

Chapitre II : Analyse vibratoire

L'analyse vibratoire est la plus largement utilisée car elle est adaptée aux plusieurs composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc....) Et de sa structure.

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence. Une vibration est caractérisée principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature.

II.1. Caractéristiques d'une vibration

II.1.1. Fréquence

✓ Définition

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

1 hertz = 1 cycle/seconde. Une vibration qui se produira 10 fois par seconde aura donc une fréquence " f " de 10 hertz.

Si la fréquence " f " d'un phénomène est de 50 hertz, c'est-à-dire 50 cycles par seconde, la durée d'un cycle (ou période T) est de $1/50^{\text{ème}}$ de seconde. La fréquence " f " est l'inverse de la période T : $f = 1/T$.

✓ Unités

Si l'unité normalisée de la fréquence est l'hertz [Hz], on rencontre parfois des valeurs exprimées en CPM (cycle par minute) ou RPM (rotation par minute). D'où : 1 hertz = 1 CPM/60 = 1 RPM/60.

II.1.2. Amplitude

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre et on peut définir :

Techniques de Détection des Défaillances

- ✓ L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelé amplitude crête (A_c) ou niveau crête.
- ✓ L'amplitude double, aussi appelée l'amplitude crête à crête (A_{cc}) (peak to peak, en anglais) ou niveau crête-crête.
- ✓ L'amplitude efficace (A_{eff}), aussi appelée RMS (Root Mean Square, en anglais) ou niveau efficace :

$$A_{eff} = \frac{A_c}{\sqrt{2}} = \frac{A_{cc}}{2\sqrt{2}} \quad (II.1)$$

La figure suivante présente les différentes amplitudes.

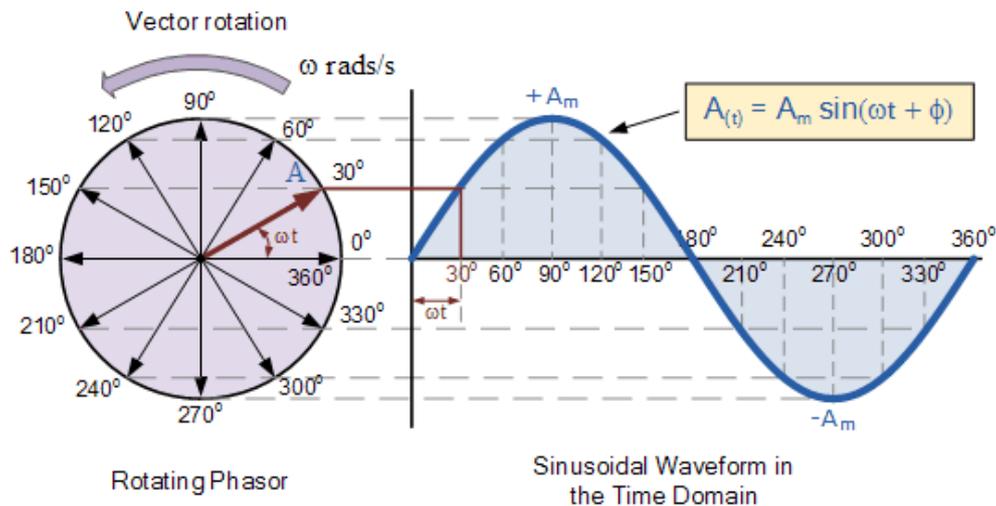


Figure II.1 : Différentes amplitudes (vibration sinusoïdale).

II.1.3. Nature d'une vibration

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivante :

Les vibrations périodiques de type sinusoïdal simple (figure II.2-a) ou sinusoïdal complexe (figure II.2-b) représentatives du fonctionnement normal ou anormal d'un certain nombre d'organes mécaniques (rotation de lignes d'arbres, engrènements,) ou d'un certain nombre d'anomalies (déséquilibre, désalignement, déformations, instabilité de paliers fluides, déversement de bagues sur roulements, ...).

L'équation de mouvement de ce type de vibration est donnée par la formule :

$$X(t) = X_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (II.2)$$

Avec: $\omega = 2\pi f$ (rad/sec) : la pulsation (f : la fréquence du mouvement).

Techniques de Détection des Défaillances

Φ : La phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps.

Les vibrations périodiques de type impulsionnel sont appelées ainsi par Référence aux forces qui les génèrent et à leur caractère brutal, bref et périodique. Ces chocs peuvent être produits par des évènements normaux (presses automatiques, broyeurs a marteaux, compresseurs à pistons, ...) ou par des évènements anormaux comme l'écaillage de roulements ou un défaut sur des engrenages, un jeu excessif, ... Elle est décrite par l'équation :

$$A(t) = \sum A_i \cdot \sin(\omega t + \varphi_i) \quad (II.3)$$

Les vibrations aléatoires de type impulsionnel peuvent, par exemple, être générées par un défaut de lubrification sur un roulement, la cavitation d'une pompe.

