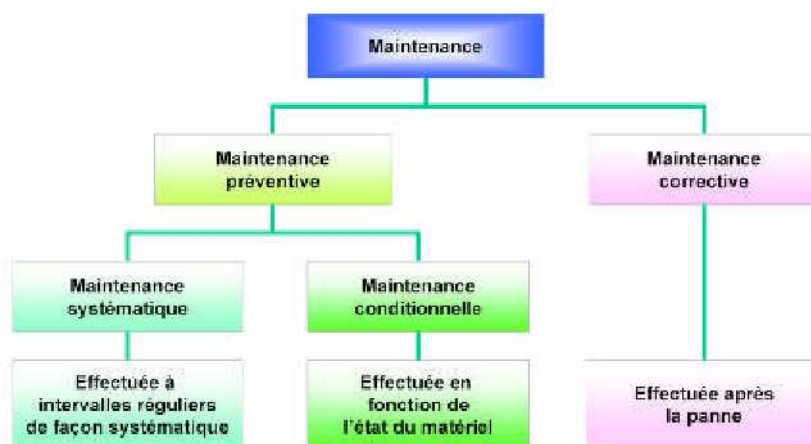
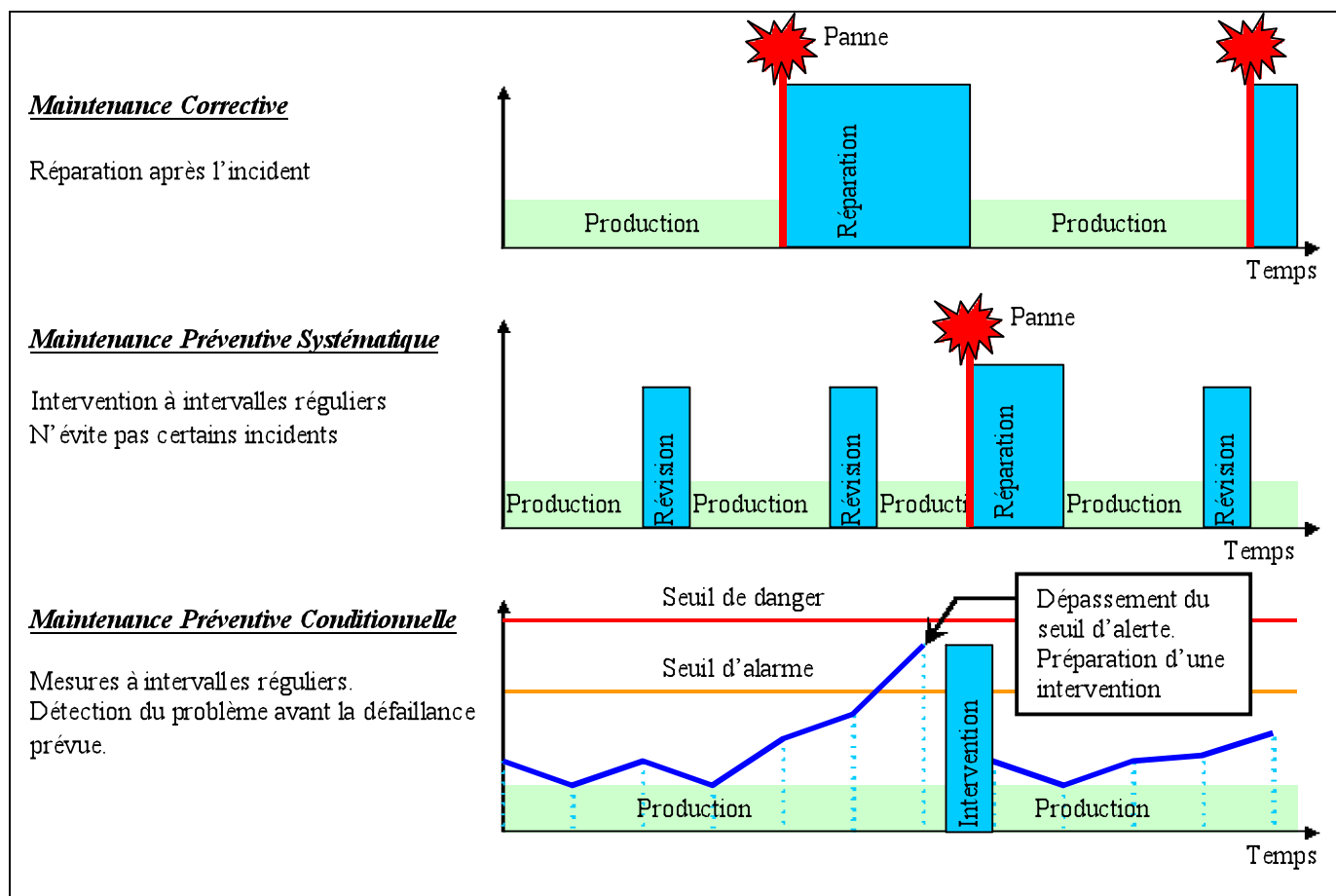


Introduction

I - RAPPEL : LES DIFFERENTES FORMES DE MAINTENANCE :



Comparaison:



La MPC est une Maintenance qui se fait avant la panne (Préventive) et qui est conditionnée (Conditionnelle) par l'état de la machine.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**Comparaison entre les différents types de maintenance.**

La MPC a pour but de :

- Surveiller le fonctionnement de la machine et prévoir quand elle va défaillir ;
- Anticiper la maintenance et réduire les coûts d'arrêt ;
- Réparer les machines seulement lorsqu'elles le nécessitent ;
- Optimiser les révisions sur les seules défaillances.

Par rapport à la maintenance corrective, la MPC permet d'éviter les pannes donc les arrêts machines et donc les coûts d'indisponibilité, qui peuvent représenter les 2/3 des coûts de production.

Par rapport à la maintenance préventive systématique, la MPC permet d'éviter des interventions coûteuses pas toujours nécessaires (ex : vidange d'un grand volume d'huile sans qu'elle ne soit dégradée) et qui ne garantissent pas de ne pas avoir une panne.

En MPC, le défaut est détecté **AVANT** d'engendrer un arrêt de la machine. Le principe est de surveiller la machine régulièrement et de noter son évolution.

Elle est surtout indispensable pour les machines dites VITALES.

II – CLASSEMENT « VIS » DES MACHINES :

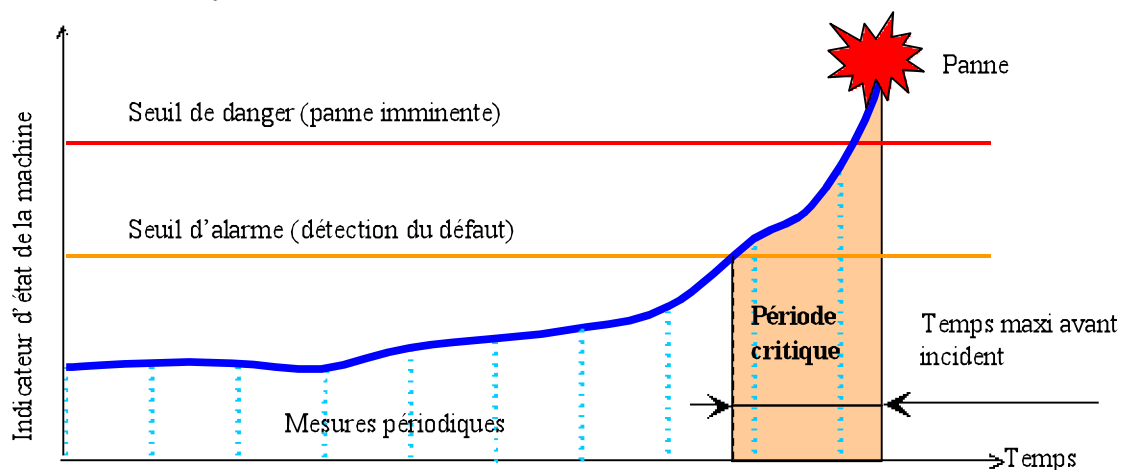
Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant :

- machines **Vitales** : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables ;
- machines **Importantes** : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi ;
- machines **Secondaires** : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

En fonction de ce classement, d'un indice de vétusté, d'un indice de complexité des machines, on détermine les outils de surveillance à employer, leur paramétrage et la fréquence des campagnes de relevés.

