III. 1. INTRODUCTION

Le développement des analyseurs de signaux et des logiciels sur PC permettent d'appliquer les méthodes de traitement de signal sur les signaux vibratoire des machines tournantes et de réaliser un bon diagnostic.

Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si l'on connait les symptômes vibratoires associent à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée, c'est à dire si l'on connait les images vibratoires induites par ces défauts. Il est donc essentiel de connaître et la cinématique de la machine et les manifestations dynamiques ou symptômes associés aux différents défauts potentiels, afin de définir les indicateurs de surveillance, les techniques de traitement des signaux nécessaires au calcul de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images et, enfin, pour formuler un diagnostic sur son état. [12]

La fiabilité du diagnostic réside donc dans l'identification du plus grand nombre possible de ces symptômes parmi les informations véhiculées par les signaux délivrés par les différents capteurs. Une fois cette identification achevée, il convient d'établir la liste des pathologies possibles associées à chacun d'entre eux et, par déduction, de se diriger vers l'hypothèse la plus probable en procédant si nécessaire à des investigations complémentaires (variation de vitesse, analyse de réponses impulsionnelles à l'arrêt, déformée en fonctionnement…).

Pour ce chapitre, nous avons étudié les manifestations dynamiques et les images vibratoires des principaux défauts. Cependant, le lecteur doit accepter que, même s'il existe des tableaux de reconnaissance de défauts (tableau III.1). [12]

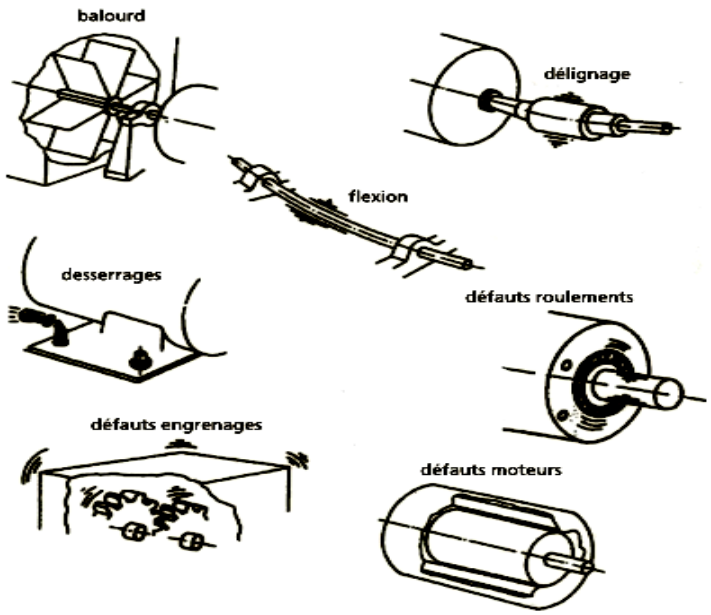


Fig. III.1:Principe défaut d'une machine tournante

On peut citer les principaux défauts et leurs fréquences correspondent dans le tableau suivant : [13]

Type d'anomalie	Vibration Composante prépondérante		
	Fréquence	**Direction**	**Remarque**
Tourbillon d'huile	de 0,45 à 0,49 x frot	Radiale	Uniquement dans le cas de paliers hydrodynamiques à grande vitesse
Balourd	1 x frot	Radiale	Déphasage voisin de 90° entre deux mesures effectuées synchrones sur le même palier selon deux directions radiales orthogonales
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x frot	Radiale	Aucun déphasage sur deux Mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2x frot	Axiale et radiale	Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Vibration apparaissant en régime transitoire et s'atténuant ensuite
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, 4 x Fc	Radiale	Peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de passage de courroies avec forte émergence des composantes dont les fréquences sont voisines d'une fréquence propre de structure
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement : Feng = Z x frot arbre	Axiale et radiale	dépend du nombre de dents
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes,	Axiale et radiale	
Détérioration de roulement	Haute fréquences	Axiale et radiale	Ondes de chocs dues aux écaillages.

Tableau III.1: Défauts et fréquences corresponds

frot = fréquence de rotation.

Feng = fréquence d'engrènement ;

Fc = fréquence de passage de la courroie

Z = nombre de dents de l'engrenage.

III.2. PRINCIPAUX DEFAUTS D'UNE MACHINE TOURNANTE

III. 2. 1. Balourd

Le balourd est le résultat d'un ensemble de forces engendrées par les écarts existant entre les centres de gravité des différents éléments constituant le rotor et son axe de rotation. Cette force centrifuge, issue de ces défauts de « non-concentricité » ou d'ajustage, est proportionnelle à la masse de matière qui crée ce déséquilibre et au carré de la vitesse.

Elle génère des efforts tournants qui vont agir sur les différents éléments constitutifs du rotor, les ancrages de la machine et les paliers jusqu'à entraîner leur dégradation. Le défaut de balourd est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements et il constitue l'un des principaux risques pour la sécurité.

Ainsi, pour une classe d'équilibrage donnée, comparer l'amplitude de la vibration induite à des seuils fixés dans des normes ou à des spécifications de constructeurs, permettra de statuer sur le caractère acceptable ou non du déséquilibre et sur la nécessité de procéder ou non à un équilibrage suivant une procédure bien définie.

Le balourd, déséquilibre massique, peut provenir de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, mais aussi :

- d'une altération mécanique (perte d'ailette, érosion ou encrassement…),
- d'une altération thermique ou d'une déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou encore à des différences de température localisées (balourd thermique). [12]

III. 2. 1. 1. Déséquilibre massique des rotors.

Le balourd est la principale cause des problèmes de vibrations. Il s'agit d'un déséquilibre qui se produit lorsque l'axe des centres de gravité du rotor ne coïncide pas avec l'axe de rotation.

L'axe des centres de gravité est défini comme une ligne joignant les centres de gravité de tranches minces fictives dont l'alignement formerait le rotor.

La figure illustre un cas simple de balourd dans un rotor. En réalité, l'axe des centres de gravité a plutôt la forme d'un serpent enroulé autour de l'axe de rotation. [17]

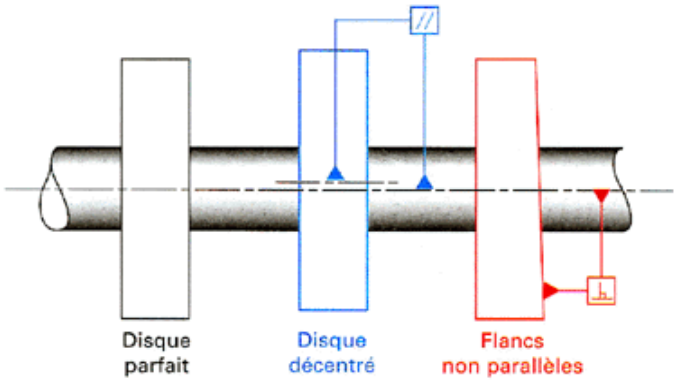


Fig. III.2: Ecarts d'usinage (excentricité et parallélisme)

Manifestation

Ce défaut se manifeste par [16]:

- Une augmentation du niveau global choisi en basses fréquences, soit D_{cc} [10-1000 Hz], soit $\mathbf{V_{eff}}$ [10-1000 Hz],

- Une nette augmentation de l'amplitude de la fréquence fondamentale (fréquence de rotation $\mathbf{f_r}$).

$$f_r = N / 60$$

N : vitesse de rotation (tr/min).

D_{cc} : valeur efficace du déplacement crête-crête .

V_{eff} : valeur efficace de la vitesse .

La cause la plus commune des modifications temporaires du balourd est l'arcure transitoire du rotor sous l'effet des contraintes thermiques qui sont générées lorsqu'un côté de l'arbre est plus chaud que le côté opposé. [17] On peut designer :

1. Déséquilibre statique

Il provoque un déplacement du centre de la masse en dehors du plan géométrique, durant son utilisation, le rotor oscille parallèlement à son axe de rotation.

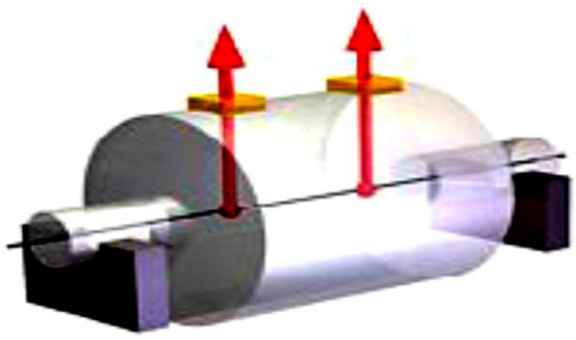


Fig. III. 3 : Déséquilibre statique

2. Déséquilibre de couple

Cette répartition du déséquilibre ne peut plus être déterminée par oscillation, car le rotor n'accepte plus aucune position stable. Le rotor tourne, ce qui donne un mouvement de saut autour de son axe (verticalement par rapport à l'axe de rotation), car les deux déséquilibres déclenchent un couple. Par conséquent, cette sorte de répartition du déséquilibre est indiquée comme un déséquilibre de couple. [17]

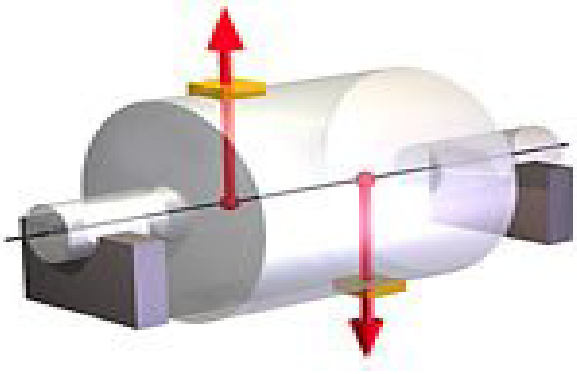


Fig. III.4: Déséquilibre de couple

3. Déséquilibre dynamiques

Le rotor réel possède non seulement un déséquilibre indépendant, mais théoriquement plusieurs autres qui sont répartis arbitrairement le long de l'axe de rotation. Ceux-ci peuvent être remplacés par deux déséquilibres résultants (comme ici, représentés par les flèches) dans deux plans quelconques qui ont en général des intensités diverses et des positions angulaires différentes. Puisque ce non-état d'équilibrage ne peut être établi complètement que pendant la rotation, on parle d'un déséquilibre dynamique. Il peut se décomposer en un déséquilibre statique et un déséquilibre de couple.

Pour corriger complètement le déséquilibre dynamique, il est nécessaire d'avoir deux plans de compensation. Le déséquilibre dynamique se produit pratiquement sur tous les rotors. C'est pourquoi, on emploie, pour effectuer l'équilibrage, des machines à équilibrer verticales aussi bien qu'horizontales. [17]

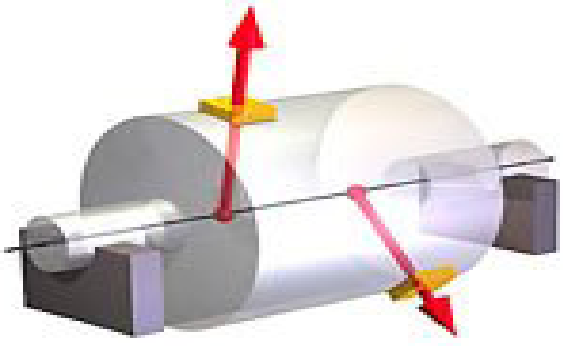


Fig. III. 5 : Déséquilibre dynamiques

Spectre d'un déséquilibre pur

Un déséquilibre va donc induire une vibration dont la fréquence principale est celle de la vitesse de rotation du rotor.

Le spectre de ce signal va donc avoir une composante prépondérante à la fréquence du rotor dans le cadre d'un spectre réel, le spectre aura une composante à la fréquence prépondérante ainsi que des " harmoniques " à 2 fois et 3 fois la fréquence de rotation. [9]

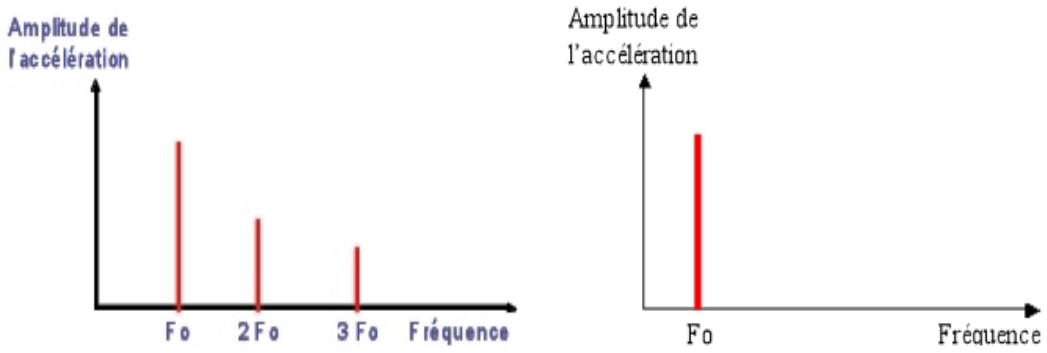


Fig. III. 6 : spectre théorique d'un défaut de déséquilibre

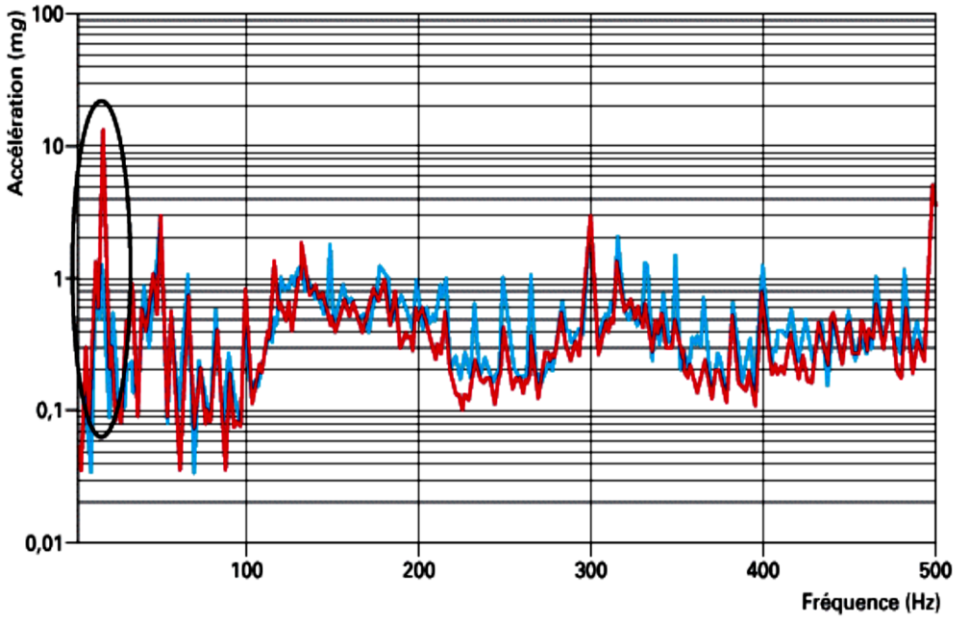


Fig. III.7: Spectre du palier, Le spectre bleu (machine en bon état de fonctionnement) et Le spectre rouge (machine en fonctionnement dégradé (direction radiale horizontale)) côté turbine d'un ventilateur tournant à 975 tr/min (14.19 mg pour 16.25 Hz) traduisant la présence d'un balourd.