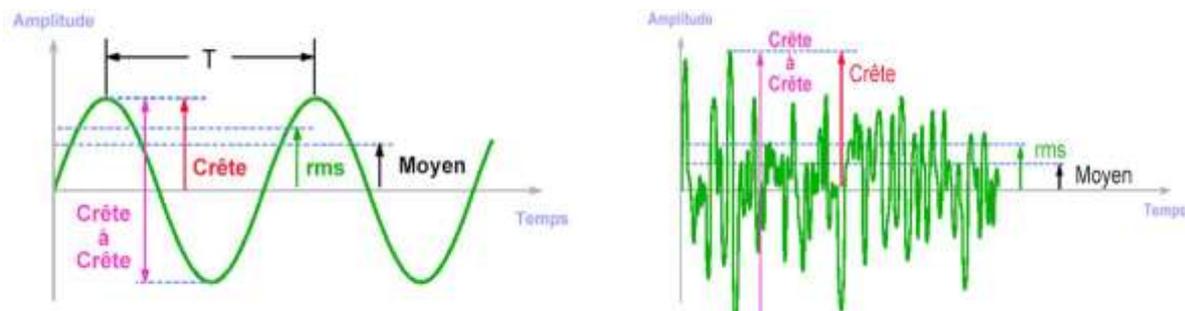


Figure II.2 : Nature d'une vibration.

II.2. Les grandeurs de mesure

Comme tout mouvement, une vibration peut être étudiée selon trois grandeurs, il s'agit du déplacement, la vitesse et l'accélération.

II.2.1. Déplacement vibratoire

Dans le cas d'une vibration périodique dont la forme d'onde est du type $\vartheta(t) = V_{max} \sin(\omega t)$ et prenant pour variable caractéristique le déplacement x par rapport à la position d'équilibre, la forme d'onde devient $x(t) = V_{max} \sin(\omega t)$ ou encore $x(t) = X_{max} \sin(2\pi f t)$, Le déplacement s'exprime en m, ou plus couramment en mm, ou en μm .

II.2.2. Vitesse vibratoire

Vitesse (v) qui caractérise l'accroissement de position par unité de temps se décrit par la dérivée du déplacement $\vartheta = dx/dt$ ce qui donne la fonction de vitesse suivante :

Techniques de Détection des Défaillances

$$\vartheta(t) = \omega X_{max} \cos(\omega t) = V_{max} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (\text{II.4})$$

Cette équation montre que la vitesse est en avance de phase de 90° sur le déplacement. La vitesse s'exprime en m/s ou mm/s.

II.2.3. Accélération vibratoire

L'accélération qui caractérise l'accroissement de vitesse par unité de temps se décrit par la dérivée de la vitesse ou la double dérivée du déplacement $a = \frac{d\vartheta}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$.

Ce qui donne la fonction d'accélération suivante :

$$a(t) = -\omega^2 X_{max} \cdot \sin(\omega t) = A_{max} \cdot \sin(\omega t + \pi) \quad (\text{II.5})$$

Cette équation montre que l'accélération est en avance de phase de 180° sur le déplacement et donc de 90° sur la vitesse. L'accélération s'exprime en m/s^2 ou en g ($1g=9.81 \text{ m/s}^2$).

II.3. Choix des grandeurs de mesure

On choisira préférentiellement :

- ✓ La grandeur déplacement pour détecter des phénomènes à basse fréquence $F \leq 100 \text{ Hz}$.
- ✓ La grandeur vitesse pour détecter des phénomènes se situant dans une large gamme de fréquence $F \leq 1000 \text{ Hz}$.
- ✓ La grandeur accélération pour détecter des phénomènes se situant à haute fréquence $0 \leq F \leq 20000 \text{ Hz}$.

La figure II-3 illustre la relation accélération, vitesse, déplacement.

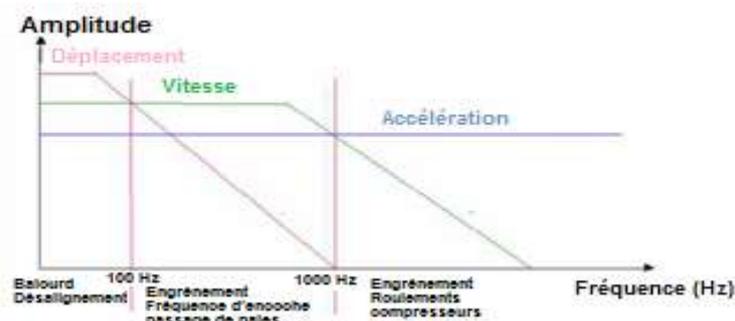


Figure II-3 : Relation accélération déplacement., vitesse,

II.4. Objectifs d'analyse vibratoire

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs:

- ✓ La détection des défauts.
- ✓ L'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet des paramètres calculés:

- ✓ Soit dans le domaine temporel.
- ✓ Soit dans le domaine fréquentiel.
- ✓ Soit dans les deux à la fois.