III - NOTION D'INDICATEUR :

Afin de détecter un défaut de la machine, il convient de définir un ou plusieurs indicateurs d'états de la machine qui pourront être suivis selon la figure suivante :



L'indicateur d'état évolue dans le temps. On définit alors au moins 2 seuils :

- Un seuil d'alarme : il nous prévient que l'état de la machine se dégrade et qu'il va falloir prévoir une intervention de maintenance. On a le temps de programmer l'arrêt de la machine afin de pénaliser le moins possible la production.
- Un seuil de danger : il nous prévient de l'imminence d'une panne. Il nous faut intervenir rapidement.

On peut également définir des seuils intermédiaires afin d'être plus précis dans notre analyse.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**IV - AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE LA MPC :**

Le principal avantage de la MPC est qu'elle permet d'éviter les arrêts machines dus aux pannes. Pour minimiser encore ces arrêts machines, il faut utiliser des techniques permettant de mesurer l'état de la machine sans l'arrêter. Les 3 principales techniques utilisées en MPC sont :

- La thermographie infrarouge : cette technique permet de mesurer la température de composants sans contact. Tout défaut se traduisant souvent par une élévation de la température, on peut ainsi en mesurer les conséquences.
- L'analyse des huiles : cette technique permet à la fois de surveiller l'huile d'une machine afin de ne la changer que lorsqu'elle est dégradée (surveillance de lubrifiant) mais également, à l'instar d'une analyse de sang pour un être humain, de mesurer l'état de santé de la machine.
- L'analyse vibratoire : cette technique est principalement utilisée pour la surveillance des machines tournantes. Toute machine tournante vibre. Ces vibrations sont les conséquences de défaut de la machine. Plus la machine vibre et plus les défauts sont importants.

Le principal inconvénient de la MPC réside dans la mise en place de ces techniques. Elles sont lourdes à mettre en œuvre sur plusieurs points :

1) Coûts d'achat : Systèmes souvent onéreux :

- caméra infrarouge : de 7000€ (modèle de base ne permettant pas de retraiter la mesure) à 60000€ (modèle permettant une analyse poussée de la mesure).
- spectromètre mesurant plusieurs éléments (Fer, Zinc,...) contenus dans une huile : plusieurs dizaines de K€.
- système d'analyse vibratoire : à partir de 1500€ pour un collecteur de niveau global et plus de 30000€ pour un collecteur de vibration + logiciel d'analyse.

2) Formation du personnel :

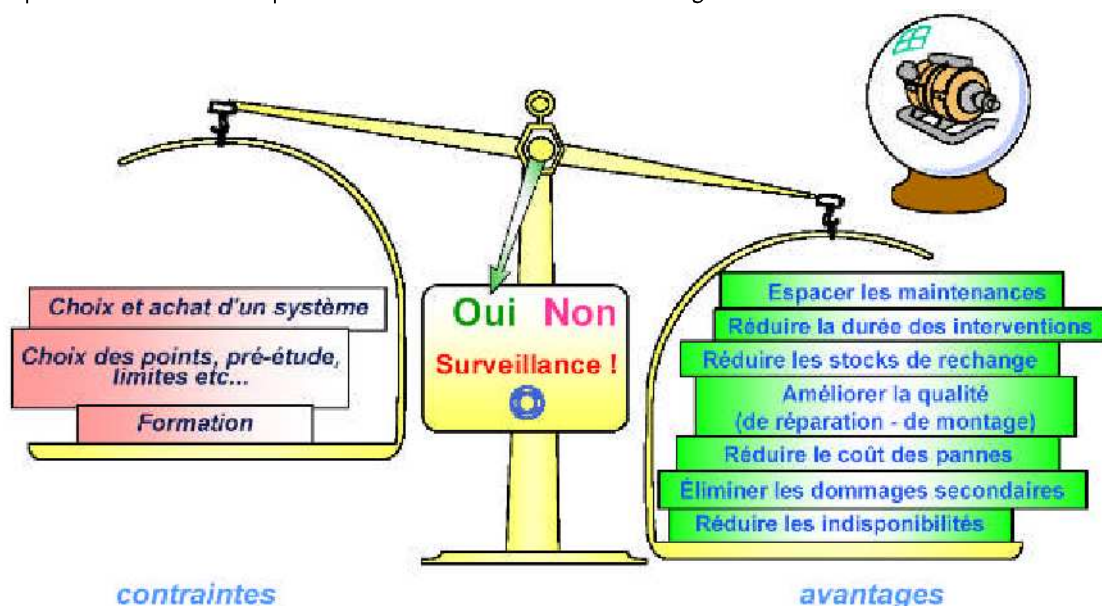
Selon le matériel acheté et le niveau d'exigence désiré, ces techniques exigent un haut niveau de formation du personnel. Cela implique donc de libérer du temps de formation et de trouver du personnel compétent, capable de s'adapter aux évolutions rapides de ces techniques.

3) Mise en place :

La difficulté principale de ces techniques est la définition des seuils d'alarme et de danger. Ces seuils nécessitent un temps de mise en place pendant lequel la MPC n'est pas forcément rentable.

Ce délai peut aller de 1 à 3 ans. En effet, si on surestime les seuils, on risque la panne bien avant de l'atteindre. De même, si on les sous-estime, on risque de détecter de fausses alarmes, c'est-à-dire d'atteindre les niveaux d'alarme bien avant la panne. Cela aura pour conséquence de déclencher des actions de MPC non justifiées.

Ces avantages et ces inconvénients sont résumés dans le schéma suivant. Le choix de la mise en place de la MPC dans une entreprise doit se faire en pesant les contraintes et les avantages.



Principe de l'Analyse Vibratoire

V - LES VIBRATIONS :

51 – Notions de vibrations :

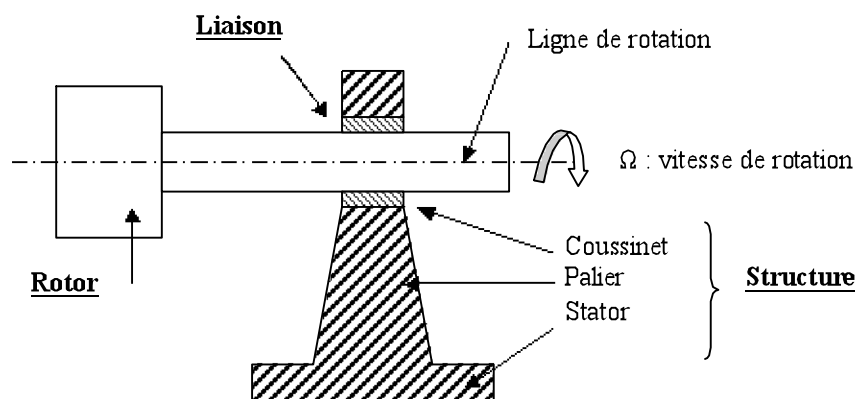
- La vibration fait partie de la vie de tous les jours. Elle peut être :
- Utile : rasoir électrique, haut parleur,...
- Agréable : balançoire, instrument de musique,...
- Désagréable : marteau-piqueur, mal de mer,...
- Fatigante ou nuisible pour l'homme, les machines, les bâtiments : transports, tremblement de terre,...

Une vibration est un mouvement autour d'une position d'équilibre.

