) : Ecaillage d'une piste de roulement

Fig. I.3. Dégradations de chemins de roulement dues à des surcharges mécaniques

#### b. Défauts de montage :[14]

La mise en place d'un roulement sur l'arbre de la machine d'une part et dans son Logement au niveau des paliers statoiriques d'autre part, nécessite d'être effectuée avec soin. Si les alignements ne sont pas respectés, des contraintes fortes sont exercées sur les bagues. Les mêmes effets que précédemment sont observés. Les contraintes exercées peuvent également être très localisées, allant jusqu'à la rupture complète des bagues.



(c) : Ecaillage d'une piste

(d) : Cassure d'une bague

Fig. I.4. Dégradations de roulements dues à des défauts d'alignement et de montage [14]

### c. Contamination du roulement : [14]

Les machines peuvent être installées dans des environnements poussiéreux ou en extérieur, l'a ou les vents peuvent amener des sables ou des poussières. Pour les applications en milieux dits contaminés, les roulements sont de préférence étanches et le lubrifiant choisi est un huile circulant en circuit fermé. Ces systèmes de lubrification sont complexes et chers et ne sont donc pas toujours mis en œuvre.

Les roulements non étanches, utilisés en milieux contaminés, peuvent donc se trouver eux-mêmes contaminés, c'est-à-dire que des impuretés entrent dans le roulement et dégradent alors les surfaces de contact. Plusieurs mécanismes peuvent être mis en jeu. Lorsque les particules de contaminant s'insèrent au niveau du contact bille/bague, il peut se produire un phénomène d'abrasion à trois corps et/ou une indentation des particules dans les billes ou les pistes (**figure I.5**). Ceci ne se produit que si les particules sont constituées d'un matériau plus dur que celui des organes internes du roulement. Les dégradations peuvent alors s'intensifier et créer des fissures.



**Fig. I.5. Marques d'indentation dues à la  
Présence de contaminant [14]**

### I.4.2. Les engrenages :

#### I.4.2.1. Définition :[21]

Un engrenage est composé de deux roues dentées (la plus petite est appelée pignon) servant à la transmission d'un mouvement de rotation. En contact l'une avec l'autre, elles transmettent de la puissance par obstacle.

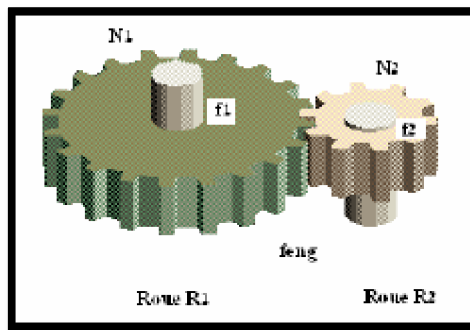


Fig. I.6. contact roue pignon. [21]

#### I.4.2.2. Éléments caractéristiques d'un engrenage:[17]

Outre le module  $m$  et le nombre de dents  $Z$ , cinématiquement, un pignon d'un engrenage est caractérisé par:

- Trois cylindres: de tête, primitive et de pied représentés par leurs diamètres respectifs. (Fig.1.7).
- Sa largeur représente la largeur de la denture. Le balayage des profils de la dent nous donne les flancs de la denture.

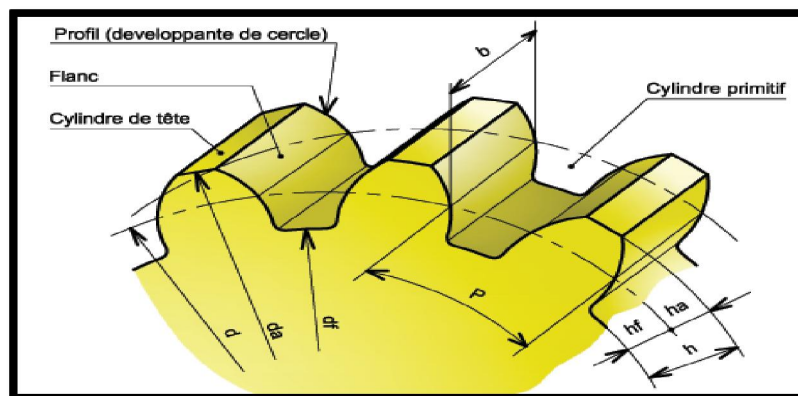


Fig. I.7. Éléments caractéristiques d'un engrenage. [21]

Diamètre primitif :  $d = m \cdot Z$

Diamètre de tête :  $d_a = d + 2 \cdot m$

Diamètre de pied :  $d_f = d - 2,5 \cdot m$

Pas de la denture :  $p = \pi \cdot m$

Largeur de denture :  $b = k \cdot m$  avec  $k = 8$  ou  $10$  en général.

L'entraxe entre deux roues dentées 1 et 2 est égal :

$$\frac{d_1+d_2}{2} \quad \text{Ou}$$

$$m \times \frac{z_1+z_2}{2} \quad \text{engrenage externe.}$$

$$\frac{d_1-d_2}{2} \quad \text{Ou} \quad m \times \frac{z_1-z_2}{2} \quad \text{engrenage interne.}$$

**Remarque :** les deux roues dentées doivent avoir le même module (**m**) Pour pouvoir engrener ensemble.

#### I.4.2.3 .Classement des engrenages :

On classe les nombreux types d'engrenages existants comme suit [21]:

- **Engrenage cylindriques :** dont les arbres de deux roues sont parallèles.
- **Engrenage coniques:** les deux arbres sont conçus de telles sortes que les prolongements de deux axes se recoupent.
- **Engrenage gauches:** les deux arbres occupent des positions relatives quelconques.
- **La crémaillère :** c'est un segment d'engrenage dont l'axe de rotation est rejeté à l'infini.
- **Pignon à vis sans fin:** ils sont constitués par une paire de pignon avec une vis sans fin.

#### I.4.2.4. Défauts d'engrenages : [17]

L'engrenage est l'organe de transmission par excellence. Il répond parfaitement aux exigences de rendement, de précision et de puissance spécifique imposées dans les architectures mécaniques modernes. Depuis peu, les critères de confort acoustique et de tenue vibratoire sont à l'origine d'une nouvelle pression technologique sur ce composant. L'engrènement apparaît, alors, comme la source principale d'excitation, tant sonore que vibratoire.

Les principaux défauts survenant sur un couple d'engrenages d'un réducteur simple sont les défauts répartis sur toute la denture et les défauts localisés sur une partie de la denture.[9]

- **Défauts de fabrication et de montage:**

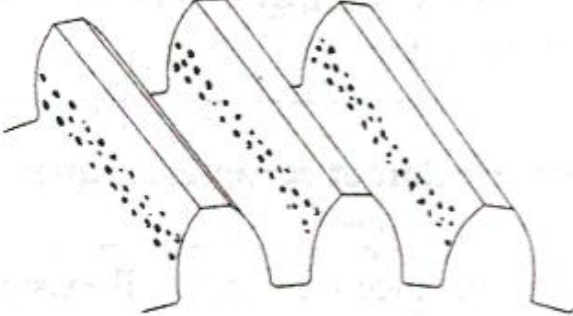
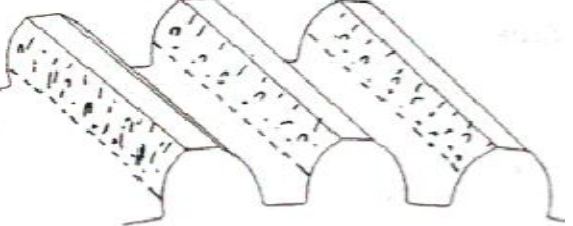
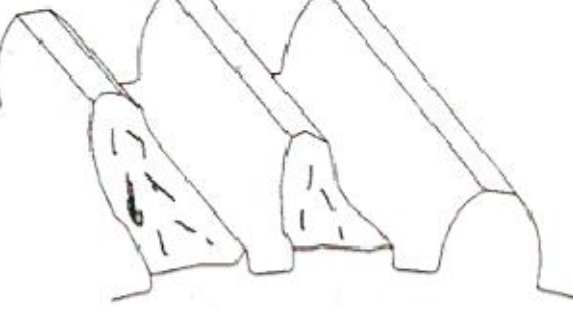
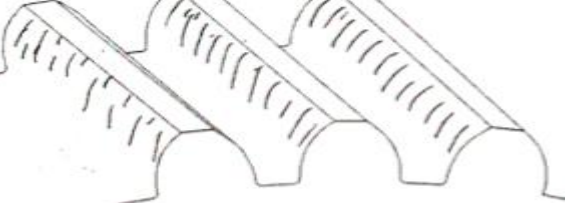
Ils provoquent des défauts de géométrie, réunis dans l'Erreur Cinématique de Transmission et qui regroupe :

➤ **L'erreur de profil et de distorsion: [17]**

Provient du taillage ou au cours du fonctionnement par l'usure et la détérioration des profils, et se caractérise par un écart de forme entre le profil théorique de la denture (en développante de cercle) et le profil réel (ou entre l'hélice réelle et celle théorique). Le profil théorique peut présenter une dépouille s'il a subi une correction volontaire

➤ **Erreur de division (de pas): [17]**

L'erreur de pas caractérise, dans le plan apparent de l'engrenage, le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs associées à cette erreur, représentent la qualité de réalisation d'un engrenage: l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulé.

<p><b>Les piqûres:</b> prennent naissance en surface, à cause:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- du phénomène de fatigue du métal.</li> <li>- du laminage du métal provoqué par le glissement des dents.</li> <li>- de la contrainte de cisaillement en surface provoquant des fissures s'agrandissant peu à peu.</li> </ul>	<p style="text-align: center;"><b>Piqûres</b></p> 
<p><b>Le grippage :</b> est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile dans la zone d'engrènement, ce qui augmente le frottement sous charge et par conséquent la température ou lorsque la lubrification est mal choisie.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Grippage</b></p> 
<p><b>La rupture de dents :</b> résulte généralement d'une fatigue des dents causée par les efforts continuellement répétés après un temps de fonctionnement plus ou moins long.</p> <p>La rupture peut aussi être causée par un fragment de métal introduit accidentellement dans la zone d'engrènement.</p> <p>Peut aussi résulter d'une trempe défectueuse ou d'une mauvaise répartition des charges.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Rupture de dents</b></p> 
<p><b>Les rides :</b> apparaissent aux faibles vitesses de glissement dans le cas d'une lubrification insuffisante ou inefficace.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Rides</b></p> 

**Fig. I.8. Détériorations des dentures. [17]**

### I.4.3. Défauts de Balourd :

#### I.4.3.1. Définition : [19]

Un balourd est par définition, une répartition irrégulière de la masse d'un rotor lors de sa rotation autour d'un axe. L'équilibrage est le procédé qui vise à compenser cette mauvaise répartition par ajout ou enlèvement de masses connues en des endroits déterminés du rotor.

#### I.4.3.2. Les causes du balourd : [15]

D'origine toute pièce présente un balourd plus ou moins important, dont les principales causes sont :

- **Défauts de conception** : Tolérance trop large sur la cotation des pièces (excentricité, jeu, etc....), Asymétrie de rotation (vilebrequin, mandrin, etc. ...).
- **Défauts de fabrication** : Mauvaise homogénéité des matériaux utilisés (soufflure, inclusions, etc....), Tolérances d'usinage (circularité, concentricité, etc. ...).
- **Défauts de montage** : Asymétrie du montage des pièces (montage par clavette, goupilles, etc....), Pièces mal fixées ou montées avec jeu.
- **Défauts de service** : Usure due à un enlèvement de matière (meule) , Modification de la masse par dépôt (encrassement, corrosion, etc....), Influences thermiques.

#### I.4.3.3. Les effets de balourd : [15]

Balourd crée dans les pièces des forces centrifuges générant des vibrations au niveau des paliers susceptibles d'accélérer leur dégradation. Sous l'action permanente de ces vibrations, les éléments d'assemblage peuvent se rompre. Les forces centrifuges (proportionnelles au carré de la vitesse de rotation) nécessitent un équilibrage très précis d'autant plus nécessaire que la pièce est utilisée à une vitesse de rotation élevée, (**Figure I. 9**).

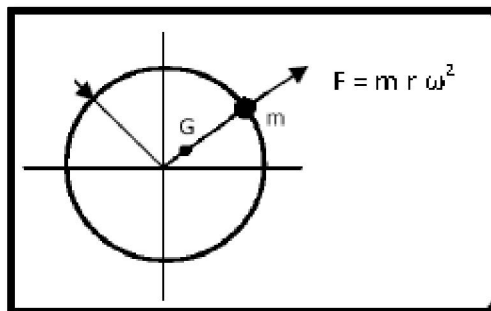


Fig. I.9. Force centrifuge due au balourd.



#### I.4.3.4. Les différents types de balourd :

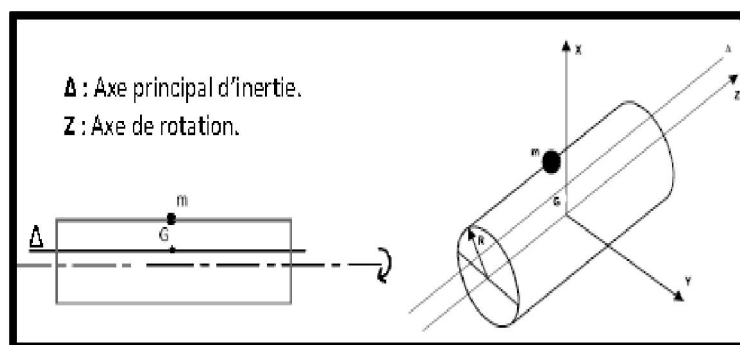
Nous venons de voir que l'ajout d'une seule masse permet d'équilibrer un rotor plan (exemple : disque, ventilateur...). Dans le cas où le rotor a une longueur non négligeable, plusieurs types de balourds peuvent se produire.

Avant tout, il est nécessaire d'introduire une nouvelle notion : tout solide a tendance à tourner plus facilement autour d'un axe qui ne dépend que de la répartition de ces masses. Cet axe est appelé **axe principal d'inertie**. Il passe par le centre de gravité.

Un rotor est équilibré lorsque l'axe de rotation coïncide avec l'axe principal d'inertie. Tout ajout de balourd va changer la répartition des masses et donc modifier la position de l'axe principal d'inertie. Selon sa position relative par rapport à l'axe de rotation on distingue les différents types de balourd.