Les avantages

- ✓ Détection de défauts à un stade précoce.
- ✓ Possibilités de réaliser un diagnostic approfondi.
- ✓ Autorise une surveillance continue.
- ✓ Permet de surveiller des équipements à distance.

Les inconvénients

- ✓ Spectres parfois difficiles à interpréter.
- ✓ Dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses.

II.5. Caractéristiques d'un signal vibratoire

Les signaux vibratoires ont une structure complexe, et sont constitués de différentes composantes :

- ✓ Une partie du signal provient des phénomènes cycliques (déterministes ou non) se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrènements, les mouvements existants au sein d'un roulement...
- ✓ Une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système (jeu, frottement, ...) Ces signaux ne sont globalement pas stationnaires. En effet, ils ne sont pas indépendants du temps même si la vitesse de fonctionnement reste constante. Cette non-stationnarité a plusieurs origines :
 1. Vieillessement du système.
 2. Excitation du système en vibration due aux chocs internes successifs voire chaotiques (engrenages, roulements...).
 3. Non-stationnarité des efforts transmis à travers le système.

4. Imperfection des surfaces de contact, et contact variable entre dent.

II.6. Les outils de l'analyse vibratoire

Dans cette partie présente, chaîne et matérielle d'acquisition, les capteurs de vibration et choix de l'emplacement de capteurs.

II.6.1. Chaîne et matérielle d'acquisition

Une chaîne d'acquisition recueille les informations nécessaires à la connaissance et au contrôle d'un procédé, elle délivre ces informations sous une forme appropriée à leur exploitation (Figure II-4).

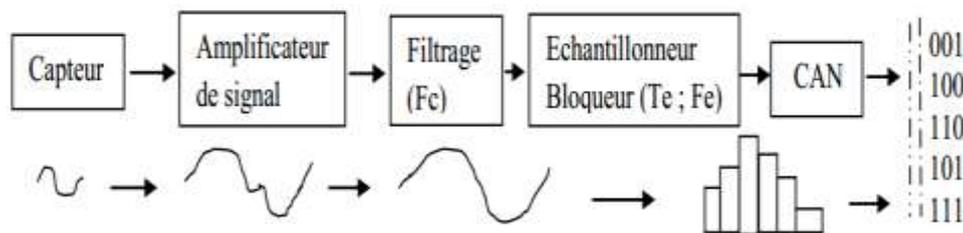


Figure II-4 : Module d'acquisition des données.

La chaîne de mesure est constituée, en particulier, de blocs ou d'éléments derrière le capteur destiné à traiter le signal délivré par les capteurs. En sortie de la chaîne, le signal est traité pour aboutir à sa mesure. Une chaîne de mesure doit pouvoir assurer au moyen de dispositifs appropriés les fonctions suivantes :

- ✓ L'extraction de l'information concernant chacune des grandeurs physiques à connaître et la traduction en signal électrique au moyen du capteur et de conditionneur.
- ✓ Le traitement du signal afin d'éviter la dégradation du signal par le bruit et les parasites : amplification, filtrage.
- ✓ La conversion du signal sous forme numérique adaptée au calculateur chargé de l'exploiter, au moyen de l'échantillonneur bloqueur et du convertisseur analogique numérique.

II.6.2. Les capteurs de vibration

La première étape conduisant à l'obtention d'une lecture de vibration consiste à convertir la vibration mécanique produite par une machine en un signal électrique équivalent. Cette opération est réalisée au moyen des capteurs de vibrations, on retrouve parmi les

capteurs les plus couramment utilisés le proximètre (mesure de déplacement), la vélocimétrie (mesure de vitesse) et l'accéléromètre (mesure d'accélération).

II.6.2.1. Les proximètres

Le proximètre, ou sonde capteur de déplacement sans contact directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor, il est monté en permanence à l'intérieur du palier (figure II-5), les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence, ces mesures seront limitées aux basses fréquences (< 100 Hz).



Figure II-5 : proximètre monté sur un palier.

Avantage :

- ✓ Mesure directement les mouvements d'arbre.
- ✓ Même capteur pour les butées axiales, les vibrations radiales et la vitesse.
- ✓ Mesure directement le déplacement.

Inconvénient :

- ✓ Sensible au matériau de l'arbre.
- ✓ Gamme de fréquence limitée. Pas de détection des défauts de roulements.
- ✓ Restriction de températures.

Problèmes et défauts détectés :

- ✓ Arbre.
- ✓ Palier lisse.
- ✓ Butée.
- ✓ Généraux : balourd, désalignement, usure, etc.

II.6.2.2. Vélométrie

Les capteurs de vitesse, ou vélocimétrie, sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée.

