

Chapitre 04 : Les principaux défauts

3.1. Introduction

Les sources d'excitation vibratoires dans les machines tournantes peuvent être classées en différentes catégories :

- Forces périodiques (balourd)
- Forces transitoires (variations de charge)
- Forces impulsionnelles (chocs)
- Forces aléatoires (frottements)

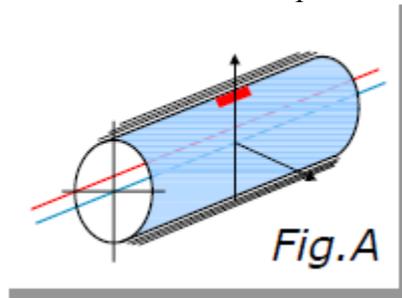
Les phénomènes à l'origine des vibrations dépendent de la constitution de la machine et de ses paramètres de fonctionnement. Les plus courants sont présentés dans ce chapitre ainsi que leurs manifestations typologiques afin de permettre leur identification et leur suivi dans le cadre d'un programme de maintenance conditionnelle.

3.1. Défaut de balourd :

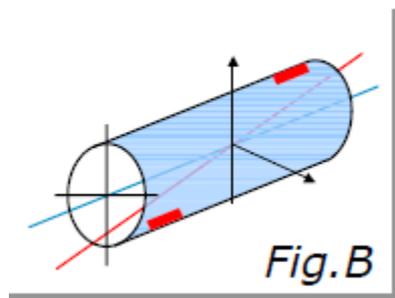
3.1.1. Définitions :

Le phénomène de balourd mécanique est lié à une répartition non homogène de la masse autour de l'axe de rotation : L'axe d'inertie de l'arbre n'est pas confondu avec l'axe de rotation. Différents types de balourd peuvent être identifiés :

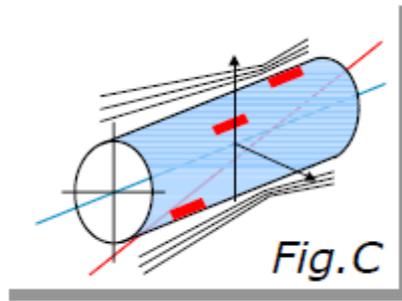
- a. **Balourd statique** : L'axe d'inertie de l'arbre est parallèle à l'axe de rotation.



- b. **Balourd de couple** : L'axe d'inertie n'est plus colinéaire à l'axe de rotation, les deux axes formant un angle.



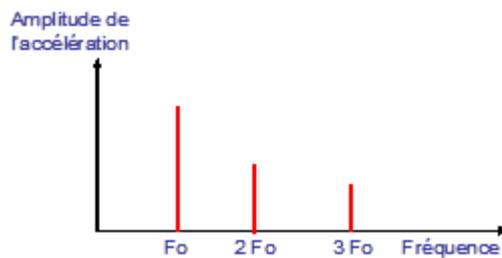
- c. **Balourd dynamique** : Il s'agit d'une combinaison des deux premiers et correspond au cas le plus courant.



3.1.2. Spectre d'un déséquilibre pur :

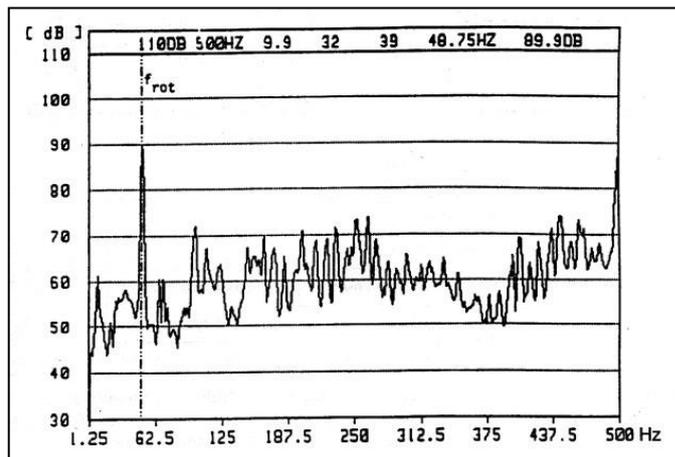
Un déséquilibre va induire une vibration dont la fréquence principale est celle de la vitesse de rotation du rotor. Le spectre de ce signal va donc avoir une composante prépondérante à la fréquence de rotation du rotor.

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



La figure ci-dessous montre le spectre réel de l'amplitude de l'accélération (exprimée en dB) mesurée sur un ventilateur tournant à 2925 tr/min. 2925 tr/min correspond à $2925/60 = 48,75$ Hz

On observe sur le spectre un pic à la fréquence de 48,75 Hz traduisant donc la présence d'un balourd.



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

3.2. Défaut d'alignement :

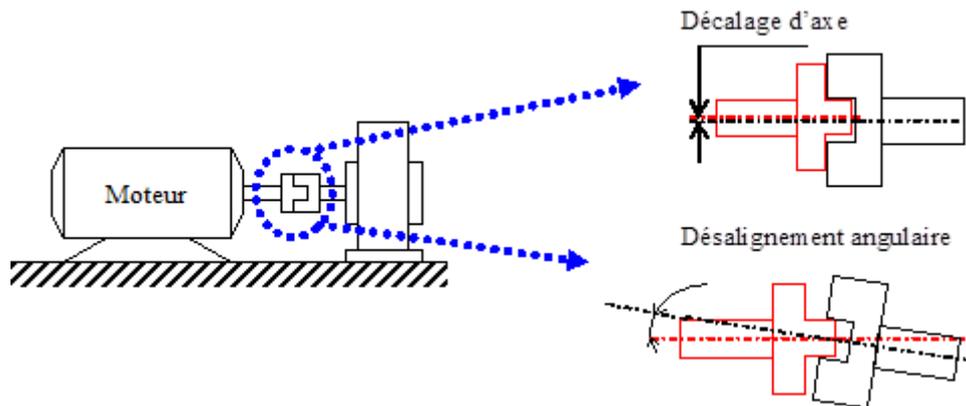
3.2.1. Origine du défaut :

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

- le décalage d'axe : les axes sont parallèles mais non concentriques ;

- le désalignement angulaire : les axes ne sont pas parallèles.

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



Un désalignement peut également être la conséquence :

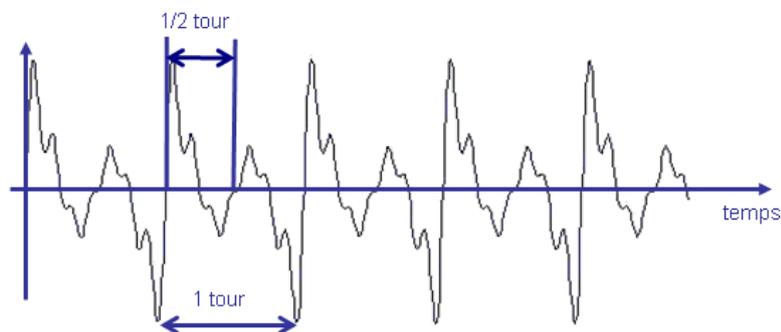
- d'un défaut de montage d'un palier
- d'un mauvais calage des pattes de fixation
- d'une déformation du châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques) qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. Dans ce cas, les deux paliers ne sont pas concentriques.