III. 2. 1. 2. Autre défaut

1. Balourd d'origine mécanique

Lorsqu'il y a rupture et départ d'un morceau du rotor, comme par exemple d'une ailette, on observe généralement une évolution instantanée des vibrations.

Cette évolution est mieux perçue si l'on surveille simultanément l'amplitude et la phase des vibrations dans une représentation vectorielle.

Les pertes d'aubes se traduisent aussi par des perturbations de l'écoulement (présence d'impulsions de pression répétées) [10]

2. Balourd d'origine thermique (Perte d'ailette, déformation des rotors de turbine)

Lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques. S'ils se déforment de façon dissymétrique, les centres de gravité se déplacent et les efforts varient.

Le critère de diagnostic repose alors sur la corrélation entre les variations de température et l'évolution des vibrations. La rapidité de l'évolution renseignera sur l'origine du défaut. [10]

3. Frottement (Balourd créé par l'échauffement)

Si au passage par un orifice (palier, joint d'étanchéité par exemple) l'arbre s'échauffe de manière dissymétrique, soit parce qu'il frotte, soit parce que le brassage d'huile provoque un échauffement plus intense d'un côté de l'arbre que de l'autre, si de plus, la déformation de l'arbre qui résulte de cet échauffement déplace à son tour le point chaud (vibration maximum décalée par rapport au point chaud qui lui donne naissance) alors, toutes les conditions sont réunies pour amorcer un phénomène de variations cycliques du déséquilibre . [10]

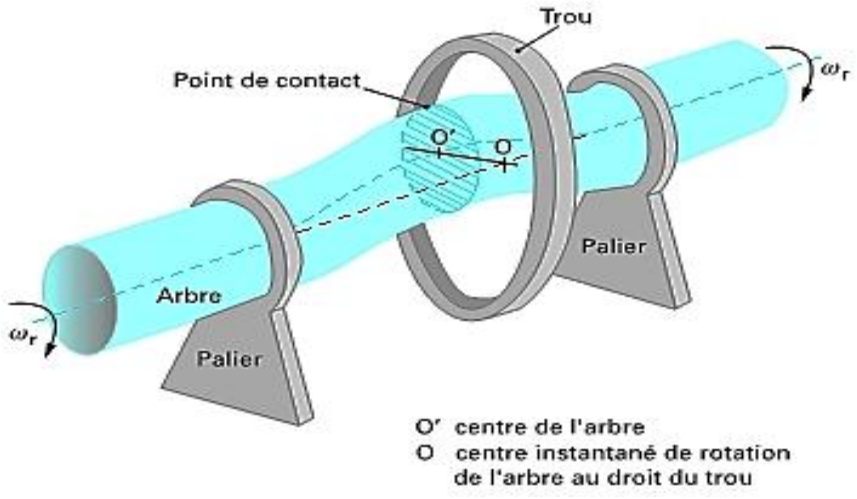


Fig. III. 8 : Phénomènes de frottement-échauffement (rotor / parties fixes)

III. 2. 1. 3. Cambrure et fléchissement

Le balourd et le désalignement peuvent varier sous l'effet de certaines déformations de l'arbre appelées cambrure et fléchissement. Ces déformations sont plus prononcées lorsque l'arbre est long comme c'est le cas dans les groupes turbogénérateurs à vapeur.

La cambrure est une courbure du rotor vers le haut qui se produit lorsque la partie supérieure de l'arbre est plus chaude que la partie inférieure. Cette différence de température est due à la couche thermique du liquide autour de l'arbre : le liquide plus froid, et par conséquent plus lourd, descend à la partie inférieure et le liquide plus chaud, donc plus léger, monte à la partie supérieure.

C'est ce qui arrive lorsque la machine se refroidit ou se réchauffe. Par exemple, la cambrure du rotor se produit dans une pompe à eau chaude après son déclenchement ou lorsque la vapeur est introduite dans les presse-garnitures d'une turbine pendant que le rotor est immobile. [17]

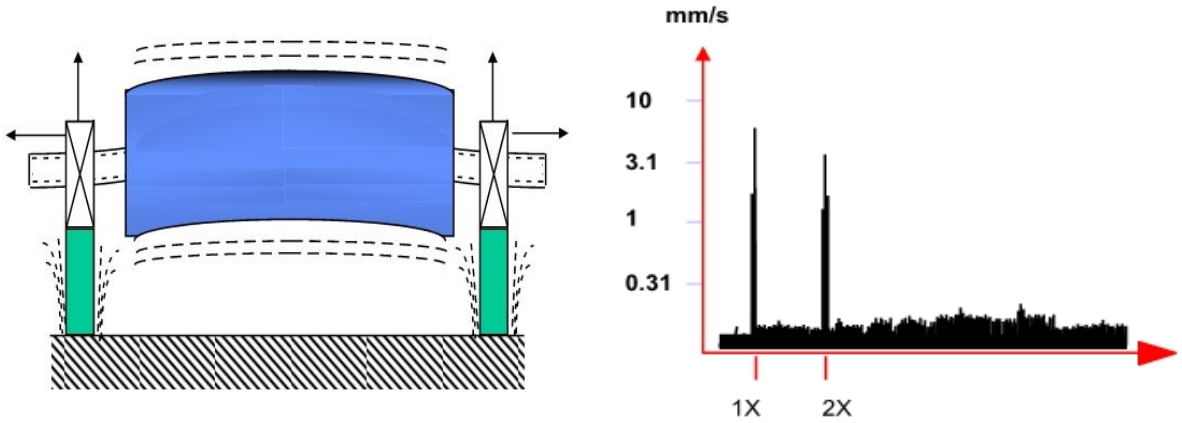


Fig. III. 9 : défaut de combure et fléchissement d'arbre et le spectre correspond

III. 2. 2. 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 lies par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe. [16]

Il y a 2 types de désalignement :

- ***Le décalage d'axe (radial) :*** les axes sont parallèles mais non concentriques
- ***Le désalignement angulaire*** : les axes ne sont pas parallèles.

Dans la réalité, les défauts d'alignement sont une combinaison du décalage d'axe et du désalignement angulaire. [9]

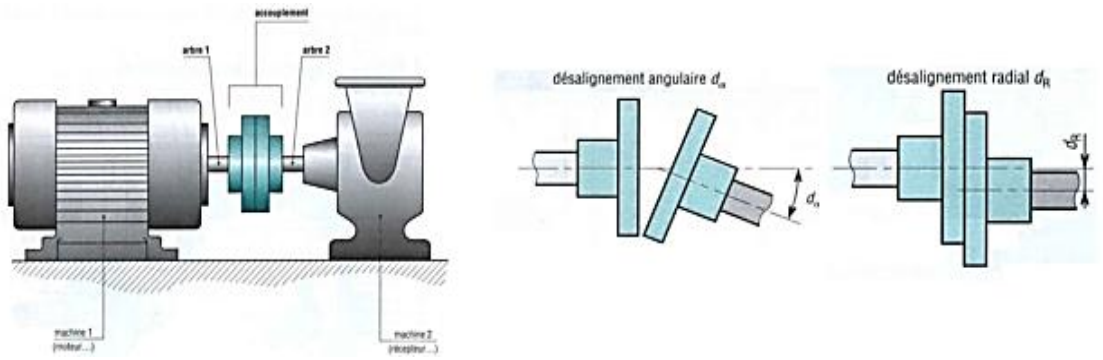


Fig. III. 10 : défaut d'alignement d'arbres

Manifestation

Ce défaut se manifeste au cours de :

- l'augmentation du niveau global choisi en basses fréquences, soit D_{cc} [10-1000 Hz], soit V_{eff} [10-1000 Hz],

- l'augmentation des proches harmoniques de fr**.** Le plus souvent l'harmonique de rang 2 tend à s'élever au-delà de la fréquence fondamentale .Parfois le phénomène se transmet aux 3éme et 4éme harmonique. [16]

- Signature du défaut d'alignement

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

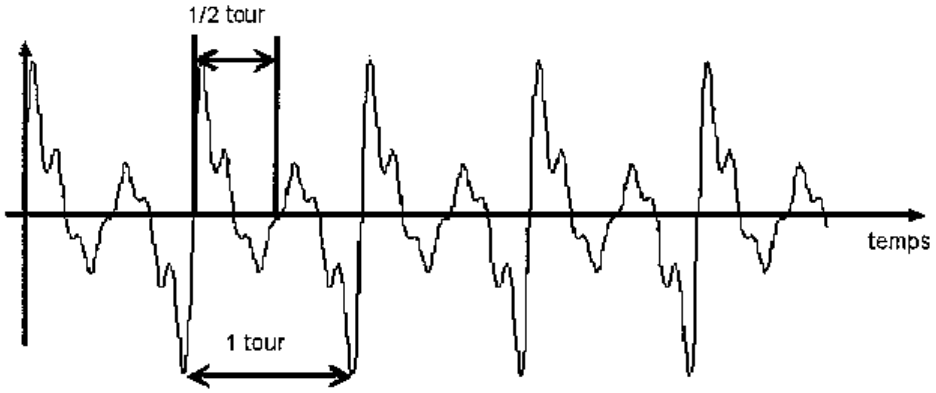


Fig. III. 11 : Signal temporel d'un défaut d'alignement

On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = 1 tour), mais également des phénomènes se répétant chaque 1/2 tour et 1/3 tour.

Cela se traduira le plus souvent par la présence des composantes de l'ordre 2, 3 ou même 4 fois la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d'ordre 1.

Les composantes multiples d'une fréquence dans un spectre sont appelées les harmoniques de cette fréquence. un défaut d'alignement est donc révélé par un pic d'amplitude prépondérant à généralement 2 fois la fréquence de rotation Fr (parfois 3 ou 4 fois) [9]

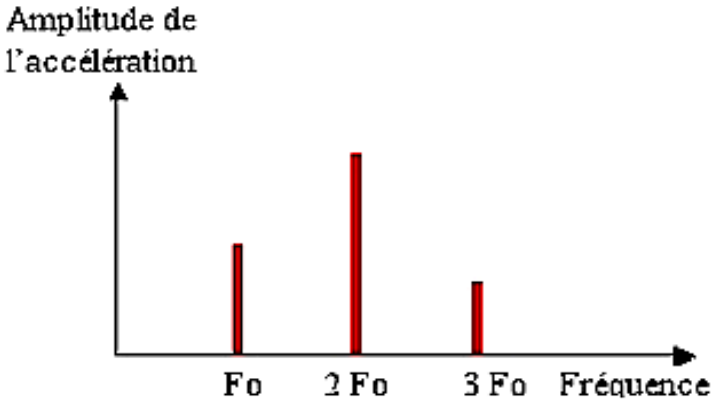


Fig. III. 12 : Spectre théorique d'un défaut d'alignement

On observe sur le spectre un pic à fréquence de 25 HZ (point A) et un pic plus important à 50 HZ soit 2 fois F_0 traduisant la présence d'un désalignement.

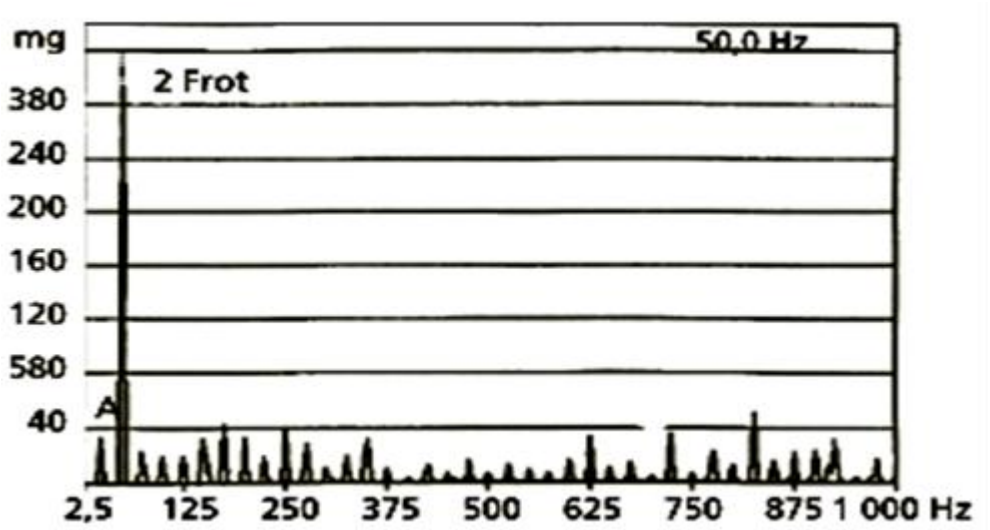
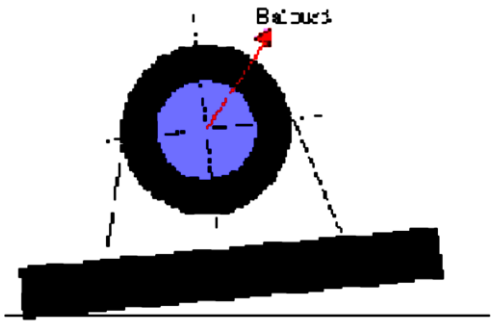


Fig. III.13: Spectre d'un défaut d'alignement affectant un compresseur tournant à 1 500tr/mn

III. 2. 3. Défaut de desserrage et jeu

Par desserrage, on entend par exemple un manque de rigidité de montage sur une structure.