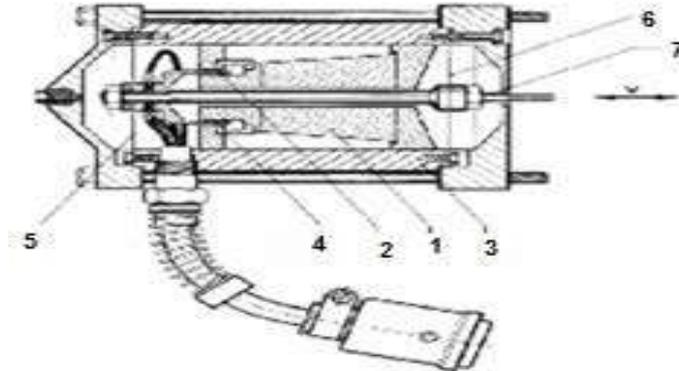


Figure II.6 : schéma de principe d'une vélocimétrie.

1. Aimant permanent 2. Entrefer 3. Boitier 4. Bobine 5&6. Membranes 7. Tige.



Figure II-7 : capteur de vélocimétrie.

II.6.2.3. Les accéléromètres

Un accéléromètre piézoélectrique (figure II.8) est composé d'un disque en matériau piézoélectrique (quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte.



Figure II.8 : Schéma de principe d'un accéléromètre.

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.
- ✓ Le signal d'accélération peut être intégré électroniquement pour donner le déplacement et la vitesse.
- ✓ Aucun élément mobile, donc extrêmement durable.

Avantages :

- ✓ Facile à installer.
- ✓ Petit, léger.
- ✓ Supporte les hautes températures.

Inconvénients :

- ✓ Nécessite une double intégration pour le déplacement.
- ✓ Nécessite une source extérieure.
- ✓ Fournit des informations limitées sur la dynamique d'arbre.
- ✓ Médiocre pour les faibles vitesses.

Problèmes et défauts détectés :

- ✓ Roulements.
- ✓ Engrenages.
- ✓ Machine à pâles.
- ✓ Machine électrique.
- ✓ Généraux : balourd, désalignement, usure, etc.

II.7. Choix de l'emplacement de capteurs

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 (figure II-9 et figure II-10) 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 ou un désalignement et 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).

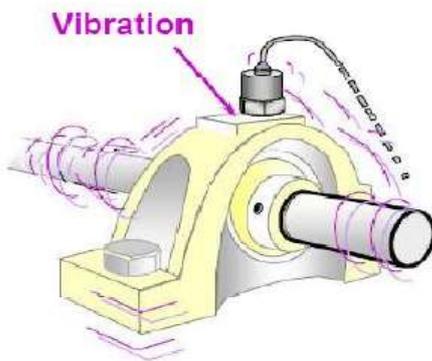


Figure II-9 : fixation du capteur sur palier

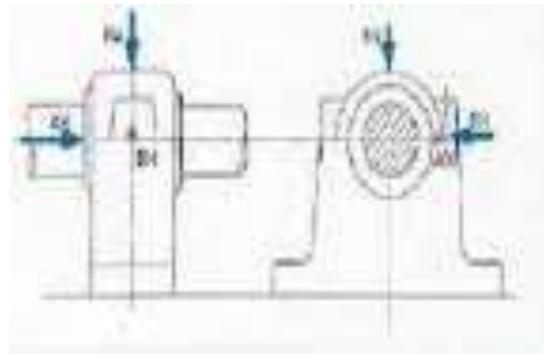


Figure II-10 : choix directement pour la prise de mesure.

II.8. Les principaux défauts

II.8.1. Défaut de balourd

Le défaut de balourd est le générateur de vibrations le plus commun dans une machine tournante et il est dû à la distribution non symétrique de la masse autour de l'axe de rotation. Un rotor est bien équilibré si son centre de masse appartient à l'axe de rotation et si cet axe est l'axe principal d'inertie. Ce balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, qui peuvent être la conséquence :

- ✓ *D'une altération mécanique* : perte d'ailette, érosion ou encrassement, ... (Figure II-11).
- ✓ *D'une altération thermique* : déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou à des différences de température localisées ... On distingue le balourd statique, de couple, et dynamique.

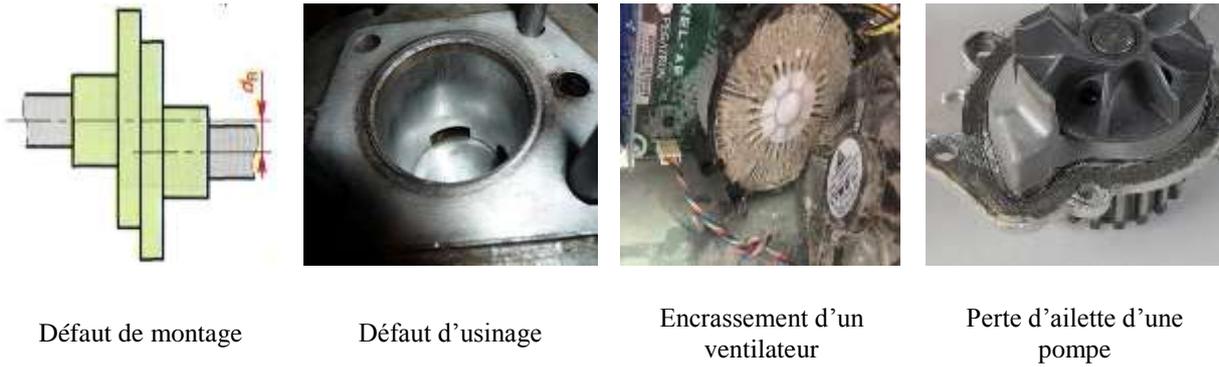


Figure II-11 : Exemples de défauts induisant un balourd.