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il crée des efforts importants qui vont entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement et des paliers.

Dans la plupart des cas, on peut y remédier facilement par un lignage. Ce genre de prestation est réalisé à l'aide de matériels utilisant la technologie laser. Pour la plupart des applications, un lignage effectué par du personnel qualifié et expérimenté n'immobilise la machine que quelques heures.

3.2.2. Signature du défaut d'alignement :

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

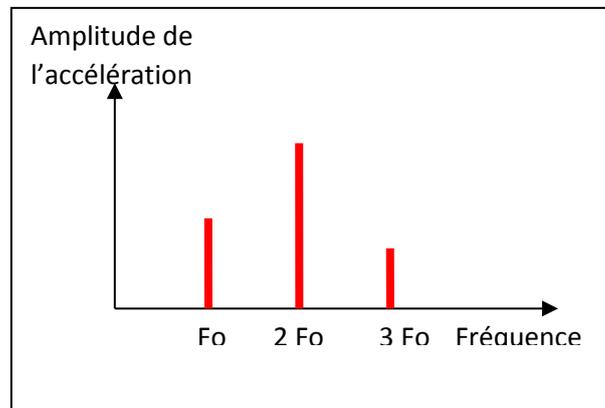


On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = temps pour faire 1 tour) mais également des phénomènes se répétant chaque $\frac{1}{2}$ tours et $\frac{1}{3}$ tour.

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

Les composantes multiples d'une fréquence dans un spectre sont appelées les harmoniques de cette fréquence.

Un défaut d'alignement est donc révélé par un pic d'amplitude prépondérant à généralement 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois)



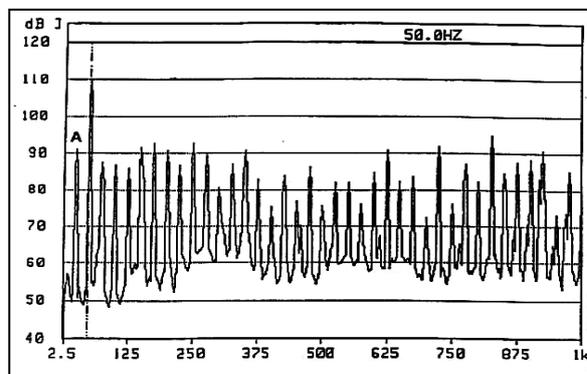
Spectre théorique d'un défaut d'alignement

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

1500 tr/min correspond à une fréquence de $1500/60 = 25$ Hz.

Donc $F_0 = 25$ Hz, $2.F_0 = 50$ Hz et $3.F_0 = 75$ Hz

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



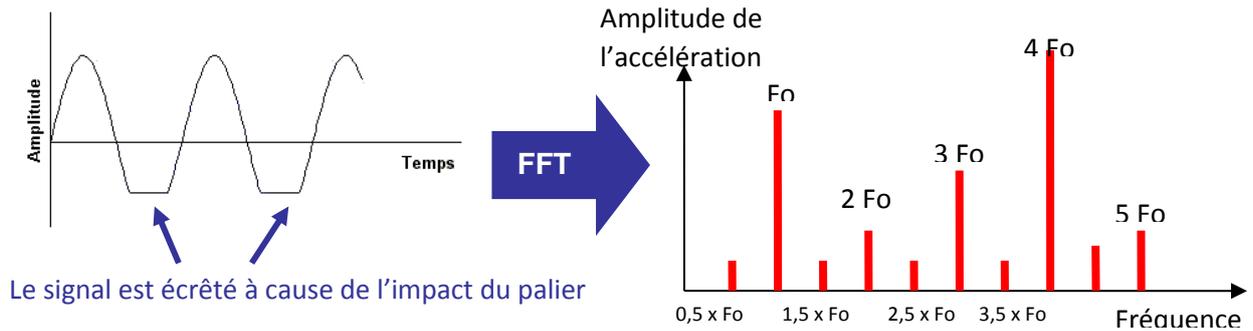
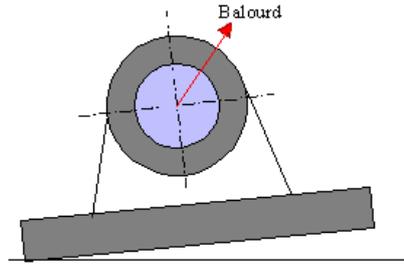
Spectre réel d'un compresseur à 1500 tr/min

3.3. Défaut de desserrage et de jeu

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

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

Cela entraîne un signal temporel échantillonné.



Le spectre fait apparaître des harmoniques de la fréquence de rotation, comme les autres défauts, mais également des sous-harmoniques à $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$ de la fréquence de rotation.

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

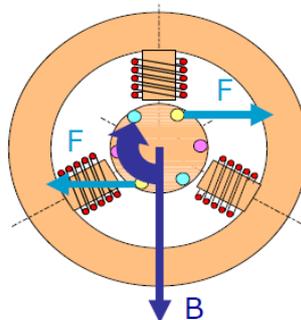
Le jeu se retrouve en général dans le roulement. Il peut s'agir de jeu entre la bague extérieure et le palier, entre la bague intérieure et l'arbre ou un jeu excessif entre les billes/galets et les cages interne et externe.

Pour les paliers lisses, le jeu signifie un espace trop important entre l'arbre et le palier.

3.4. Les phénomènes magnétiques

Principe de fonctionnement du moteur asynchrone :

Les enroulements statoriques créent un champ magnétique tournant. Ce champ magnétique induit des courants dans le rotor en court-circuit. Ces courants interagissent avec le champ tournant pour créer des forces électromagnétiques provoquant la rotation du rotor.