##### a) Balourd statique :

C'est l'état tel que le balourd est situé au milieu du rotor. L'axe principal d'inertie (D) est uniquement déplacé parallèlement par rapport à l'axe de rotation de l'arbre (**Fig. I.10**). En pratique, il correspond essentiellement aux rotors sur lesquels le déséquilibre est prépondérant dans un seul plan de diamètre important (ventilateur, disque). Dans ce cas, une seule masse disposée diamétralement opposée au balourd permet d'équilibrer le rotor (équilibrage en un seul plan).[15]



**Fig. I.10. balourd statique**[15]

##### b) Couple de Balourd :

Le centre de gravité est bien sur l'axe de rotation : l'équilibre statique est réalisé, mais les deux axes ne coïncident pas. L'axe central d'inertie (D) coupe l'axe de rotation de l'arbre au centre de gravité (**Fig. I.11**). Il est nécessaire d'installer au minimum deux masses pour

équilibrer ce rotor : par exemple deux masses diamétralement opposées à  $m_1$  et à  $m_2$  (équilibrage en deux plans).

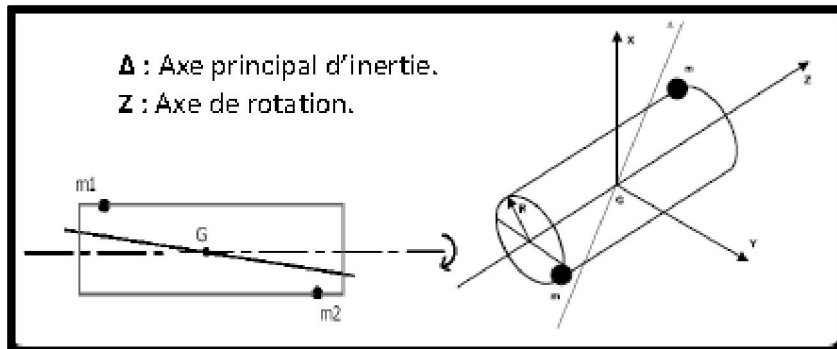


Fig. I.11. couple de balourd[15]

### c) Balourd dynamique :

C'est une combinaison des deux balourds ci-dessus. Le centre de gravité n'est pas sur l'axe de rotation et cet axe n'est pas parallèle à l'axe principal d'inertie (Fig. I.12). Il faut en général deux masses pour rattraper ce type de déséquilibre (équilibrage en deux plans).

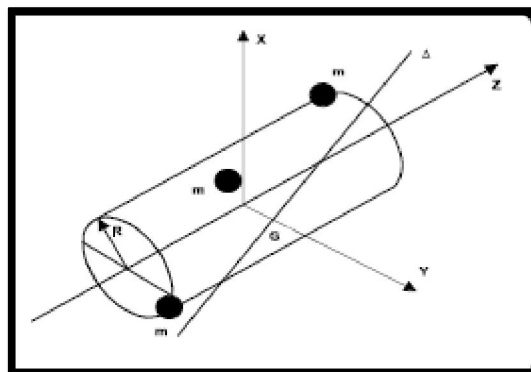


Fig. I.12. balourd dynamique[15]

#### I.4.3.5. Notion De Phase : [15]

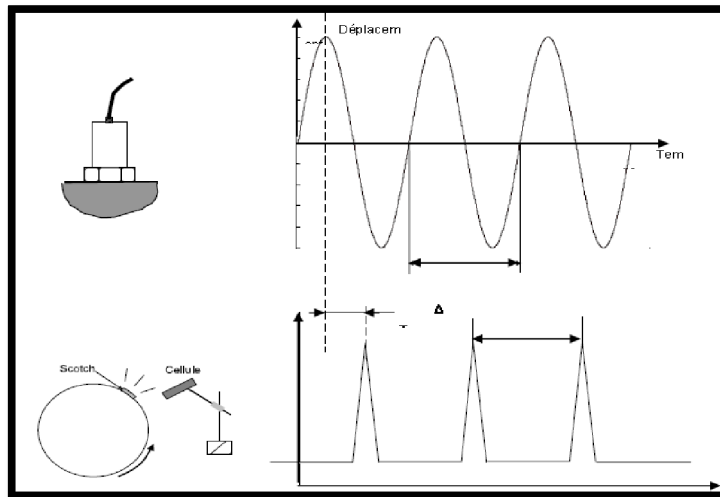
Nous allons maintenant s'intéresser au repérage de la position radiale de la masse du déséquilibre. Il serait intéressant de connaître la position de l'arbre lorsque, par exemple, la vibration passe par un maximum. On utilise pour cela un **top-tour**.

L'objectif d'un « **top tour** » est de générer une référence de rotation d'un arbre. On peut réaliser celle-ci par la mise en place d'un scotch brillant à un endroit donné de la périphérie de l'arbre, utilisé comme repère de position ; une cellule photoélectrique placée radialement à l'arbre délivrera alors une impulsion électrique à chaque passage du scotch (Fig. I.13).

La mesure simultanée de l'amplitude de la vibration générée par le balourd et des impulsions générées par le top tour permet de déterminer le décalage temporel séparant ces deux signaux.

Afin d'adapter cette information de décalage temporel à une position radiale de l'arbre, on ramène la durée d'un tour (période) à un angle de  $360^\circ$ . Le «**retard**» de la vibration par rapport au top tour correspondra alors à un angle, en degrés ; c'est ce que l'on appelle la **phase** entre le top tour et la vibration mesurée.

En conclusion, la mesure de la phase de la vibration générée par le balourd, par rapport à un top tour, donne une information de repérage de position de la masse de déséquilibre. Cette position angulaire est décalée d'un «**angle**» donnée par rapport à la phase mesurée.



**Fig. I.13 : Décalage temporel vibration/top tour [15]**

### **I.5. Conclusion :**

Ce présent chapitre consiste à donner quelque généralité sur les machines tournantes et de donner une vue générale de quelques principaux défauts rencontrés lors de la maintenance des machines tournantes.

## II.1.-Introduction :

Parmi les outils de la maintenance conditionnelle, l'analyse des vibrations est celui qui connaît aujourd'hui un des développements les plus importants du fait de l'évolution des techniques dans les domaines de l'informatique et du traitement du signal. La finalité de ce type de surveillance est destinée à assurer la sécurité de l'installation en évitant des dégradations importantes par le déclenchement d'alarmes, lorsque le niveau des vibrations atteints des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière. Il existe différentes techniques d'investigation utilisée dans le domaine du suivi vibratoire des machines tournantes.

Cependant, l'objectif du personnel de maintenance est double ; détecter une défaillance d'une part, et prévoir le temps résiduel de fonctionnement après détection d'autre part. La notion de détection a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce.

## II.2. La maintenance :

### II.2.1. Définition : [14]

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

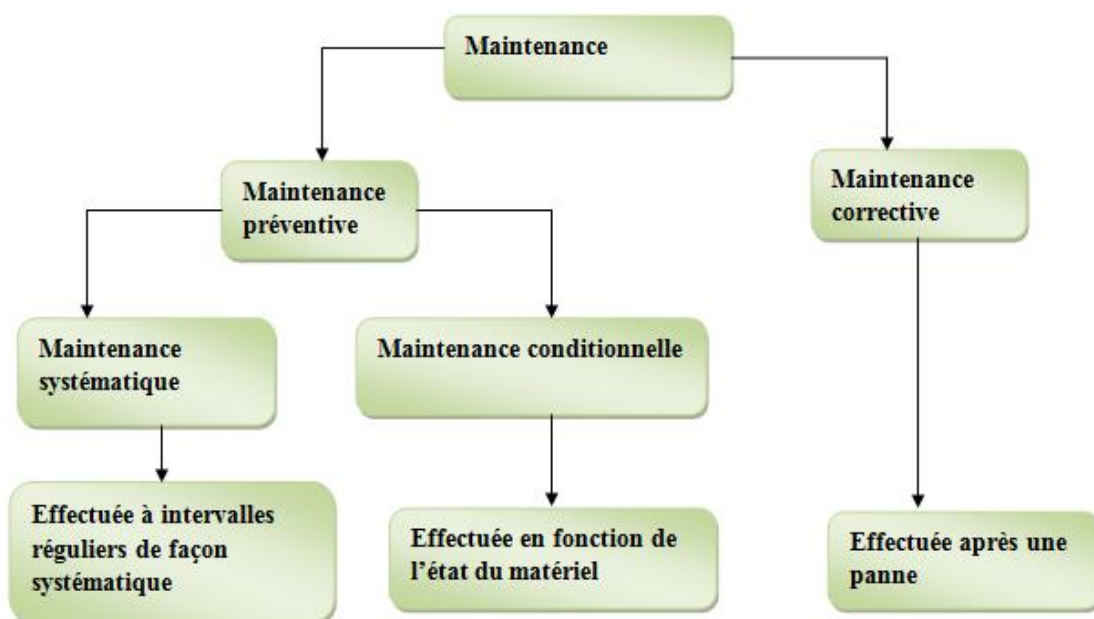


Fig. II.1 : Les différentes formes de la maintenance

### II.2.2. Les différents types de maintenance :

Il est possible de distinguer trois stratégies de maintenances, comme le montre la figure (II.1)

#### a. Maintenance corrective :

La maintenance corrective est définie comme « la maintenance effectuée après la défaillance », l'intervention s'effectue après l'apparition de la panne, elle est donc curative. Il n'y a pas de surveillance particulière à effectuer. Le diagnostic est de type binaire : bon ou mauvais fonctionnement. Au sein d'une entreprise ce type de maintenance peut exister seule et peut parfois être suffisante notamment dans le cas, où la défaillance d'une machine ne risque pas de perturber de façon notable la production. De même, si l'entreprise renouvelle fréquemment le parc, il est naturel de penser que le taux de pannes est plus faible que lorsque les machines sont vieillissantes. [10]

#### b. Maintenance systématique :

La maintenance systématique est définie comme « la maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps où du nombre d'unités d'usage ».

Dans ce cas, on définit des intervalles d'actions pour l'entretien, on n'attend plus la rupture complète du mécanisme, mais c'est l'étude des historiques de fonctionnement du matériel utilisé qui va permettre de déterminer une date de vétusté au-delà de laquelle les risques d'apparition de pannes sont jugés trop importants. On pratique alors une intervention pour remettre en état le matériel. Par rapport à la maintenance corrective, on évite l'arrêt brutal de production car l'intervention de remplacement peut être programmée en période de non-production. Cependant, ce type de maintenance se caractérise souvent par un coût prohibitif et l'on cherche de plus en plus à la remplacer par la maintenance conditionnelle. [20]

#### c. Maintenance conditionnelle : [10]

La maintenance conditionnelle est définie comme étant « la maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé (autodiagnostic, information d'un capteur, mesure . . . ) ».

Ce type de maintenance récente, permet d'assurer le suivi continu d'un matériel en fonctionnement. Il n'est pas nécessaire de connaître la loi d'endommagement du matériel puisque l'intervention est déterminée au vu du contrôle effectué. Il y a trois étapes incontournables pour réaliser une telle maintenance :

- Chercher et adapter un moyen de surveillance performant compatible qui puisse mettre en évidence un dysfonctionnement.
- Détecter un endommagement par une surveillance permanente.

- Diagnostiquer la gravité de l'endommagement et prévoir l'espérance de vie de bon fonctionnement par des lois mécaniques.

Les outils de surveillance sont nombreux et adaptés à chaque industrie, on peut citer par exemple le contrôle des usures (analyse d'huiles, mesure de jeu . . .), le contrôle des paramètres physiques (température, pression, débit . . .), le contrôle de la propagation de fissures (émission acoustique). Cependant, l'outil le plus usité et qui offre la plus large palette d'analyse est le contrôle par la mesure de vibrations.

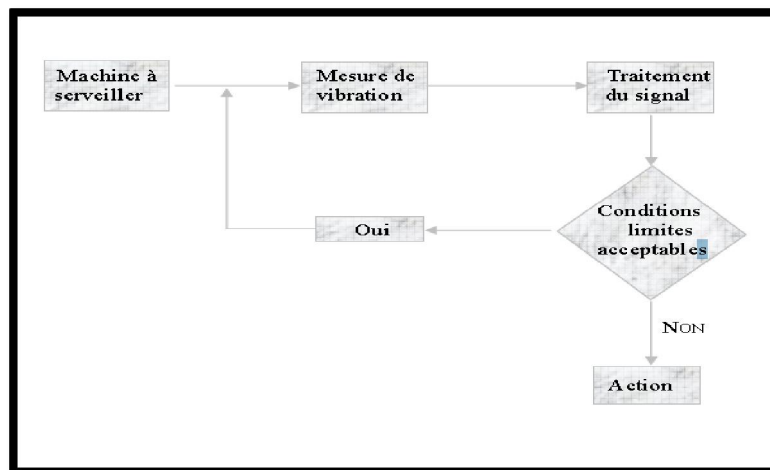


Fig. II.2 : Stratégie de la maintenance conditionnelle [10]

### II.2.3. Surveillance et diagnostic. [18]

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions si possible identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire. A partir de ces mesures, il est possible d'obtenir un historique de l'évolution du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature vibratoire de la machine en bon état. La norme ISO 10816 fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts et donc de l'état de fonctionnement de la machine. La sévérité vibratoire représente la valeur efficace de la vitesse de vibration mesurée dans la bande fréquentielle 10-1000 Hz sachant que les critères d'évaluation dépendent de la classe dans laquelle la machine se situe. Mais ces méthodes dites « mesures des niveaux globaux » restent imprécises et ne permettent pas la détermination de la cause de l'augmentation du niveau vibratoire. Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés. Ces outils doivent assister l'opérateur et lui permettre de remonter aux origines du ou des défauts. Mais dans l'absolu, les signaux vibratoires sont insuffisants pour établir un diagnostic. C'est pourquoi il est indispensable de connaître non seulement la cinématique de la machine, mais



**a. Valeur maximale :**

C'est la valeur instantanée définie par la plus grande valeur positive atteinte. Elle est appelée aussi valeur **Crête**.

**b. Valeur Crête à Crête :**

C'est la grandeur d'un extrême positif à un extrême négatif d'un mouvement. Dans le cas où le signal est symétrique, cette valeur sera égale à deux fois la valeur maximale.

**c. Valeur moyenne :**

C'est la valeur constante qui correspond à la moyenne du signal sur une période.

$$x_{moy} = \frac{1}{T} \int_0^T |X(t)| dt \dots\dots\dots(II.1)$$

Avec :  $|X(t)|$  : Valeur absolue de  $X(t)$ .  
 $X_{moy}$  : est inférieure à la valeur crête.

**d. Valeur efficace :**

Cette valeur constante sera souvent utilisée car il existe une relation directe entre l'énergie contenue dans le signal vibratoire et la valeur efficace de ce signal.

$$X_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [X(t)]^2 dt} \dots\dots\dots(II.2)$$

Pour une vibration purement sinusoïdale :

$$X_{eff} = \frac{X_m}{\sqrt{2}} \dots\dots\dots(II.3)$$

**II.3.3. Les grandeurs de mesure d'une vibration mécanique :[18]**

Dans le domaine des vibrations mécaniques, on mesure en général trois grandeurs.