Le balourd va induire, dans un plan radial, une vibration dont la fréquence de base d'une composante du correspond à la fréquence de rotation F_r . Elle représente alors le pic le plus élevé avec d'autres pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de F_r . La figure II-12 présente le spectre théorique d'un défaut de balourd.

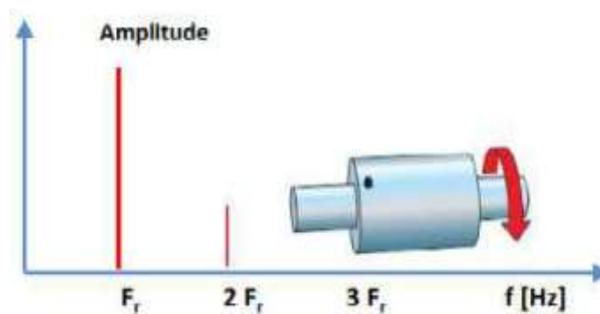


Figure II-12 : Spectre théorique d'un défaut de balourd.

II.8.2. Défaut de Balourd statique

Le balourd statique apparaît dans le cas où le centre de la masse (centre de gravité) du rotor ne coïncide pas avec l'axe de rotation (voir figure II-13).

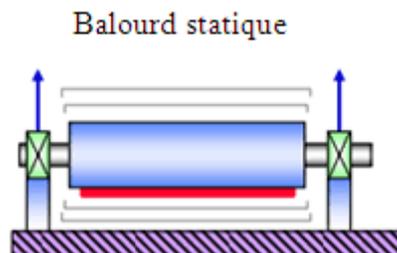


Figure II-13 : Balourd statique.

II.8.3. Défaut de Balourd dynamique

Dans un rotor flexible, même si le centre de celui-ci coïncide avec l'axe de rotation (on dit que le rotor est statiquement équilibré), on peut avoir dans certains cas les deux parties du

Techniques de Détection des Défaillances

rotor (suivant l'axe de rotation) statiquement déséquilibrées avec la même quantité. Les centres de gravité des deux parties se trouvent de part et d'autre de l'axe de rotation. Il s'agit d'un balourd dynamique (figure II-14).

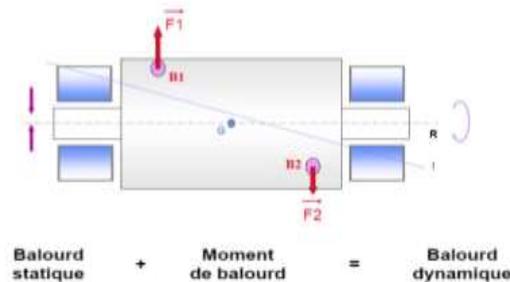


Figure II-14 : Balourd dynamique.

II.8.4. Défaut d'alignement

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe. Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial (axial) ou défaut de Concentricité ou la combinaison des deux.

Le signal temporel d'un défaut de désalignement a l'allure présentée à sur la figure II-15.

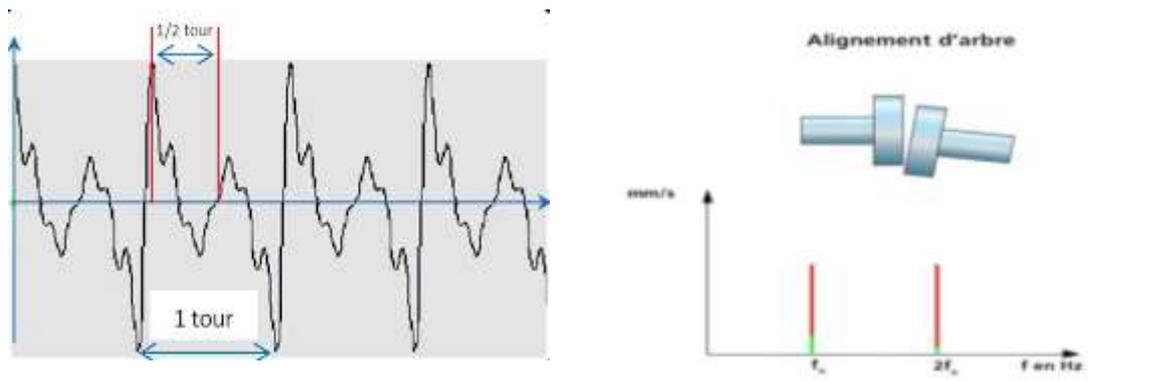


Figure II-15 : Signal temporel d'un défaut d'alignement et l'image vibratoire d'un défaut d'alignement radial.

II.8.5. Défaut de désalignement angulaire

Désalignement angulaire est observé lorsque les axes des arbres sont dans le même plan mais non parallèles.