Soient les notations suivantes :

F_A Fréquence d'alimentation

F_S Fréquence du champ tournant

F_R Fréquence de rotation rotor

p Nombre de paires de pôles

g Glissement

F_g Fréquence de glissement

R Nombre d'encoches rotor

F_E Fréquences principales d'encoches

$$F_S = \frac{F_A}{p}, \quad g = \frac{F_S - F_R}{F_S}, \quad F_g = \Delta F = F_S - F_R, \quad F_{enc} = q_1 * R * F_R \pm q_2 * 2 * F_A,$$

$$q_1 = 1,2,3 \dots \quad q_2 = 0,1,2 \dots$$

3.4.1. Origine des défauts vibratoires

Outre les problèmes inhérents aux machines tournantes classiques, on trouve des défauts dus à une perturbation du champ magnétique :

- Causée par des variations de courant :
 - Au niveau du stator : Enroulement, alimentation (défaut stationnaire)
 - Au niveau du rotor : Barres, anneau (défaut tournant)
- Causée par une variation d'entrefer stator / rotor
 - Due à un défaut du stator : Excentricité statique d'entrefer (défaut stationnaire)
 - Due à un défaut du rotor : Excentricité dynamique d'entrefer (défaut tournant)

On peut donc classer les défauts magnétiques en deux familles :

a. Les défauts stationnaires (liés au stator)

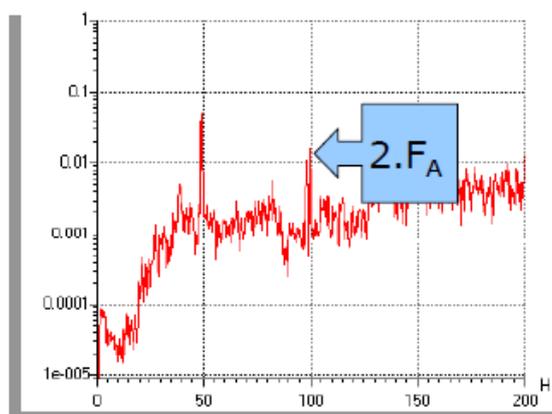
Dus à une variation de courant

- Déséquilibre de phases
- Spires en court-circuit
- Défaut d'isolement.

Dus à une variation d'entrefer

- Déformation du stator
- Jeu de paliers excessif

La typologie des défauts stationnaires est une raie à $2.F_A$ (100Hz)



b. Les défauts tournants (liés au rotor)

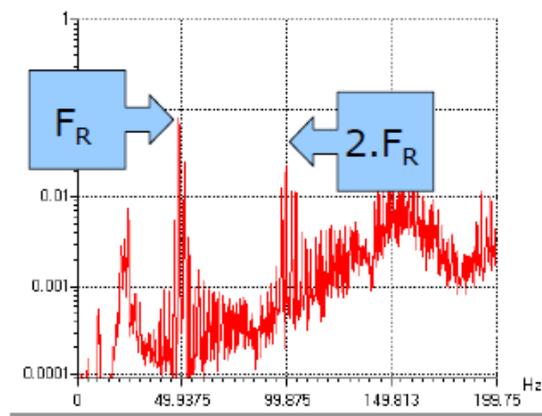
Dus à une variation de courant

- Barres rotoriques fissurées ou cassées
- Liaison barre / anneau résistive
- Tôles rotor en court-circuit
- Anneau de court-circuit cassé ou fissuré

Dus à une variation d'entrefer

- Ovalisation / cintrage du rotor

La typologie des défauts tournants est une modulation d'amplitude ou de fréquence de F_R par $2.g.F_A$



3.5. Défauts de transmission par courroies :

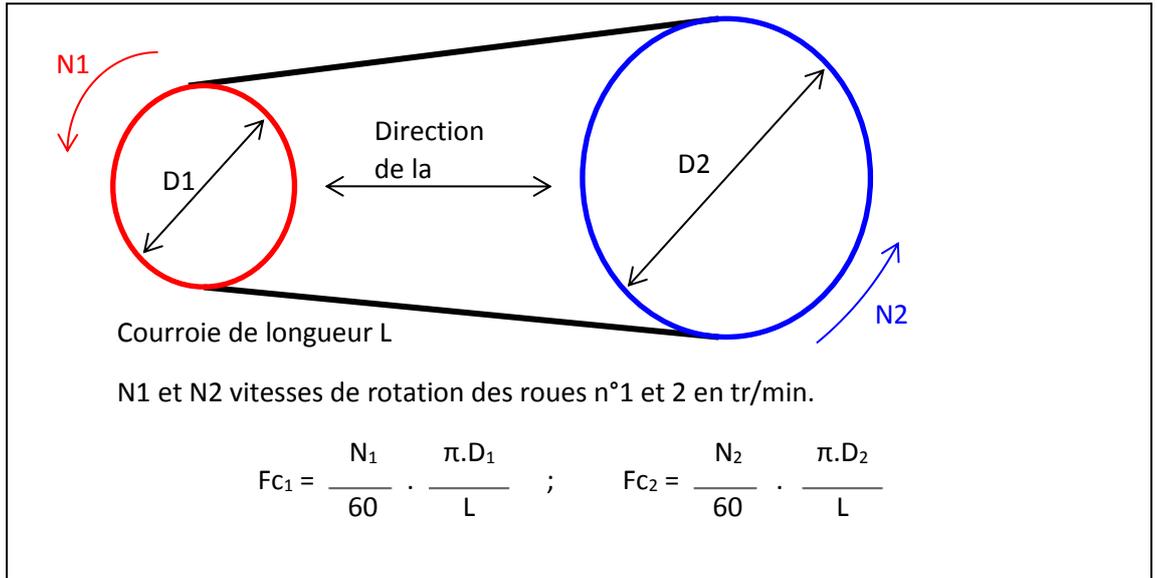
C'est un défaut peu évident à localiser et seule l'expérience acquise permet une bonne analyse de ce type de défauts.

Le principal défaut rencontré dans ce type de transmission est lié à une détérioration localisée de la courroie (partie arrachée, défaut de jointure,...) impliquant un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage de ce défaut (F_c).

Courroies trapézoïdales

- Le glissement mécanique de la courroie sur la poulie est de l'ordre de 2% 5%. Si le glissement est plus important, une usure prématurée peut survenir.
- Un excentrement de poulie peut induire un phénomène vibratoire à la fréquence de rotation.
- La tension de la courroie est perceptible sur les niveaux de bruits des paliers équipés de roulements. La quantification du bruit de roulement aide à régler la tension de courroie.

- La principale cause d'usure de courroie est le délignage entre deux poulies.



Courroies crantées

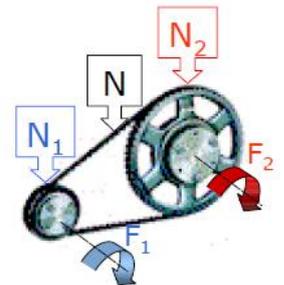
Les problèmes de courroies (déformation, point dur, crevasse) génèrent des vibrations à la fréquence de passage F_p :

$$F_p = \frac{F_E}{N} = \frac{N_1 * F_1}{N} = \frac{N_2 * F_2}{N}$$

N_1 = Nbre dents poulie 1

N_2 = Nbre dents poulie 2

N = Nbre dents courroie

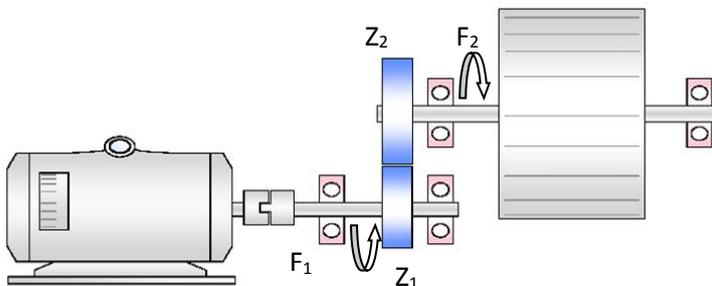


L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, ou de ses harmoniques.

