
Technique N°9 : ANALYSE VIBRATOIRE

Principe

L'analyse vibratoire est une technique de contrôle non destructif employée pour réaliser, analyser l'état des installations industrielles dans le but d'opérer la maintenance préventive conditionnelle par surveillance.

On pourra par exemple optimiser la conception en supprimant les fréquences de résonance qui provoquent les déformations de structure, détecter et identifier les défaillances d'un système. Une analyse vibratoire ponctuelle permet également d'émettre un diagnostic sur l'état général des composants mécaniques d'un équipement.

La surveillance vibratoire est particulièrement adaptée aux machines tournantes (boîte de vitesse, réducteur, pompe, compresseur, ventilateur, accouplement, palier, roulements, denture, poulie).

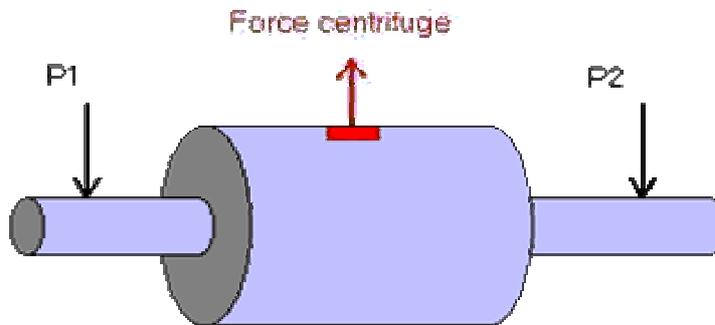
On peut analyser les risques dus :

- aux éléments mécaniques défectueux,
- à un mauvais alignement de deux machines accouplées,
- a un défaut de d'équilibrage, de rigidité de la fixation au sol d'un équipement ou de sa résonance,
- à une usure, au manque de lubrification.

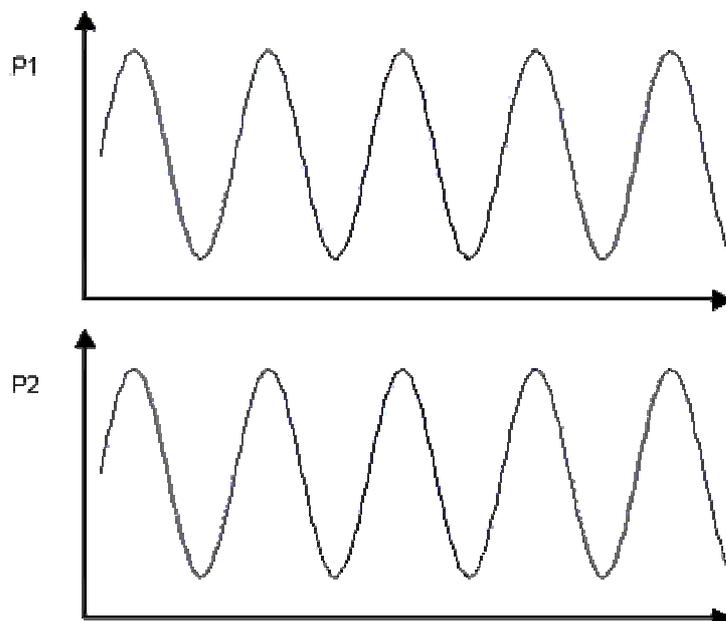


L'objectif principal de l'analyse vibratoire est d'éviter un maximum de panne. Les roulements faisant parties des éléments les plus important d'une machine tournante, les défauts sur ces éléments seront davantage pris en considération. De plus, l'analyse vibratoire permettra de mettre en évidence un grand nombre de problèmes entraînant une diminution de la durée de vie des éléments de la machine : résonance de structure, balourd, mauvaise fixation des roulements, tension trop élevée des courroies, mauvais alignement d'une ligne d'arbre.

1. Balourd statique



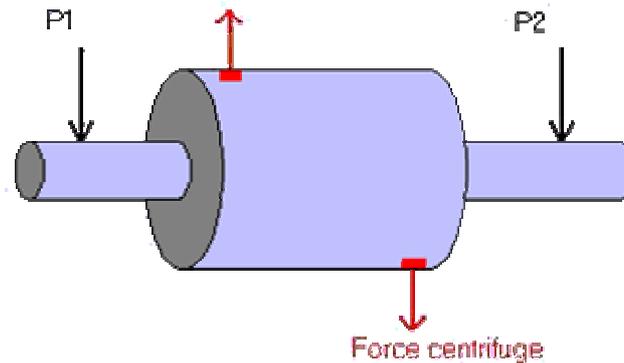
Imaginons un rotor parfaitement en équilibre. Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse M. Le rotor présentera un déséquilibre même à l'arrêt, le rotor reviendra à une position d'équilibre. Il s'agit d'un balourd statique. Dès que le rotor sera en rotation, la masse M exercera une force radiale proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation $F=M.r.w^2$. On mesure la force exercée par la masse M au point P1 et P2



On voit clairement que les efforts exercés sur les deux points de mesures sont parfaitement en phase, les efforts s'exercent dans la même direction.