Cela peut être du effectivement à un desserrage des vis de fixation de la structure mais également à une fissuration d'ancrage ou bâti.



Cela entraine un signal temporel écrêté.

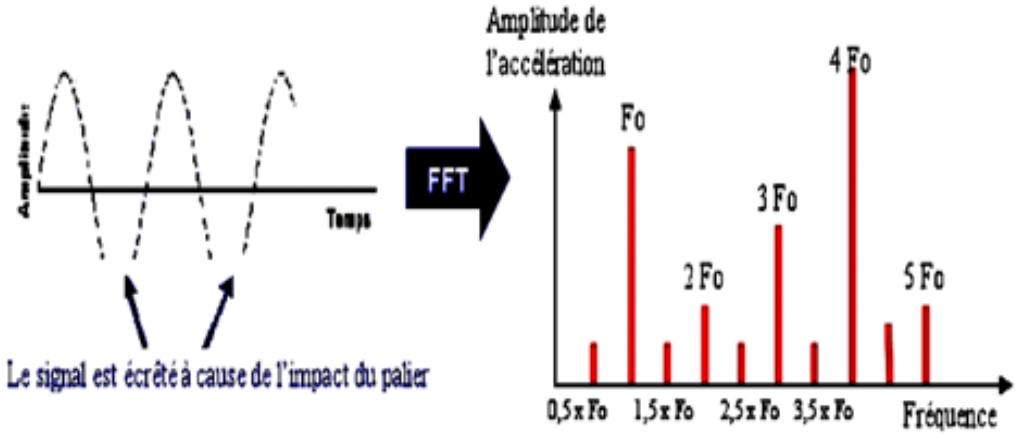


Fig. III. 14 : signal temporel écrêté d'un défaut desserrage et leur spectre théorique

Le spectre fait apparaitre des harmoniques de la fréquence de rotation, comme les autres défauts, mais également des sous-harmoniques à 1/2, 1/3 de la fréquence de rotation. [9]

1. jeu de fondation

Lorsqu'un palier est desserré ou présente une possibilité de mouvement partiel dans le plan radial, il apparaît une vibration radiale à une fréquence égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se produit sous l'effet du balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de desserrage du palier. Souvent de nombreuses harmoniques, parfois des sous-harmoniques [17]

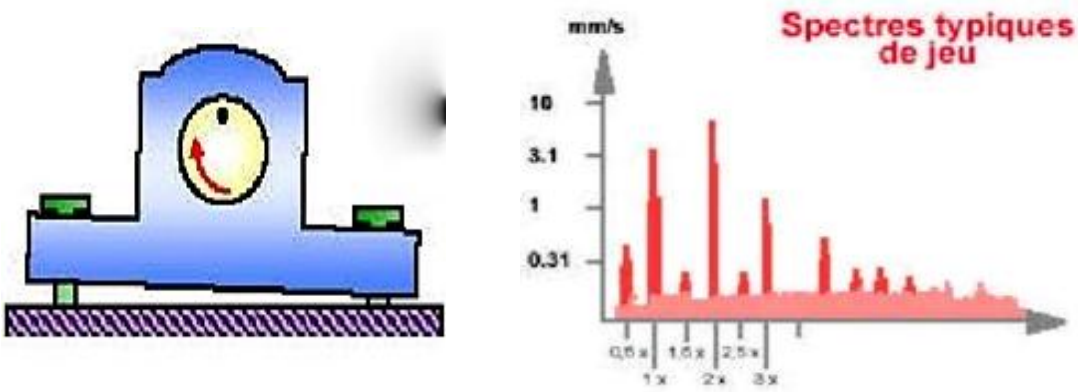


Fig. III.15: Jeu de fondation et le spectre correspond

2. jeu d'arbre

Un défaut de jeu d'arbre révélé souvent des séries de composantes sous-harmoniques ½, 1/3, ... ,1 RPM. [17]

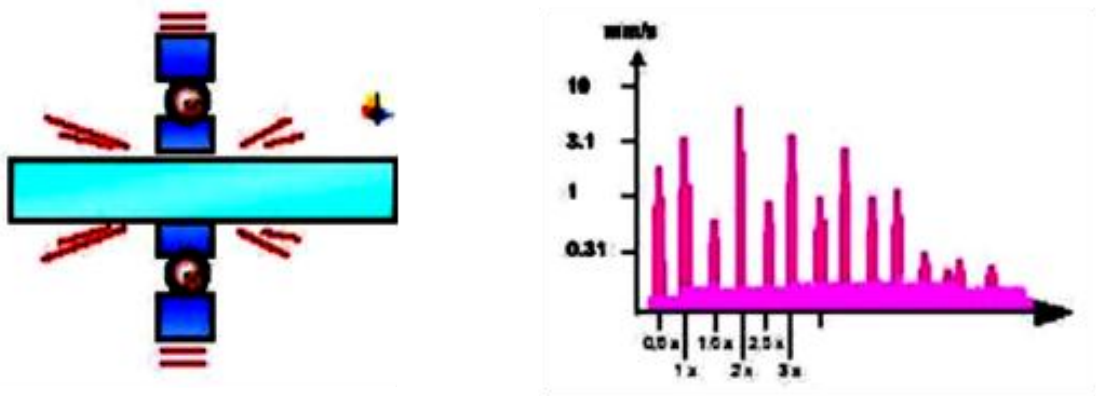


Fig. III. 16 : Jeu d'arbre et le spectre correspond

III. 2. 4. Défaut de transmission par courroies

Le principal défaut rencontre sur ce type de transmission est lie à une détérioration localisée d'une courroie : partie arrachée, défaut de jointure, [figure III.17] impliquant un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage F_c de ce défaut définie par : [15]

$$F_c = \frac{\pi D_1}{L} F_1 = \frac{\pi D_2}{L} F_2$$

Avec :

F_c : fréquence de passage de la courroie.

DD1 et **D_2** : diamètres des poulies 1 et 2.

F_1 et **F_2** : fréquences de rotation des poulies 1 et 2.

L : la longueur de la courroie

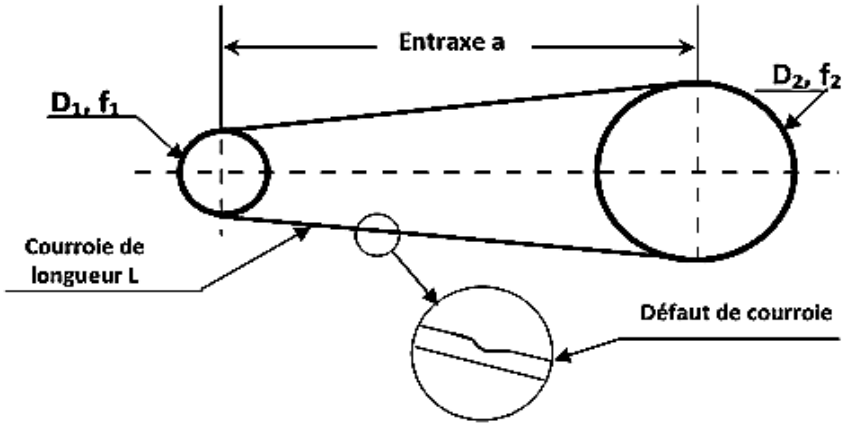


Fig. III. 17 : Défaut de courroie

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement dans la direction de l'effort de tension de la courroie (figure III.18).

Une mesure axiale peut, éventuellement, détecter un défaut de désalignement des poulies.

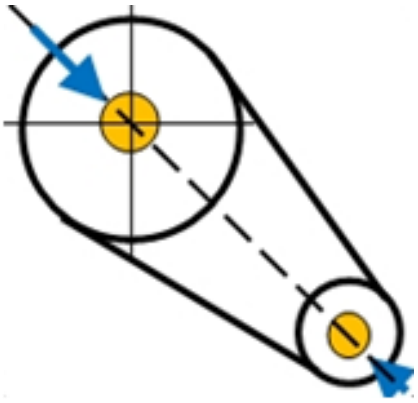


Fig. III. 18: direction de mesure favorisée pour transmission courroies

- Signature d'un défaut de transmission par courroies

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques [figure IV.19]. [La figure IV.20] montre le spectre réel mesure sur une transmission par poulies courroies. On voit bien la présence d'un pic à la 2 Fc, 3Fc, 4Fc (La fréquence Fc est de 8,17 Hz).

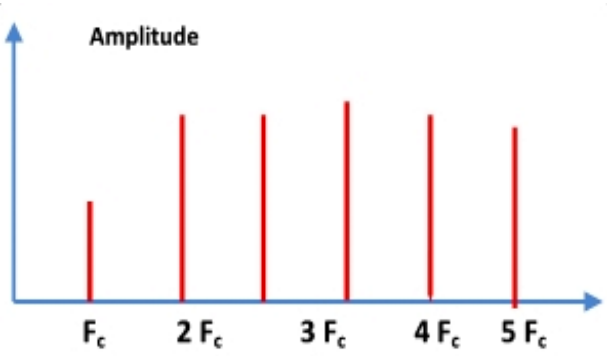


Fig. III. 19: Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission courroies

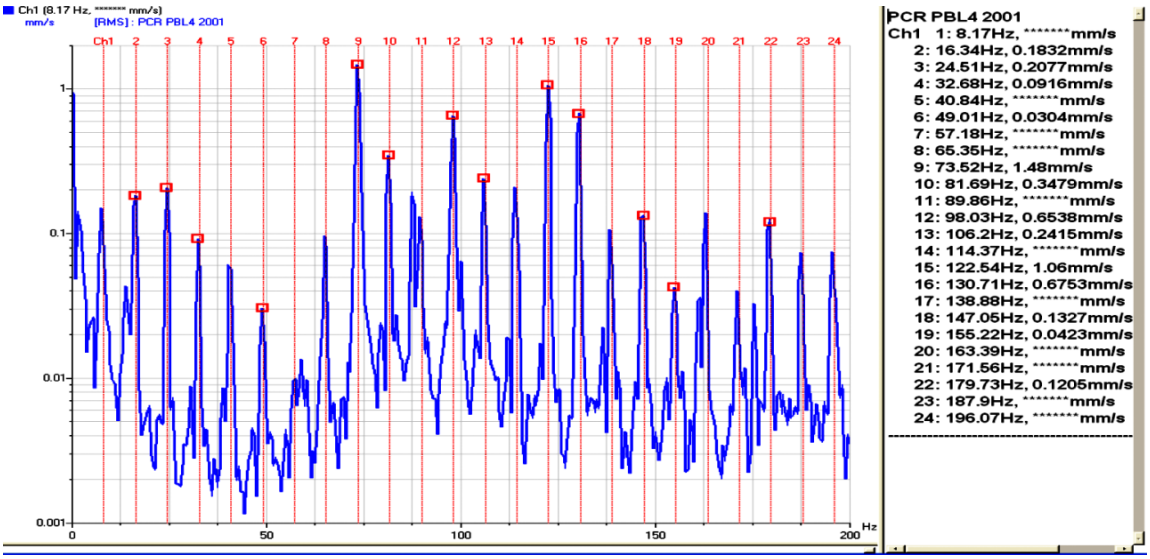


Fig. III. 20 : spectre réel d'un défaut de transmission par courroies

(la fréquence de passage est de 8,17 Hz)

III. 2. 5. Les défauts des engrenages

1. Définition

Un engrenage est compose de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapproches avec un rapport de vitesse constant.

Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages (figure III. 21):



Fig. III. 21 : Différents types d'engrenage

- Les engrenages parallèles (les 2 arbres sont parallèles).

- Les engrenages concourants (les 2 arbres sont tels que leurs prolongements se coupent).

- Les engrenages gauches (les 2 arbres occupent une position relative quelconque).

Les dentures d'engrenage peuvent être droites, hélicoïdales ou à chevrons (figure III.22). Les efforts, en conséquence, sont ;

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

- mixtes (radiaux et axiaux) sur les engrenages a denture hélicoïdales, les engrenages coniques et les engrenages à roué et vis sans fin. [15]

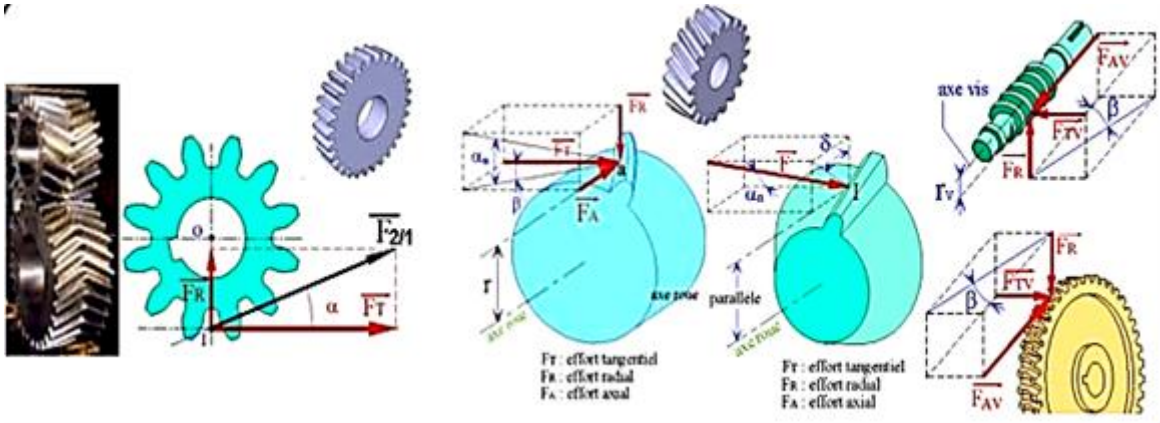


Fig. III. 22 : Efforts sur les dents d'engrenage selon le type de denture

Les amplitudes vibratoires générées par les engrenages à denture hélicoïdale sont généralement plus faibles que celles générées par les autres types de dentures.