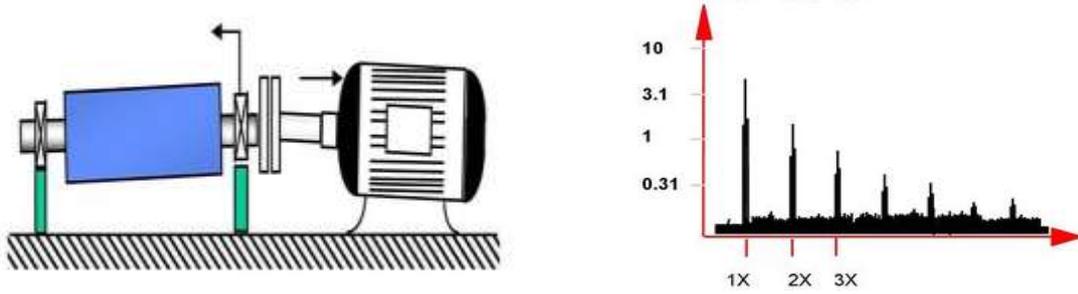


Figure II-16 : Désalignement angulaire.

II.8.6. Défaut de désalignement axial

Désalignement axial : il se produit lorsque les axes des arbres sont parallèles mais ne coïncident pas.

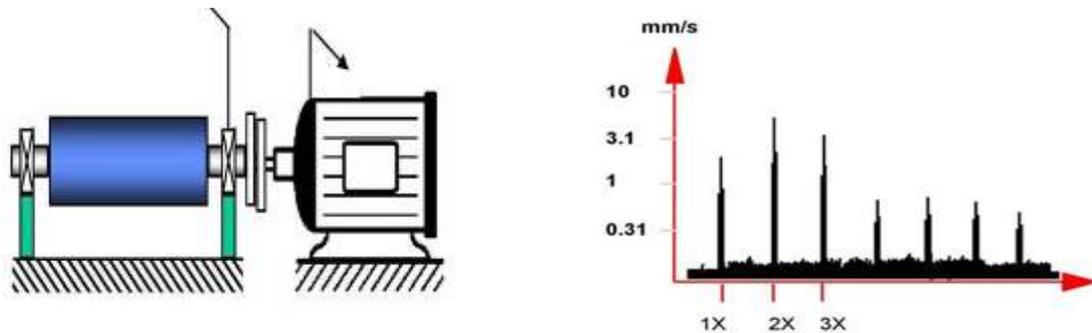


Figure II-17 : Désalignement axial (radial).

II.8.7. Défauts de serrage

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesuré sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pic à des fréquences multiples de la fréquence de rotation. . Les causes d'un jeu sont principalement l'usure ou un mauvais montage. Il est également parfois possible de retrouver des pics à l'harmonique $\frac{1}{2}$ ($\frac{1}{2}$ de la fréquence de rotation de l'arbre) et ses multiples. La figure I-23 montre un exemple de spectre d'une machine dont le joint de l'accouplement est usé. La fréquence de rotation est de 24,25 Hz.

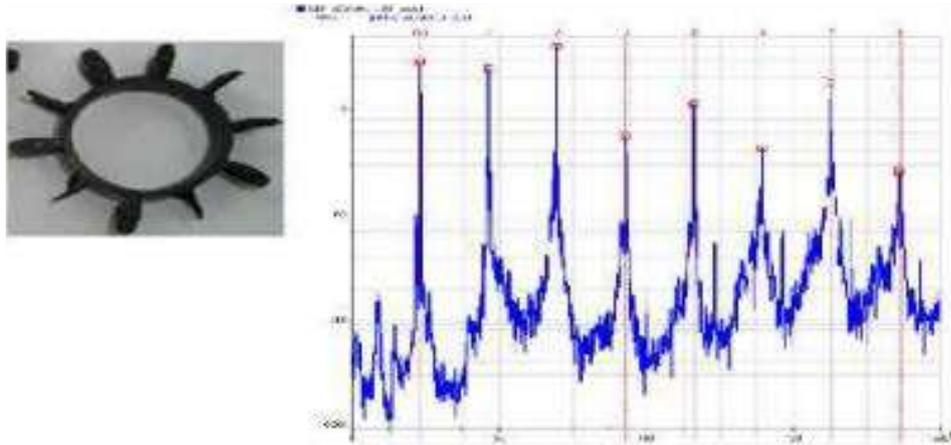


Figure II-18 : Défaut d'usure d'accouplement.