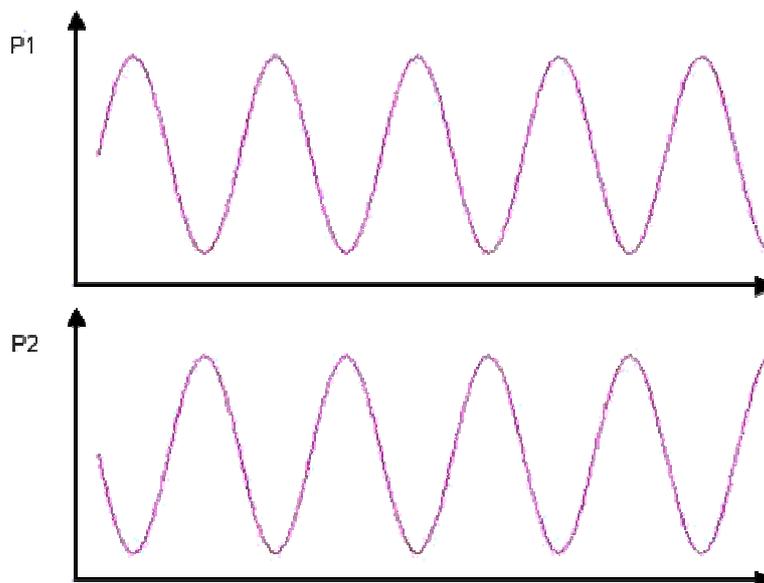
2. Balourd de couple

Reprenons l'exemple précédent mais remplacement la masse M par deux masses identiques mais décalées de 180° et placées à chaque extrémité du rotor.



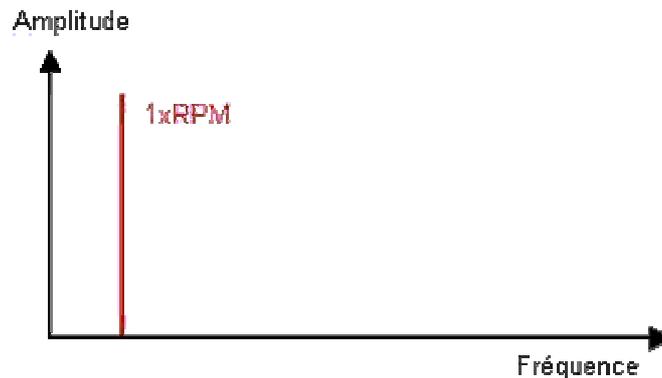
Contrairement au balourd statique, le rotor restera en position d'équilibre à l'arrêt. Quand le rotor est en rotation, les 2 masses génèrent un couple.

Le signal temporel mesuré sur les points P1 et P2 sera le suivant :



Les efforts aux deux points de mesures sont, comme les deux masses, déphasés de 180° . Les deux signaux sont en opposition de phases.

L'analyse spectrale de ces deux types de balourd présentera un spectre identique, l'information de phase n'est pas représentée dans un spectre.



Pour pouvoir faire une distinction entre ces deux types de balourd, il est obligatoire de faire une analyse de phase.

Lors d'un équilibrage, il est important de savoir de quel type de balourd il s'agit. Pour un balourd statique, un plan d'équilibrage suffit alors que pour un balourd de couple il faut nécessairement deux plans d'équilibrage. La combinaison de ces deux types de balourd s'appelle un balourd dynamique.

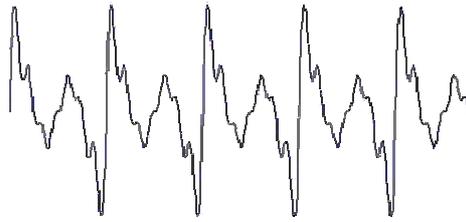
3. Mésalignement angulaire et parallèle



Pour un déalignement angulaire, on mesure un angle différent de 180° entre les deux axes, tandis que pour un déalignement parallèle, les deux axes ne se trouvent pas dans un même plan.

Vibrations causées par un déalignement

De manière générale, un déalignement provoque un phénomène se répétant à chaque tour de rotation. Le signal temporel sera donc très répétitif. Le spectre de vibration présentera un pic situé à une fois la vitesse de rotation (accompagné de quelques harmoniques).



Un défaut d'alignement peut avoir de conséquences graves. L'arbre tournant étant très rigide, il se crée des efforts importants qui se répercutent dans les paliers. Ces efforts induisent rapidement des défauts de roulements et dans les cas les plus graves, une rupture de la cage du roulement.