2. Fréquence d'engrènement

Observons un engrenage, compose de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences F_1 et F_2. Chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engagement des dents selon une fréquence d'engrènement Fe égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents.

$$\mathbf{F}_e = \mathbf{F_1} \,.\, \mathbf{Z_1} = \mathbf{F_2} \,.\, \mathbf{Z_2}$$

$\mathbf{F_e}$: Fréquence d'engrènement

$\mathbf{F_1}$ et $\mathbf{F_2}$: Fréquences de rotations des roues 1 et 2

$\mathbf{Z_1}$ et $\mathbf{Z_2}$: Nombre des dents des roues 1 et 2.

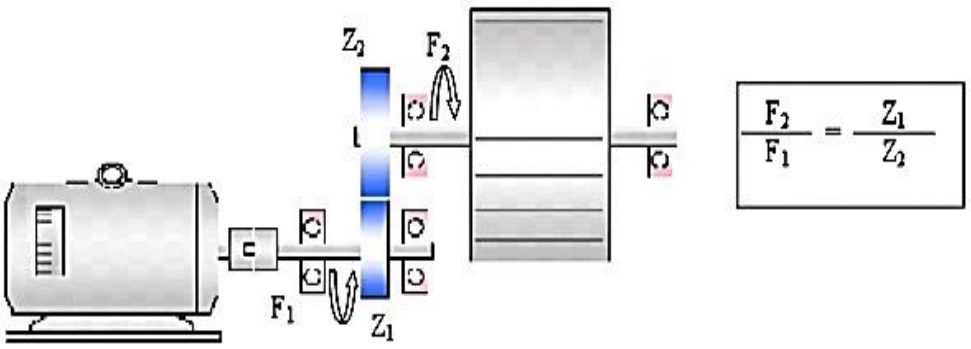


Fig. III. 23 : Vue d'un réducteur (multiplicateur).

Si la denture est correcte, le spectre [figure III.24], est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement ou à ses harmoniques. [15]

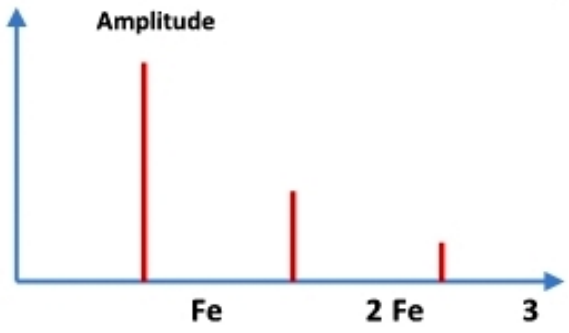


Fig. III.24: Image vibratoire d'un engrenage sain

- Signature des défauts des engrenages

a. Détérioration d'une dent

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant (figure III. 25) montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détériore s'étalant jusqu'aux hautes fréquences. [15]

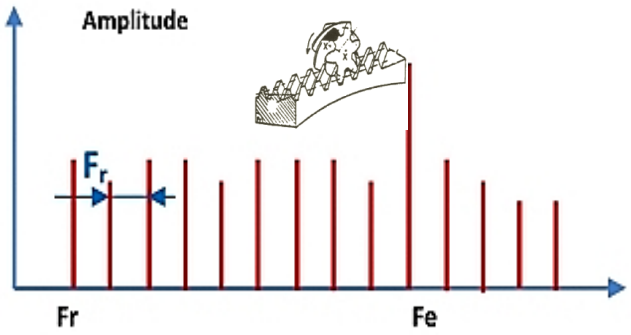


Fig. III. 25 : image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée

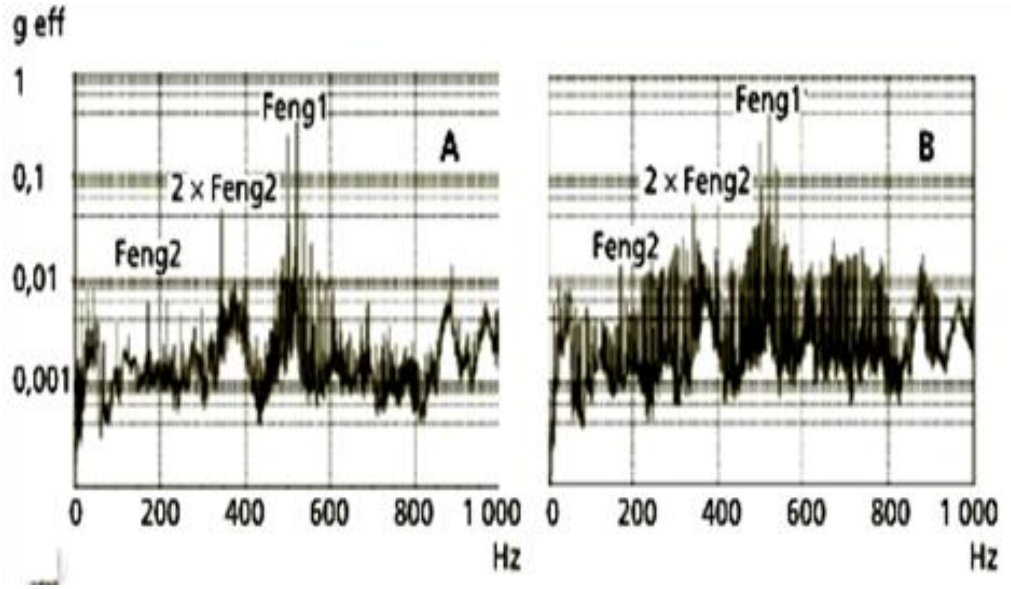


Fig. III.26: Altération d'une dent affectant un pignon d'un réducteur de laminoir.

Le spectre A représenté la signature vibratoire d'un des deux paliers MV du réducteur avant l'apparition du défaut.

L'écaillage d'une dent du pignon MV se traduit par l'apparition d'un grand nombre de raies dont l'espacement 5,21 Hz correspond à la fréquence de rotation de ce dernier. L'apparition de toutes ces raies, si elle modifie fortement la signature vibratoire de ce palier (figure B), n'affecte que très peu l'amplitude efficace qui passe de 1,91 g à 2,1 g. [12]

b. Détérioration de l'ensemble de dentures

Lorsque l'ensemble de la denture est use ou détériore, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée [figure III.27].

Le spectre peut présenter des raies a la fréquence de rotation correspondant à des équilibrages imparfaits. [15]

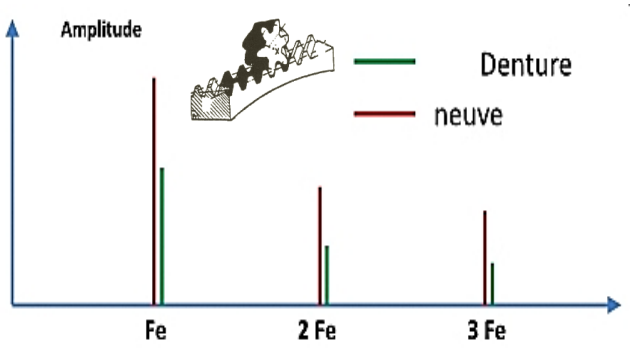


Fig. III. 27 : Image vibratoire théorique d'une denture

c. Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture)

Si l'entraxe des arbres portant les deux roues est insuffisant, il se produit un engrènement en fond de denture. La dent menante force à l'engagement et au dégagement ce qui provoque une usure des deux côtes de la denture. [15]

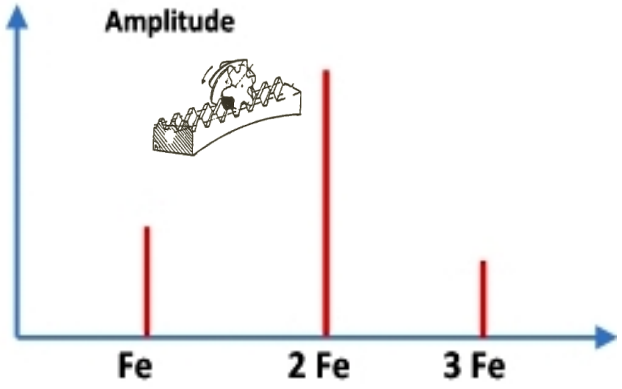


Fig. III.28: Image vibratoire théorique fond de denture

En analyse spectrale ce phénomène se traduit par l'apparition d'une raie d'amplitude prépondérante a deux fois la fréquence d'engrènement Fe et la disparition partielle, voire totale de l'amplitude a cette fréquence [figure III.29]. [12]

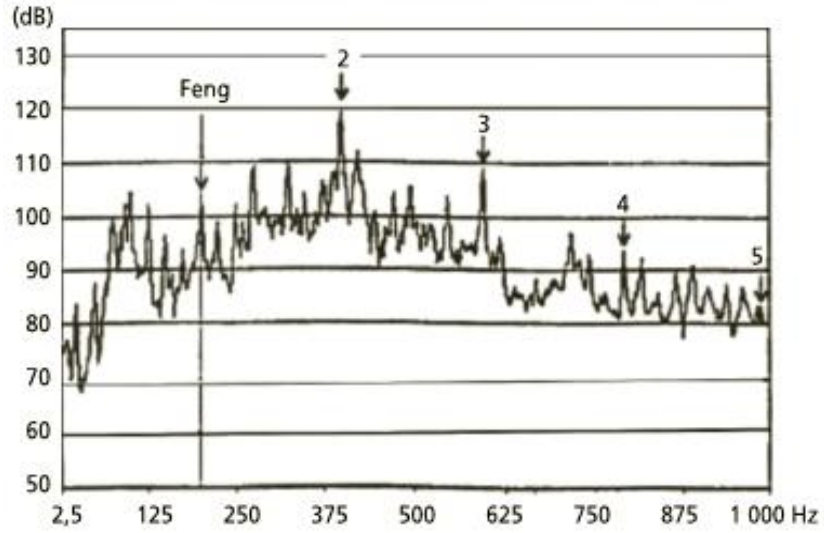


Fig. III.29: Spectre d'un engrènement sans jeu sur un réducteur

Le premier étage est constitué d'un train à engrenages coniques. L'amplitude de la composante d'ordre 2 de la fréquence d'engrènement (395,2 Hz : 1 020 mg ; 4,0 mm/s) est nettement prépondérante devant celle de la composante d'ordre 1 (197,6 Hz : 218 mg ; 1,7 mm/s). Le défaut est consécutif à un desserrage de la bague interne du roulement du palier butée avec, pour conséquence, la contrainte du poids de la couronne conique supporté par le pignon.

L'identification de ce phénomène nécessite de s'assurer que les harmoniques d'ordre supérieur ne sont pas présentes à un niveau élève : on serait alors en présence d'un choc dur.

d. Défauts induisant une modulation d'amplitude

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou de faux rond, il va apparaitre une modulation d'amplitude du signal vibratoire par la fréquence de rotation due à la modélisation de l'effort d'engrènement [figure III.30].

L'image vibratoire théorique [figure III.31], présente autour de la fréquence d'engrènement (fréquence porteuse) ou de ses harmoniques, des raies latérales dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut. C'est ce qu'on appelle des bandes latérales de modulation d'amplitude.

Il faut noter que les amplitudes de ces bandes latérales sont généralement très faibles devant l'amplitude de la fréquence porteuse (entre 2 et 20 fois inferieures) et ne sont visibles que dans des spectres exprimes en décibel. [15]