II.8.8. Défauts des engrenages

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées Z_1 et Z_2 tournant avec des vitesses n_1 , n_2 correspondant aux fréquences de rotation f_1 et f_2 . Les deux roues dentées s'engrènent à une fréquence dite la fréquence d'engrènement F_e (Gear Mesh Frequency GMF), elle est donnée par la formule suivante :

$$GMF = Z_1 * f_1 = Z_2 * f_2 \quad (II.6)$$

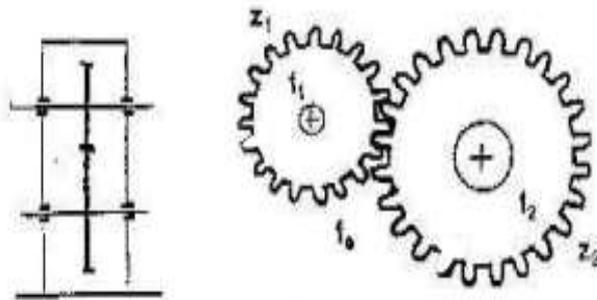


Figure II-19 : Schéma simplifié d'un engrenage.

Si la denture est correcte, le spectre est constitué de composante dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques.

Techniques de Détection des Défaillances

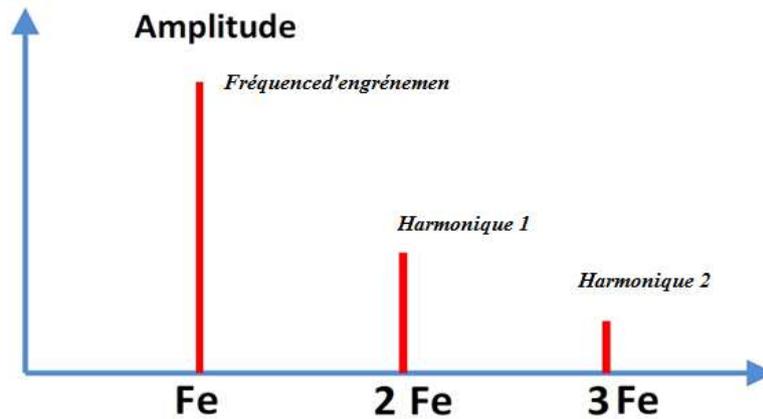


Figure II-20 : Spectre d'un engrenage sain.

Le défaut d'engrenage introduit une modulation d'amplitude à la fréquence de rotation de l'arbre, ce qui se traduit par l'apparition dans le spectre, de raies à la fréquence de rotation des arbres et des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques. Ces bandes latérales se composent de plusieurs raies espacées de f_1 et f_2 . La figure II-21 montre le spectre théorique d'un défaut d'engrenage.

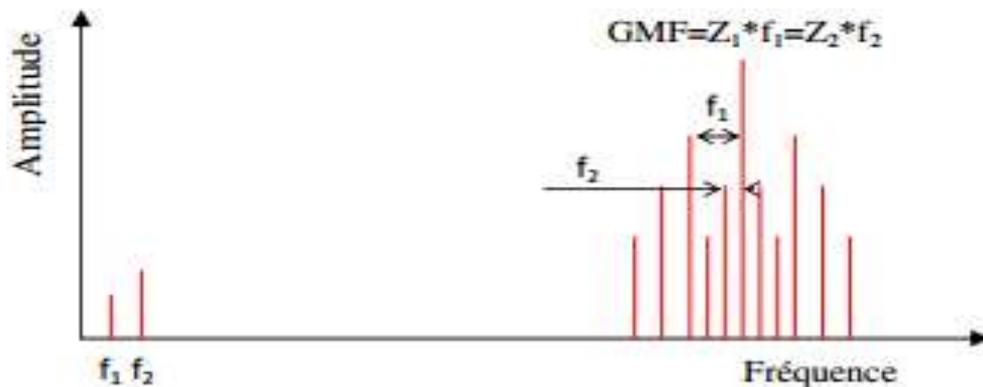


Figure II-21 : Représentation du spectre théorique d'un défaut d'engrenage.

Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes :

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



Figure II-22 : Différents types d'engrenage.

II.8.9. Défauts de roulements

Les roulements sont les éléments mécaniques les plus importantes des machines tournantes. Ils sont employés pour guider et soutenir les arbres de machines tournantes. Etant donné leurs grandes sollicitations elles sont la source de panne fréquente. De manière générale, les roulements sont constitués de quatre composants essentiels : Une bague extérieure, une bague intérieure, des organes roulants (billes) et un organe de lubrification (cage) (Figure II-23).



Figure II-23 : Constitution d'un roulement.

II.8.9.1. Fréquences caractéristiques pour les défauts d'un roulement

Les roulements défectueux génèrent des vibrations de fréquences égales aux vitesses de rotation de chaque pièce du roulement. Ils correspondent notamment à la rotation des billes, des rouleaux ou de la cage et au passage des billes sur les bagues. Avec :

d : le diamètre de la bille.

D : le diamètre du cercle primitif.

α : l'angle de contact.