52 – Origine des vibrations sur les machines tournantes :

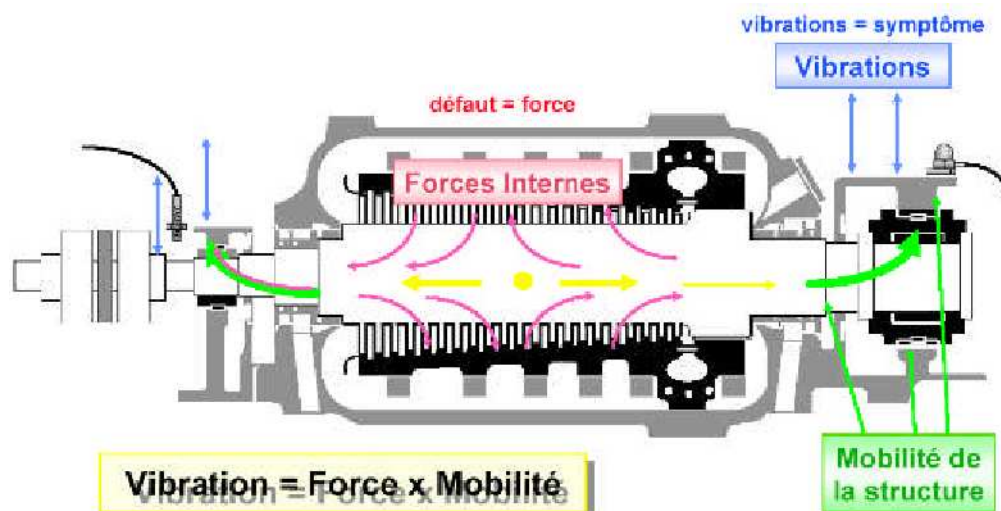
L'analyse vibratoire est utilisée en MPC pour la surveillance des machines tournantes. Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer :

- Un rotor ;
- Une structure ;
- Des liaisons.



Le rotor tourne autour d'une ligne de rotation par l'intermédiaire de liaisons ayant pour support la structure de la machine. La rotation du rotor engendre des forces qui dépendent de l'état des machines. Ces efforts vont se répercuter sur tous les éléments de la machine.

Des vibrations vont être créées si ces efforts rencontrent une mobilité (un jeu ou un élément peu rigide). Une vibration peut donc être vue comme :



ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

Les machines réelles ne sont jamais parfaites : défauts de fabrication, jeux de fonctionnement, paramètres de fonctionnement (température, vitesses de rotation,....).

Une machine réelle peut être décrite par le schéma ci-contre où les défauts ont été exagérés.

La vibration dépend des conditions de fonctionnement. Le **signal vibratoire** contient des informations sur les efforts engendrés par le fonctionnement de la machine, mais aussi sur l'état mécanique des structures.

Il permet par conséquent d'avoir une image des contraintes internes et de diagnostiquer un certain nombre de défauts de fonctionnement.

Mais en raison même de la richesse des renseignements qu'il peut apporter, il n'est en général pas directement utilisable. Il contient trop d'informations qu'il faut traiter et trier.

Le matériel de mesure enregistre le signal vibratoire. En fonction des besoins de l'analyse, on définit ensuite des indicateurs calculés à partir de ce signal. L'évolution de ces indicateurs renseigne sur l'usure de la machine.

C'est ce qui montre la figure de la page suivante.

En conclusion, les vibrations et les bruits sont des indicateurs objectifs de l'état de santé des matériels comportant au moins une pièce en mouvement.

Ces indicateurs sont en étroite corrélation avec les balourds, les désalignements, les défauts d'engrènement, les usures, les déformations, etc.

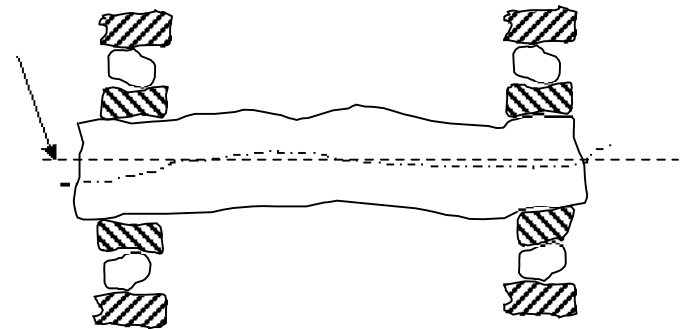
Ainsi, le suivi vibratoire apporte la connaissance de l'état réel de la machine. A tout moment, il permet de suivre son évolution donc de programmer l'arrêt du système en tenant compte :

- De la production
- De la disponibilité de l'équipe d'intervention
- De l'approvisionnement des pièces de rechange.

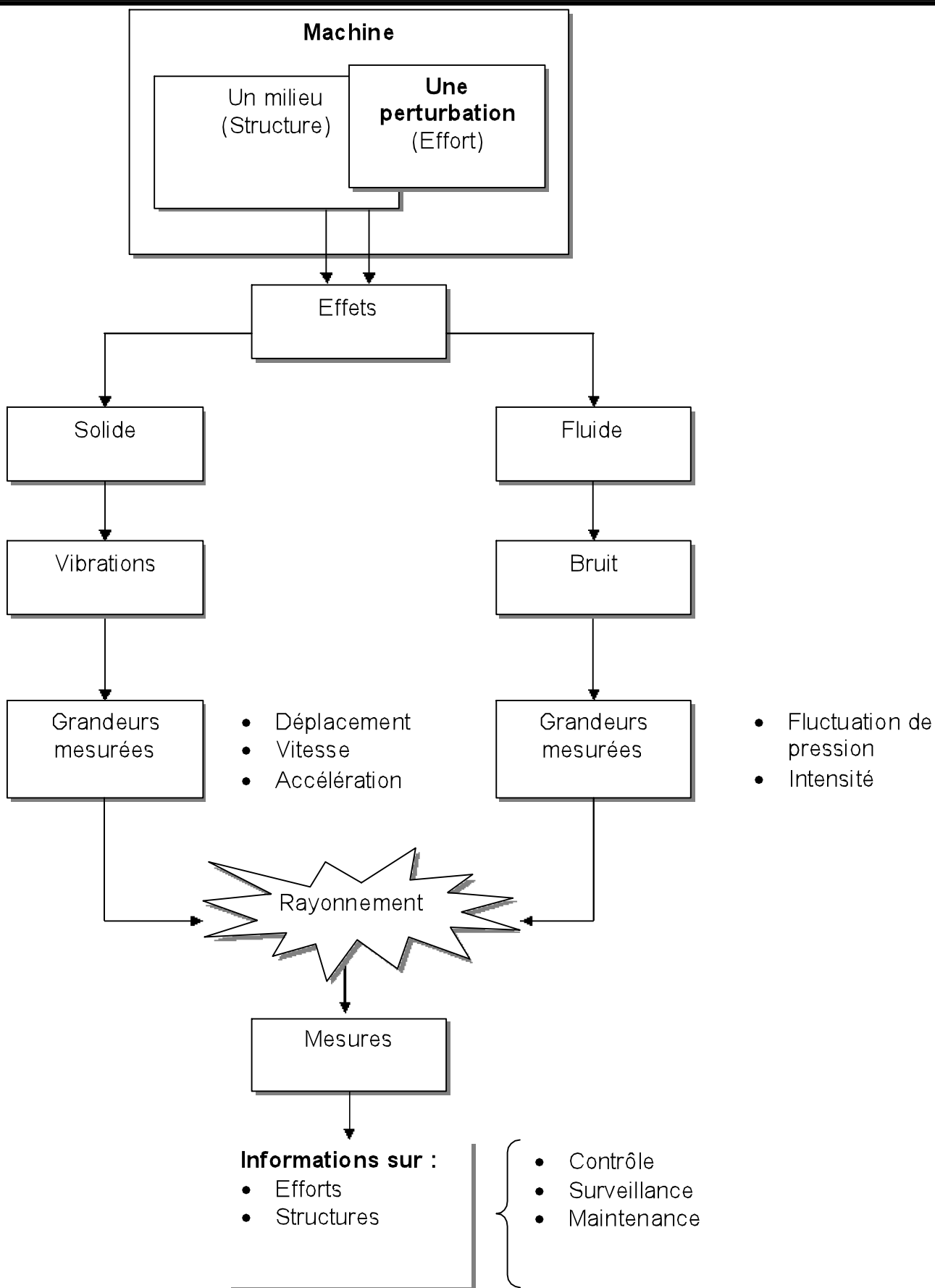
En outre, ce suivi permet :

- De supprimer les arrêts pour inspections et visites
- De détecter précocement les risques de défaillance
- De mieux planifier les interventions
- De réduire la durée et l'importance des interventions donc l'indisponibilité de l'outil de production.
- Donc par conséquent de réduire les coûts directs et indirects de maintenance.