3.6. Défaits de denture d'engrenages :

3.6.1. Généralités :

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



$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

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

$$F_e = Z \times F_{rot}$$

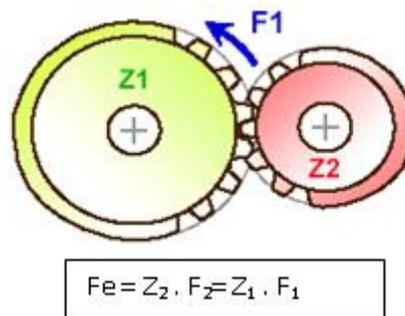
Ici, l'arbre n°1 tourne à la fréquence de rotation F_1 . Donc $F_{e1} = Z_1 \times F_1$.

L'arbre n°2 tourne à la fréquence de rotation F_2 . Donc $F_{e2} = Z_2 \times F_2$.

Or F_2 et F_1 sont lié par le nombre de dent. Donc :

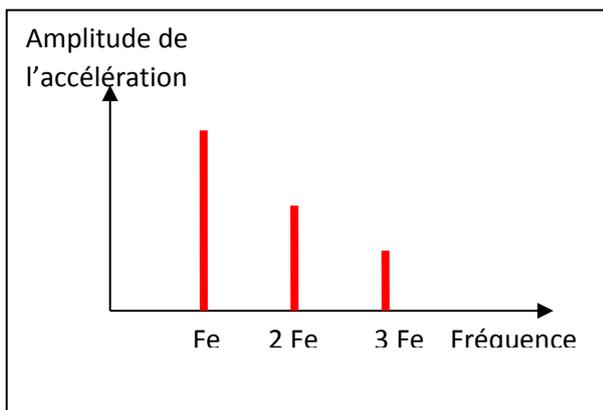
$$F_{e2} = Z_2 \cdot \frac{Z_1 \cdot F_1}{Z_2} = Z_1 \cdot F_1 = F_{e1}$$

$F_{e2} = F_{e1}$. Il n'y a qu'une seule fréquence d'engrènement pour un engrenage.

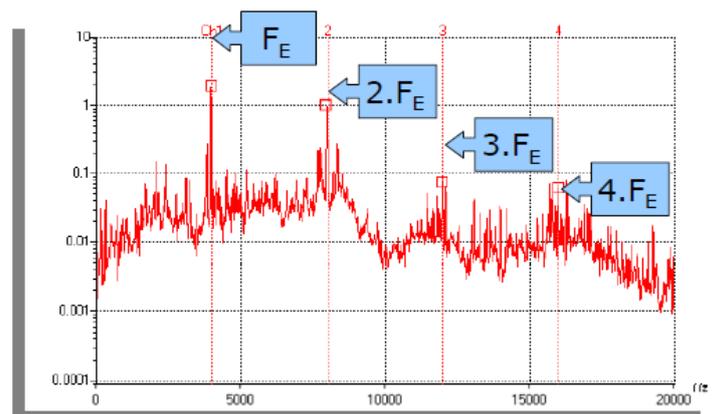


3.6.2. Signature d'un engrenage :

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



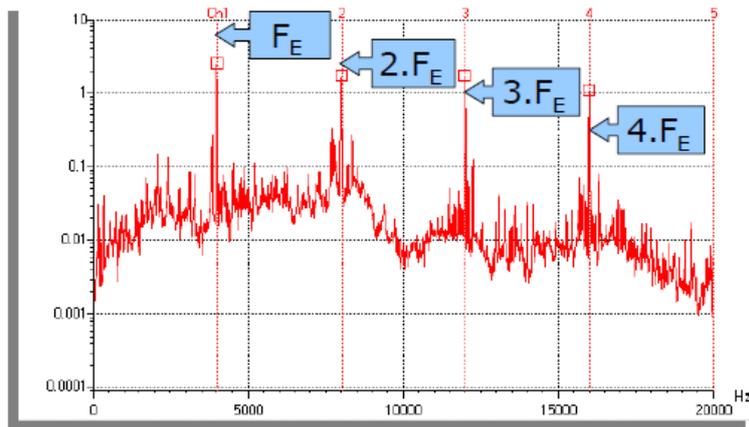
Spectre théorique d'un engrenage sain



Les défauts pouvant apparaître dans les engrenages sont :

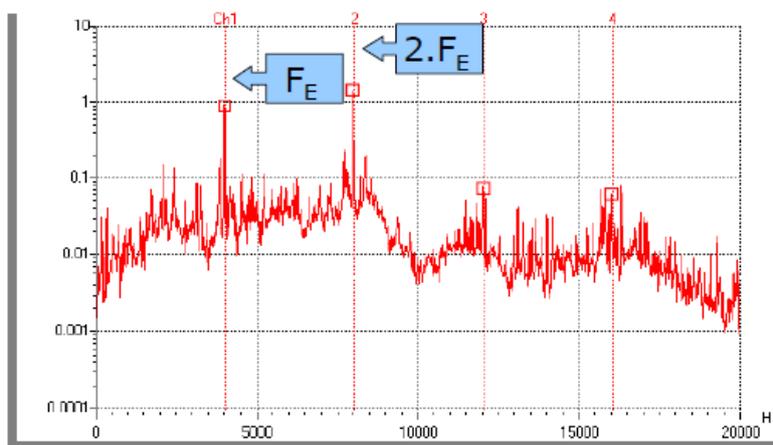
a. Usure généralisée de la denture

L'usure générale de la denture se traduit par un matage du profil des dents. On obtient un choc périodique mou à la fréquence d'engrènement, qui génère un peigne de raies d'amplitudes décroissantes.



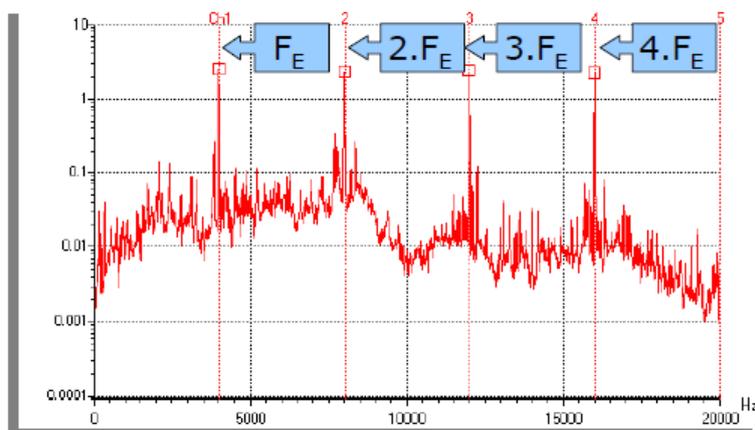
b. Jeu de denture insuffisant

Si le jeu de fond de denture est insuffisant, il se produit un effort à l'engagement et au déengagement des dents : La raie à $2.F_E$ augmente et devient parfois prépondérante.



c. Jeu de denture excessif

Un jeu de fond de denture trop important génère un choc périodique dur à la fréquence d'engrènement (rattrapage du jeu), qui produit un peigne de raies d'amplitudes proches.