**II.3.3.1. Le déplacement vibratoire :**

Il s'agit de la distance du point de mesure par rapport à son point de repos. La dimension de cette grandeur est L. L'unité de mesure est le mètre (m).

$$X(t) = X_m \sin (wt + \theta) \dots\dots\dots(II.4)$$



### II.3.3.2. La vitesse vibratoire :

C'est la variation du déplacement qu'à subit le point considéré sur un intervalle de temps. Sa dimension est une longueur divisée par le temps (L/T).

Elle s'exprime en (m/s).

$$V(t) = \frac{dX(t)}{dt} = X_m \omega \cos(\omega t + \theta) \dots \dots \dots (II.5)$$

### II.3.3.3. Accélération :

Elle caractérise le mouvement par les variations de la vitesse en fonction du temps. Sa dimension est une longueur divisée par le temps élevé au carré :  $\frac{L}{T^2}$ .

Elle s'exprime en (m / s<sup>2</sup>).

$$a(t) = \frac{dV(t)}{dt} = \frac{d^2X(t)}{dt^2} = -X_m \omega^2 \sin(\omega t + \theta) \dots \dots \dots (II.6)$$

Le passage d'une grandeur à une autre s'obtient soit par intégration soit par dérivation. Dans le cas des vibrations périodiques purement sinusoïdales, la vitesse est déphasée de 90° du déplacement. L'accélération est déphasée du déplacement de 180°.

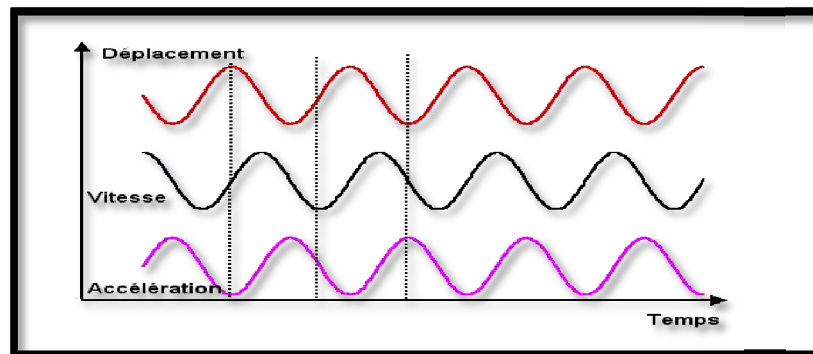


Fig. II.4 : Les grandeurs d'une vibration [11]

### II.3.4. Les différentes formes de vibration :

On désigne, sous ce vocable très général, toute grandeur pouvant avoir un effet sur une structure pour modifier son équilibre ou son comportement : force, tension, accélération, vitesse, pression acoustique, etc. Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillant autour d'une position moyenne d'équilibre. Ces mouvements oscillants caractéristiques de l'effort qui les génère, peuvent être, soit périodiques, soit apériodiques (transitoires ou aléatoires) selon qu'ils se répètent ou non, identiquement à eux-mêmes après une durée déterminée.

D'une manière générale, les différents signaux peuvent être classés dans l'une des catégories suivantes :

#### II.3.4.1. Signaux harmoniques :

Les vibrations périodiques peuvent correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un diapason où, plus généralement, à un mouvement complexe périodique que l'on peut décomposer en une somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à analyser. Les mouvements sinusoïdaux élémentaires sont appelés « composantes harmoniques » et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement étudié qui est appelée « fréquence fondamentale » ou fréquence de l'harmonique d'ordre 1. Donc, une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde. Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le **balourd** d'un rotor en mouvement. [15]

#### II.3.4.2. Signaux périodiques non harmoniques : [12]

Une vibration périodique est une vibration qui se produit exactement après un certain temps, appelée période, (**Figure II.5**). Cette vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines tournantes. Ce type de vibration est composé de plusieurs vibrations harmoniques. Donc, un signal périodique non harmonique est une somme de signaux harmoniques de différentes amplitudes maximales (constantes) mais dont les pulsations sont multiples d'une pulsation dite fondamentale, comme l'illustre la (**Figure II.5**) Le signal est connu à l'instant  $t$  et se retrouve rigoureusement identique à l'instant  $t \pm nT$  ( $n$  étant un nombre entier).

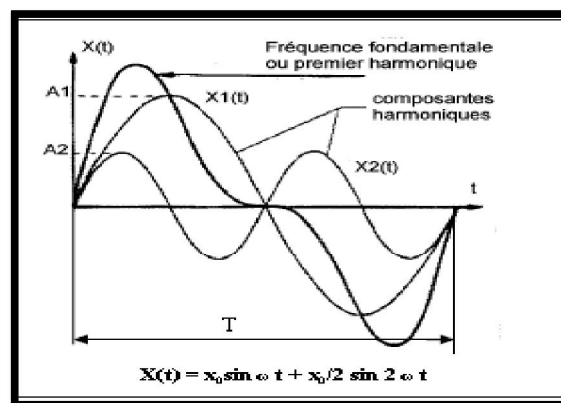


Fig. II.5 : Signal périodique [16]

#### II.3.4.3. Signaux transitoires et aléatoires : [12]

Une vibration aperiodique est une vibration dont le comportement temporel est quelconque. Dans une telle situation, on n'observe jamais la reproductibilité dans le temps,

(Figure. II.6). C'est pourquoi, les vibrations aléatoires ne peuvent être représentées mathématiquement que par une série de relations de probabilités car il faudrait théoriquement un temps infini pour les analyser, mais on peut considérer que la fonction aléatoire est une fonction périodique dont la périodicité est égale à l'infini et que cette fonction est constituée d'une infinité de fonctions sinusoïdales dont la fréquence varie de façon continue. C'est le cas de chocs que l'on enregistre par exemple sur un broyeur. La (Figure. II.6) montre un exemple de signaux non périodiques. Un signal transitoire se produit pendant un intervalle de temps limité. Les signaux aléatoires ont leurs caractéristiques d'amplitudes et de fréquences qui changent aléatoirement en fonction du temps. Ces vibrations caractéristiques sont donc toutes identifiables et mesurables. La tendance à l'accroissement de leur intensité est représentative de l'évolution de l'effort qui les génère et révélatrice du défaut qui se développe.

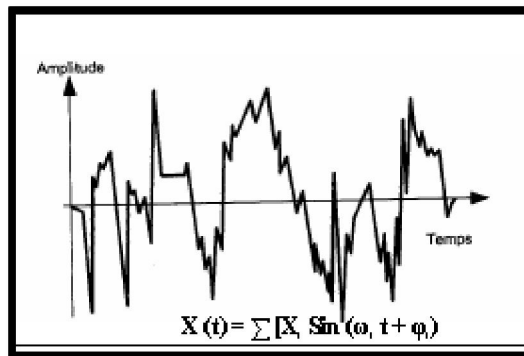


Fig. II.6 : Signal aléatoires [16]

### II.3.5. Les méthodes d'analyse :

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les machines tournantes. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils. Elles sont généralement classées en deux grandes familles.

#### II.3.5.1. Les méthodes temporelles :

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli, elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut. [18]

### a. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) :[13]

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien qu'il présente des inconvénients. Il est sensible à l'effet de masque, c'est à dire qu'il peut s'avérer inefficace à l'apparition de certains défauts et il s'écrit sous forme discrétisée :

$$V_{\text{efficace}} = V_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \dots\dots\dots(\text{II.7})$$

où :  $x(n)$  est le signal temporel mesuré,  $N_e$  représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure même des machines.

### b. Les indicateurs crêtes :

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces pulsionnelles telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer principalement : [15]

- **le facteur crête**, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace,

$$\text{facteur crête} = \frac{\text{valeur crête}}{\text{valeur efficace}} = \frac{\sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \dots\dots\dots(\text{II.8})$$

- **le facteur K**, défini comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace.

$$\text{facteur K} = \text{valeur crête} \cdot \text{valeur efficace} = \sup|x(n)| \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \dots\dots\dots(\text{II.9})$$

Le facteur crête comporte l'avantage de détecter les défauts avant la valeur efficace. Ceci provient du fait que pour un roulement sans défaut, le rapport reste sensiblement constant et augmente lorsqu'une dégradation apparaît alors que la valeur crête croît pendant que la valeur efficace reste à peu près constante. Si la détérioration du roulement croît, la valeur crête augmentera jusqu'à une valeur asymptotique et la valeur efficace, quant à elle, augmentera à son tour, rendant le facteur crête sensiblement égal à sa valeur de départ. Les états caractéristiques normaux ou anormaux qui peuvent se manifester sur des roulements

peuvent être définis à partir de la valeur efficace de l'accélération et de la valeur crête de la vitesse

**c. Le Kurtosis : [11]**

Le Kurtosis est le moment d'ordre 4 normé de la distribution statistique du signal. C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3 (Moment d'ordre 4 d'un signal gaussien égale à 3). Lorsqu'un défaut est détecté, sa valeur devient supérieure à 3. L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$\text{kurtosis} = \frac{M_4}{M_2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[ \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \dots\dots\dots(\text{II.10})$$

Où  $M_4$  et  $M_2$  sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2,  $x(n)$  est le signal temporel,  $\bar{x}$  est la valeur moyenne des amplitudes,  $N$  est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Le principale avantage du Kurtosis réside dans le fait qu'il ne tient pas compte de l'historique, et qu'il donne une valeur intrinsèque de l'état d'une machine tournante.

Le Kurtosis doit cependant être utilisé avec beaucoup de précaution, car il est très sensible aux chocs, ce qui oblige un emploi du Kurtosis dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

**II.3.5.2. Les méthodes fréquentielles :[13]**

L'analyse fréquentielle permet non seulement de détecter l'apparition d'un défaut mais aussi d'en trouver la source en identifiant les fréquences actives, contrairement à l'analyse temporelle qui ne donne qu'une information globale. Elle montre les fréquences de vibration et leurs amplitudes respectives. Pour passer dans le domaine fréquentiel, il faut appliquer la transformée de Fourier au signal temporel.

$$y(w) = \int_{-\infty}^{+\infty} y(t)e^{-iwt} dt \dots\dots\dots(\text{II.11})$$

Où :  $y(t)$  représente la fonction du signal.

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \dots\dots\dots(\text{II.12})$$

C'est ainsi que l'on détermine le spectre en fréquence du signal vibratoire. Chaque phénomène excite alors le système à une ou plusieurs fréquences prévisibles. Ainsi

l'apparition et l'évolution de pics permettent de visualiser la présence ou non et l'importance des défauts. Il est donc possible de déterminer par la suite un niveau d'alarme dont l'amplitude est imposée en fonction de l'amplitude de vibration usuellement présente dans un signal.

### a. Analyse spectrale : [13]

La surveillance du niveau vibratoire global est souvent insuffisante pour une détection anticipée des dysfonctionnements. Il est donc préférable d'analyser et de surveiller séparément les différentes fréquences vibratoires. A cet effet, grâce à la transformée de Fourier, le signal temporel vibratoire est décomposé en composantes de fréquence et l'analyse spectrale est devenue la technique la plus importante et la plus utilisée dans l'industrie. Elle est plus riche et plus fine, voire donner de très bons résultats. Un spectre permet de déterminer non seulement l'importance de l'anomalie mais aussi sa nature (balourd, désalignement, défaut de roulement, etc.) et de suivre son évolution dans le temps. Donc, l'analyse spectrale permet de fournir au personnel concerné, non seulement des informations sur le comportement vibratoire instantané, mais donner également des informations sur la tendance des phénomènes et de l'apparition du défaut, voire l'identification de la provenance du défaut, étant donné qu'elle donne la valeur de l'amplitude de chacune des composantes du signal. Cette identification est la clef de diagnostic de défauts.

Le spectre est le concept fondamental de l'analyse en fréquence. C'est la représentation d'un signal dont l'amplitude ne serait plus donnée en fonction du temps mais en fonction de sa fréquence.

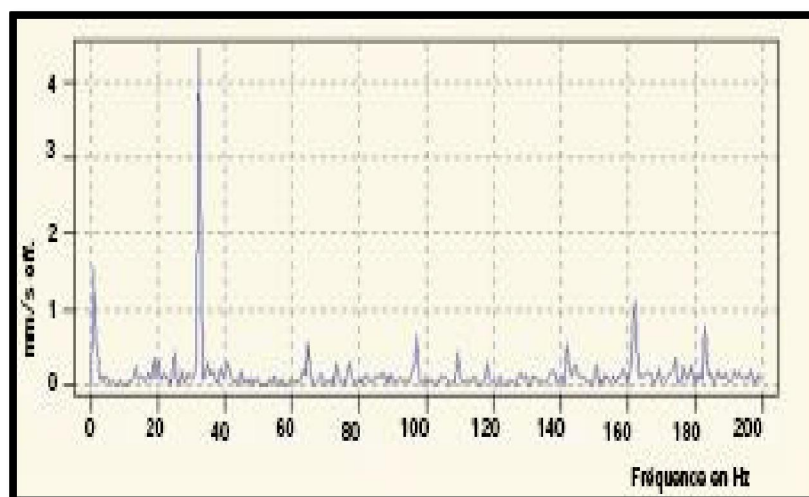


Fig. II.7: Représentation spectrale ou fréquentielle d'un signal. [13]

Mathématiquement un signal sinusoïdal, est décrit de la façon suivante :

$$A(t) = A \sin (\omega_0 t + \phi_0) \dots\dots\dots(\text{II.13})$$

Où A : est l'amplitude maxi du signal

$\omega$  : La pulsation en rd/s ( $\omega_0 = 2\pi f_0$ )

$\phi_0$  : La phase à l'instant  $t = 0$ .

Ainsi, le diagnostic connu, permet de définir la cause et l'urgence de l'intervention. Il faut souligner qu'une étude cinématique préalable du mécanisme aide au processus d'identification et que la prise du spectre de référence (signature  $S_0$ ), établi lorsque l'état du matériel est jugé de bon fonctionnement est indispensable. En effet, la connaissance de la signature de référence, fonctionnement normal, est nécessaire pour toutes les formes d'interprétations différentielles. Le diagnostic vibratoire se base sur l'identification du phénomène mécanique à la fréquence de la vibration aux vitesses angulaires des mécanismes qu'il génère. En effet, les fréquences montrant une variation d'amplitude du signal vibratoire correspondent aux vitesses angulaires des mécanismes en défaut. Donc, l'arrivée à la rédaction d'un bon diagnostic est impossible sans connaissance :

- des caractéristiques mécaniques statiques et dynamiques de la machine, de ces modes de fonctionnement et de ses conditions d'exploitation ;
- de tous les défauts ou pathologies susceptibles d'enduire des défaillances ou des dégradations ;
- des symptômes ou images vibratoires associés à chaque pathologie.