Axe réel de rotation



TOUTE MACHINE TOURNANTE VIBRE.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

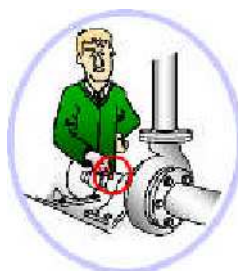
53 – Matériel de mesure :

La première méthode de mesure des vibrations est l'homme.

Cette méthode a ses limites dues à la précision de mesure de nos sens.

C'est pourquoi on préférera utiliser un capteur.

Le but de ce capteur est de transformer la vibration en un signal exploitable que l'on va pouvoir traiter.



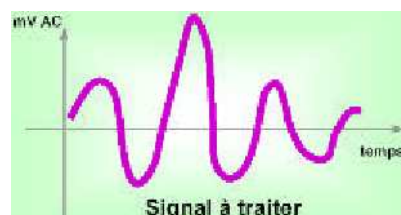
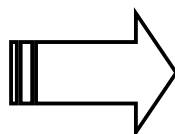
le toucher



la vue



l'ouïe



Les 3 grandeurs que l'on est amené à mesurer en technique vibratoire sont le déplacement, la vitesse et l'accélération. En analyse vibratoire des machines tournantes, on utilise principalement des accéléromètres que l'on dispose au niveau des paliers comme indiqué sur la figure suivante.

Les capteurs correctement positionnés sont les capteurs A (*position « radial »*) et C (*position « axial »*).

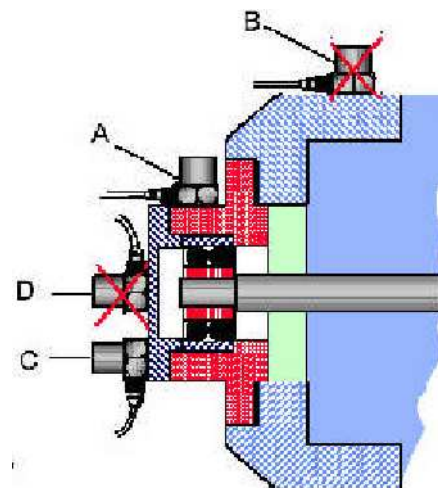
Le capteur B est trop loin du palier.

Le palier D n'est pas sur une structure rigide.

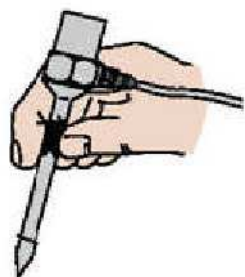
Les vibrations dépendant des mobilités des structures (jeu, manque de rigidité), il faut les positionner au plus près des paliers sur des structures rigides.

Les capteurs peuvent être fixés de différentes façons sur les structures.

La solution donnant le résultat le plus fidèle à la réalité est la fixation par goujon. C'est en effet la solution de montage la plus rigide donc provoquant le moins de pertes du signal de départ.



Pointe de touche



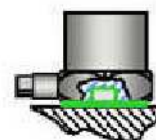
Aimant



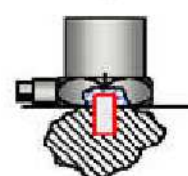
Collage direct



Pastilles à coller



Goujon



Augmentation de la gamme de mesure

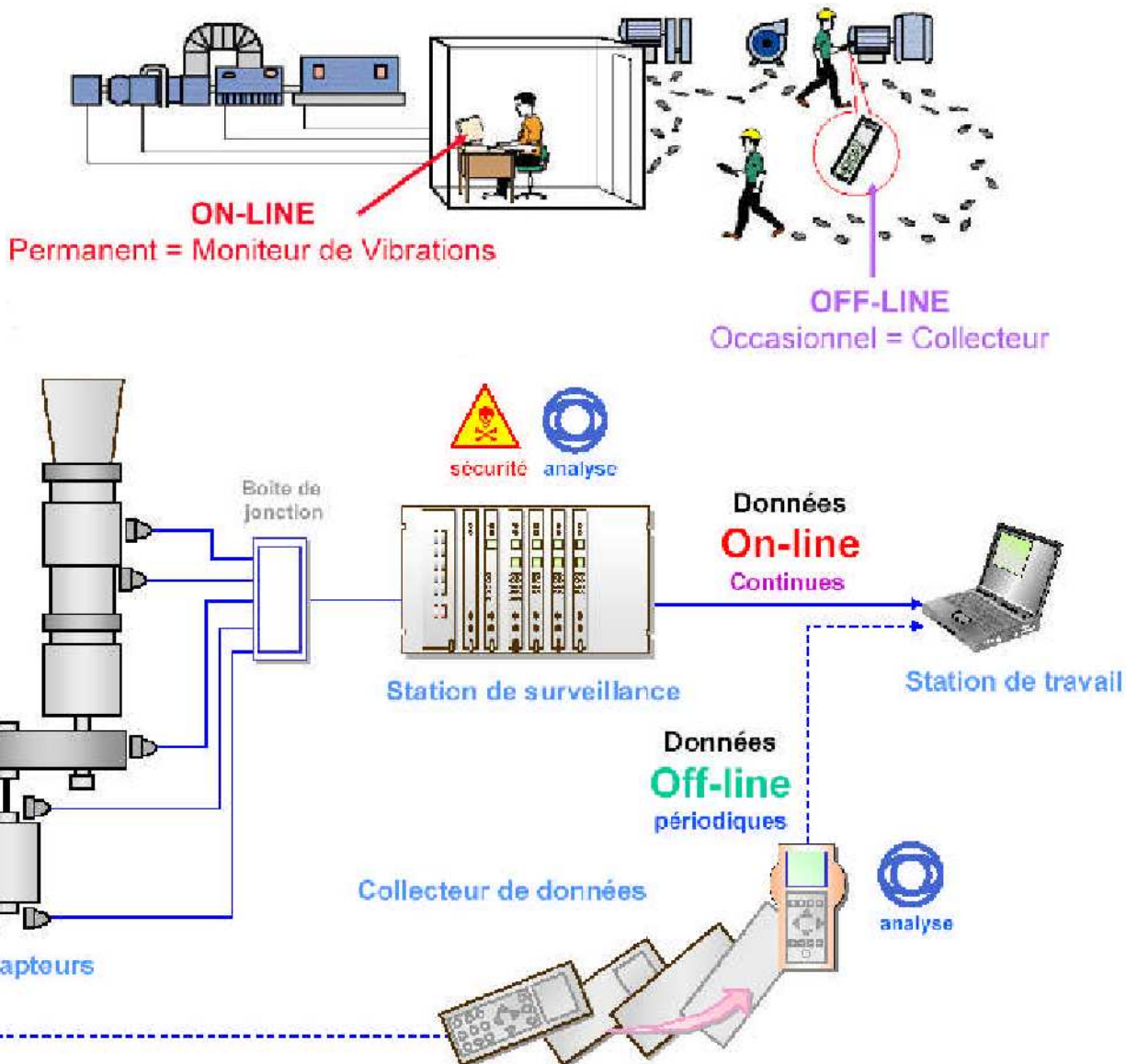
ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