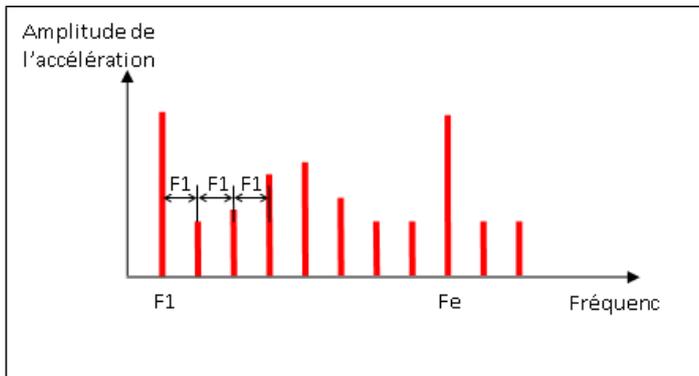
d. Une dent détériorée sur un pignon

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

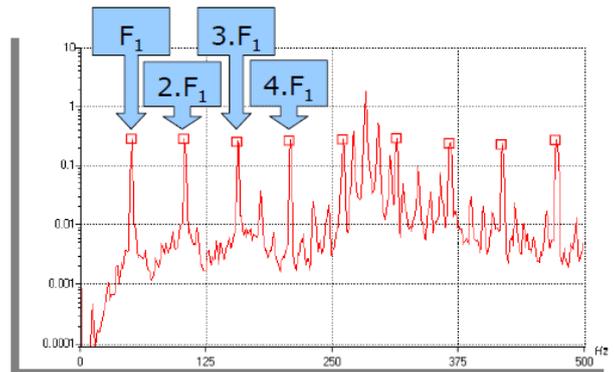
Le spectre montrera donc, non seulement la fréquence d'engrènement, comme précédemment, mais aussi et surtout un pic à la fréquence de rotation (par exemple F_1 si le défaut est sur le roue 1) et de nombreuses harmoniques.

Les nombreuses harmoniques de la fréquence constituent ce que l'on appelle un peigne de raie.

Elles sont dues au phénomène de chocs. Dès qu'un défaut se traduit par des chocs, cela se retrouve sur le spectre par un peigne de raie dont la fréquence est celle du défaut.



Spectre théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée



e. Une dent détériorée sur chaque pignon

Un choc dur est généré :

- A chaque passage de la dent du pignon 1
- A chaque passage de la dent du pignon 2
- A chaque rencontre des 2 dents détériorées

Le spectre résultant est composé de :

- Un peigne de raies harmoniques de la fréquence de rotation F_1
- Un peigne de raies harmoniques de la fréquence de rotation F_2
- Un peigne de raies harmoniques de la fréquence de coïncidence F_C définie par :

$$F_C = \frac{F_E}{N_C}$$

avec $N_C = \text{ppcm}$ de N_1 et N_2

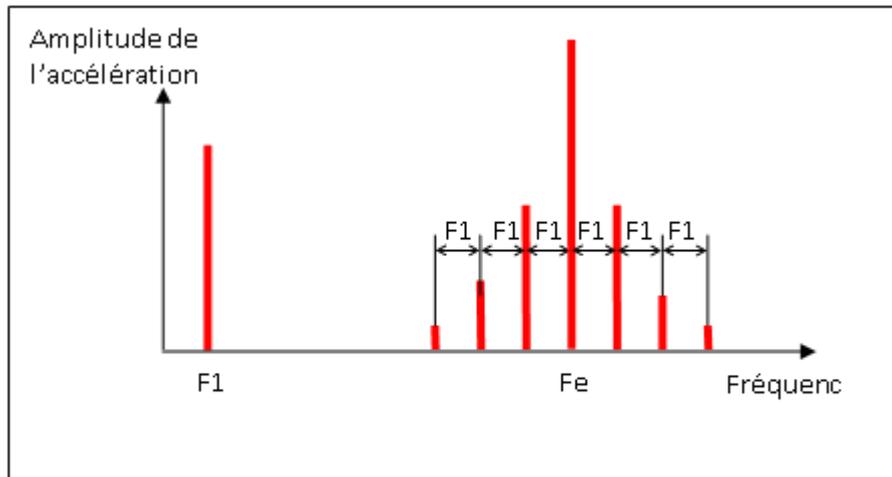
f. Défaut d'excentricité :

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

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

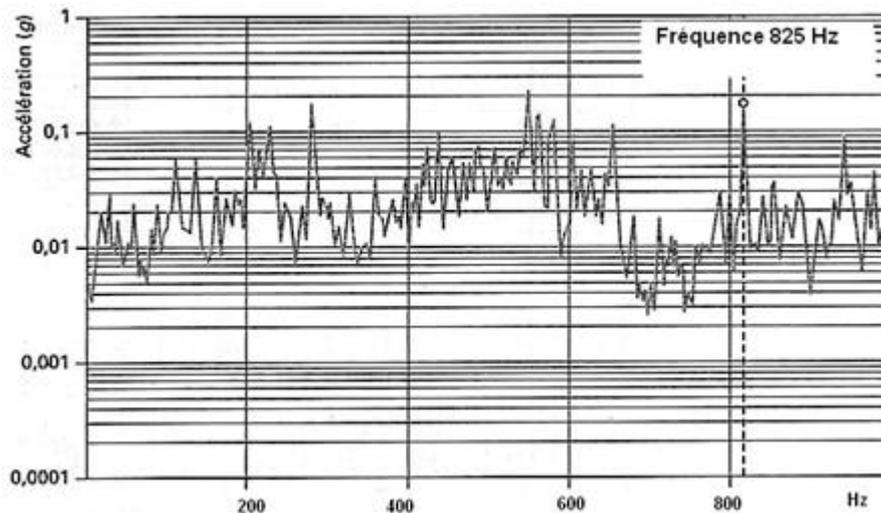
L'image vibratoire théorique de ce type de défaut présente autour de la fréquence d'engrènement ou de ses harmoniques, des raies latérales dont le « pas » correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut.

C'est ce qu'on appelle des bandes latérales de modulation d'amplitude. Les amplitudes des bandes latérales sont généralement très faibles devant l'amplitude de la fréquence d'engrènement.