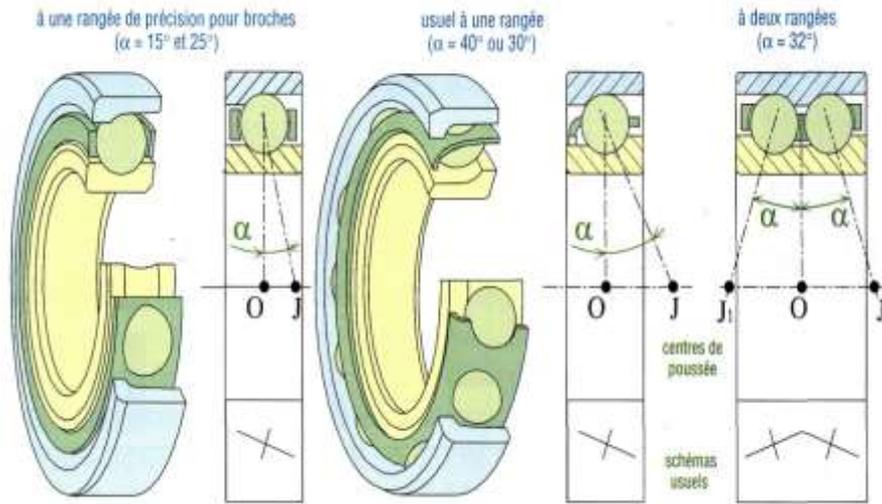


Figure II-24 : Caractéristiques d'un roulement.

II.8.9.2. Défaut sur la bague extérieure

Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence du défaut. À chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante (figure II-25). Sa fréquence caractéristique est donnée dans l'équation :

$$f_{BE} = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (II.7)$$

Où, f_r est la fréquence de rotation, d le diamètre de la bille, D le diamètre du cercle primitif, n le nombre de billes et α l'angle de contact.

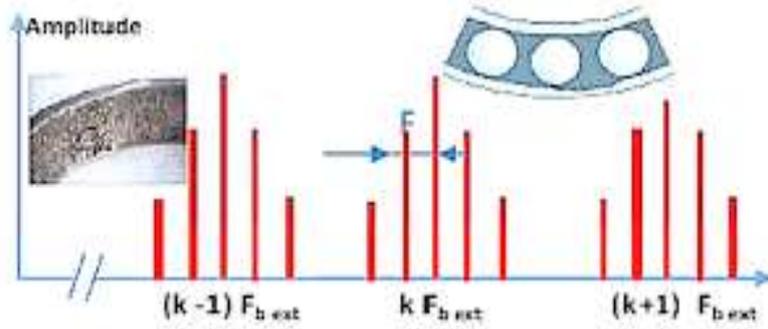


Figure II-25 : Image vibratoire théorique d'un défaut de bague extérieure.

II.8.9.3. Défaut sur la bague intérieure

Un défaut de type écaillage affectant la bague interne de roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation (figure II-26). Sa fréquence caractéristique est donnée dans l'équation :

$$f_{BI} = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (II.8)$$

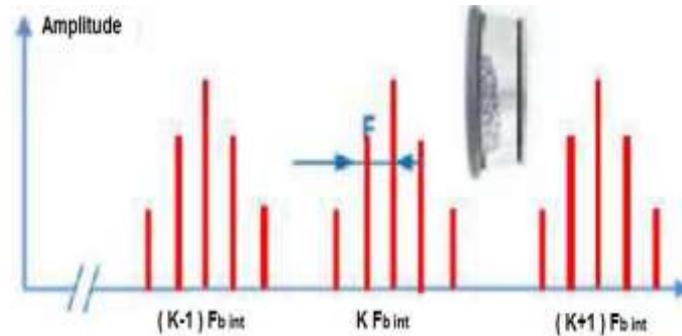


Figure II-26 : Image vibratoire théorique d'un défaut de bague intérieure.

II.8.9.4. Défaut sur l'élément roulant

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de la cage (figure II-27). Sa fréquence caractéristique est donnée dans l'équation :

$$f_B = \frac{D f_r}{d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (II.8)$$

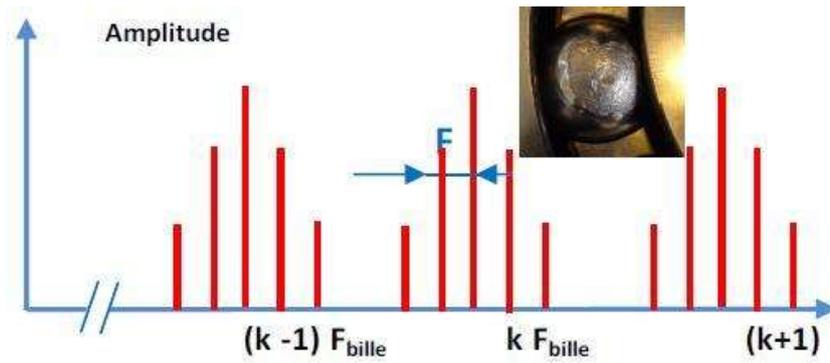


Figure II-27 : Image vibratoire théorique d'un défaut de bille.

II.8.9.5. Défaut sur la cage

Ce défaut se manifeste par la présence de raies à la fréquence f_c et ses harmoniques. Sa fréquence caractéristique est donnée dans l'équation :

$$f_c = \frac{f_r}{2} \left(1 \pm \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (\text{II.9})$$