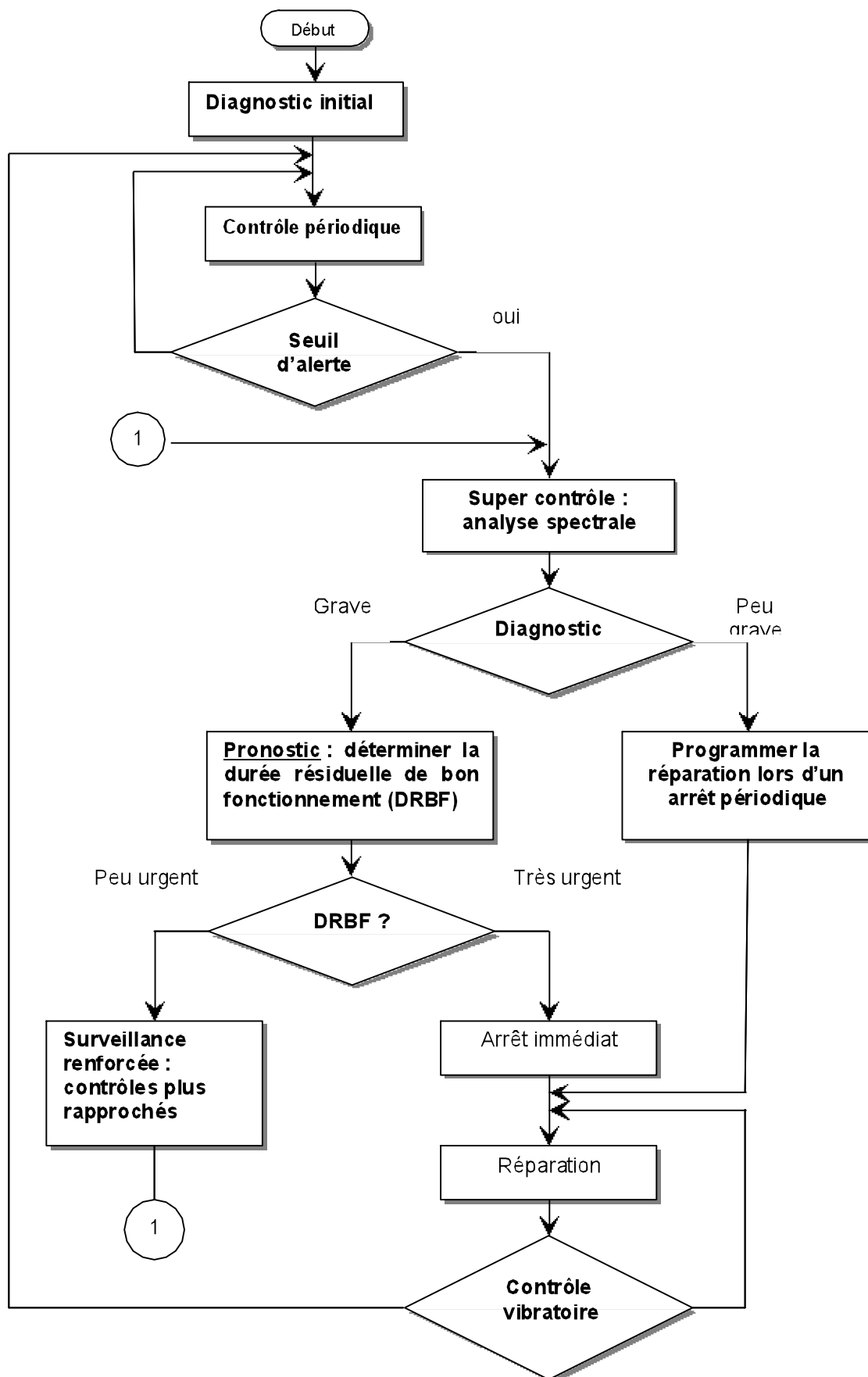
Les signaux sortant des capteurs doivent être enregistrés et traité par un collecteur et un analyseur de vibrations. On distingue alors 2 types de surveillance : **la surveillance On Line et la surveillance Off line**.

En « On Line », la machine est surveillée en permanence par un moniteur de vibrations.

En « Off Line », les mesures sont effectuées lors de rondes à intervalles réguliers. On utilise alors un collecteur de données. Les collecteurs modernes permettent également d'analyser les mesures.

On peut également analyser les mesures sur des ordinateurs équipés de logiciels spécifiques en y transférant les mesures effectuées.



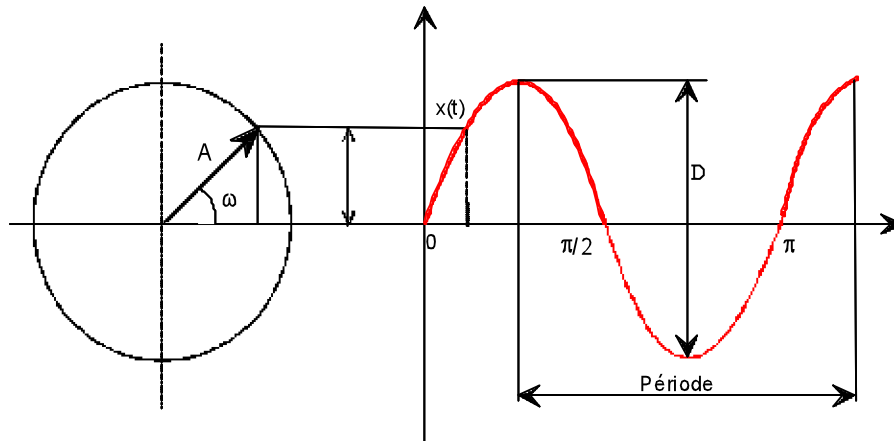
ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**54 – Méthodologie de mise en œuvre :**

VI – RAPPELS MATHÉMATIQUES :

61 - Le signal vibratoire :

Définition de la norme **NFE 90-001** : Une vibration est une variation avec le temps d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique lorsque la grandeur est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence

Le mouvement vibratoire le plus simple à étudier est celui traduisant le déplacement d'un point (A) situé sur un cercle et tournant à une vitesse de rotation ω .



La rotation de A entraîne une variation sinusoïdale de sa projection X qui répond à la relation : $X(t) = A \sin(\omega t)$.

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné.

Lorsque l'unité choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz.

Une vibration qui se produira 50 fois par seconde aura une fréquence de 50 hertz.

$$\boxed{1 \text{ hertz} = 1 \text{ cycle} / \text{seconde}}$$

La période T du signal correspond à la durée d'un cycle.

Si la fréquence d'un phénomène est de 50 hertz, c'est à dire 50 cycles par seconde, la durée d'un cycle (c'est à dire la période T) est de $1/50^{\text{e}}$ de seconde.

La fréquence est donc l'inverse de la période :

$$\boxed{f = \frac{1}{T}}$$

Le signal vibratoire obtenu précédemment est une sinusoïde de période T.