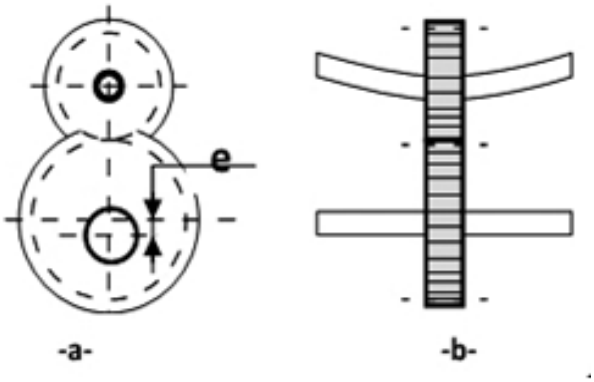


Fig. III.30: Exemples de défauts d'engrènement

-a- Faux rond d'un pignon -b- Déformation d'arbre

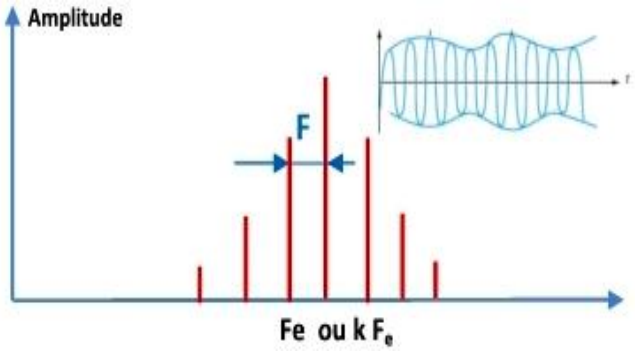


Fig. III. 31: Image théorique de la modulation d'amplitude de Fe par Fr

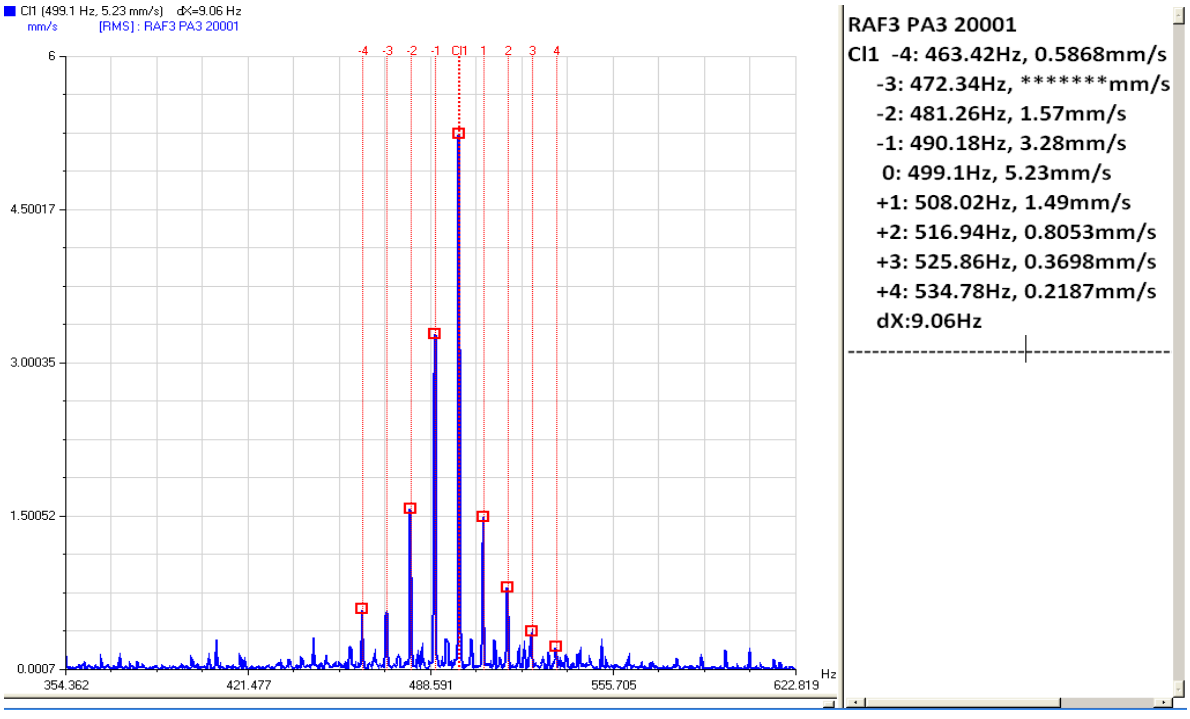


Fig. III. 32 : Spectre réel d'une modulation d'amplitude

La figure III.32 montre le spectre d'un engrenage ou l'engrènement (F_e = 199,6 Hz) est modulée par la fréquence de rotation du de la roue tournante à 9.06 Hz.

III. 2. 6. Défauts spécifiques aux roulements

Le roulement, organe de base pouvant assurer à lui seul plusieurs fonctions parmi lesquelles la liaison mobile en rotation avec un minimum de frottement entre deux éléments, tout en supportant des charges radiales ou axiales plus ou moins importantes, il peut être aussi utilisé pour assurer un positionnement précis de l'arbre, et corriger des défauts d'alignement. Selon le type de roulement utilisé (Figure III. 34).

Le roulement est composé des éléments suivants :

– Deux bagues concentriques, une bague intérieure et une bague extérieure, comportant des chemins de roulement

– Des corps roulants, billes, rouleaux ou aiguilles, permettant la rotation des deux bagues avec un frottement minimal ;

– Une cage séparant et guidant les éléments roulants

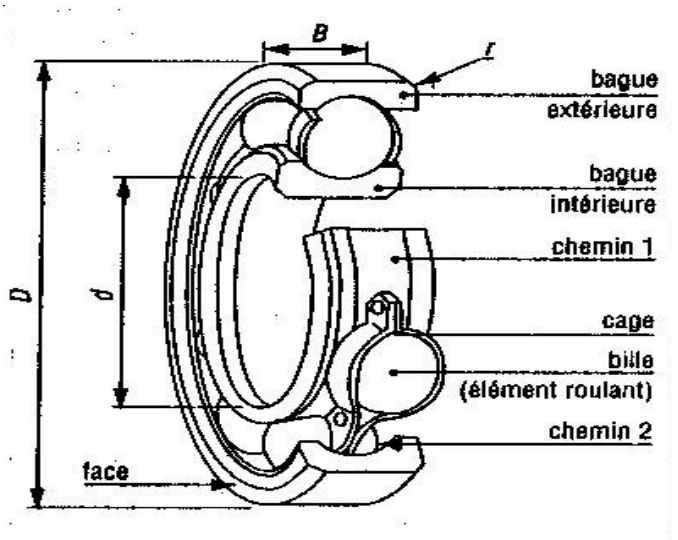


Fig. III.33: Constitution générale d'un roulement

En pratique pour chaque application existe un roulement approprié. Le roulement à billes offre un faible frottement grâce au contact ponctuel mais n'est utilisé que pour des charges limitées. Le roulement à rouleaux offre une plus grande capacité de chargement grâce au contact linéaire provoquant aussi un frottement plus important.

Les rouleaux peuvent prendre différentes formes cylindriques, coniques ou sphériques.

Les roulements à aiguilles sont quant à eux utilisés lorsqu'un rapport charge/encombrement important est requis.

Les principaux types de roulements sont illustrés dans la figure (III. 34). [18]

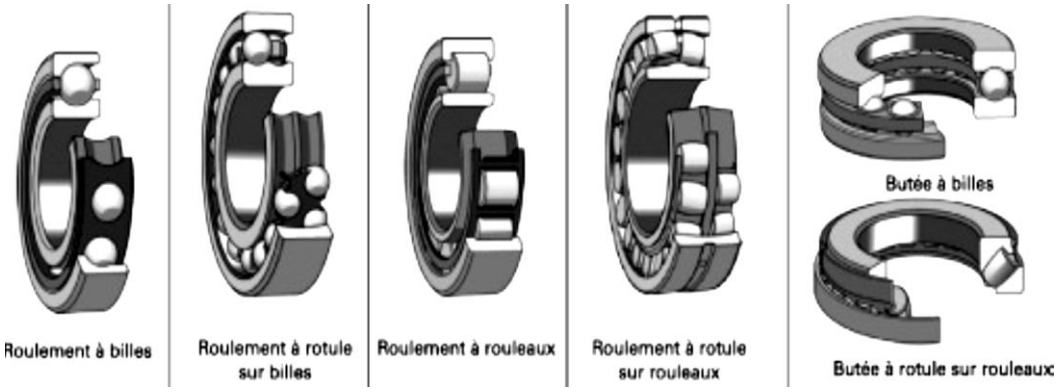


Fig. III.34: Différents types de roulements

1. Durée de vie des roulements

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

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{P}$$

$\mathbf{L_{10}}$: durée de vie en 10^6tours.

C : charge nominale (donnée constructeur).

P : charge dynamique appliquée au roulement.

P : 3 pour les roulements à billes, 3.33 pour les roulements à rouleaux.

La durée de vie d'un roulement sera fortement réduite en fonction des efforts dynamiques auxquels il sera soumis.

C'est pour cette raison qu'il est important de corriger les problèmes tels que le délignage, le balourd, le serrage ….etc., qui conduisent à une augmentation très forte des efforts dynamiques. [9]

2. Processus de dégradation d'un roulement [9]

Lorsqu'un roulement tourne, les contacts métalliques entre les éléments roulants et les cages émettent des bruits de fond aléatoires. Ce bruit de fonde crée un spectre plat.

La plupart des usures e roulements débutent par une fêlure qui se transforme en craquelure. La craquelure va produire des impacts énergétiques hauts en fréquences.

Au fur et à mesure que l'usure progresse.

- Les défauts tendent à lisser
- Il y a moins d'impacts
- Le bruit de fond de la bonne piste devient modulé.
- Dès que le défaut est significatif, les billes vont Eroder la cage interne en saut.

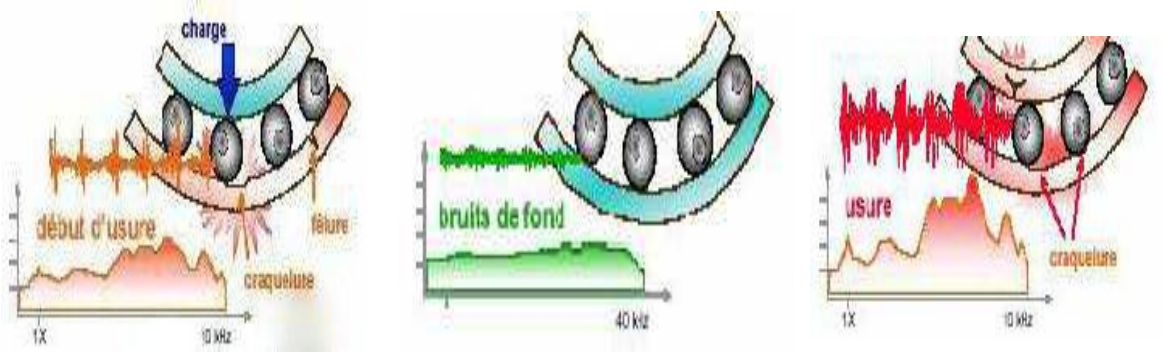


Fig. III. 35 : Processus de dégradation d'un roulement

3. Fréquences caractéristiques

Pour chaque type de roulement e en fonction de ses cotes de fabrication, on peut considérer 4 fréquences caractéristiques. [9]

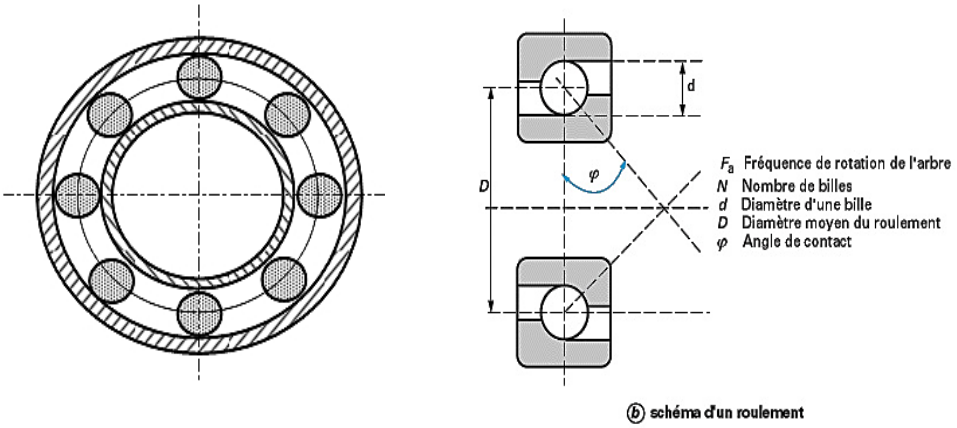


Fig. III. 36 : Caractéristiques des roulements

Elles sont données par les formules : [19]

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement (**BPFO**) :

$$\boldsymbol{f_{be} = (\frac{N}{2}) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) cos\varphi\right]}$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure (**BPFI**) :

$$\boldsymbol{f_{bi} = (\frac{N}{2}) f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right) cos\varphi\right]}$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant (**BSF**);

$$\boldsymbol{f_b = (\frac{D}{d}) f_r \left[1 - \left((\frac{d}{D}) cos\varphi\right)^2\right]}$$

- Fréquence d'un défaut de cage (**FTF**);

$$\boldsymbol{f_c = (\frac{1}{2}) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) cos\varphi\right]}$$

Remarque

- BPFO = Ball Pass Fréquency Ouer Race = fréquence de passage d'un bille sur un défaut de piste externe.
- BPFI = Ball Pass Fréquency Inner Race = fréquence de passage d'un bille sur un défaut de piste interne.
- FTF = Fundamenal 1 train Fréquency = fréquence de passage d'un défaut de cage.
- BSF = Ball Spin Fréquency = fréquence de passage d'un défaut de bille sur un la bague interne ou externe.

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

Si la bague interne est fixée et la bague externe tourne, la fréquence d'un défaut de cage est :

$$f_c = (\frac{1}{2}) f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right) cos\varphi\right]$$

Manifestation

Un tel défaut se traduit par une nette augmentation du niveau des fréquences supérieures à 1000 Hz, l'ensemble des fréquences supérieures à 1 kHz augmente sur un PBC ou un spectre RC HF, le facteur K augmente, le facteur de crête FC diminue et le niveau global A_{cceff} [1000-10000 Hz] augmente. [20]

PBC : pourcentage de bande constant.

RC : résolution constante.

HF : haute fréquence.

K : le facteur du Kurtosis

- Signatures vibratoires des principaux défauts

a- Défaut de type écaillage affectant la bague externe

Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence du défaut.

A chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante (figure III.37).

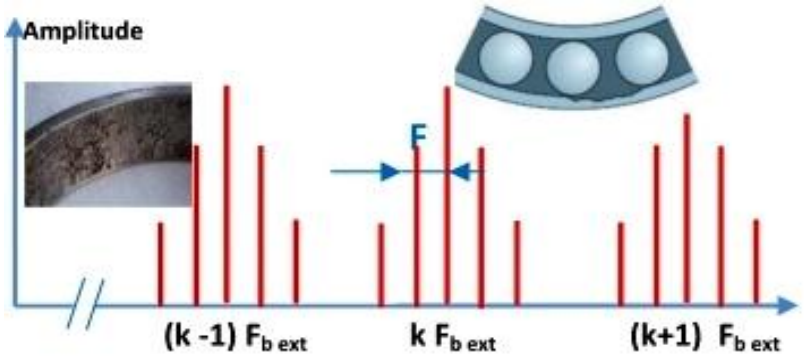


Fig. III. 37 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure

b- Défaut de type écaillage sur un élément roulant

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies. à chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de la cage [figure III.38].