Pour cela, il faut donc représenter la vibration dans l'espace temps - fréquences. Cette opération se réalise mathématiquement en décomposant le signal vibratoire périodique complexe (riche en information), en ses différents composants sinusoïdaux, représentés chacun par leur amplitude  $A_i$  et leur fréquence  $F_i$ , en utilisant une transformation temps – fréquence, appelée transformée de Fourier. Cette fonction mathématique réalise une transposition du signal vibratoire de l'espace temporel vers l'espace fréquentiel. La représentation du signal obtenue est appelée un spectre fréquentiel. Le spectre est le concept fondamental de l'analyse en fréquence. C'est la représentation d'un signal dont l'amplitude ne serait plus donnée en fonction du temps mais en fonction de sa fréquence. Une modification de ces fréquences est signe de détérioration. Ce type d'analyse nous donne autant d'informations qu'il y a de fréquences dans le signal analysé pour un seul point de mesure.

Actuellement, ce mode de relevé intervient souvent après que le relevé global ait détecté une anomalie. Selon la nature du signal vibratoire, on obtient un spectre de raies discrètes ou un spectre continu, à savoir :

- Les vibrations synchrones qui sont des multiples ou sous multiples de la fréquence de rotation. Ce sont les harmoniques de cette fréquence. On obtient un spectre des raies discrètes. C'est le cas par exemple, des vibrations générées par le balourd, le lignage, les engrenages, les dégradations localisées de roulements, etc. ;
- Les vibrations asynchrones qui ne sont pas liées harmoniquement à la fréquence de rotation. Dans tel cas, le signal est aléatoire ou transitoire. On obtient un spectre continu (l'intervalle entre les raies tend vers zéro), c'est le cas de les turbulences d'écoulement, les dégradations généralisées de roulements de chocs non périodiques, des résonances, etc. Il faut signaler que l'analyse des phénomènes périodiques est bien plus aisée que celle des phénomènes transitoires ou aléatoires puisqu'ils sont identifiés par des fréquences discrètes.

Ces derniers sont néanmoins significatifs des problèmes réels : ils ne sont donc pas à négliger en diagnostic. Le spectre se représente sous forme d'un graphique montrant l'amplitude à chaque fréquence.

### **b. L'analyse d'enveloppe : [20]**

L'analyse d'enveloppe (HFRT) est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure. En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulement, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure.

### **c. Le cepstre :[21]**

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier [BOU98] :

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2 \dots \dots \dots (II.14)$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant, à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires que les indicateurs issus de techniques traditionnelles mettraient difficilement en évidence. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les quéfrenes correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements.



### II.3.6. Suivi de l'évolution d'un défaut

Lorsque le défaut est détecté et la sévérité quantifiée, il faut suivre son évolution dans le temps. Ce suivi permet de modéliser son évolution et de définir une durée de vie résiduelle. Les outils de l'analyse vibratoire.

#### II.3.6.1. La chaîne d'acquisition. [10]

Cette chaîne de mesure est le maillon indispensable de l'analyse vibratoire pour l'acquisition des signaux à étudier. Le capteur d'accélération a pour rôle de transformer les vibrations mécaniques en signaux électriques. L'amplificateur va ensuite augmenter son intensité afin de pouvoir traiter le signal. Les limitations dans la plage de fréquences sont réalisées grâce à des filtres « passe haut » et « passe bas » comme le montre la (Figure. II. 8).

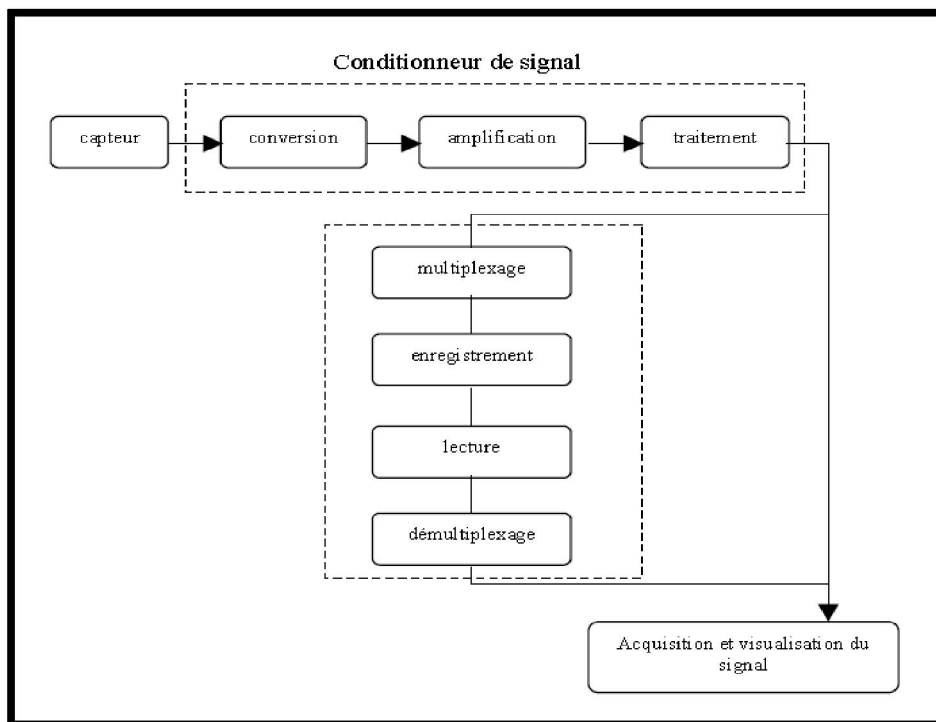


Fig. II.8 : Acquisition et visualisation du signal [10]

#### II.3.6.2. Le capteur de vibrations. [11]

Le capteur le plus utilisé est l'accéléromètre piézo-électrique. Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique. Il possède une très bonne linéarité et une large bande passante. Un capteur monodirectionnel collé sur la paroi d'un bâti mesurera les accélérations normales à celle-ci. Sa masse, bien que légère (environ 20 g), influence malgré tout les mesures, car sur des parois de grandes dimensions et relativement peu épaisses, une masselotte ajoutée peut faire diminuer les fréquences propres de quelques pour cent.

Un **accéléromètre piézoélectrique** est composé d'un disque en matériau piézoélectrique (quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération. Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibration absolue les plus utilisés pour la surveillance. Ils possèdent les propriétés suivantes :

- Utilisables sur de très grandes gammes fréquentielles.
- Excellente linéarité sur une très grande gamme dynamique (typiquement 140 dB).
- Le signal d'accélération peut être intégré électroniquement pour donner le déplacement et la vitesse
- Aucun élément mobile, donc extrêmement durable.

Les accéléromètres à électronique intégrée sont semblables aux accéléromètres piézoélectriques à la différence qu'ils possèdent de manière intégrée un conditionnement de charge pour délivrer une tension proportionnelle à l'accélération.

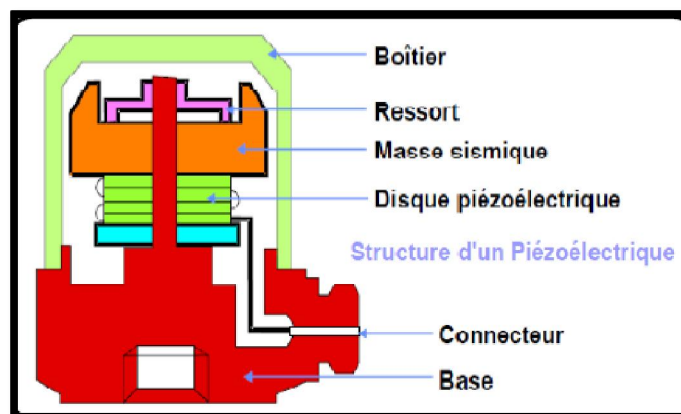
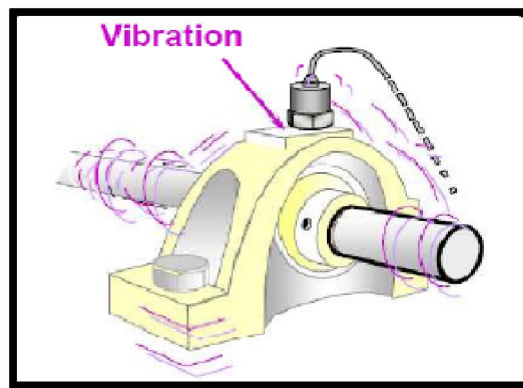


Fig. II.9 : Schéma de principe d'un accéléromètre [12]

### II.3.7. Choix de l'emplacement de capteurs : [12]

Dans le cas des machines tournantes, les principales mesures seront effectuées le plus souvent au droit des paliers qui sont les parties fixes les plus directement en relation avec les efforts appliqués à la partie mobile.



**Fig. II.10 : Fixation du capteur sur palier [12]**

Ces efforts sont de deux types :

- **Efforts tournants** : ce sont les efforts liés à la rotation de l'arbre, générés par exemple par un balourd dont les amplitudes seront plus grandes dans le cas d'une mesure effectuée dans un plan radial ;
- **Efforts directionnels** : ce sont des efforts liés à une contrainte de l'arbre, générés par exemple par la tension d'une courroie (effort directionnel radial, ou un par le contact d'un engrenage conique (effort directionnel axial) [12]

#### **II.4.Conclusion :**

Ce chapitre est un rappel des principes de base de l'analyse vibratoire appliquée pour une maintenance conditionnelle, ce présent chapitre une base d'initiation pour le reste de notre travail.

### III.1. Introduction :

Vu le manque d'appareillages qui permettent de prendre des mesures (déplacements, vitesses ou accélérations) angulaires sur les machines, la plupart des structures mécaniques sont représentées par leurs modèles théoriques équivalents. On opte pour une modélisation de mesure de déplacement linéaire car on ne dispose que d'une instrumentation permettant la mesure de tels déplacements.

### III.2. Défauts de roulement :

a. Origine : Ce peut être :

- un écaillage de la piste interne (sur l'arbre) ;
- un écaillage sur la piste externe (sur l'alésage) ;
- un défaut localisé sur un élément roulant (bille ou rouleau).

Dans tous les cas, il s'agit d'un choc périodique de faible énergie qui excite la structure de la machine. Cette structure répond dans sa gamme de fréquences propres. Afin de statuer de façon définitive sur un tel défaut, il est conseillé de réaliser une analyse dite d'enveloppe.

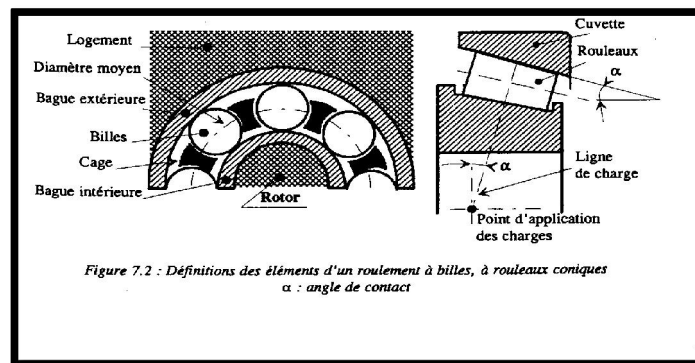


Fig. III.1 : éléments d'un roulement à billes, à rouleaux coniques [14]

b. Fréquence caractéristique de chaque défaut :

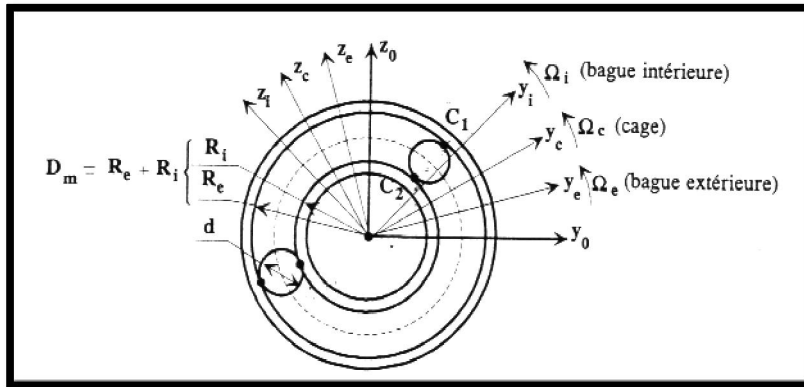
Pour chaque type de roulement et en fonction de ses cotes de fabrication, on peut déterminer les fréquences caractéristiques pour chaque défaut ;

Soit :

$f_c$  : fréquence de rotation de la cage par rapport à un référentiel fixe avec ( $f_c = \Omega_c / 2\pi$ ).

$f_b$  : fréquence de rotation d'un élément roulant par rapport à un axe passant par son centre ( $f_b = \Omega_b / 2\pi$ ).

- Considérons un roulement dans un référentiel fixe  $Oy_0x_0$  (**Fig. III.2**). Un référentiel est lié à chacun des éléments :
- la bague intérieure est liée au référentiel  $(Oy_i x_i)$  qui tourne à la vitesse  $\Omega_i$  par rapport à  $Oy_0x_0$ .
- la bague extérieure est liée au référentiel  $Oy_e x_e$  qui tourne à la vitesse  $\Omega_e$  par rapport à  $Oy_0x_0$  calculons la vitesse de rotation  $\Omega_b$  d'un élément roulant autour d'un axe passant par son centre de gravité et la vitesse de rotation  $\Omega_c$  de la cage par rapport à  $Oy_0x_0$ .



**Fig. III.2 : Référentiels liés aux éléments d'un roulement**

Dans le cas d'un mouvement rigide, vitesse et accélération relatives sont identiquement nulles, parce que chaque point du système ne se déplace pas par rapport au repère  $R$ .

Admettons :  $\Omega_i$  et  $\Omega_e$  constantes.