La période T est fonction de la vitesse de rotation : plus on tourne vite (ω grand) et plus la période sera petite, donc plus la fréquence sera grande. Donc il existe un lien entre la fréquence et la vitesse de rotation :

$$\boxed{\omega = 2\pi f \text{ et } f = \frac{N}{60} \text{ avec } \omega \text{ en rad/s, } f \text{ en Hz et } N \text{ en tr/min}}$$

Sur les machines tournantes industrielles, on utilise souvent le tour par minute pour exprimer une vitesse de rotation, parfois noté CPM (cycle par minute) ou RPM (rotation par minute).

$$\boxed{1 \text{ Hz} = \frac{1 \text{ CPM}}{60} = \frac{1 \text{ RPM}}{60} = \frac{1 \text{ tr/min}}{60}}$$

62 – Amplitude du signal vibratoire :

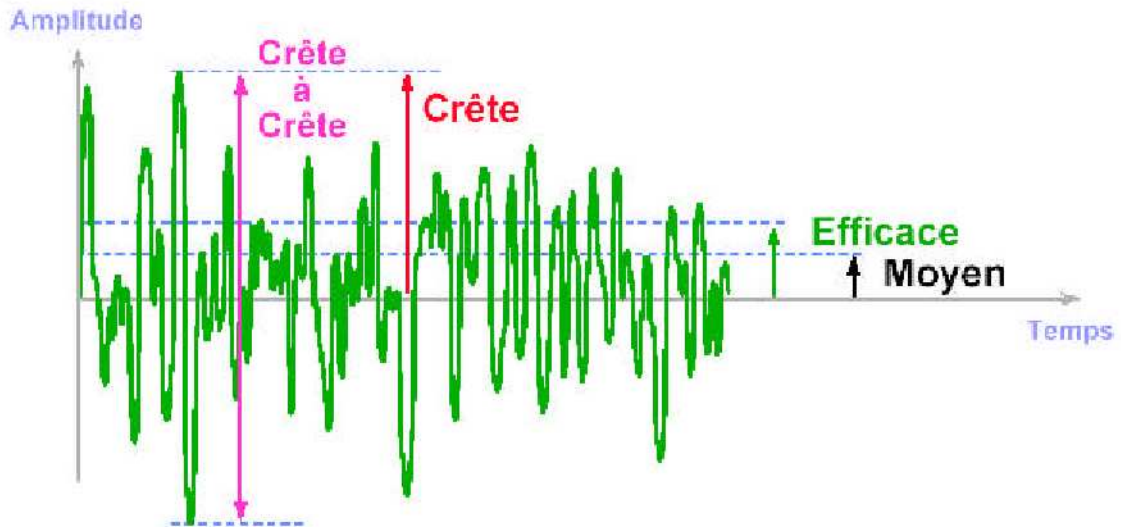
Une vibration se caractérise principalement par **sa fréquence, son amplitude et sa phase**.

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre.

On peut définir :

- **L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre** appelée également amplitude crête (A_c).
- **L'amplitude double**, aussi appelée amplitude crête à crête (A_{cc}) ou « peak to peak » en anglais.
- **L'amplitude efficace** (A_{eff}), aussi appelée RMS (root mean square en anglais).

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES



$$\text{Efficace} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

$$\text{Moyen} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt$$

$$\text{Facteur Crête} : \frac{\text{Crête}}{\text{RMS}}$$

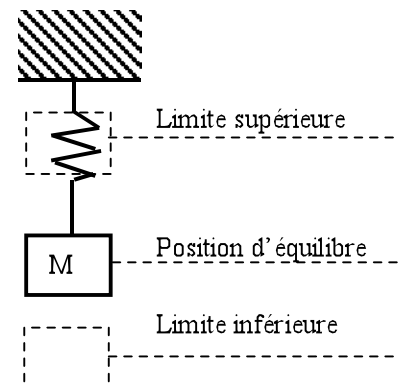
D'autres calculs peuvent être effectués à partir de l'amplitude vibratoire. On retiendra principalement la **valeur moyenne** et le **facteur de crête**.

T représente ici la durée d'analyse du signal vibratoire.

63 – Grandeurs associées à l'amplitude :

Si l'on observe un système mécanique simple constitué d'une masselotte « M » suspendue à un ressort, on constate que le mouvement de la masselotte se traduit par :

- **Un déplacement.** La position de la masselotte varie de part et d'autre du point d'équilibre, de la limite supérieure à la limite inférieure du mouvement.
- **Une vitesse de déplacement.** Cette vitesse sera nulle au point haut et au point bas du mouvement de la masselotte et sera maximale autour du point d'équilibre.
- **Une accélération.** Celle-ci permet à la masselotte de passer de sa vitesse minimale à sa vitesse maximale.



On peut en déduire, par analogie avec ce système masse-ressort, qu'une vibration est caractérisé par 3 grandeurs :

- **le déplacement,**
- **la vitesse,**
- **l'accélération.**

64 – Détermination des fréquences d'un signal :

La rotation de l'arbre d'une machine tournante est le phénomène donnant naissance aux vibrations. Cette rotation étant par nature périodique, les vibrations enregistrées le sont aussi.

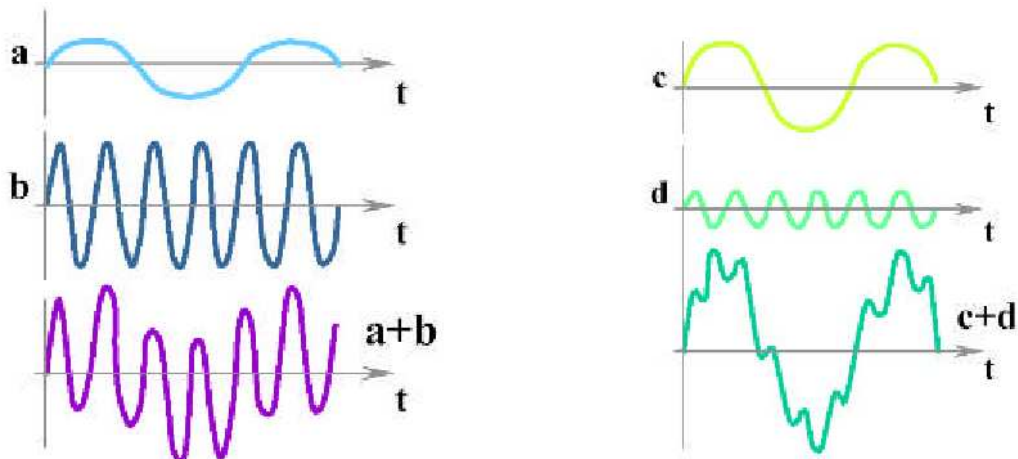
Or, tout signal périodique peut, selon Fourier, se décomposer en une somme de sinusoides que l'on appelle série de Fourier.

Si « S » (S peut désigner l'accélération, la vitesse ou le déplacement) est une fonction périodique du temps, on peut écrire :

$$S(t) = \sum S_n \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi)$$

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

Les figures ci-dessous montrent le résultat de la somme de 2 signaux sinusoïdaux

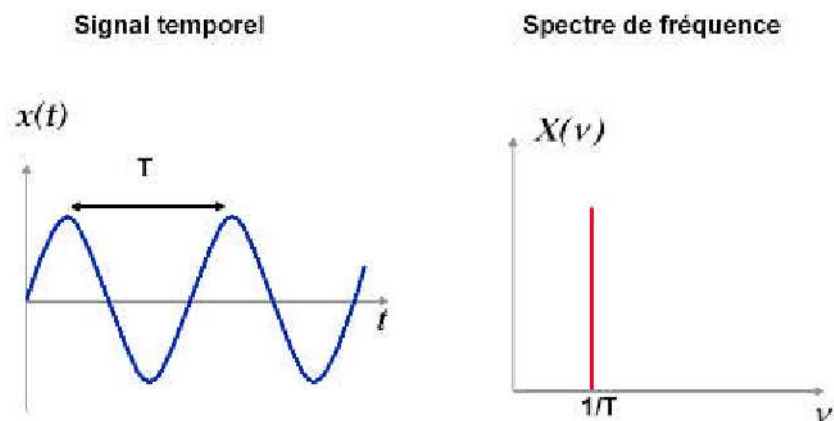


La représentation graphique du signal vibratoire en fonction du temps reste assez « illisible ». Elle ne permet pas l'analyse car tous les termes sont superposés. On a donc besoin d'un outil mathématique supplémentaire.

La **transformée de Fourier**, lorsqu'elle s'applique à une fonction du temps comme l'accélération, la vitesse ou le déplacement, donne pour résultat une autre fonction dont la variable est la **fréquence**. Cette nouvelle fonction est appelé **spectre**.