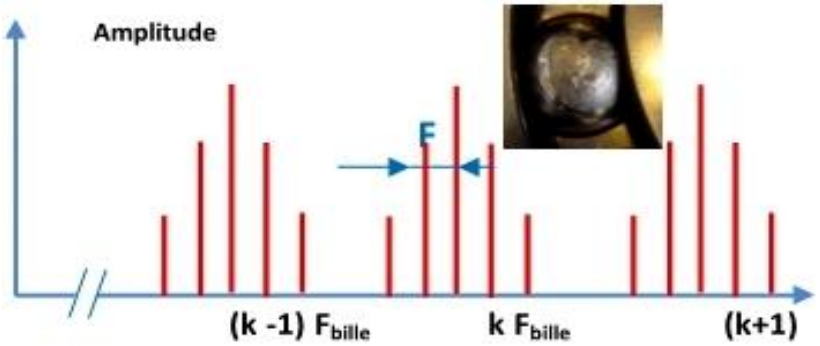


Fig.III.38: Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant

c- Défaut de type déversement de bague

Le défaut de type déversement de bague extérieure [figure III .40] s'exprime par une composante fondamentale d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence du défaut de la bague déversée, et par des composantes d'ordre supérieur d'amplitude très faible [figure III.39]. [10,15]

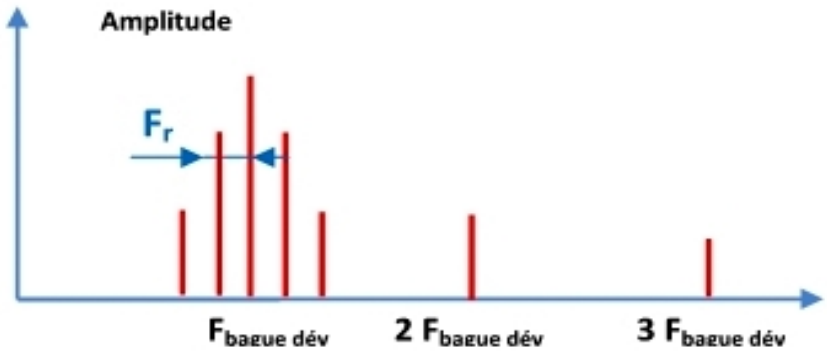


Fig. III.39: Image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague

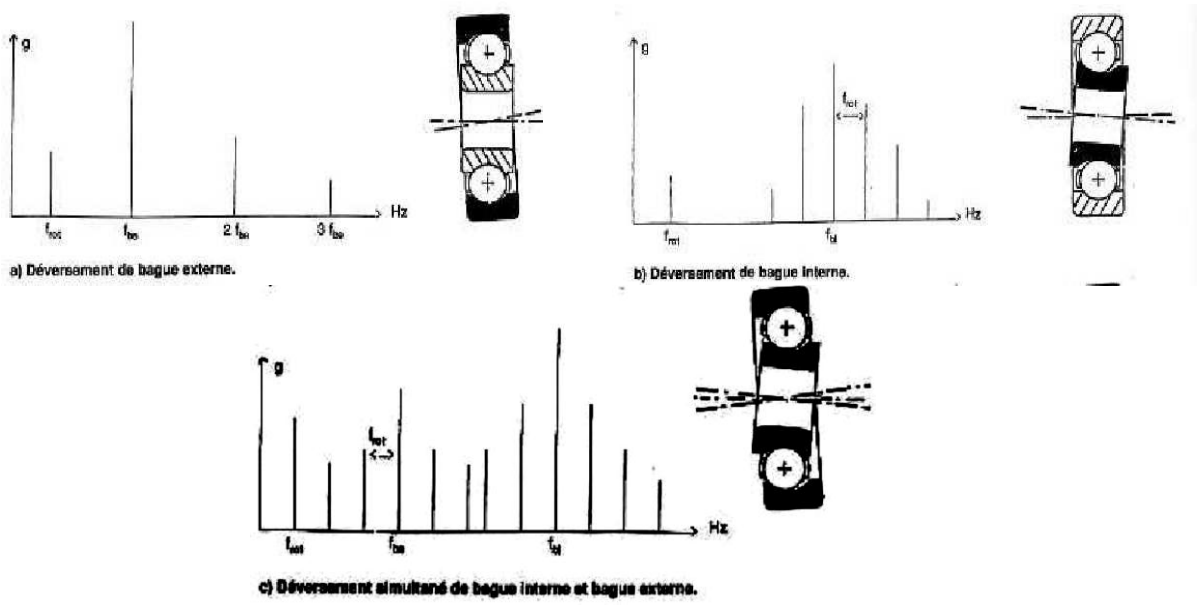


Fig. III.40: Spectre théorique d'un défaut déversement de bague

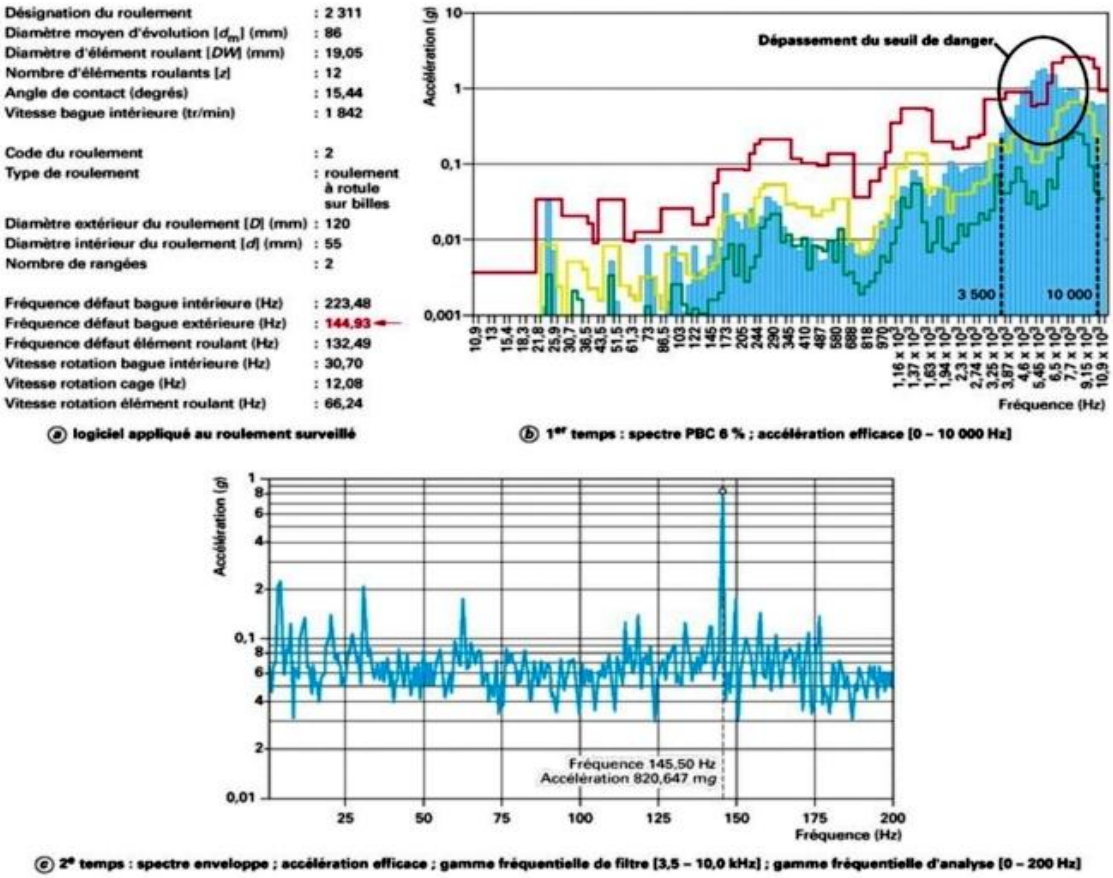


Fig. III.41: **Mise en évidence d'un défaut de roulement par un spectre PBC et par un spectre d'enveloppe manifeste défaut bague extérieur f_{be}= 144.93 Hz.**

4. Détection d'un défaut dans les roulements

La détection d'un défaut nécessite d'une part une prise de mesures vibratoire puis une exploitation du signal recueilli. Nous présentons, au cours de ce chapitre, l'essentiel de la démarche à suivre.

4.1. Paramétrage de l'échantillonnage

Un échantillon discret est l'ensemble des valeurs d'un signal continu prises aux instants t = t + i.Δt, i étant un entier positif. La discrétisation d'un signal induit une perte d'information qui peut être préjudiciable au diagnostic. Cette perte d'information est liée au nombre des composantes des fréquences élevées qu'introduit le processus de discrétisation.

L'opération de discrétisation est effectuée périodiquement sur le signal temporel à une période Te. La fréquence d'échantillonnage équivaut alors à $f_c = 1/T_e$ comme le montre la Figure III.42.

En pratique, la valeur couramment choisie pour la fréquence d'échantillonnage est :

$$\boldsymbol{f_e = 2.56 f_{max}}$$

Le temps d'acquisition $\boldsymbol{T_{acq}}$ qui correspond à la durée d'observation du signal est :

$$\boldsymbol{T_{acq} = N_e T_e = \frac{N_e}{f_e} = \frac{N_e}{2.56 f_{max}}}$$

Où

$\boldsymbol{f_{max}}$: Fréquence maximale

$\boldsymbol{N_e}$: Nombre de points enregistrés

$\boldsymbol{N_e}$ et $\boldsymbol{T_e}$: Période et la fréquence d'échantillonnage. [12]

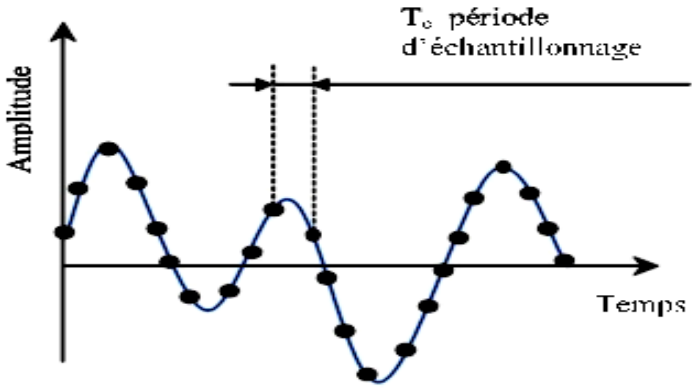


Fig. III.42: Discrétisation du signal

III .2. 7. Défaut de Tourbillonnement d'huile

Le phénomène de tourbillonnement d'huile arrive lorsque le rotor qui tourne sur lui-même autour de son axe O à la vitesse de rotation f_0 , se met à tourner dans le palier à une vitesse ftb autour de l'axe du palier O'.

Si une perturbation survient qui modifie la position d'équilibre du rotor, l'huile remplit la place rendue libre, augmentant la pression du film initiale.

La variation de la force de pression du film peut alors provoquer la rotation de l'arbre dans le palier à la vitesse f_{tb} . Ce phénomène apparaît sur les paliers lisses faiblement chargés et lubrifiés en régime hydrodynamique. [17]

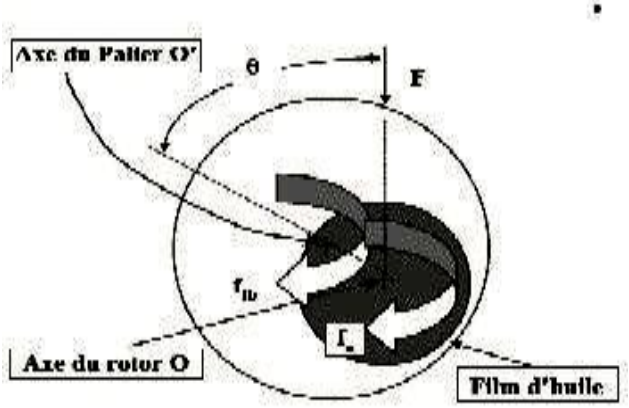


Fig. III. 43 : phénomène de tourbillonnement

- Fréquence du problème de tourbillonnement

Le problème de tourbillonnement d'huile est facilement identifiable puisque il apparaît à la fréquence de tourbillonnement f_{tb} qui est inférieure à la fréquence de rotation du rotor.

La fréquence théorique de tourbillonnement est la moitié de la vitesse de rotation du rotor f_0 .

En pratique, f_{tb} varie entre 0.4 à 0.49 f_0, en raison des frottements. [17]

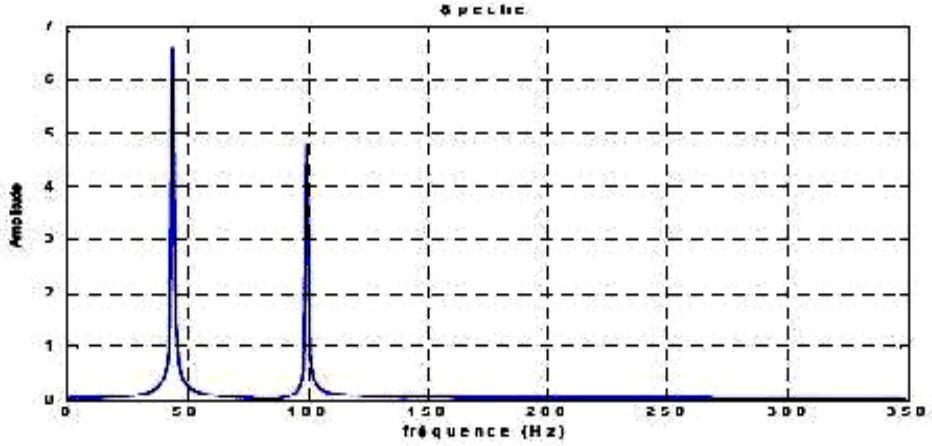


Fig. III. 44 : Spectre de tourbillonnement d'huile pour un rotor tourne à 6000 PPM

III. 2. 8. Défauts électriques

Pour bien des machines électriques, les fréquences significatives d'une anomalie électromagnétique seront des multiples des fréquences du contact d'alimentation Fa. Pour ce type de moteur, la plupart des défauts se traduit par un pic important à 2 fois la fréquence pour du courant d'alimentation (2 x 50 = 100 Hz).

Afin de bien l'identifier, il est parfois nécessaire de faire un zoom sur cette fréquence pour la différent d'une harmonique e la fréquence de rotation **(**1500 tr /min correspond à 25Hz ; la 4éme harmonique est alors égale à 100 Hz).