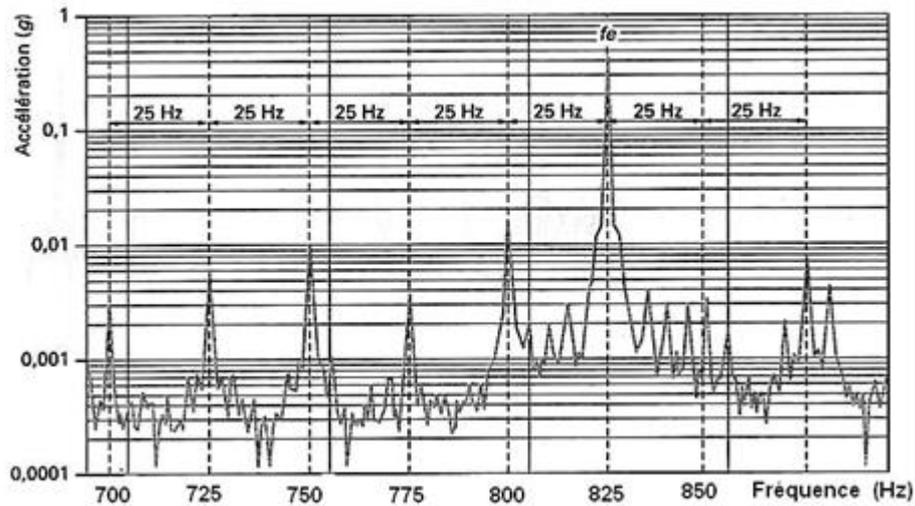


Spectre théorique d'un engrenage présentant un défaut d'excentricité

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



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



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

3.6.3. Gravité des défauts :

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

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

On peut néanmoins retenir 2 règles toujours vérifiées :

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

3.7. Défauts spécifiques aux roulements :

3.7.1. Durée de vie des roulements :

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

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

L_{10} = durée de vie en 10^6 tours

C : charge nominale (donnée constructeur)

P : charge dynamique appliquée au roulement

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

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

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

3.7.2. Processus de dégradation d'un roulement :

Lorsqu'un roulement tourne, les contacts métalliques entre les éléments roulants et les cages émettent des bruits de fond aléatoires.

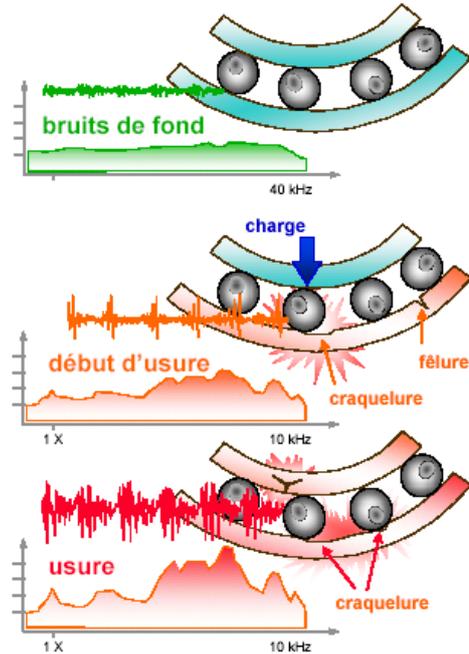
Ce bruit de fond créé un spectre plat

La plupart des usures de roulements débutent par une fêlure qui se transforme en craquelure.

La craquelure va produire des impacts énergétiques en haute fréquence.

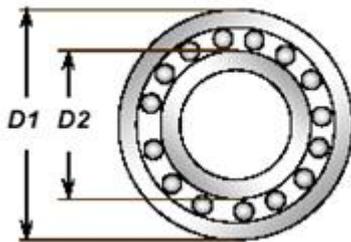
Au fur et à mesure que l'usure progresse:

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



3.7.3. Fréquences caractéristiques :

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



$$DR = \frac{D1 + D2}{2}$$

n = nombre de billes ou de rouleaux
 f_r = fréquence de rotation
 vitesse relative en tr/s entre les pistes intérieure et extérieure.

Fréquences des impacts : f (Hz)

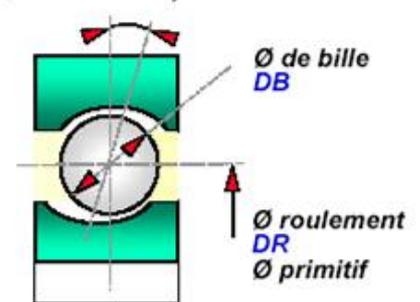
$$\text{Défaut piste externe (BPFO)} = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{DB}{DR} \cos \beta \right]$$

$$\text{Défaut piste interne (BPFI)} = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{DB}{DR} \cos \beta \right]$$

$$\text{Défaut bille (BSF)} = f_r \frac{DR}{DB} \left[1 - \left(\frac{DB}{DR} \cos \beta \right)^2 \right]$$

$$\text{Défaut cage (FTF)} = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \frac{DB}{DR} \cos \beta \right]$$

Angle de contact β



- BPFO = Ball Pass Frequency Outer Race = fréquence de passage d'une bille sur un défaut de piste externe.
- BPFI = Ball Pass Frequency Inner Race = fréquence de passage d'une bille sur un défaut de piste interne.

- FTF = Fundamental 1 train Frequency = fréquence de passage d'un défaut de cage.
- BSF = Ball Spin frequency = fréquence de passage d'un défaut de bille sur la bague interne ou externe.

Remarque :

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

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

$$FTF = 0,5.fr.(1 + \frac{DB}{DR} \cdot \cos\beta)$$

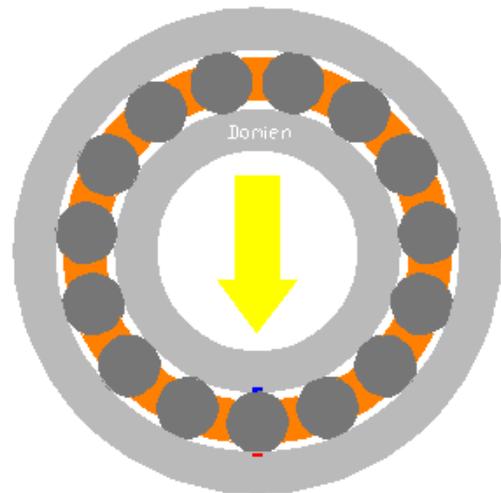
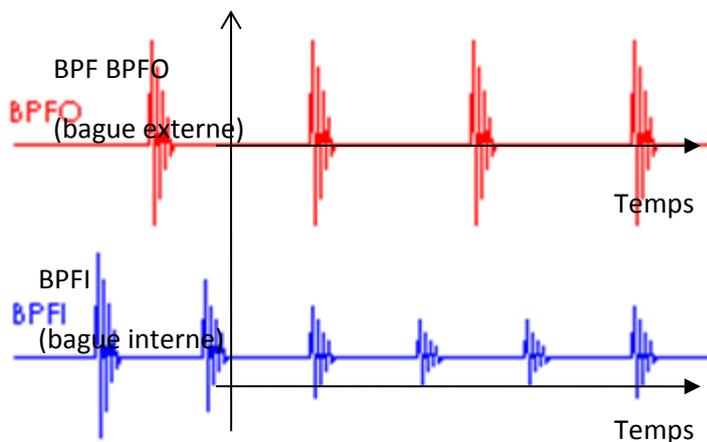
a. Modulation d'amplitude de BPFI :