**Au point C1 :**

$$\overrightarrow{V}(C_1) = \overrightarrow{V}_c(C_1) + \overrightarrow{\Omega}_b \wedge \overrightarrow{DC_1} = \vec{0} \quad \dots\dots\dots (III.1)$$

$$\overrightarrow{DC_1} = r \vec{u} = \frac{R_e - R_i}{2} \vec{u} \quad \vec{k} \wedge \vec{u} = \vec{p}$$

$$\overrightarrow{\Omega}_b \wedge \overrightarrow{DC_1} = \Omega_b \vec{k} \wedge \frac{R_e - R_i}{2} \vec{u} = \Omega_b \left( \frac{R_e - R_i}{2} \right) \vec{p} \quad \dots\dots\dots (III.2)$$

$$\overrightarrow{V}_c(C_1) = \overrightarrow{V}(0) + \overrightarrow{\Omega}_c \wedge \overrightarrow{OC_1} = \Omega_c \vec{k} \wedge R_e \vec{u} = \Omega_c R_e \vec{p} \quad \dots\dots\dots (III.3)$$

$$\overrightarrow{V}(0) = \vec{0}$$

$$\overrightarrow{V}(C_1) = \overrightarrow{\Omega}_e \wedge \overrightarrow{OC_1} = \Omega_e \vec{k} \wedge R_e \vec{u} = \Omega_e R_e \vec{p} \quad \dots\dots\dots (III.4)$$

On remplace (2), (3) et (4) dans l'équation (III.1) :

$$\Omega_e R_e \vec{p} = \Omega_c R_e \vec{p} + \Omega_b \left( \frac{R_e - R_i}{2} \right) \vec{p}$$

Donc :  $\Omega_e R_e = \Omega_c R_e + \Omega_b \left( \frac{R_e - R_i}{2} \right)$

**Au point C2 :**

$$\overrightarrow{V}(C_2) = \overrightarrow{V}_c(C_2) + \overrightarrow{\Omega}_b \wedge \overrightarrow{DC_2} = \vec{0} \quad \dots\dots\dots (III.5)$$

$$\overrightarrow{DC_2} = - \left( \frac{R_e - R_i}{2} \right) \vec{u}$$

$$\overrightarrow{\Omega}_b \wedge \overrightarrow{DC_2} = - \Omega_b \left( \frac{R_e - R_i}{2} \right) \vec{p} \quad \dots\dots\dots (III.6)$$

$$\overrightarrow{V}_c(C_2) = \overrightarrow{\Omega}_c \wedge \overrightarrow{OC_2} = \Omega_c R_i \vec{p} \quad \dots\dots\dots (III.7)$$

$$\overrightarrow{V}(C_2) = \overrightarrow{\Omega}_i \wedge \overrightarrow{OC_2} = \Omega_i R_i \vec{p} \quad \dots\dots\dots (III.8)$$

On remplace (III.6),(III.7) et (III.8) dans l'équation (III.5) :

Donc :  $\Omega_i R_i = \Omega_c R_i - \Omega_b \left( \frac{R_e - R_i}{2} \right)$

**On a : Au point C1 :**

$$R_i \Omega_i = \Omega_c R_i + \Omega_b \frac{R_e - R_i}{2} \quad \dots\dots\dots (III.9)$$

**Au point C2:**

$$R_e \Omega_e = \Omega_c R_e - \Omega_b \frac{R_e - R_i}{2} \quad \dots\dots\dots (III.10)$$

En additionnant :

$$\Omega_c = \frac{R_i \Omega_i + R_e \Omega_e}{R_e + R_i}$$

$$f_c = \frac{\Omega_c}{2\pi} = \frac{R_i \Omega_i}{2\pi D_m} + \frac{R_e \Omega_e}{2\pi D_m} \Leftrightarrow f_c = \frac{R_i f_i 2\pi}{2\pi D_m} + \frac{R_e f_e 2\pi}{2\pi D_m} \quad \dots\dots\dots (III.11)$$

Donc:

$$f_c = \frac{R_i}{D_m} f_i + \frac{R_e}{D_m} f_e \quad \dots\dots\dots (III.12)$$

On a :

$$R_i = \frac{D_m - d \cos \alpha}{2} \quad \text{et} \quad R_e = \frac{D_m + d \cos \alpha}{2} \quad \dots\dots\dots (III.13)$$

$$f_c = \left( \frac{D_m - d \cos \alpha}{2D_m} \right) f_i + \left( \frac{D_m + d \cos \alpha}{2D_m} \right) f_e \quad \dots\dots\dots(\text{III.14})$$

$$f_c = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{d \cos \alpha}{D_m} \right) f_i + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{d \cos \alpha}{D_m} \right) f_e \quad \dots\dots\dots(\text{III.15})$$

Les fréquences cinématiques de base  $f_c$  et  $f_b$  associées aux défauts sont :

- La fréquence de passage d'une bille (ou d'un rouleau) sur un défaut de bague externe du roulement,  $f_{be}$  est donnée par l'équation suivante :

$$f_{be} = \frac{n}{2} fr \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_m} \right) \cdot \cos \alpha \right] \quad \dots\dots\dots(\text{III.16})$$

- La fréquence de passage d'une bille (ou rouleaux) sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant),  $f_{bi}$  est donnée par l'équation suivante :

$$f_{bi} = \frac{n}{2} fr \left[ 1 + \left( \frac{d}{D_m} \right) \cdot \cos \alpha \right] \quad \dots\dots\dots(\text{III.17})$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage,  $f_c$  est donnée par l'équation suivante :

$$f_c = \frac{1}{2} fr \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_m} \right) \cdot \cos \alpha \right] \quad \dots\dots\dots(\text{III.18})$$

- Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque tour de bille (ou de rouleau), à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, on donne généralement :

$$2 f_e = fr \cdot \frac{D_m}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad \dots\dots\dots(\text{III.19})$$

## III.2. Défauts d'engrenages :

### III.2.1. Défauts de denture d'engrenages :

Les incidents caractéristiques des engrenages sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée, ou abîmée, usure uniforme ou non, *pitting* (piquage, écaillage) localisé ou réparti, mauvais centrage). On peut aussi observer du *fretting* (corrosion sous frottement), qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié ou que les efforts sont importants.

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact. C'est donc  $n \cdot fr$  dans les fréquences ( $n$  entier) que sont contenues les informations, surtout s'il y a trop de jeu, ou au contraire un montage trop serré.

Un arbre tournant à une fréquence  $fr$  sur lequel est monté un pignon ou une roue comptant  $z$  dents sera soumis à  $z$  chocs par tour. La fréquence caractéristique de l'engrènement sera donc :

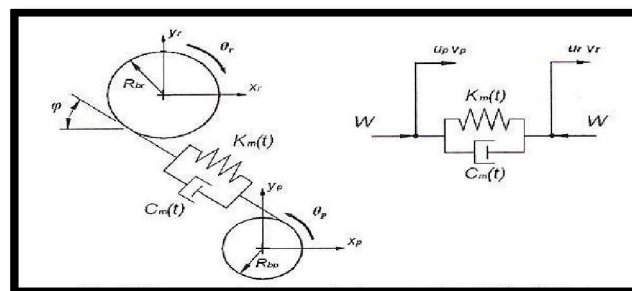
$$fe = z \cdot fr \dots\dots\dots(III.20)$$

**a. Origine et manifestation :**

Si cet arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou si une dent du pignon présente un défaut localisé, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence de rotation  $fr$ . Cela se traduira, sur le spectre, par un peigne de raies centré sur la fréquence d'engrènement  $fe$  et de pas  $fr$ . Ce peigne n'est visible que sur un zoom centré lui aussi sur la fréquence d'engrènement  $fe$ .

Dans un but de simplicité, la plupart des travaux de modélisation du comportement dynamique d'engrenages se sont orientés vers des modélisations discrètes de type masses ressorts-amortisseurs. Les engrenages sont alors assimilés à des cylindres rigides liés par une raideur qui représente la liaison élastique entre les dentures (raideur d'engrènement).

La force d'excitation au niveau des dents est perpendiculaire au contact. Le contact peut alors être modélisé par une rigidité et un amortissement et la force résultante  $w$  est suivant la ligne d'action (**Fig.III.3**).



**Figure III.3 : Modélisation de la force de contact [9].**

D'où la force :

$$w = cm (vp - vr) + km (up - ur) \dots\dots\dots(III.21)$$

Où :  $v$  et  $u$  représentent respectivement la vitesse et le déplacement des engrenages.

$Cm$  est l'amortissement du contact.

$Km$  est la rigidité de contact.



## b. Les rigidités

### Théorie d'Hertz:

Il a été montré, dans la partie précédente, un modèle qui modélise une rigidité du contact entre les dents de l'engrenage. Lalonde et Guilbault [24] proposent une modélisation de cette rigidité comme trois ressorts en série : les rigidités en flexion des dents du pignon ( $K_{fp}$ ) et de la couronne ( $K_{fr}$ ) et la rigidité du contact des dents ( $K_{hertz}$ ).

La rigidité en flexion est définie à partir de la méthode des éléments finis en utilisant un maillage 3D quadratique. Cette rigidité doit être définie sur la longueur de la dent.

La rigidité de contact est définie par la théorie d'un contact Hertzien entre deux cylindres. La formule utilisée par les auteurs est développée si dessous :

$$K_{her} = b \cdot \pi \cdot \left\{ \left( \frac{1-v_p^2}{E_p} + \frac{1-v_r^2}{E_r} \right) \cdot \left[ \ln \left( \frac{4\pi \cdot b \left[ \frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_r} \right]^{-1}}{F_n \left( \frac{1-v_p^2}{E_p} + \frac{1-v_r^2}{E_r} \right)} \right) - 1 \right] \right\}^{-1} \quad \dots\dots\dots(III.22)$$

Où :  $b$  est la largeur de l'engrenage

$E_p$  et  $E_r$  : sont les modules de Young du pignon et de la roue

$\gamma_p$  et  $\gamma_r$  : sont les coefficients de Poisson du pignon et de la roue

$\rho_p$  et  $\rho_r$  : sont les masses volumiques du pignon et de la roue

$F_n$  : est la force normale de contact

Les auteurs [9] en déduisent ensuite la rigidité totale d'une paire de dent  $K_{mi}$ . Cette dernière est la somme de trois rigidités en série. Ainsi la réciproque de cette rigidité est égale à la Somme des inverses de chaque rigidité.

$$K_{mi}(t) = \left[ \frac{1}{K_{fp}(t)} + \frac{1}{K_{fr}(t)} + \frac{1}{K_{hertz}(t)} \right]^{-1} \quad \dots\dots\dots(III.23)$$

Où :

$K_{fp}$  : la rigidité de la dent du pignon.

$K_{fr}$  : la rigidité de la dent de la roue.

$K_{hertz}$  : la rigidité de contact calculé par la méthode d'Hertz.

Il faut ensuite sommer ces rigidités totales en fonction du nombre de paires de dents en contact pour obtenir la rigidité en fonction de la position angulaire.

### Rigidité d'engrènement [17]

Pour calculer la force de contact, il est nécessaire de connaître la rigidité totale du contact. Cette rigidité totale se décompose en trois rigidités : les deux rigidités de flexion des dents et la rigidité de contact obtenue par la théorie d'Hertz.

### Rigidité de flexion

Il faut établir une équation qui détermine la rigidité de la dent en fonction du point de contact.

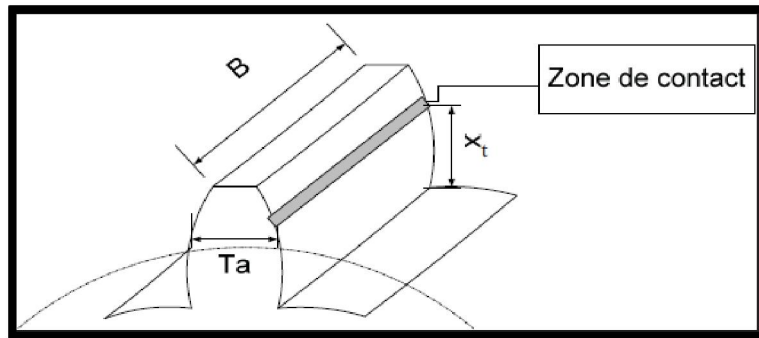


Figure III.4 : Paramétrage d'une dent.[17]

La rigidité de la dent peut être calculée à partir de la théorie des poutres en considérant un côté libre et un côté encasté.

$$k_d = \frac{EBT_d^3}{4x_t^3} \dots\dots\dots(\text{III.24})$$

où : B est la largeur de l'engrenage.

Ta est l'épaisseur de la dent au niveau du cercle primitif.

xt est la distance entre le pied de la dent et le point d'application de la force.

E est le module de Young du matériau.

### Rigidité de contact [17]

La rigidité de contact est calculée à partir de la théorie de Hertz. Cette théorie permet de calculer le déplacement des surfaces en fonction de la charge. Il faut par la suite diviser la charge par ce déplacement pour avoir la rigidité.

$$\delta = p_o a c \left( \frac{(1-\nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1-\nu_r^2)}{E_r} \right) \dots\dots\dots(\text{III.25})$$

Où :

$\delta$  : est le déplacement des surfaces.

P0 : est la pression au point de contact.

a : est la demi-largeur de contact.

$c$  : est une constant proche de 2.

$E_p$  et  $E_r$  : sont respectivement les modules de Young des matériaux du pignon et de la roue.

$\gamma_p$  et  $\gamma_r$  : sont respectivement les coefficients de Poisson du pignon et de la roue.

$$P_0 = \frac{2W}{B a \pi} \dots\dots\dots(\text{III.26})$$

Où :

$P_0$  est la pression au point de contact.

$W$  est la charge normale.

$B$  est la largeur de l'engrenage.

$a$  est la demi-largeur de contact.

La rigidité de contact  $k_f$  choisie est constante sur la longueur du profil

$$k_f = \frac{w}{\delta} = \frac{B \times \pi}{4 \left( \frac{(1-\gamma_p^2)}{E_p} + \frac{(1-\gamma_r^2)}{E_r} \right)} \dots\dots\dots(\text{III.27})$$

Où :

$B$  est la largeur de l'engrenage.

$E_p$  et  $E_r$  sont respectivement les modules de Young des matériaux du pignon et de la roue.

$\gamma_p$  et  $\gamma_r$  sont respectivement les coefficients de Poisson du pignon et de la roue.

### c. Les amortissements

#### Amortissement d'engrènement :

L'amortissement de l'engrènement  $C_m$ , pourrait être calculé en employant un modèle élastohydro-dynamique, mais pour raisons de simplicité, on a préféré le calculer à partir de la rigidité d'engrènement, en supposant un taux d'amortissement du contact dans un modèle visqueux à 1 degré de liberté.

$$c_m = 2\xi_m \sqrt{K_m M_{eq}} \dots\dots\dots(\text{III.28})$$

Où :

$\xi_m$  : est le taux d'amortissement du contact.

$k_m$  : est la rigidité de contact.

$M_{eq}$  : est la masse équivalente.

La masse équivalente du contact  $M_{eq}$  peut être calculée par équivalence de l'énergie cinétique en supposant un modèle à 1 ddl.

$$M_{eq} = \frac{J_p J_r}{(J_p R_p^2 + J_r R_r^2)} \dots\dots\dots(III.29)$$

Où :

$J_p$  et  $J_r$  sont les inerties du pignon et de la roue

$R_p$  et  $R_r$  sont les rayons primitifs du pignon et de la roue

#### Autres amortissement

L'amortissement de l'arbre est, quant à lui, calculé à partir de la rigidité de l'arbre  $k_a$ , selon la même hypothèse basée sur une estimation du taux d'amortissement de l'arbre dans un modèle à 1 ddl.

$$C_a = 2\xi\sqrt{k_a M_{arbre}} \dots\dots\dots(III.30)$$

Où :

$\xi$  : est le taux d'amortissement de l'arbre.

$K_a$  : est la rigidité de l'arbre.

$M_{arbre}$  : est la masse de l'arbre.

### III.3. Le balourd :

Pour un système linéaire, en l'absence de force excitatrice extérieure, la position est déterminée à partir d'un système d'équation différentielle linéaires à coefficients constants sans seconde membre. C'est le cas habituel dans l'hypothèse des faibles déformations.