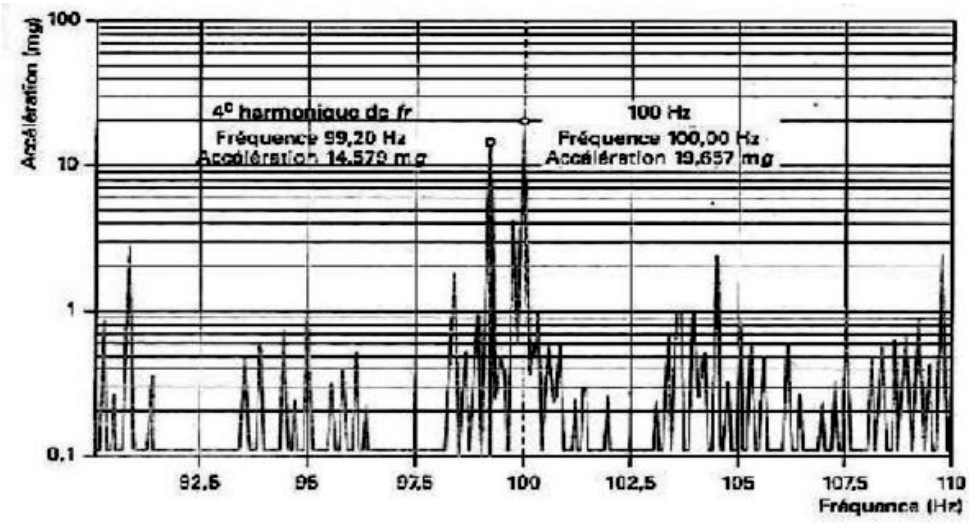


Fig. III. 45:Spectre d'un défaut électrique

Sur le spectre ci-dessus, le rotor à une fréquence de 24.8 Hz, la 4éme harmonique est donc à 4 x 24.8 = 99.20 Hz.

Il faut donc faire un zoom pour la différencier du pic à 100 Hz traduit un défaut d'origine électromagnétique.

L'apparition d'un pic à 100 Hz déclenchera alors une étude plus approfondie des fréquences caractéristiques du moteur, il est à noter que le pic à 2 F_a existe tout le temps.

On a Ces défauts électromagnétique sont de deux types :

– les défauts dus à des anomalies électromagnétiques sur stator ;

– les défauts dus à des anomalies sur rotor. [9,12]

a. Défauts électromagnétiques sur stator (défauts stationnaires)

Ces défauts stationnaires (statoriques) ont deux origines :

– **la variation d'entrefer** (figure III.46), elle-même provoquée par une déformation ou l'ovalisation du corps du stator…

– **la variation de courant,** elle-même provoquée par un défaut d'enroulement au niveau du stator, un déséquilibre de phase, des spires ou tôles statoriques de mauvaise qualité, en court-circuit ou desserrées, ou encore un défaut d'isolement. [12]

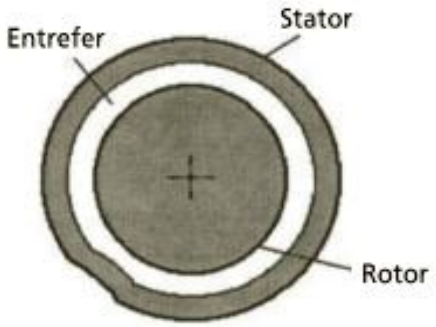


Fig. III. 46: Variation de l'entrefer statique due à une dégradation du stator

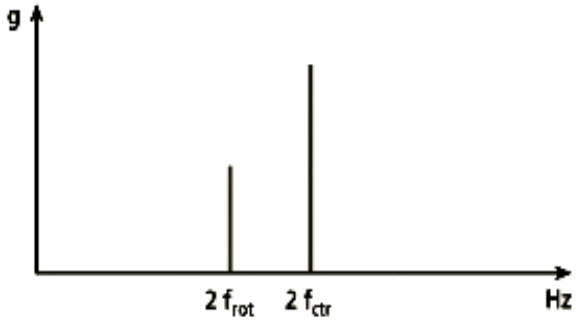


Fig. III. 47: Image vibratoire théorique d'un défaut dû à une anomalie électromagnétique affectent le stator (fcrt : fréquence principale du courant d'alimentation)

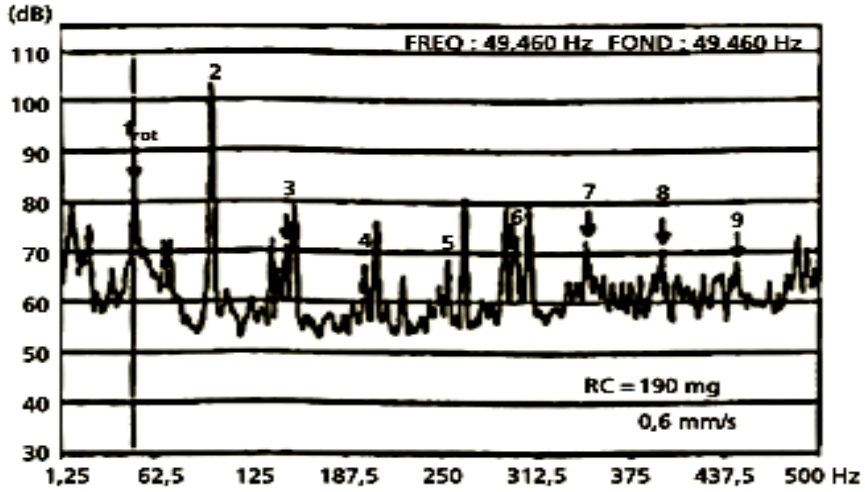


Fig. III. 48: Spectre mettant en évidence un défaut de fréquence 100 Hz sur un moteur de compresseur tournant à 3000 t/mn, sans pouvoir préciser si le défaut est lié à un désalignement ou à une déformation du stator.

b. Défauts électromagnétiques rotoriques (défauts tournants)

Comme pour les défauts sur stator, ils ont deux origines ;

– **L'excentricité dynamique** d'entrefer (Figure III. 49), provoquée par un désalignement, une déformation du rotor ou un jeu de paliers important.

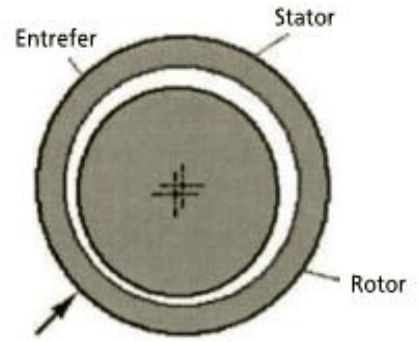


Fig. III. 49 : Excentricité dynamique de l'entrefer

– **La variation de courant**, provoquée par des barres rotoriques cassées ou fissurées, par une anomalie de résistivité au niveau des liaisons barres-anneau, par des tôles ou des spires rotoriques en mauvais état ou en court-circuit.

Ces défauts peuvent être décelés autour de la fréquence de rotation et, à l'instar des défauts statoriques, autour de la fréquence d'encoches ou de ses harmoniques.

L'image vibratoire d'un tel défaut traduit par l'apparition de bandes latérales autour des premiers harmoniques, dont le pas correspond à la fréquence de glissement fg, multipliée par deux fois le nombre p de paires de pôles, soit 2 pfg, que l'on déduit de la relation suivante : [12]

$$f_g = (f_{crt} / p - f_{rot})$$

Avec :

fcrt : la fréquence du courant d'alimentation.

frot : la fréquence de rotation du rotor.

p : le nombre de paires de pôles du moteur.

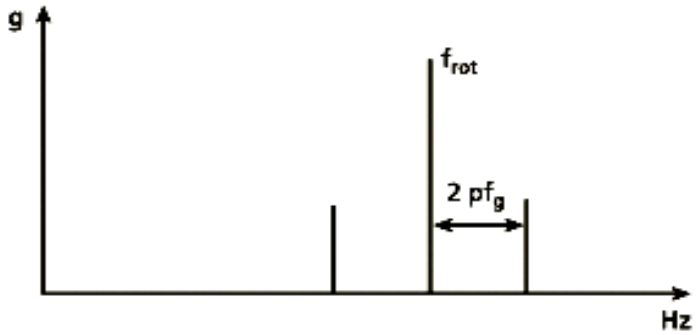


Fig. III. 50 : Image vibratoire théorique d'un défaut rotorique modulant la fréquence de rotation. (fg = fréquence de glissement).

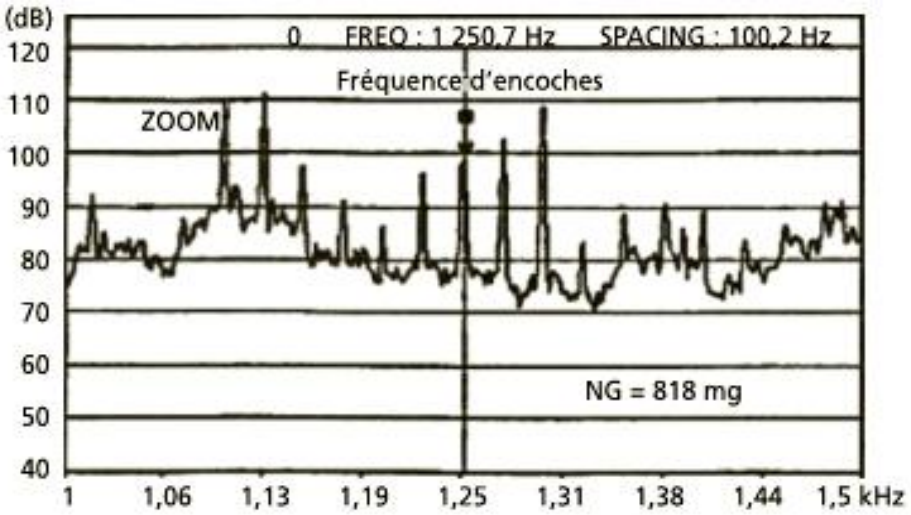


Fig. III. 51: Analyse en mode zoom centré sur la fréquence d'encoches, montrant une excentricité dynamique d'entrefer. L'observation de la dissymétrie du niveau des bandes latérales de modulation d'amplitude de pas égal à la fréquence de rotation du moteur (24,98 Hz) met en évidence une excentricité dynamique d'entrefer.

c. Défaut de type barres cassées ou fissurées

Ce cas, plus difficile à diagnostiquer, se caractérise par l'évolution ou l'amplitude anormale de bandes latérales autour de la fréquence d'encoches ou de ses harmoniques (Figure III. 52), dont le pas correspond à 2 p fois la fréquence de glissement, soit 2 pfg.

Le dépistage de ce défaut nécessite souvent un zoom puissant capable de faire ressortir la fréquence de glissement, qui peut être très faible en cas de moteur peu chargé. [12]

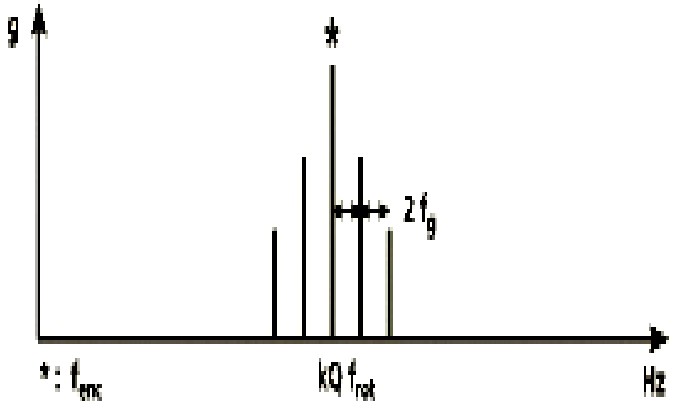


Fig. III. 52: Image vibratoire théorique d'un défaut de type barres fissurées. (Q = nombre d'encoches).

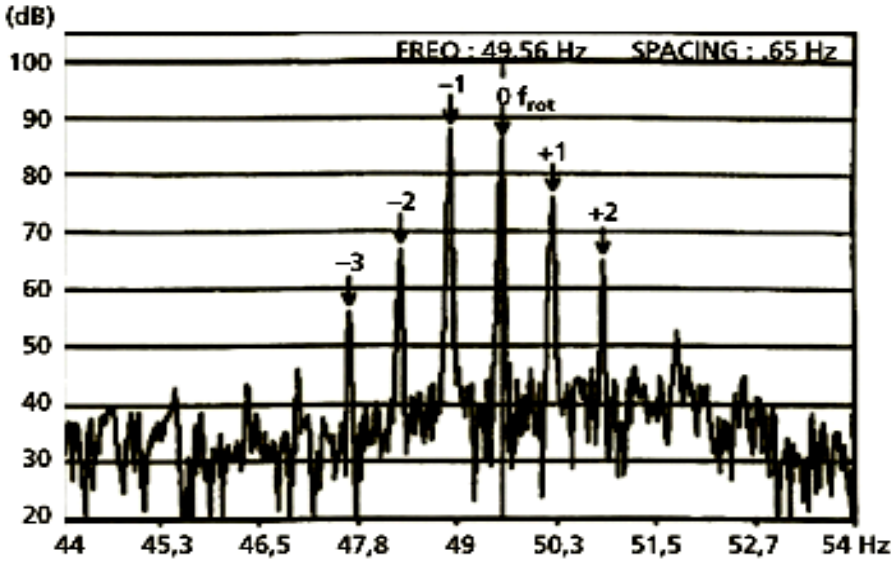


Fig. III. 53: Analyse en mode zoom autour de la fréquence de rotation d'un rotor de centrifugeuse. La modulation de la fréquence de rotation (49,58 Hz) par l'ordre 2 de la fréquence de glissement (0,64 Hz) traduit une fissuration d'un anneau de court-circuit.

III. 2. 9. Défauts Circuit Hydrauliques / Ventilateurs

a. Passages d'aubes

Le passage des aubes devant le bec de la volute d'une pompe ou le passage des pales d'un ventilateur provoque un pic à la fréquence " f aubes " : [9]

$$\mathbf{f}\ \text{aubes} = \mathbf{n} \cdot \mathbf{fr}$$

ce défaut n'est pas directionnel, il se repère aussi bien en radial qu'en axial.