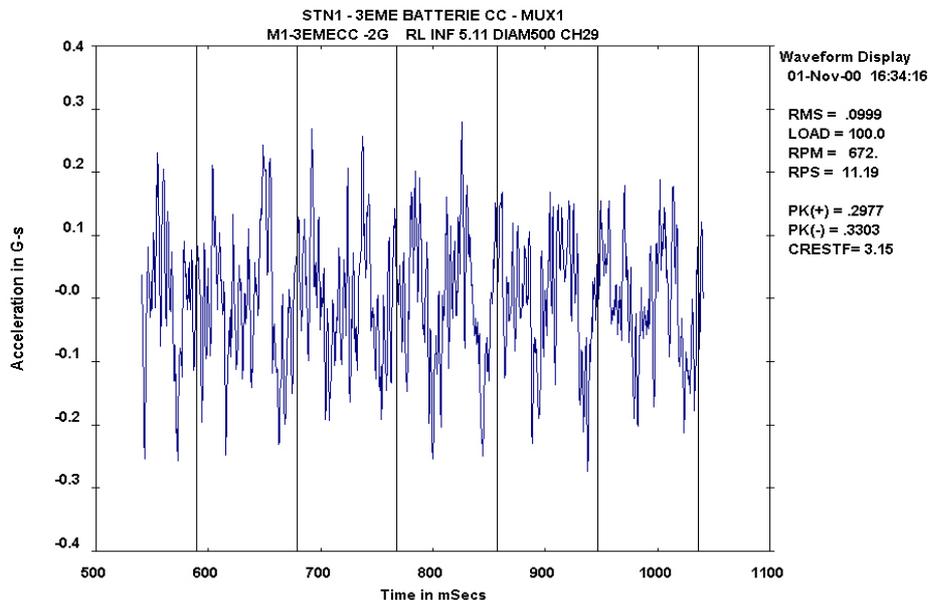
Alignement ou balourd

BALOURD	DELIGNAGE
Amplitudes axiales faibles	Amplitudes axiales importantes
Points de mesures autour du palier en phase	Points de mesures autour du palier en contre phase

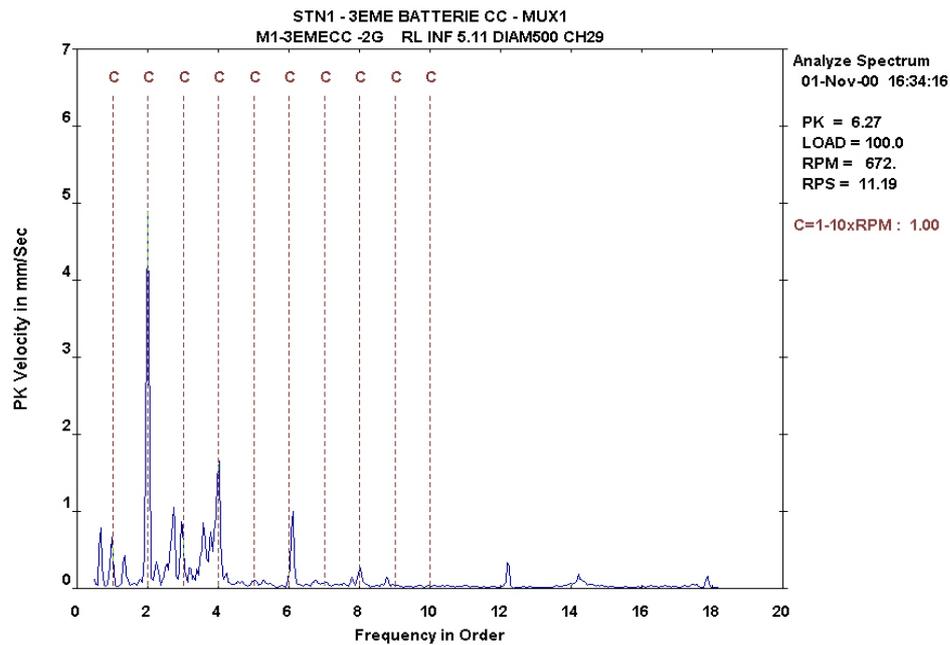
Exemple

Dans l'exemple ci-dessous pris sur un palier de rouleau guide toile sur une machine à papier, on remarque dans le spectre une prépondérance de l'harmonique 2 de la vitesse de rotation. Le signal temporel présente bien 2 sinusoïdes par tour de rotation. De plus, on peut remarquer que ce signal temporel est plutôt de forme générale sinusoïdale, ce qui oriente le diagnostic vers un problème d'alignement.

Signal temporel :



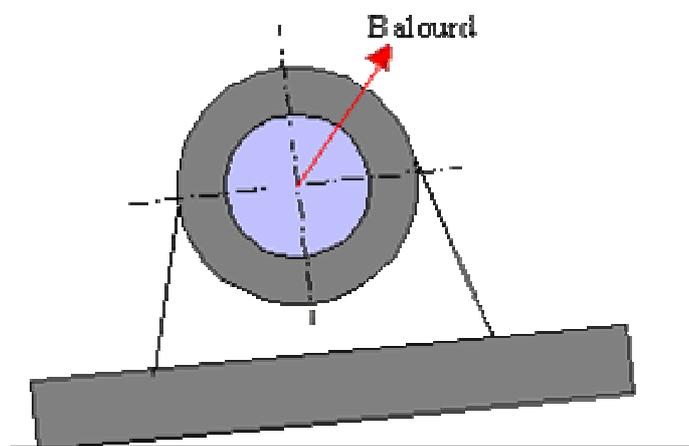
Spectre :