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

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

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

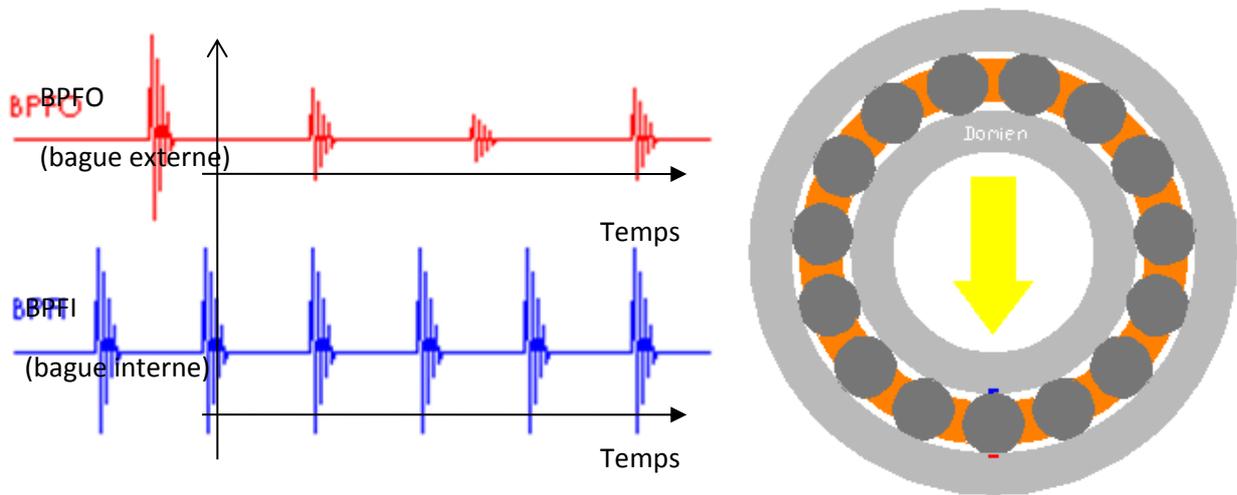
Ceci provoque une augmentation de l'amplitude de la force agissant sur le défaut de la bague interne et de la vibration lorsque le défaut passe dans la zone la plus chargée.



b. Modulation de BPFO :

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

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

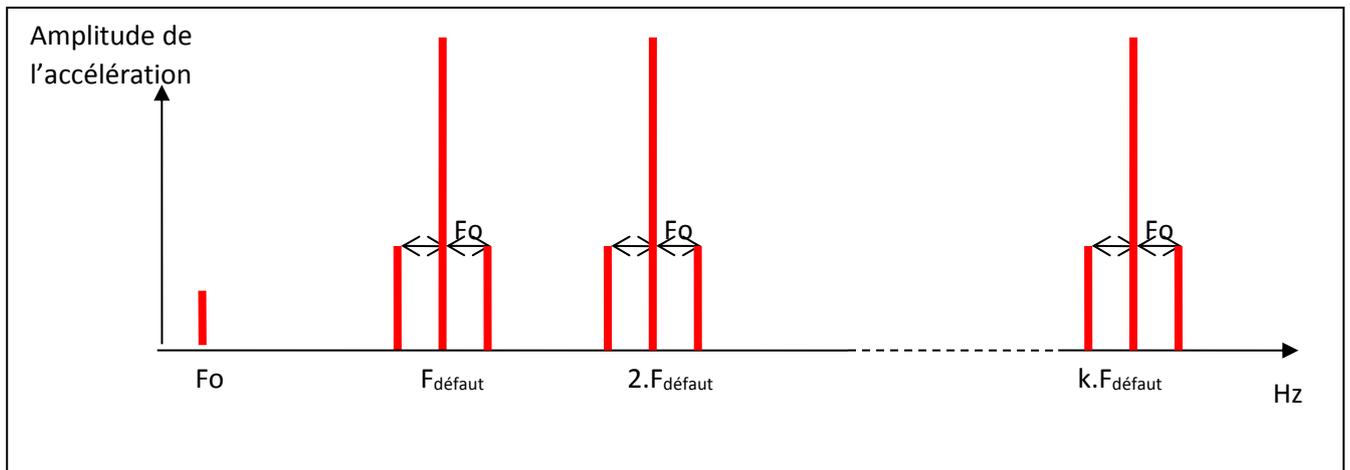


c. Signatures vibratoires des défauts d'écaillage :

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

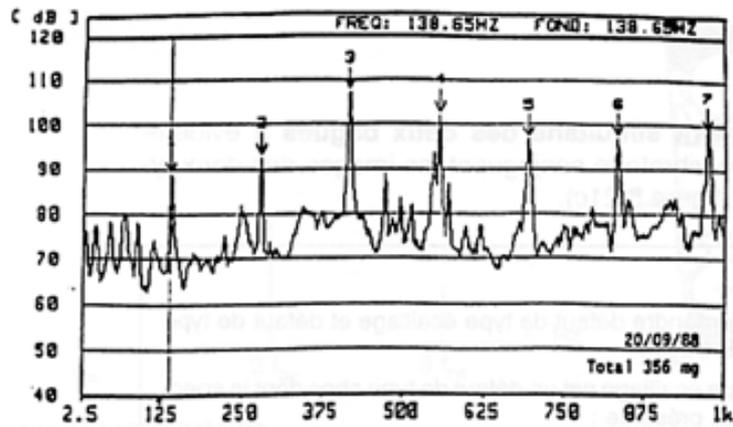
Cela se traduira sur le spectre par un pic à la fréquence du défaut ($F_{\text{défaut}} = \text{BPFI}$ ou BPFO ou FTF ou BSF) et des bandes latérales à la fréquence de rotation de l'arbre.

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



Spectre théorique d'un défaut d'écaillage d'un roulement

Le spectre de la figure ci-dessous est pris sur un roulement dont la fréquence de bague externe est de 138,80 Hz.