Le système représenté sur la figure (1) est un rotor composé d'une roue réceptrice, un arbre et une turbine. Supposons que le rotor et les deux paliers son rigides (A) et (B), la masse du rotor est (M) et supposons aussi une masse (m) située à une distance (r) du centre de rotation, négligeable devant (M), cette petite masse va générer un balourd.

L'axe principal d'inertie du système se déplace avec une excentricité (e).

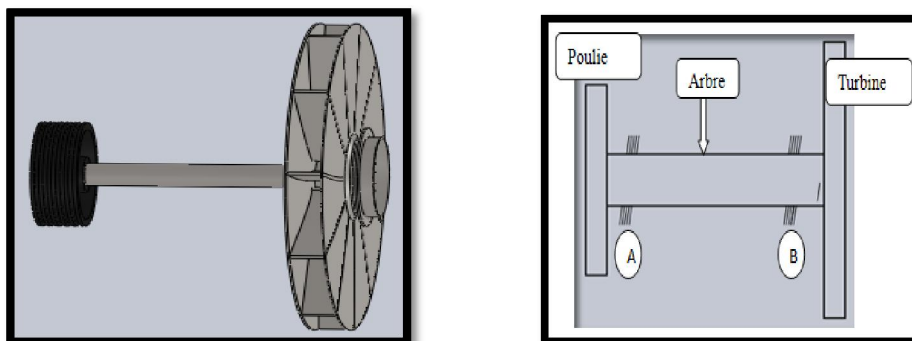


Fig. III.5 : le rotor et son schéma théorique

(**R**) réaction au niveau des paliers  $R = R_A + R_B$ , (**G**) le centre de gravité du système, (**g**) la gravitation.

On applique le premier principe de la statique :

$$\sum F_{ext} = 0 ; \text{ on trouve : } R = (M+m) g$$

On applique le deuxième principe de la statique :

$$\sum M(F_{ext})_O = 0 \implies M(\vec{P})_O + M(\vec{R})_O = 0$$

$M(\vec{R})_O = 0$  : l'axe qui porte (R) passe par le centre de gravité du système.

$M(\vec{P})_O = 0$  ; à la position d'équilibre l'axe de  $\vec{P}$  passe par le centre de gravité (G) et le centre de rotation (O)

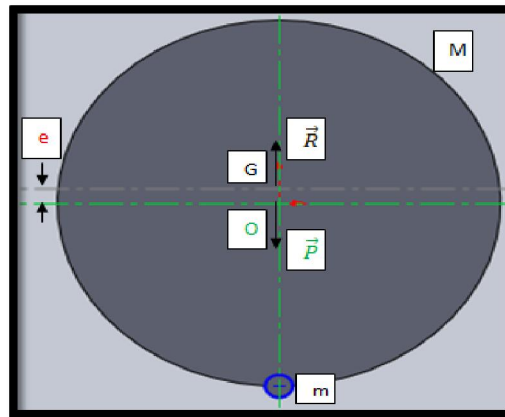


Fig. III.6: Système en équilibre

**a - Système en mouvement :**

On écarte le système de sa position d'équilibre avec un angle ( $\varphi$ )

On applique le deuxième principe de la dynamique :  $\sum M(F_{ext})_O = I\ddot{\varphi}$

$I_0$  : moment d'inertie du rotor

$\varphi$  : angle de d'écartement

$$M(\vec{P})_O + M(\vec{R})_O = I\ddot{\varphi}$$

$M(\vec{R})_O = 0$  :  $\vec{R}$  force passante par le centre (O), dans ce cas on peut écrire :  $M(\vec{P})_O = I\ddot{\varphi} \iff -$

$$e \sin \varphi (M+m) g = I\ddot{\varphi}$$

$$I\ddot{\varphi} + e \sin \varphi (M+m) g = 0$$

On sait que pour les petites oscillations **sin  $\varphi = \varphi$**  (radian)

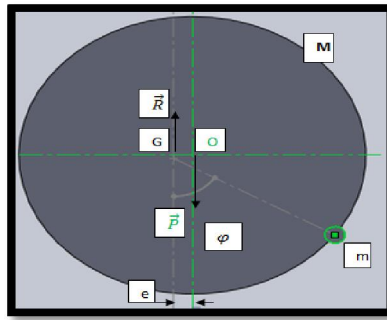
$$\ddot{\varphi} + \frac{e g}{I} (M+m) \varphi = 0 \quad \dots\dots\dots(III.31)$$

Équation différentielle de seconde ordre sans deuxième membre de la forme :  $\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = 0$

avec :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{eg(M+m)}{I}} \quad \text{pulsation propre du système}$$

$$\frac{eg(M+m)}{I} > 0 \quad \text{et} \quad e = \frac{r m}{M} \quad \dots\dots\dots(III.32)$$



**Fig. III.7 : Système en mouvement**

Alors notre système peut être considéré comme étant un ressort et une masse comme l'indique la figure (FigIII.7).

En étudiant le système figure (FigIII.7), système à 1 degré de liberté, (x) comme coordonné généralisée, on trouve l'équation du mouvement comme suit

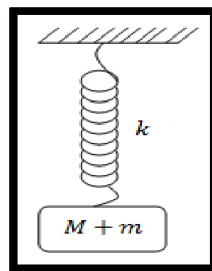
$$(M+m) \ddot{x} + k x = 0 \iff \ddot{x} + \omega_0^2 x = 0 \dots\dots\dots(III.33)$$

Avec :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{(M+m)}} : \text{pulsation propre du système.}$$

$$\sqrt{\frac{eg(M+m)}{I}} = \sqrt{\frac{k}{(M+m)}} \iff \frac{eg(M+m)}{I} = \frac{k}{(M+m)} \dots\dots\dots(III.34)$$

L'équation permet de calculer la rigidité  $k : k = \frac{eg (M+m)^2}{I} \dots\dots\dots(III.35)$

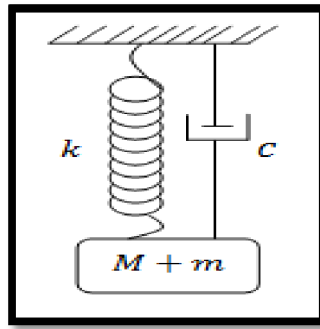


**Fig. III.8 : Système en équilibre libre non amorti**

**b-Rotor rigide tourne avec frottement :**

Considérons le système de la (Fig. III.8), mais cette fois le mouvement est interrompu par des frottements au niveau des paliers A et B, c'est une forme d'énergie dissipée, elle peut être donnée par  $D = \frac{1}{2} c \dot{x}^2$  dans le cas des frottements visqueux. Donc la force de dissipation est

$$W = \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = c \dot{x} \quad \text{avec } c : \text{coefficient d'amortissement.}$$



**Fig. III.9 : Système en équilibre libre amorti**

**Equation du mouvement :**

En appliquant les équations de Lagrange :  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = 0$ , on aura

$$(M+m)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

$$\ddot{x} + \frac{c}{M+m}\dot{x} + \frac{k}{M+m}x = 0 \iff \ddot{x} + \lambda\dot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad \dots\dots\dots(III.36)$$

$$\lambda = \frac{c}{M+m} \text{ et } \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M+m}} \quad \dots\dots\dots(III.37)$$

Équation différentielle de seconde ordre sans deuxième membre, c'est l'équation d'un système libre amorti. Elle admet des solutions de forme :

$$x(t) = X e^{st} ; \dot{x}(t) = X s e^{st} ; \ddot{x} = X s^2 e^{st}.$$

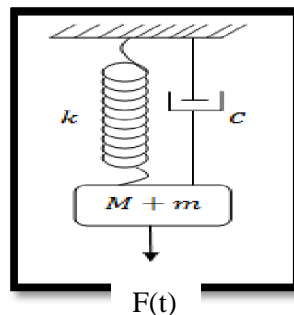
La réponse du système est donnée par :  $x(t) = A e^{\frac{\lambda}{2}t} \sin(\omega_a t + \varphi) \quad \dots\dots\dots(III.38)$

avec :  $\omega_a = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{c^2}{4k(M+m)}}$

**c- Rotor rigide tourne avec frottement sous l'action d'une force centrifuge :**

**F** est la force centrifuge créée par la masse du balourd, elle est donnée par :

$$F_0 = \omega^2 r m$$



**Fig. III.10 : Système en équilibre forcé et amorti.**

Comme cette force est engendrée par le mouvement de rotation du rotor, alors elle est périodique

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}_0 \sin \omega t$$

Avec :

$$\omega = 2\pi f; f: \text{fréquence de rotation du rotor (turbine)}$$

L'équation du mouvement du système :

$$\ddot{x} + \frac{c}{M+m} \dot{x} + \frac{k}{M+m} x = \frac{F_0}{M+m} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots(\text{III.39})$$

Équation différentielle de second ordre avec deuxième membre. Elle admet une solution composée :

$$x(t) = x(t)_g + x(t)_p$$

Avec :  $x(t)_g$  solution générale, correspond à la solution de l'équation sans deuxième membre. Pour  $t$  suffisamment grand  $x(t)_g$  tend vers '0'  $\implies x(t) = x(t)_p$

Dans ce cas la solution sera :

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{X} \sin (\omega t + \varphi) \quad \dots\dots\dots(\text{III.40})$$

Avec :

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k-(M+m)\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \text{ et } \varphi = \arctg \frac{c\omega}{k-(M+m)\omega^2}$$

### III.2.3. Rotor rigide tourne avec frottement sous l'action d'une force centrifuge :

$\mathbf{F}$  est la force centrifuge créé par la masse du balourd, elle est donnée par :

$$F_0 = \omega^2 r m$$

Comme cette force est engendrée par le mouvement de rotation du rotor, alors elle est périodique

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}_0 \sin \omega t$$

Avec :  $\omega = 2\pi f; f: \text{fréquence de rotation du rotor (turbine)}$

L'équation du mouvement du système :

$$\ddot{x} + \frac{c}{M+m} \dot{x} + \frac{k}{M+m} x = \frac{F_0}{M+m} \sin \omega t$$

Équation différentielle de second ordre avec deuxième membre. Elle admet une solution composée :

$$x(t) = x(t)_g + x(t)_p$$



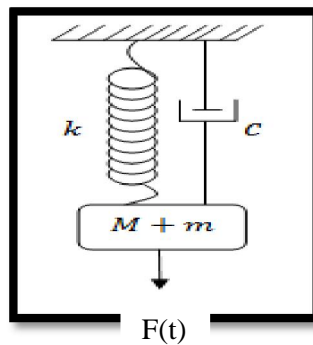
Avec :  $x(t)_g$  solution générale, correspond à la solution de l'équation sans deuxième membre. Pour  $t$  suffisamment grand  $x(t)_g$  tend vers '0'  $\implies x(t) = x(t)_p$

Dans ce cas la solution sera :

$$x(t) = X \sin(\omega t + \varphi) \quad \dots\dots\dots(III.41)$$

Avec :

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - (M+m)\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad \text{et} \quad \varphi = \arctg \frac{c\omega}{k - (M+m)\omega^2}$$



**FigIII.11 : Système en équilibre forcé et amorti**

#### III.2.4. Manifestation d'un balourd :

Le déséquilibre dans notre cas est dû à une force centrifuge tournante qui se manifeste à la fréquence de rotation du rotor (la turbine). Il provoque des vibrations dans le plan radial, qui se propage premièrement sur les paliers de la machine .et évidemment sur les roulements. Le déséquilibre peut être à l'origine d'autres anomalies à savoir : usure ou jeu sur les portées des roulements, flexion de l'arbre portant la turbine, défaut d'alignement sur les paliers (ce n'est pas dans notre cas nous avons un palier mono-bloque) ainsi qu'un défaut de roulement sur ces deux paliers.

### IV.1. Historique de la machine :

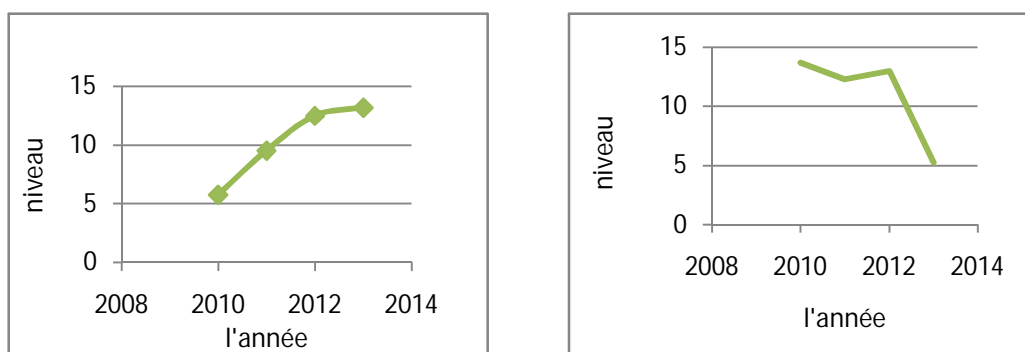
La machine sur laquelle l'étude se déroulera est un groupe n°2 de la station de production de l'électricité de HASSI R'MEL. Le groupe a connu plusieurs interventions dans le cadre d'une maintenance conditionnel préventif qu'on propose de résumer dans les points ci dessous :

- Un équilibrage du s'est avéré inévitable le 22/04/2010 après une prise de mesure des vibrations sur toute la ligne d'arbre qui a révèlé les valeurs élevés sur le palier coté excitatrice.
- Changement du coussinet toujours coté excitatrice le 13/04/2011 et cela après un rapport suivi d'une demande d'intervention de l'équipe de maintenance.
- Tentative d'équilibrage sur l'alternateur le 31/07/2011 après une révision générale du groupe qui a mis en évidence le problème signalé
- Changement de la roue du réducteur ainsi que ces coussinets après une inspection faite par l'équipe de maintenance du 03 au 15/03/2013 qui a révélé des niveaux vibratoire important causés par le désalignement et un jeux entre la roue et l' arbre.