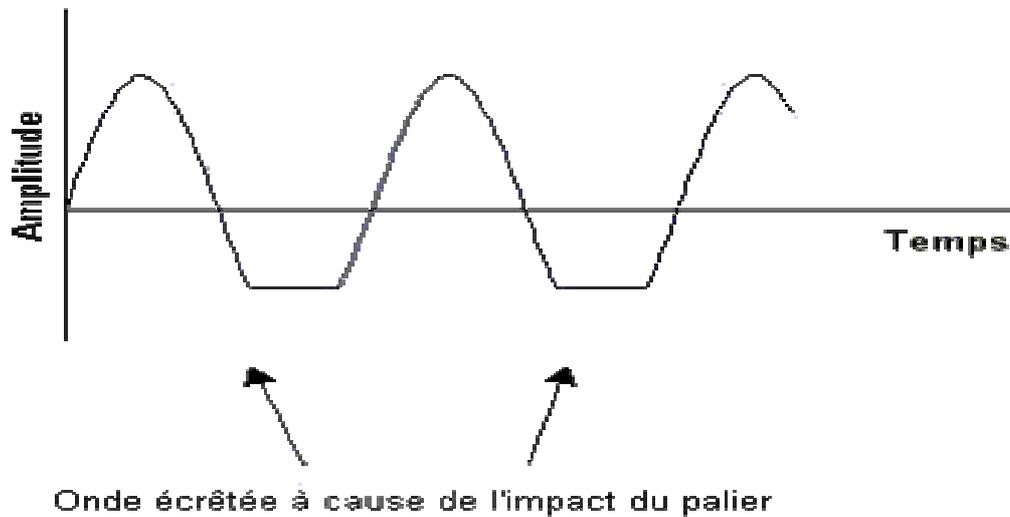
4- jeu / Desserrage

Par desserrage, on entend par exemple un manque de rigidité de montage sur une structure. Le jeu se retrouve en général presque toujours 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

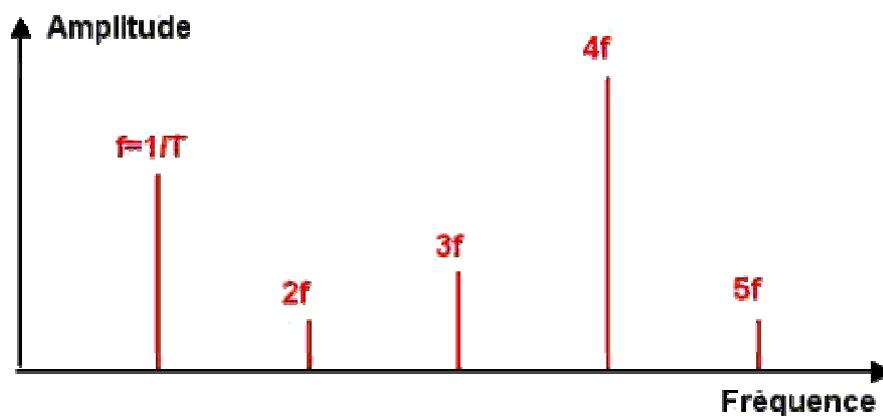
En général, **le jeu ou le desserrage** se traduit par un **signal temporel irrégulier**. La force excitante qui cause la vibration peut être un balourd sur la partie tournante, mais la réponse non linéaire de la structure donne un signal temporel irrégulier. Mais le signal temporel reste synchrone donc le spectre présente des pics multiples de la vitesse de rota □"



Soit un palier dont un des boulons est desserré. Ajoutons un balourd. On peut dès lors comprendre le signal temporel représenté à la figure ci-dessous.



Le spectre d'un tel signal temporel deviendra conforme à la théorie vue précédemment (Vibration périodique non harmonique). Le spectre est représenté à la figure ci-dessous mais en pratique, ce signal sera beaucoup plus complexe.



Une mesure de vibration sur une machine présentant la combinaison d'un délignage parallèle et un délignage angulaire produira un spectre avec des composantes importantes à 1 et 2 x la vitesse de rotation. Si l'on retrouve quelques harmoniques de la vitesse de rotation d'amplitude plus faible, délignage ou jeu? ? ?

Dans ce cas, l'analyse du signal temporel peut apporter des informations importantes. Le signal temporel dans le cas d'un desserrage sera irrégulier. Au contraire, dans le cas d'un délignage, le signal temporel sera régulier à chaque rotation de l'arbre.

Un signal est rendu complexe à cause des nombreuses harmoniques dans le spectre.

JEU	DÉLIGNAGE
Signal temporel irrégulier	Signal répétitif

5- Défaut de roulement

Défauts des bagues internes et externes

Supposons un défaut sur la piste interne ou externe d'un roulement. La fréquence de passage des éléments roulants sur ces défauts est donnée par :

BPFO = Ball Pass Frequency Outer Race

$$= \frac{N_b}{2} S \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \varphi \right)$$

BPFI = Ball Pass Frequency Inner Race

$$= \frac{N_b}{2} S \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \varphi \right)$$

Avec : N_b : nombre d'éléments roulants ; S : vitesse de rotation de l'arbre ;