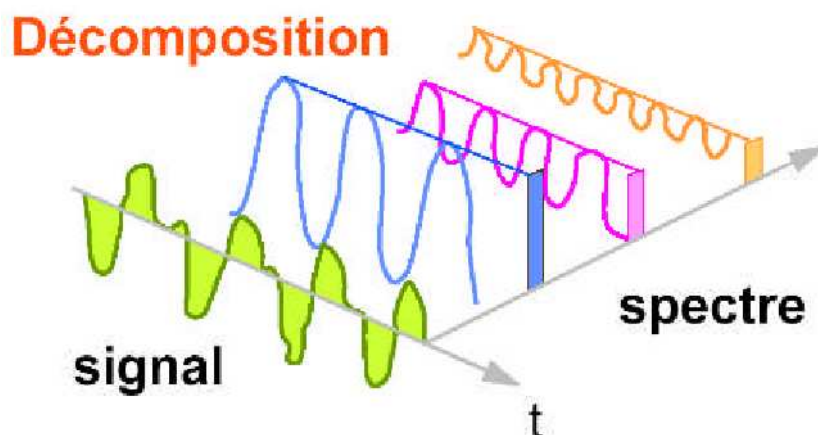
Le spectre est une représentation de l'amplitude d'une grandeur en fonction de la fréquence.

Ex : le spectre d'un signal sinusoïdal est un pic à la fréquence du signal.



Un signal vibratoire étant la somme de plusieurs sinus, son spectre sera une succession de pic aux différentes fréquences caractéristiques du signal de départ.

Ci-dessous, le signal temporel est la somme de 3 sinus. Le spectre est donc constitué de 3 pics dont les fréquences sont celles des 3 sinus.



Les Principaux Défauts

LES PICS OBSERVES SUR LES SPECTRES NE SONT PAS TOUS DES DEFAUTS. SUR LES SYSTEMES, IL EXISTE DES L'ORIGINE DU BALOURD, DU DESALIGNEMENT, DES MOTEURS IMPARFAITS, DES PICS D'ENGRENNEMENT, ETC.

VII – DESEQUILIBRE : DEFAUT DE « BALOURD » :

71 – Equilibrage 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 déséquilibre statique.

Dès que le rotor sera en rotation, la masse M exercera une force radiale proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation $F = M.r.\omega^2$.

On mesure l'amplitude de l'accélération du signal vibratoire au point P1 et P2.

Au point P1, l'amplitude vibratoire sera maximale lorsque la masse sera en haut du rotor.

Elle sera minimale lorsqu'elle sera en bas du rotor, et ainsi de suite, à chaque tour du rotor.

Il se passe la même chose au point P2. On voit que les efforts exercés sont **en phase**.

Le signal vibratoire a donc une période de 1 tour.

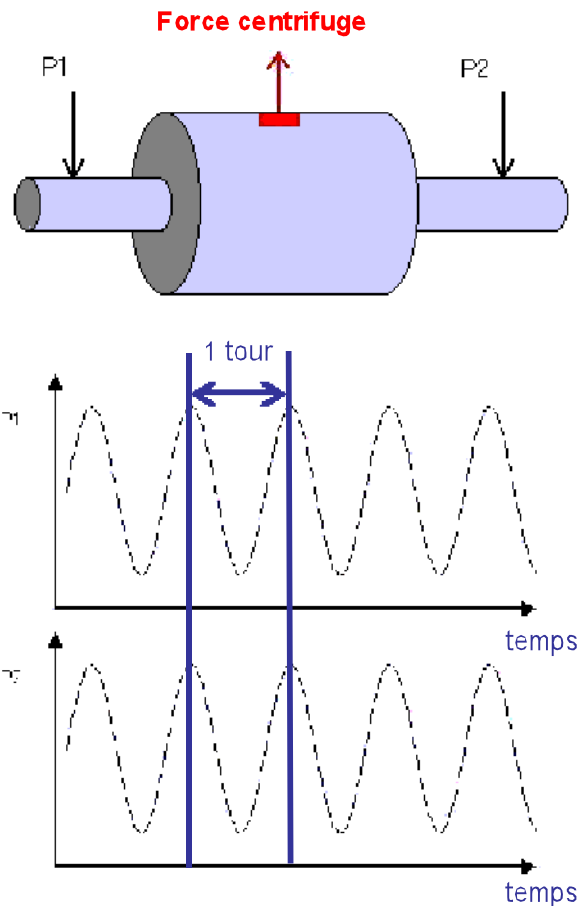
Pour trouver la fréquence de ce signal, il faut répondre à la question suivante :

Combien de fois ce signal sera-t-il au maximum en 1 seconde ?

Si on tourne à 1500 tours / minute, le signal sera à son maximum 1500 fois par minute.

La fréquence du signal sera :

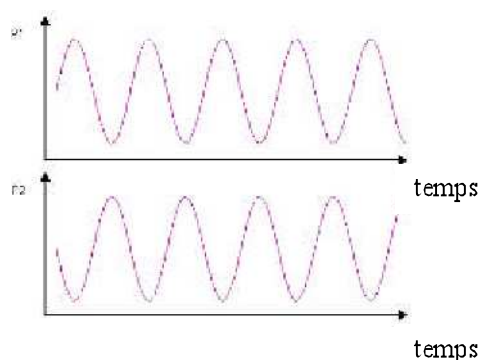
$$f = \frac{N}{60} = \frac{1500}{60} = 25 \text{ tr/s} = 25 \text{ Hz}$$



72 – Equilibrage dynamique :

Reprenons l'exemple précédent en remplaçant la masse M par 2 masses identiques mais décalées de 180° et placées à chaque extrémité du rotor.

L'analyse temporelle des amplitudes du signal vibratoire montre que les signaux en P1 et P2 sont déphasés.



En effet, les deux paliers supportant le rotor vont subir des efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage est en théorie de 180°.

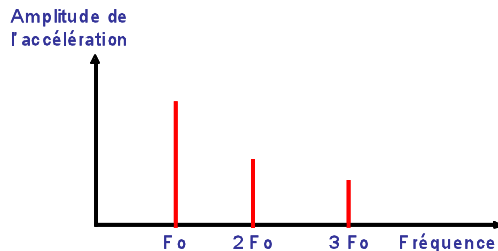
73 – Spectre d'un déséquilibre pur :

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

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 de rotation du rotor.

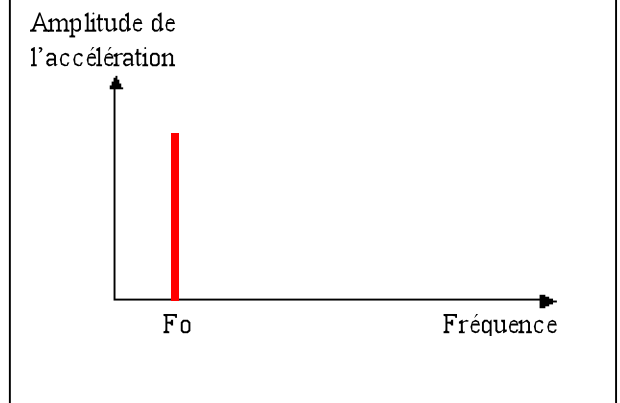
Dans le cadre d'un spectre réel, le spectre aura une composante à la fréquence prépondérante ainsi que des « harmoniques » à 2 fois et 3 fois la fréquence de rotation :



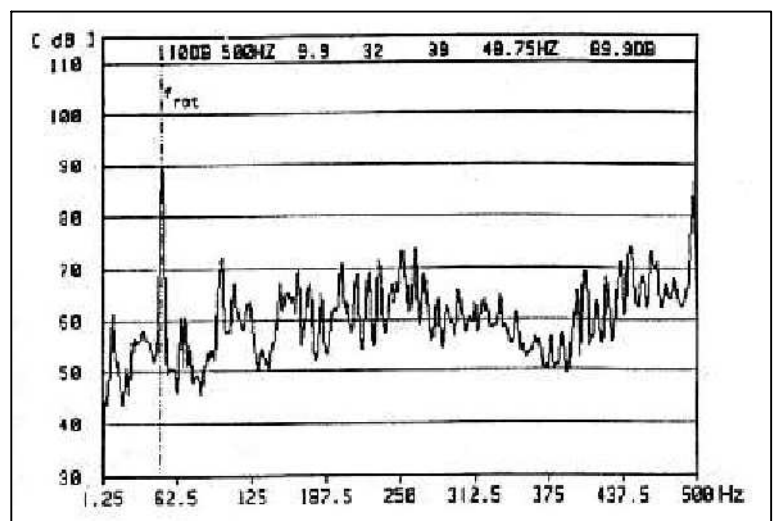
La figure ci-contre montre le spectre réel de l'amplitude de l'accélération (exprimée en dB) mesurée sur un ventilateur tournant à 2925 tr/min.