L'origine peut être :

- ***Mécanique*:** mauvais calage axial de l'impulseur ou jeu de bec de volute insuffisant
- ***hydraulique*:** débit trop bas.
- ***encrassement des aubes*** ou des pales qui peut aussi provoquer tu balourd.

b. Cavitation

Ce phénomène hydrodynamique induit des vibrations aléatoires qu'il faut pouvoir reconnaître pour les éliminer en modifiant les caractéristiques d'aspiration de la pompe.

La cavitation se reconnaît également par un bruit caractéristique. Une cavitation provient de la collision de bulles (produit d'ébullitions locales dans certaines conditions du fluide basse pression dynamique).

Ces collisions sont excessivement brèves et donc amples en fréquence.

Les résonances sont excitées dans tout le spectre.

Les hautes fréquences sont particulièrement excitées.

Dans le spectre d'enveloppe, on observera une augmentation du pied de spectre (carpette) sans qu'aucune raie ne soit visible. [17]

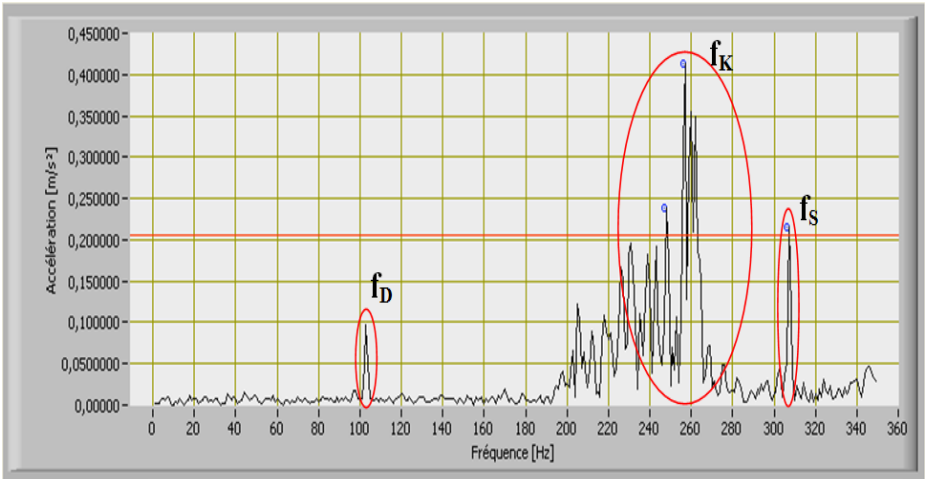


Fig. III. 54: Spectre de fréquence (mesure avec cavitation, n = 3062,5 tr/min (f = 102.6 Hz), point de mesure : dans le sens radial au-dessus du corps de pompe)

fD=fréquence de la vitesse de rotation **fK**=fréquence de la cavitation **fS**=fréquence des aubes

III.3. METHODES D'ANALYSE

III. 3.1. Méthodes temporelles

➢ **valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square)**

C'est un indicateur scalaire (large bande) très utilisé bien qu'il soit peu significatif et s'écrit : [21]

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e}\sum_{n=1}^{N_e}[x(n)]^2}$$

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 la maintenance prédictive.

➢ **Indicateur de crête**

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, les indicateurs spécifiques comme le facteur de crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles tels que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré. [22]

Le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace.

$$FC = \frac{A_{CCcrete}}{A_{CCeff}} = \frac{Sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e}\sum_{n=1}^{N_e}[x(n)]^2}}$$

Le facteur crête a 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 croit pendant que la valeur efficace reste à peu près constante (Figure III.55). [22]

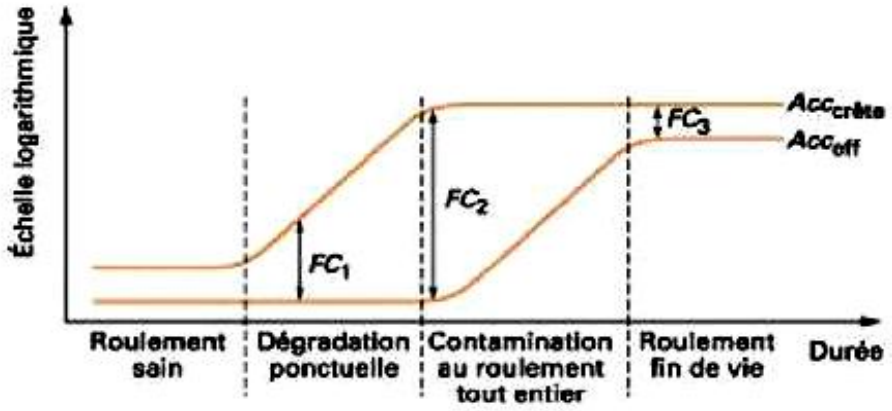


Fig. III.55 : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête

Kurtosis

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. Lorsqu'un défaut est détecté, sa valeur devient supérieure à 3. [23]

L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$\textbf{Kurtosis} = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}(x(n) = \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}(x(n) = \bar{x})^2\right]^2}$$

Où ;

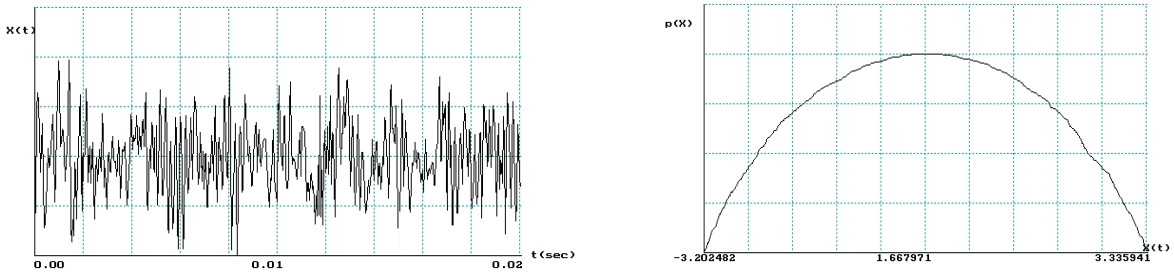
M_4 Et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2,

$x(n)$ Est le signal temporel,

$\bar{x}$ Est la valeur moyenne des amplitudes,

N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

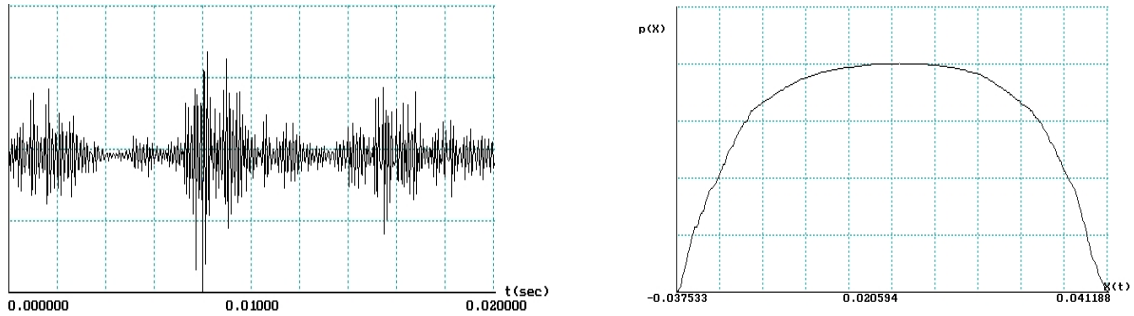
Les figures III.56 et III.57 illustrent le signal temporel et la densité de probabilité d'un roulement non dégradé et d'un roulement écaillé.



Signal temporel **Densité de probabilité**

Fig. III.56: Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé : Kurtosis = 2.95 – valeur RMS = 1.16

Le Kurtosis doit être utilisé avec précaution car il est très sensible aux chocs [23], ce qui oblige à l'employer dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic



Signal temporel **Densité de probabilité**

Fig. III.57: Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé : Kurtosis = 6.81 – valeur RMS = 7.1.

III.3.2. Méthodes fréquentielles

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée des Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre.

Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

- **Analyse en fréquence**

Sur la figure III.58, on a visualisé la transformée de Fourier de la somme de deux signaux sinusoïdaux de fréquences respectives 140 à 250 Hz.

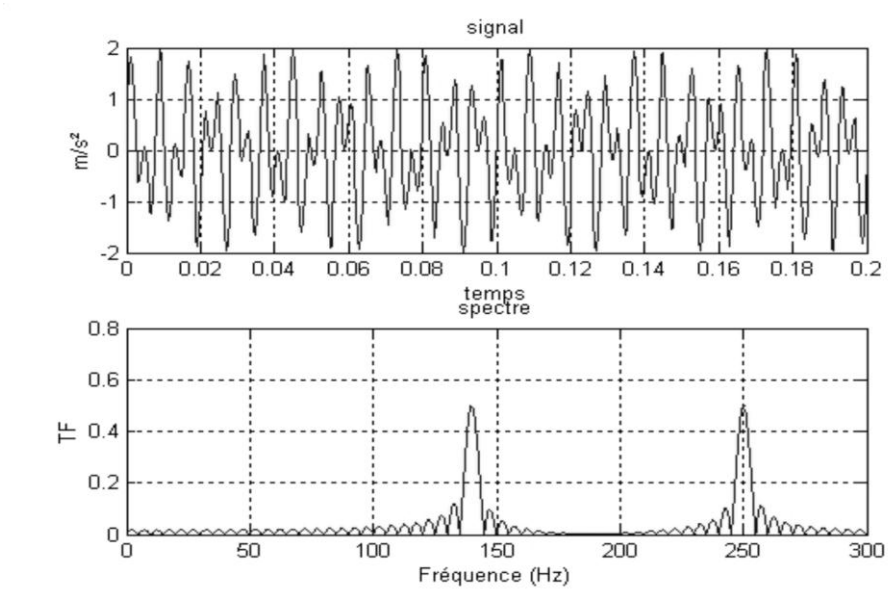


Fig. III.58: Transformée de Fourier d'une somme de deux sinusoïdes

➢ **Analyse d'enveloppe** (HFRT)

Est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure. [24], [25] En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulements,

Les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure (Figure III. 59).

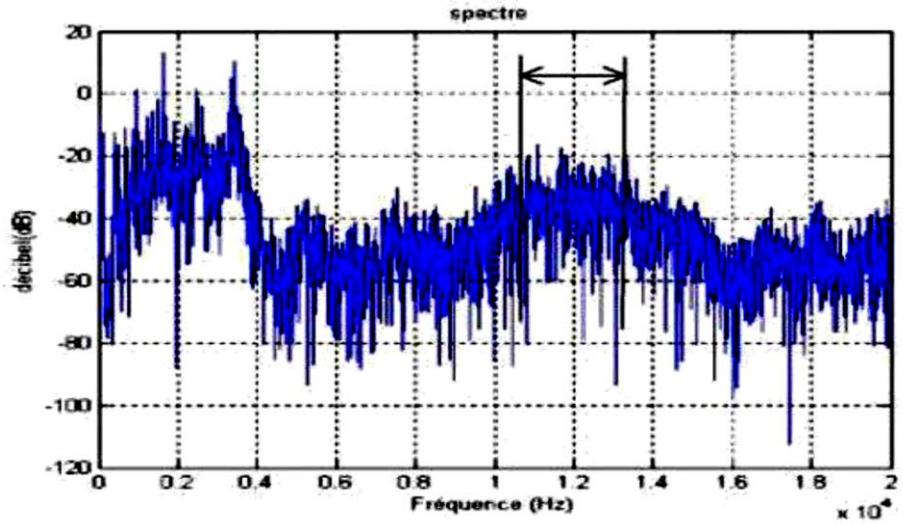


Fig. III.59: Densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure (figure III.60).

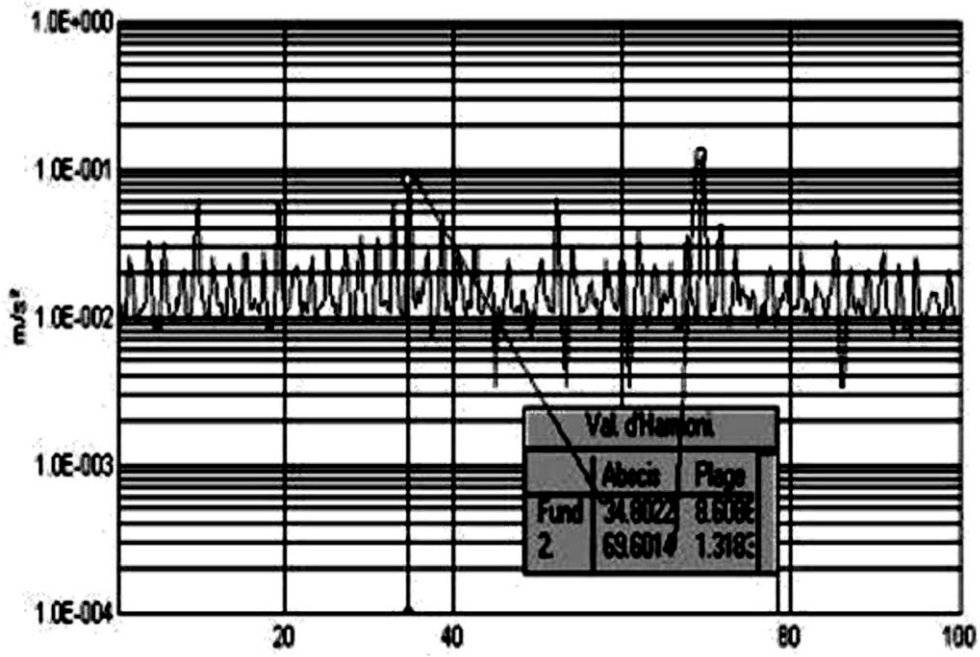


Fig. III.60 : Spectre enveloppe 0 – 100 KHz : Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 H

- **Le cepstre**

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier [22]:

$$\boldsymbol{C[s(t)] = TF^{-1}\log|TF[s(t)]|^2}$$

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.

Le cepstre est caractérisé par les amplitudes des composantes dont les fréquences correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. [26]

Il est largement utilisé pour la détection des défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements**.**