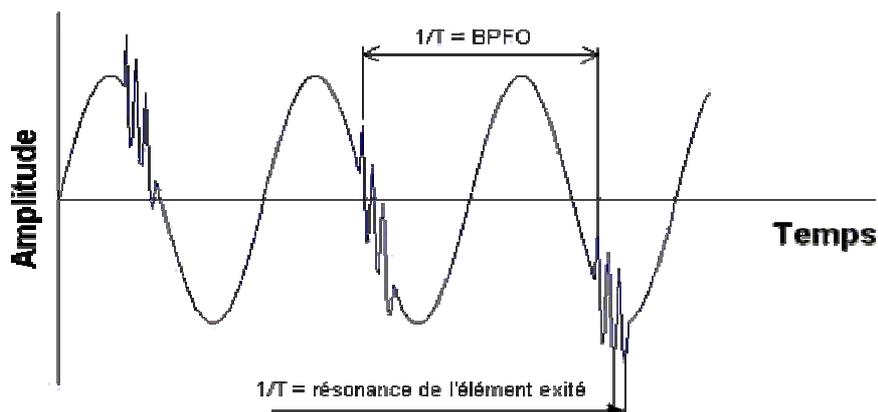
B_d : diamètre des éléments roulants en mm ; P_d : diamètre primitif du roulement en mm

φ : angle de contact en radians

Au cours de l'évolution d'un défaut, il est possible de distinguer 4 phases.

Phase 1 de dégradation d'un roulement

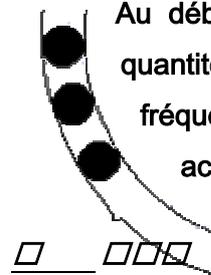
Dans un premier temps, le défaut présente qu'une microcavité ou une microfissuration. Il n'y a pas encore de changement de la surface de la piste. Chaque élément en passant sur le défaut provoque un impact dans la bague présentant le défaut et en excite sa fréquence propre. La bague excitée vibrera à sa fréquence propre et les vibrations s'atténueront. Le signal temporel d'un tel défaut est représenté à la figure ci-dessous.



La fréquence de résonance d'une bague se situe en général entre 2 et 3 kHz. L'augmentation d'énergie dans les hautes fréquences ne sera pas visible dans un spectre normal (bande de fréquence de 60 à 100 ordres). Mais on peut quantifier cette augmentation en utilisant des paramètres spécifiques (appareil SPM, valeur GSE, valeur HFD...)

Phase 2 de dégradation d'un roulement

L'aggravation du défaut se traduit par un arrachement de matière sur la piste présentant le défaut. Les éléments roulants roulent successivement dans et hors de la cavité. Le choc créé à l'entrée et à la sortie de l'élément roulant n'excitera plus seulement les résonances du roulement mais aussi les vibrations de la fréquence BPFO ou BPFI.



Au début, de la dégradation du roulement, le défaut est encore très court. La quantité d'énergie causée par le défaut sera par conséquent plus haute en fréquence. Cela conduit à dire que le défaut sera visible dans un spectre en accélération.

3 de dégradation d'un roulement

Le défaut continuant à s'aggraver, la zone d'arrachement de matière est de plus en plus importante. Au fur et à mesure que le défaut augmente, la quantité d'énergie sera plus basse en fréquence (la répartition de l'énergie se fera sur une période de temps plus longue). Cela se traduit dans le spectre par une diminution des hautes fréquences et une augmentation des harmoniques dans les basses fréquences. Ce stade de dégradation sera donc plus facilement visible dans un spectre en vitesse.

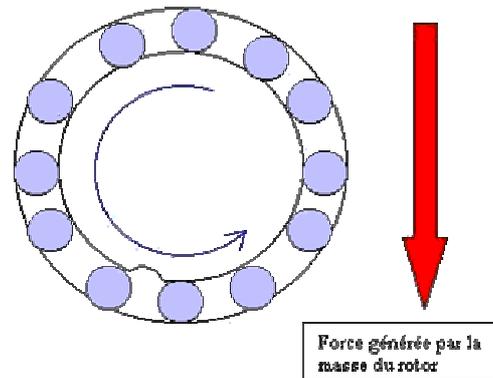
Il en va de même pour le signal temporel. Les impacts causés par des défauts de roulement ont des fréquences élevées. Ces impacts, représentés en vitesse, ont de faibles amplitudes si on les compare aux vibrations causées par un balourd. Pour ces raisons, le signal temporel devra être visualisé en accélération si on veut détecter des défauts de roulement.

Phase 4 de dégradation de roulement.

Le défaut de piste interne ou externe devient de plus en plus long. Quand le contour de la bague interne ou externe est complètement détérioré, les vibrations génèrent une grande

quantité de bruit de fond et on ne peut plus déterminer le nombre d'éléments roulants passant par le défaut. Si le défaut devient tellement grand que le jeu du roulement augmente, on retrouvera dans le spectre l'image classique d'un jeu.