Comme le montre l'historique du groupe les interventions ont généralement touché l'excitatrice ou on a signalé les niveaux les plus hauts des vibrations résumé comme suit dans le tableau suivant:

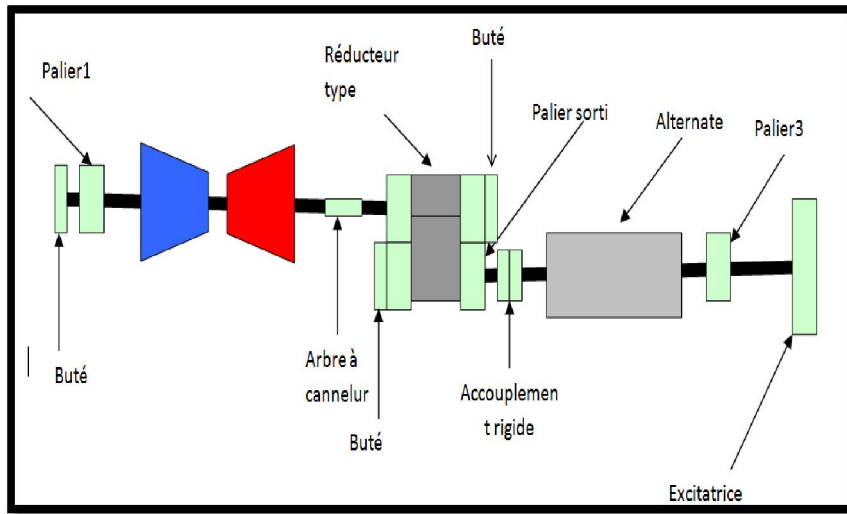
	2010	2011	2012
<b>Horizontal (mm/s)</b>	13.72	12.32	13.04
<b>Vertical (mm/s)</b>	05.80	09.55	12.51
<b>Axial (mm/s)</b>	06.90	04.14	09.42

**Tab IV.1 : les niveaux les plus hauts de vibrations**



**Fig. IV.1: Evolutions des niveaux vibratoires**

## IV.2. Présentation du groupe :



**Fig. IV. 2 : schéma du groupe**

Les caractéristiques du groupe sont données dans le tableau ci-dessous

<b>vitesse turbine</b>	<i>5120 tr/min</i>
<b>vitesse alternateur</b>	<i>3000 tr/min</i>
<b>nombre de dent grande roue</b>	<i>99</i>
<b>nombre de dent petite roue</b>	<i>58</i>
<b>nombre d'encoche stator</b>	<i>66</i>
<b>nombre d'encoche rotor</b>	<i>24</i>
<b>nombre d'ailettes turbine 1er roue</b>	<i>120</i>
<b>nombre d'ailettes 2eme roue</b>	<i>90</i>

**Tab IV.2 : caractéristique du groupe**

## IV.2. Procédure d'équilibrage :

Après plusieurs essais de démarrage du groupe N°02 de la centrale de HASSI R'MEL et suite aux vibrations élevées sur le palier excitatrice, l'équipe de maintenance a jugé l'opération

d'équilibrage comme solution adéquate au problème détecté sur l'excitatrice et cela après une analyse des signaux et des spectres prise sur le groupe.

Et pour cela l'équipe de maintenance met en évidence un plan d'action pour l'équilibrage :

**1<sup>er</sup> lancement** : détection de l'anomalie par un lancement à vide.

**2<sup>ème</sup> lancement** : identification du problème par un lancement d'essais et cela avec des masse d'essais.

**3<sup>ème</sup> lancement** : calcul de la masse et de la position de correction par un logiciel de calcul pour suivre avec un lancement dit lancement de correction.

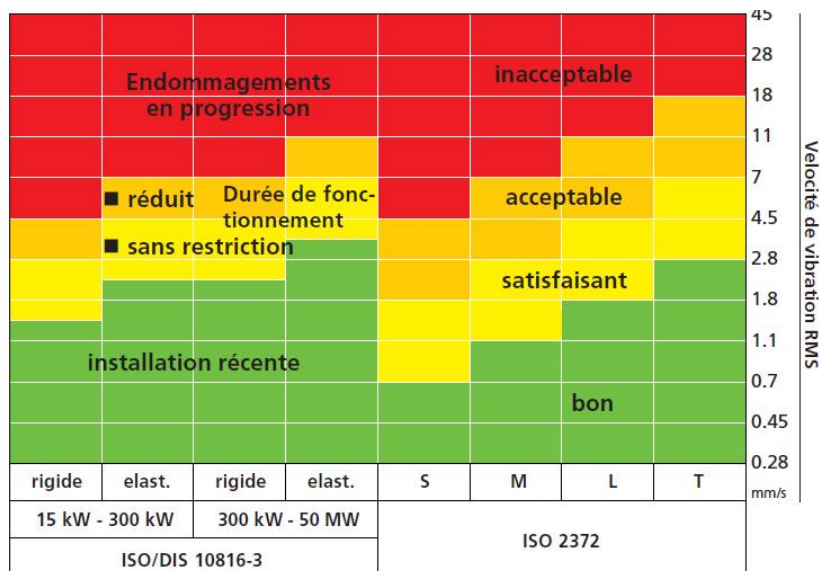
**4<sup>ème</sup> lancement** : dit lancement de fidélité et cela après satisfaction des résultats.

**IV.3. Matériel utilisé :**

- appareil de mesure OROS 16 voies pour l'analyse.
- Accéléromètres pour la mesure des vibrations.
- Photo cellule pour la mesure de la vitesse et phase

**IV.4. Détection des défauts :**

Après avoir préparé la machine et le matériel nécessaire de prise de mesure, on commence par placer les capteurs de vibration sur les points de mesures choisis déjà avant, pour ensuite mettre la machine en marche et voir ce que les valeurs de vibration nous indiquent et terminer par une lecture et une analyse des signaux et des spectres obtenus par rapport à la norme **ISO10816 (Fig. IV. 3)**.



**Fig. IV. 3 : La norme ISO 10816**

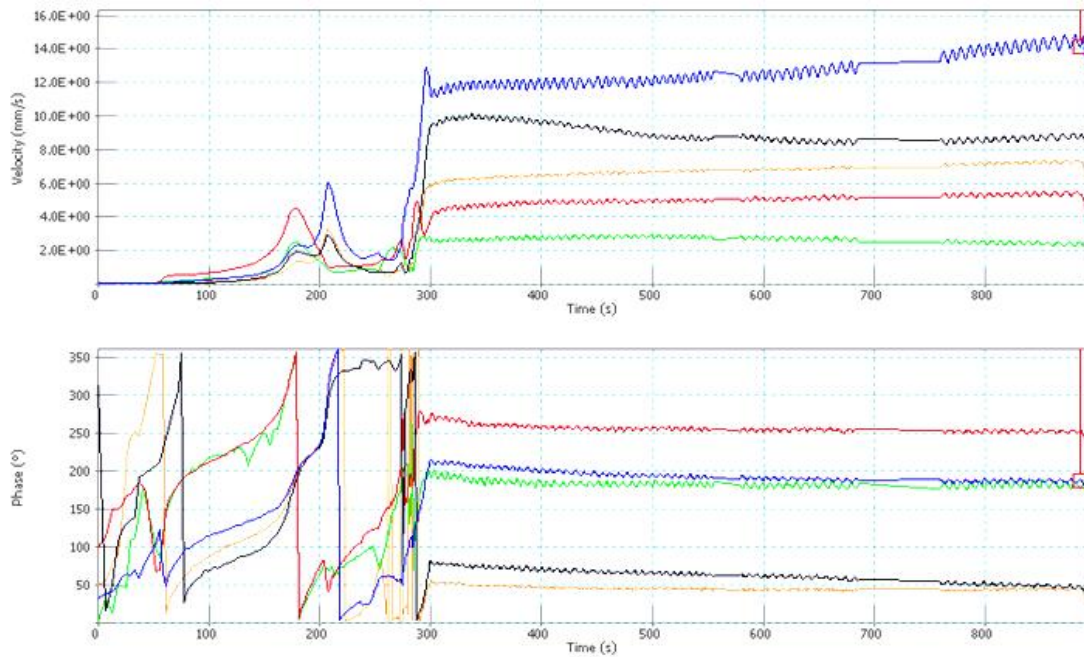


Fig. IV. 4 : signal et phase pris pour un lancement à vide

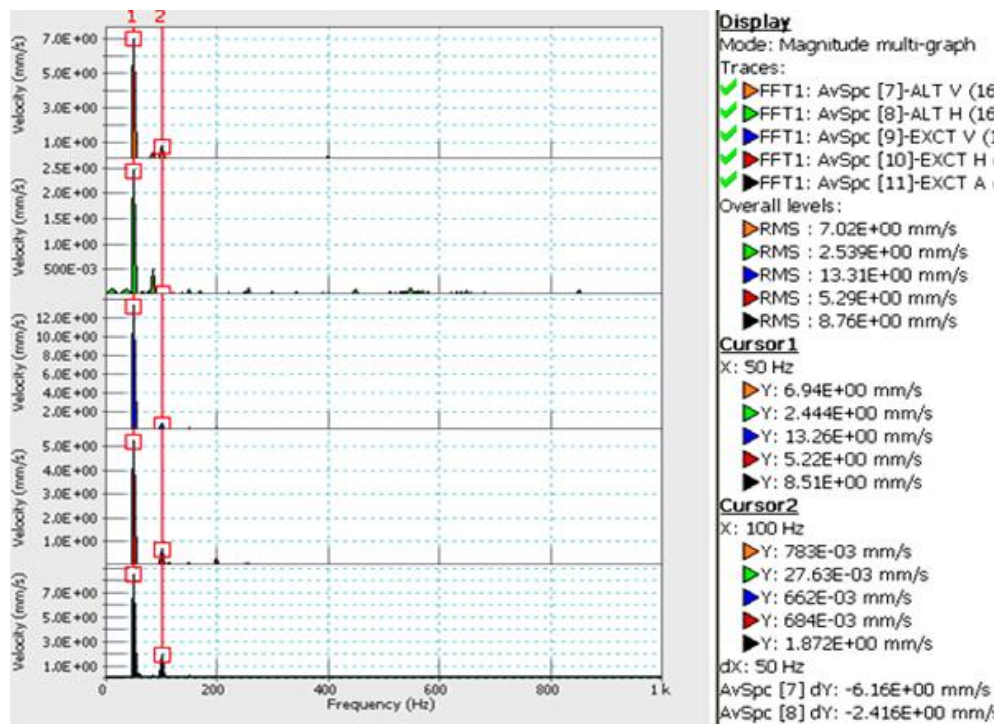


Fig. IV. 5 : Spectre pris pour un lancement à vide

**Interprétation :** la première lecture du signal (fig. IV 4) permet de remarquer des niveaux de vibrations importants sur le groupe voire une amplitude de 13.31 mm/s comme maximum signalé sur l'excitatrice dans la direction verticale et 8.76 mm/s dans la direction axiale.

Le spectre (fig. IV. 4) confirme les constatations faites sur le signal concernant les niveaux vibratoires obtenus sur ce signal, par la suite en se référant à la norme **ISO 2372** qui fixe les limites

de fonctionnement on a jugé que l'état du groupe nécessite une intervention d'équilibrage sur le coté excitatrice.

Le tableau suivant représente les niveaux vibratoires sur différents directions de mesure de l'alternateur et de l'excitatrice.

Palier	Direction	Globale (Mm/s)	1f (Mm/s)	2f (Mm/s)
Alternateur	Verticale	7.02	6.94 / 40°	0.78 / 339°
	Horizontale	2.539	2.44 / 179°	0.02 / 301°
Excitatrice	Verticale	13.31	13.26 / 183°	0.66 / 139°
	Horizontale	5.29	5.22 / 251°	0.68 / 67°
	Axiale	8.76	8.51 / 52°	1.87 / 197°

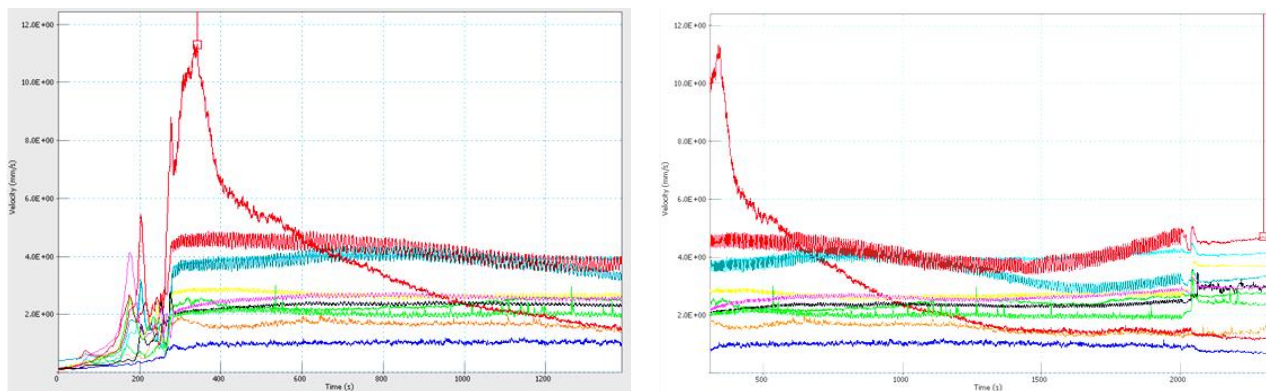
Tab IV.3 : tableau des niveaux vibratoires pour un lancement à vide.

#### IV.5.1. Lancement avec masse d'essai :

L'opération d'équilibrage débute par un Enlèvement de deux masses de **33g** chacune (soit **66g**) de la position **240°** du plan excitatrice puis le démarrage se fait par un lancement du groupe jusqu' a sa vitesse nominale.

En suite, l'intervention qui suit est une opération de couplage et de montée en charge par palier (**5MW, 10MW, 18MW**) pour en finir avec Diminution de charge par palier jusqu' au découplage.