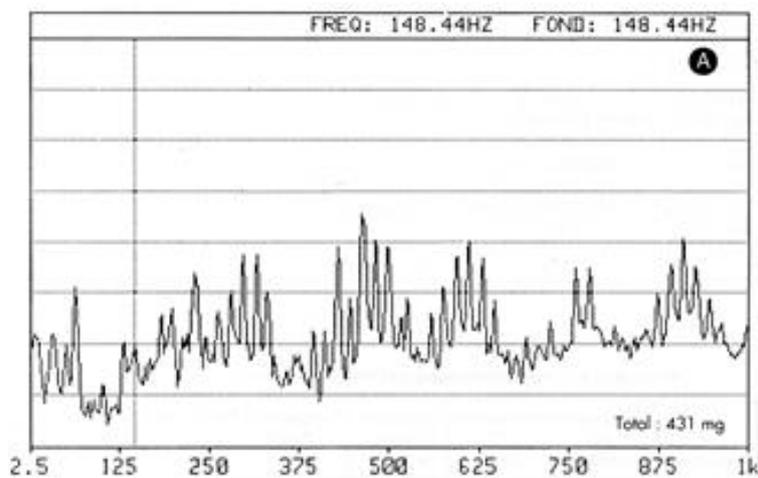


On observe bien sur ce spectre un peigne de raies à la fréquence du défaut (1, 2, 3, 4, ...) traduisant les chocs périodiques.

Le spectre est extrêmement étendu et présente un peigne de raies dont l'amplitude est faible.

De ce fait, le peigne de raie est souvent noyé dans le bruit de fond, donc non identifiable par une analyse spectrale classique.

Le spectre de la figure suivante est pris sur un roulement dont la fréquence de bague intérieure est égale à 148,5 Hz.



On observe bien un pic à cette fréquence mais il est noyé dans le bruit de fond.

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

d. Rupture de cage :

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

Cela entraîne une excentricité de l'arbre et un balourd tournant à la vitesse de rotation de la cage.

Ce type de défaut apparaît donc sur le spectre par une raie unique à la fréquence de la cage FTF.

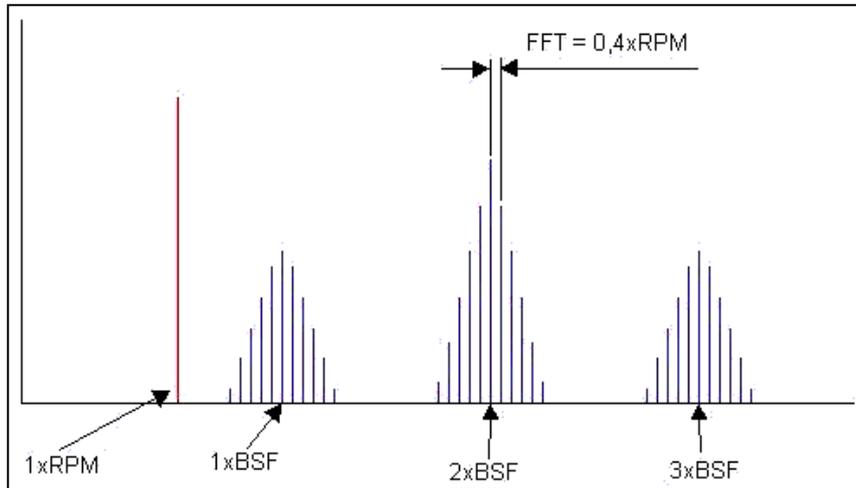
En général, FTF est égale à $0,4 \times$ la vitesse de rotation.

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

e. Défaut de billes :

Un défaut de billes génère une image typique dans le spectre. Il y aura plusieurs groupes de pics qui apparaissent composés d'un pic central et de modulations autour de ce pic central.

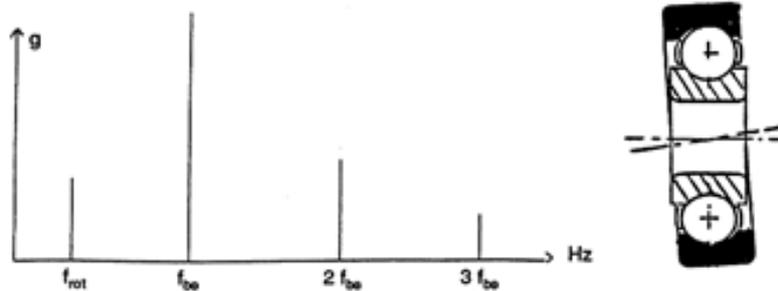
Dans la grande majorité des cas, ce pic central correspond au défaut de billes et la modulation correspond au défaut de cage. La fréquence à laquelle les billes tournent autour de leur propre axe dans la cage est BSF.



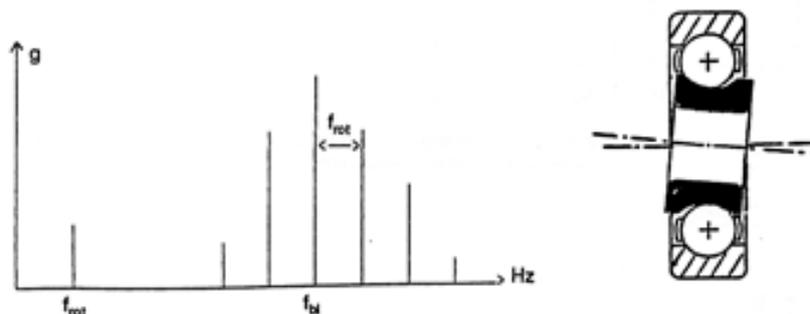
Spectre théorique d'un défaut de bille d'un roulement

f. Défauts de déversement :

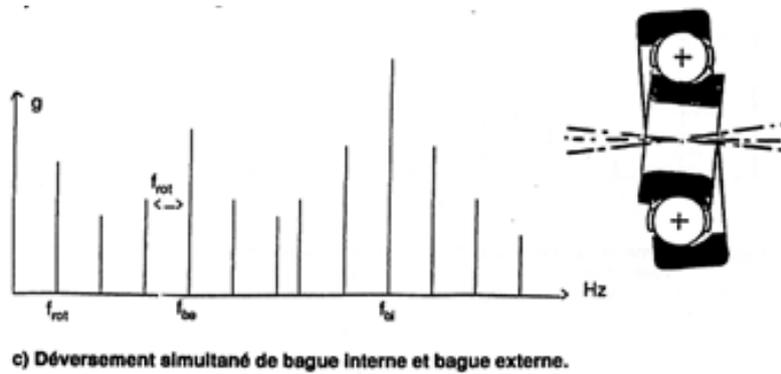
Le déversement de bague interne ou externe peut être la conséquence d'un désalignement.



a) Déversement de bague externe.



b) Déversement de bague interne.



3.7.4. Quand changer les roulements ?

L'information la plus importante, pour réaliser une évaluation de la gravité du défaut et une estimation de la durée de vie restante du roulement, reste la courbe de tendance.

En général, s'il y a peu de différences entre deux mesures, il n'est pas nécessaire de prendre des actions

Le remplacement d'un roulement dépend également et surtout des circonstances : quelle est l'importance de la machine, sa disponibilité pour la maintenance, ...

Il est préférable de ne pas chercher à atteindre la durée de vie maximale du roulement. Quand un défaut est clairement détecté, il faut procéder à son remplacement pour éviter toute perte de production.