Modulation de BPFO et BPF1

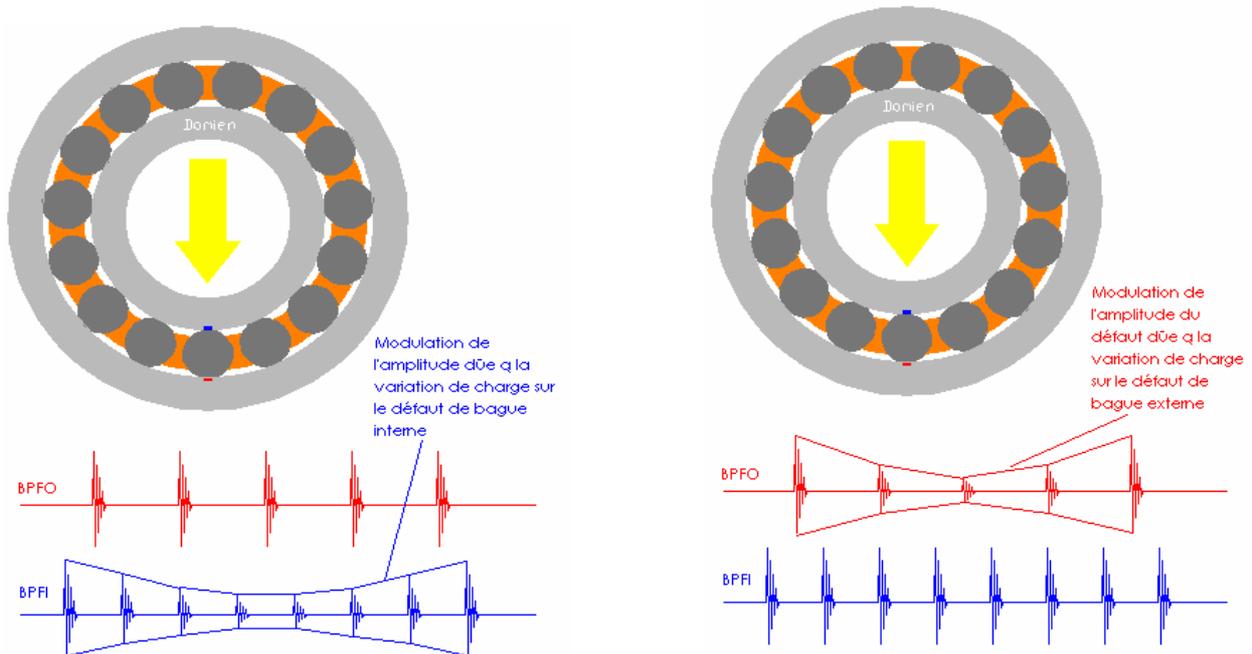


Principalement pour les défauts de bagues internes, les vibrations du défaut sont modulées. Ceci s'exprime dans les spectres par des bandes latérales de part et d'autre de BPFO ou BPF1. Ce phénomène peut s'expliquer de la manière suivante : le défaut tourne avec l'arbre donc à la vitesse de rotation du rotor. 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 et de la vibration lorsque le défaut passe dans la zone la plus chargée.

Dans le cas d'un balourd, l'explication est identique, mais on peut considérer un défaut fixe (généralement BPFO) et une force tournante : le balourd.

Le défaut de bague interne présente généralement des amplitudes moins élevées que le défaut de bague externe car le signal doit traverser les billes et la cage externe avant d'arriver au capteur.

Exemple de défaut de bague externe



Visualisation de la modulation de BPFI par la vitesse de rotation de la bague interne dans le cas d'une force fixe dirigée de haut en bas.

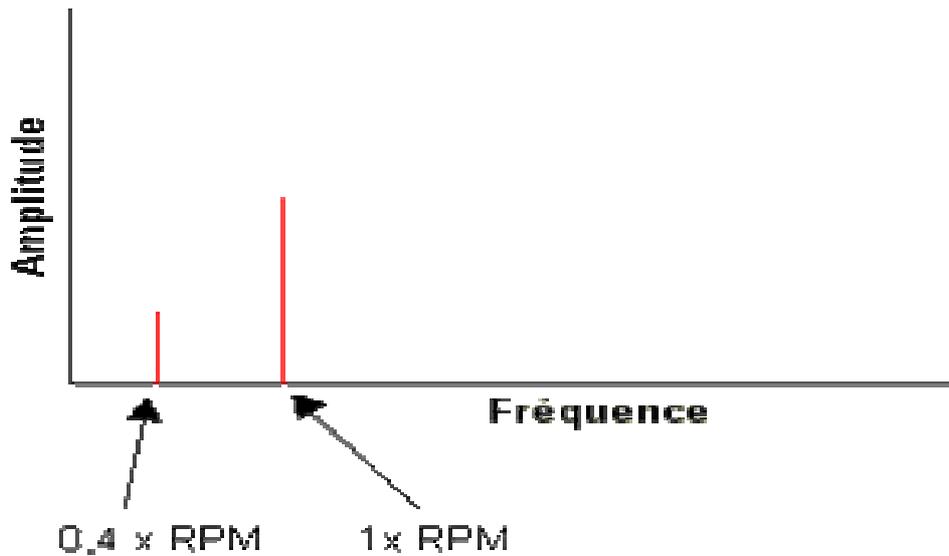
Visualisation de la modulation de BPFO par la vitesse de rotation de la bague interne dans le cas d'une force constante tournant avec la bague interne.