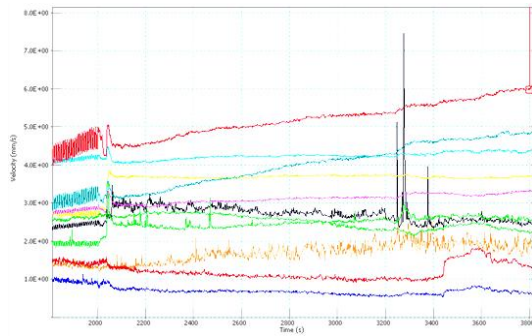
Le suivi des valeurs globales nous a donné les signaux suivants :



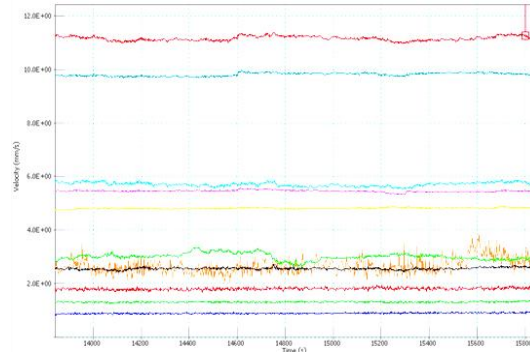
A vide

A 5 MW

Fig. IV. 6 : Signaux des valeurs globales (lancement d'essai)



A 10 MW



A 18 MW

**Fig. IV. 7 : Signaux des valeurs globales (lancement d’essai)**

**Interprétation des signaux :**

Nous remarquons une perturbation dans l’amplitude des signaux pendant le démarrage sur les trois signaux à vide, 5 MW et 10 MW mais à 18 MW le groupe atteint sa vitesse nominale ce qui justifie la stabilité des niveaux vibrations qu’on a résumé dans le tableau suivant :

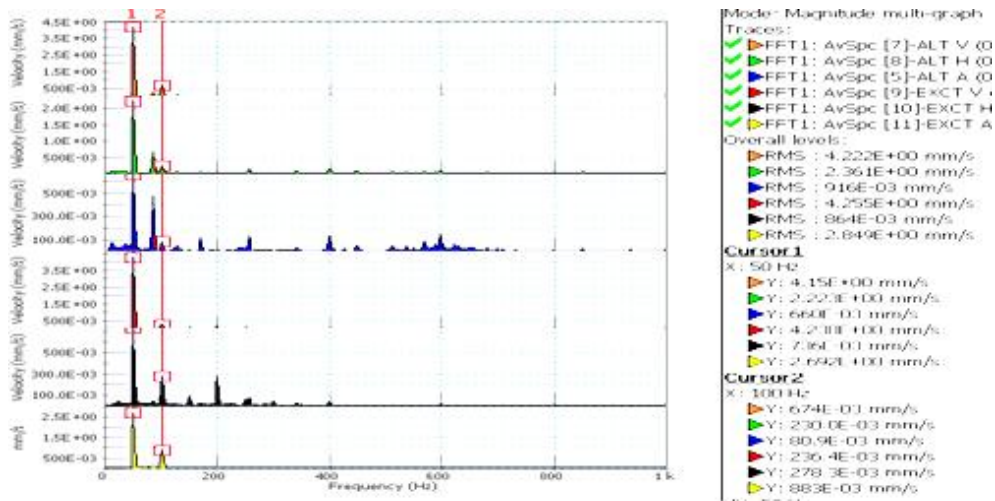
Palier		Alternateur		Excitatrice		
		V (Mm/s)	H (Mm/s)	V (Mm/s)	H (Mm/s)	A (Mm/s)
A vide	G	3.9	2.03	3.66	2.57	3.38
	1f	3.8/23 <sup>0</sup>	1.88/140 <sup>0</sup>	3.53/150 <sup>0</sup>	2.49/184 <sup>0</sup>	3.11/23 <sup>0</sup>
	2f	0.65	0.04	0.36	0.34	1
A 5MW	G	4.1	2.1	4.7	3	4.1
	1f	4.08 / 19 <sup>0</sup>	2.05/152 <sup>0</sup>	4.74/138 <sup>0</sup>	2.98/174 <sup>0</sup>	3.27/349 <sup>0</sup>
	2f	/	/	/	/	/
A 10MW	G	4.36	2.65	5.85	3.21	4.72
	1f	4.28/16 <sup>0</sup>	2.31/150 <sup>0</sup>	5.81/135	3.19/170 <sup>0</sup>	4.67/340 <sup>0</sup>
	2f	0.47	0.65	0.23	0.2	0.6
A 18MW	G	5.76	2.89	<b>11.21</b>	5.44	<b>9.78</b>
	1f	5.68/354 <sup>0</sup>	2.5/139 <sup>0</sup>	<b>11.19/129<sup>0</sup></b>	5.43/160 <sup>0</sup>	<b>9.75/334<sup>0</sup></b>
	2f	0.45	0.7	0.24	0.14	0.62

**Tab IV.4 : tableau des niveaux vibratoires pour un lancement avec masse d'essais.**

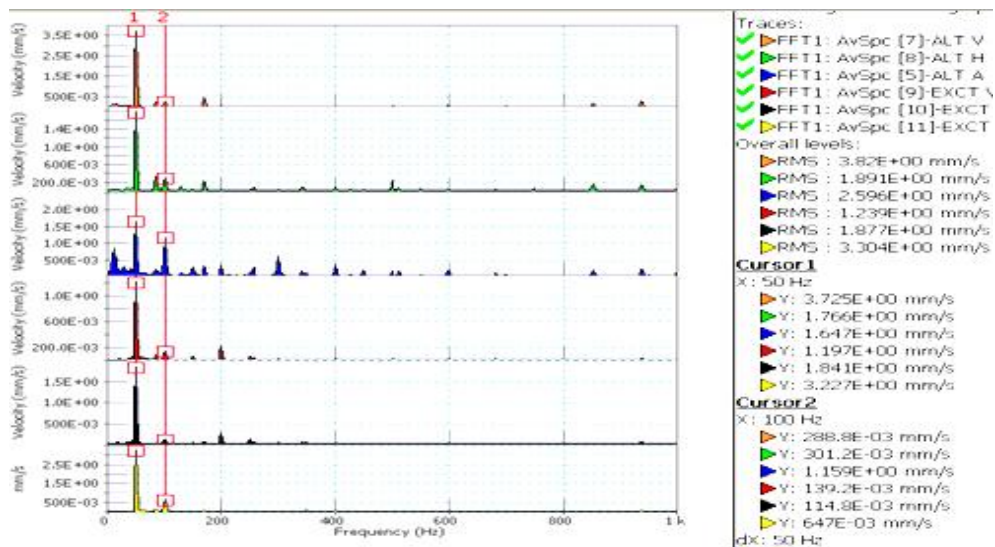
**IV.5.2. Lancement avec masse de correction :**

Avant de procéder à l'équilibrage il nous faut d'abord déterminer la masse de correction et sa position, les deux paramètres sont déterminés à partir d'un logiciel de calcul intégré dans l'appareil de mesure OROS 16 voies, le logiciel nous a indiqué une masses de **66 g** à la position **310<sup>0</sup>** du plan excitatrice, Comme suite on à démarré le groupe jusqu' a sa vitesse nominale.

Le suivi des niveaux vibratoires du groupe du coté alternateur et de celui de l'excitatrice a donné les spectres suivants:



**Fig. IV .8: Spectre pris pour un lancement à vide (lancement de correction)**



**Fig. IV. 9 : Spectre pris pour un lancement à 18 MW  
 (Lancement de correction)**



### Interprétation des spectres :

Il est clair d'après les deux spectres obtenus pour les deux lancements a vide et a 18 MW que l'opération d'équilibrage a bien réussi et cela par rapport aux niveaux des vibrations qui n'ont pas dépassé 3.88 mm/s comme valeur maximale signalé sur l'alternateur dans la direction verticale.

On remarque aussi que les niveaux vibratoire a passer de 13.31 mm/s à 1.23 mm/s sur l'excitatrice dans la direction verticale.

Et par la suite en se référant a la norme iso 10816, les niveaux de vibration obtenu après équilibrage permettent de remettre le groupe en fonctionnement.

Palier		Alternateur			Excitatrice		
Direction		V (Mm/s)	H (Mm/s)	A (Mm/s)	V (Mm/s)	H (Mm/s)	A (Mm/s)
A vide	G	3.92	2.11	0.86	3.02	0.66	1.93
	1f	3.88/52 <sup>0</sup>	1.9/200 <sup>0</sup>	0.63/300 <sup>0</sup>	3.23/226 <sup>0</sup>	0.53/253 <sup>0</sup>	1.78/83 <sup>0</sup>
	2f	0.67	0.23	0.08	0.23	0.27	0.88
A 18MW	G	3.72	1.87	2.9	1.23	1.87	3.3
	1f	3.69/21 <sup>0</sup>	1.73/170 <sup>0</sup>	2.65/286 <sup>0</sup>	1.15/123 <sup>0</sup>	1.83/118 <sup>0</sup>	3.19/317 <sup>0</sup>
	2f	0.29	0.3	1.16	0.14	0.11	0.64

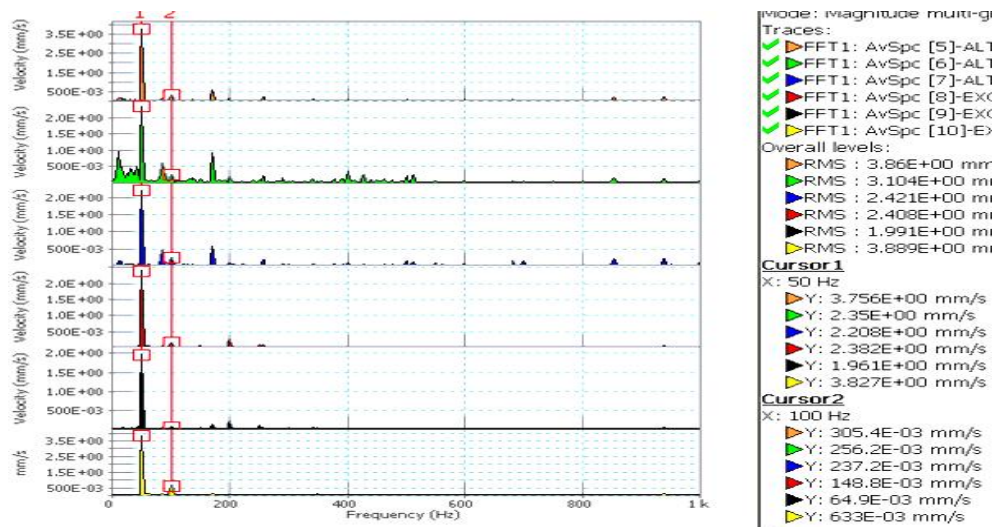
**Tab IV.5 : tableau des niveaux vibratoires pour un lancement avec masse de correction.**

**(Lancement de correction)**

#### IV.5.3. Lancement de fidélité :

Afin de s'assurer des résultats de l'équilibrage, l'équipe de maintenance a jugé préférable de faire un dernier lancement qui est celui de fidélité.

Le suivi des niveaux vibratoires du groupe du côté alternateur et de celui de l'excitatrice a donné les spectres suivants:



**Fig. IV. 10 : Spectre pris pour un lancement à 18 MW (lancement de fidélité)**

#### Interprétation des spectres :

Après lancement de fidélité, les mesures relevées sur les spectres n'ont exprimé aucune valeur d'amplitude dépassant les valeurs de seuils, donc y'a une confirmation des résultats trouvés lors de la correction pour remettre la machine en marche.

#### IV.6. Conclusion :

L'examen de toutes ces valeurs montre le rôle essentiel que joue le traitement du signal dans l'identification d'un défaut.

Ce travail valide bien la performance de l'analyse vibratoire dans les travaux de gestion de la maintenance.

### **Conclusion :**

Les résultats trouvés permettent de dégager des conclusions plus générales concernant le suivi du comportement vibratoire des machines tournantes, en particulier le balourd. L'objectif donné pour ces travaux était de fournir les éléments nécessaires au suivi du comportement pertinent des machines tournantes pour l'industrie. Il s'agissait de définir les signatures des éléments les plus susceptibles à l'endommagement, roulements et engrenages et rotor à partir des signaux recueillis sur un système de fonctionnement.

Les mesures choisies en été les accélérations et des vitesses aux paliers et aux endroits les plus sensibles pour permettre de cerner au mieux les problèmes pertinents et bien évaluer le comportement des machines. La connaissance de l'influence des défauts sur les signaux, à partir du traitement du signal adopté a permis de définir des indicateurs efficaces pour la surveillance des défauts.

Ce type de maintenance devra s'étendre à la plupart des entreprises de production et d'exploitation. Les exemples de succès sont nombreux et l'intérêt de pouvoir détecter rapidement les anomalies sans même devoir ausculter l'équipement. Ainsi, que de pouvoir prévenir la panne et en prévoir la réparation en temps opportun, tout en tenant compte des impératifs de production, de la pièce de rechange et de l'équipage d'intervention.

**Références bibliographie :**

- [1]: **WALSH C.T.** «Condition monitoring of machine systems for the 1990s and beyond Machine Vibration, Vol. 1, p. 203-210, 1992.
- [2]: **DEMANS J.** « La surveillance vibratoire, maintenance préventive de l'outil de production Achats et Entretien, , 1986, n° 382-02-86, p. 25-36.
- [3]: **VAN de VEGTE J**« Balancing of Flexible Rotors during Operation, Journal of Mechanical Engineering Science, 1981, Vol. 23, N° 5, pp. 257-261.
- [4]: **BIS82 BISHOP R. E. D.,** « On the Possibility of Balancing Rotating Flexible Shafts», Journal of Mechanical Engineering Science, 1982, Vol. 24, N° 4, pp. 215-220.
- [5]: **STEWART R.M.** « Detection of rolling element bearing damage by statistical analysis »ASME Journal of Mechanical Design, 1978, n° 100, p. 229-235.
- [6] : **Tulpin.** « Dynamic loads on gear teeth. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, International Conference on Gearing, London, 1958,
- [7]: **Pearce,et al.** «Reducing Gear Noise Excitation. Proc. of the 2nd World Congress on Gearing, Paris 1986, Vol. 1, p.587-598.
- [8] : **DELEU F. DELAUNAY G.**« Etude des signaux vibratoires d'engrenages par une méthode cyclostationnaire - Méthodes de surveillance et techniques de diagnostic acoustique et vibratoires», 4ième conférence internationale, octobre 2001, p. 211-221.
- [9]: **RANDALL R.B.** «A new method of modeling gear faults »– Journal of Mechanical Design, 1982, Vol. 104, p. 259-267.
- [13] : **R. CHAIB,** «contribution a l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire». Thèse de Doctorat, Université Mentouri Constantine, 2007.
- [14] : **Philippe ESTOCQ,** « Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes». Thèse de doctorat, université de reins champagne Ardenne, 2004
- [15] : **Landolsi Foued,** «cours de technique de surveillance
- [16] : **S.Teyar,** «Diagnostic de l'état de machines tournantes par l'analyse vibratoire». Thèse de Magister, Université Mentouri Constantine, 2003
- [17] : **B.bouchkri,** «analyse des défauts dentures et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages», Thèse de Magister, Université Mentouri Constantine, 2007.
- [18] : [http// : «www.techniques-ingenieur.com»](http://www.techniques-ingenieur.com).

[19] : **HATTO Schneider** « technique d'équilibrage » Traduction de la 6e édition allemande. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2003.

[20] : **GHARBI Radouane**, « analyse des phénomènes vibratoire en dynamique des rotors », Thèse de Magister, Université de Batna, 2014.

[21] : **BDIRINA EL KHANSA**, « diagnostic de défauts d'engrenage par analyse spectrale », Thèse de Magister, Université de M'SILA, 2006.

[22] : **MICHEL DEL Pedro et PIERRE Pahud** : « mécanique vibratoire ». Presses polytechniques et universitaires romandes ISBN 2-88074-243-9. 1997.

[23] : **Fabien BOGARD** : « développement d'une approche numérique visant à optimiser le suivi vibratoire des constituants d'une machine tournante, thèse de doctorat, l'université de Reims Champagne.

[24] : **Lalonde, et Guilbault** « *Dynamic analysis of spur gears by nonlinear modelisation* ». Proceedings of the 24th Seminar on machinery vibration, Canadian Machinery Vibration Association, 2006, ISBN 2-921145-61-8, Montréal, Papier A3, p. 15-35.