6- Défauts sur les paliers lisses

Les défauts sur les paliers lisses ne provoquent pas de véritables vibrations, comme c'est, on l'a vu, les cas pour les roulements. On admet généralement qu'il est difficile de rechercher un défaut sur un palier lisse (enlèvement de matière) à l'aide d'un accéléromètre.

Le meilleur moyen pour la surveillance des paliers lisses est l'utilisation de capteurs de déplacement qui permettent de mesurer les déplacements de l'axe de rotation. En utilisant un collecteur bi voies, il est possible d'utiliser l'analyse orbitale.

Un problème spécifique aux paliers lisses est l'instabilité du film d'huile à l'intérieur du palier. Des turbulences se produisent dans l'huile et provoquent l'excentricité de l'arbre. Cette excentricité peut aussi être provoquée par un balourd. La fréquence résultante de l'instabilité du film d'huile se situe aux alentours de 0.35 à 0.49 fois la vitesse de rotation.



La solution réside dans le changement des paliers ou du lubrifiant. Il existe des formes particulières de coupes de palier pour contrecarrer l'instabilité du film d'huile.

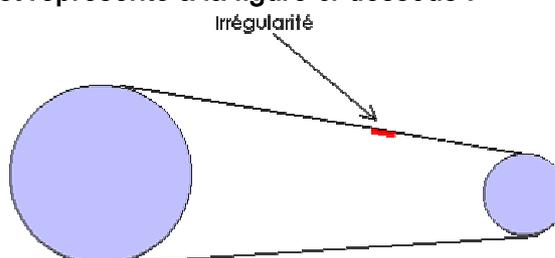
7- Défauts de tension et/ou d'alignement de courroie

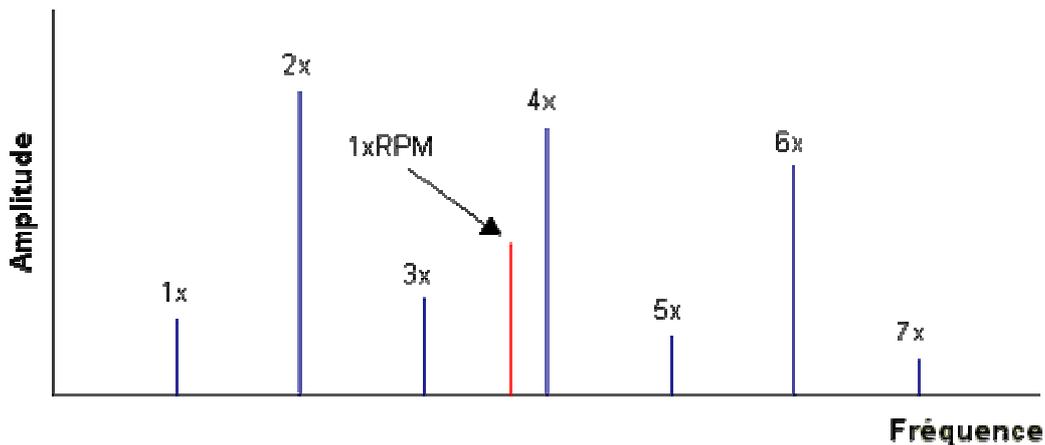
Par problèmes de courroies, il faut faire la distinction entre les problèmes liés à la courroie elle-même et les défauts de tension et/ou d'alignement

Courroies : La fréquence à laquelle tournent les courroies s'appelle fréquence de passage des courroies et est donnée par :

$$\text{Fréquence de passage des courroies (Hz)} = \frac{\pi \varnothing_{\text{poulie}} \text{Vitesse}_{\text{poulie}}}{60L_{\text{courroie}}}$$

Comme on peut le voir dans l'équation ci-dessus, le profil des gorges des poulies n'a aucune importance du moment que le diamètre et la vitesse correspondent à la même poulie. Lorsqu'une irrégularité apparaît sur une courroie, à cause d'un défaut de fabrication ou d'une usure non homogène, elles passeront sur chaque poulie à la fréquence de passage des courroies. Chacun des contacts générés sur une poulie provoquera un impact. Ce phénomène se produit donc à une fréquence égale ou double de la fréquence de passage. Le spectre d'un tel défaut est représenté à la figure ci-dessous :





Un défaut d'alignement et/ou de tension des courroies augmentera d'autant plus les niveaux aux fréquences de passage des courroies. Mais les défauts d'alignement et/ou de tension ne provoquent pas d'eux-mêmes des vibrations aux fréquences de passage.

Alignement ou tension

Un défaut d'alignement ou une tension trop élevée générera de hauts niveaux vibratoires à la vitesse du moteur et/ou de l'organe entraîné.

Forte vibration du moteur sur l'organe entraîne et vice-versa : la vibration liée à la vitesse du moteur sera ressentie de manière plus importante sur les roulements de l'organe entraîné et vice-versa

Haut niveau vibratoire du côté des courroies : les niveaux mesurés sur les roulements côtés poulies seront plus importants.

Niveaux vibratoires plus importants dans le sens des courroies

Niveaux axiaux relativement plus élevés.

8- Défauts d'engrènement

La fréquence à laquelle deux roues dentées s'engrènent est appelée fréquence d'engrènement et est donnée par :

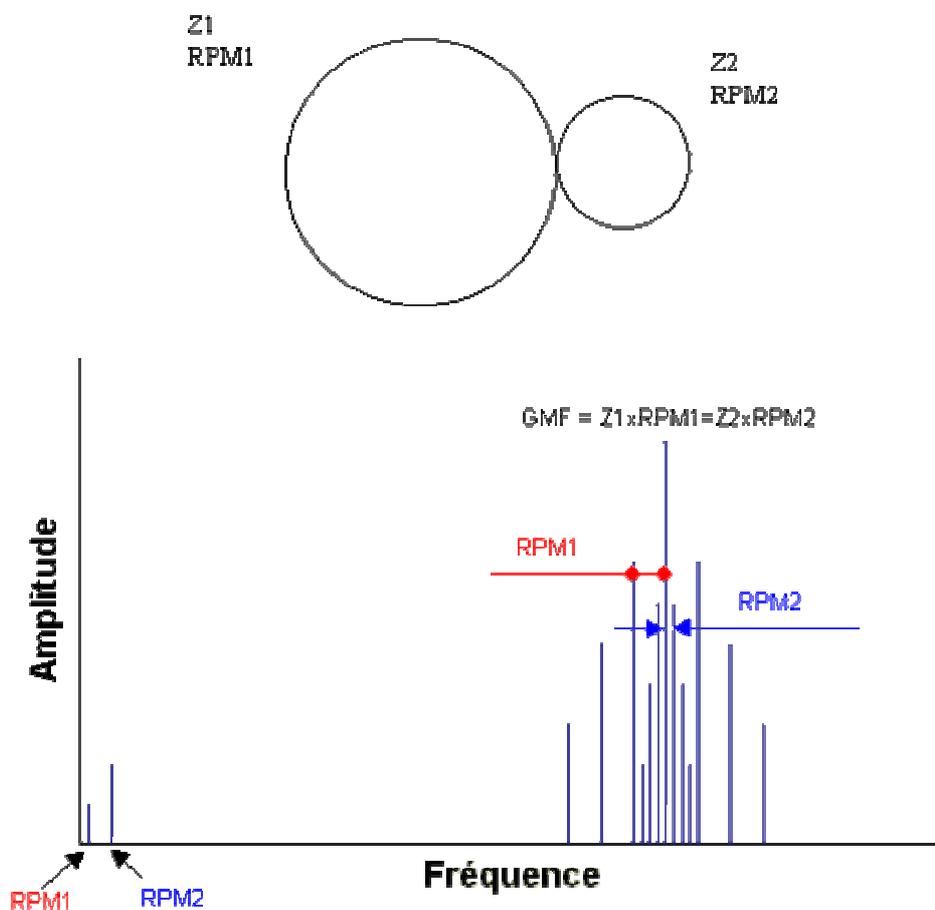
$$\begin{aligned} \text{Fréquence d'engrènement} &= \text{Gear Mesh Frequency (GMF)} \\ &= \text{Fréquence de rotation} \times \text{nombre de dents} \end{aligned}$$

Pour un couple de roues dentées, le choix de la vitesse de rotation et du nombre de dents importe peu, pour autant qu'ils proviennent du même arbre. Chaque contact entre deux dents de roues dentées engendre des chocs, même lorsque les roues dentées s'engrènent parfaitement. Ceci signifie que la fréquence d'engrènement sera toujours présente quel que soit l'état des dents. Au cas où les deux roues dentées comporteraient chacune une dent détériorée, il y aura un choc supplémentaire chaque fois que ces deux dents s'engrèneront. La fréquence de ce choc s'appelle la fréquence de coïncidence et est donnée par :

$$f_c = \frac{f_e}{PPCM(Z_1, Z_2)} \text{ avec } Z_1, Z_2 : \text{ nombre de dents de chaque roue}$$

Cas d'usure des dents

Le spectre présente toujours un niveau important de vibration autour de la fréquence d'engrènement. Cette énergie supplémentaire provient des bandes latérales de part et d'autre de la fréquence d'engrènement. Pour chaque paire de roues dentées, il apparaît une série de bandes latérales dont l'inter distance est égal à la fréquence de rotation de chaque roue dentée.



Lorsque l'usure des dentées augmente, un certain nombre de composants vont évoluer dans le spectre.

L'usure d'une roue dentée va s'accompagner de :

- **Augmentation du niveau de la fréquence d'engrènement et surtout du niveau des harmoniques de cette fréquence.** Suite à l'usure des dents, l'engrènement va provoquer de plus en plus de chocs. Ceux-ci existent principalement les harmoniques de la fréquence d'engrènement.

- **Augmentation du niveau des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement.**

- **Augmentation du bruit généré et excitation possible de la fréquence naturelle des roues dentées.**

L'excentricité d'une roue dentée ou le balourd d'un axe provoque également l'apparition de bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement à un intervalle correspondant à la vitesse de rotation de l'arbre.

Un mésalignement fera apparaître des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement à $2x$ la vitesse de rotation de l'arbre.

Un jeu trop grand entre les dents fera également augmenter le niveau de bandes latérales.