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 théorique d'un défaut de déséquilibre



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

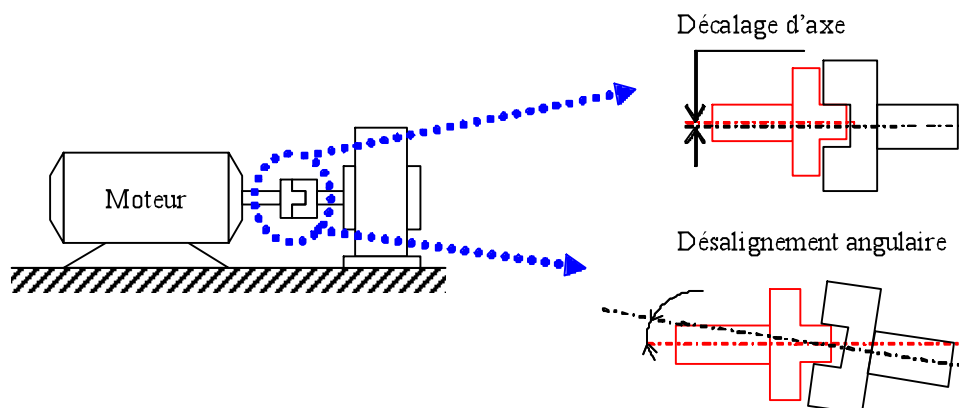
VIII – DEFAUT D'ALIGNEMENT :

81 – 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 :

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

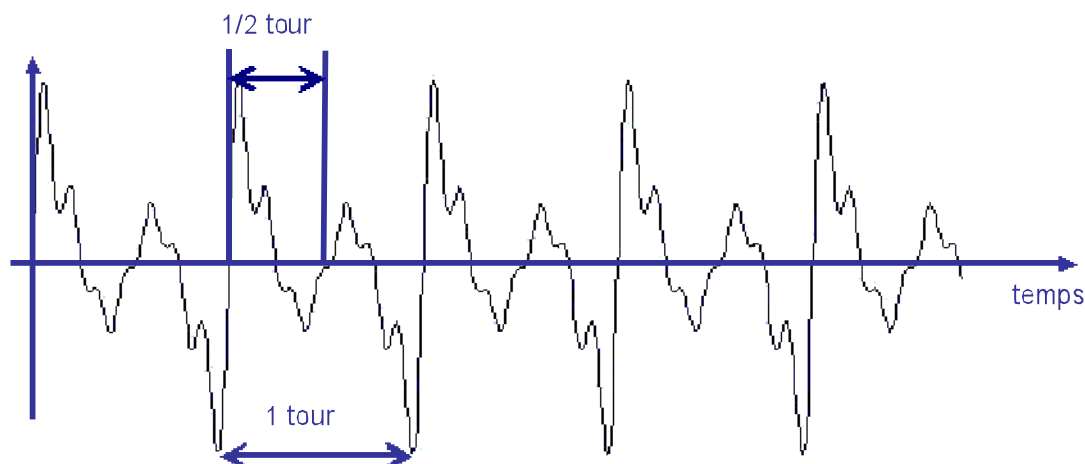
- d'un défaut de montage d'un palier
- d'un mauvais calage des pattes de fixation
- d'une déformation du châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques) qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. Dans ce cas, les deux paliers ne sont pas concentriques.

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

82 – Signature du défaut d'alignement :

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

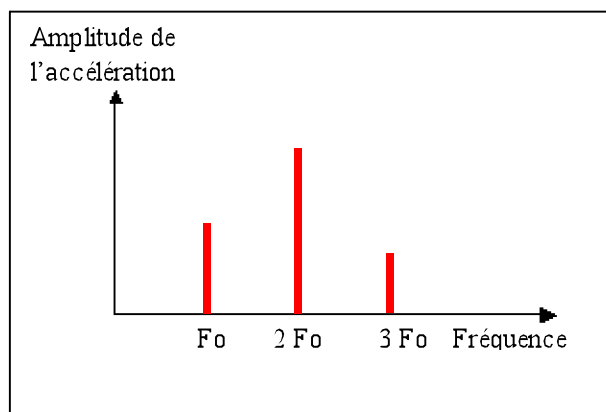


On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = temps pour faire 1 tour) mais également des phénomènes se répétant chaque $\frac{1}{2}$ tours et $\frac{1}{3}$ tour.

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)



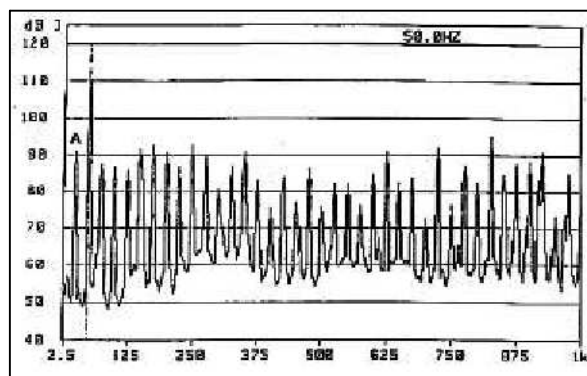
Spectre théorique d'un défaut d'alignement

La figure ci-contre 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

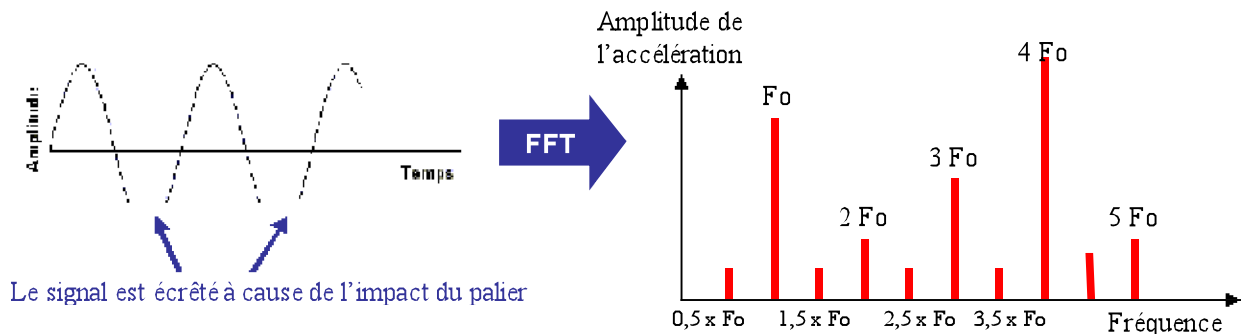
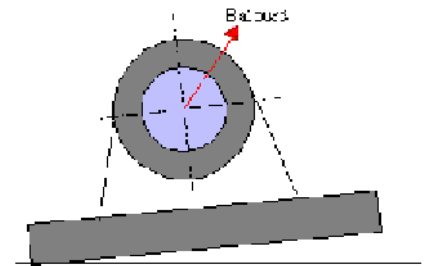
ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

IX – DEFAUT 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 écrêté.



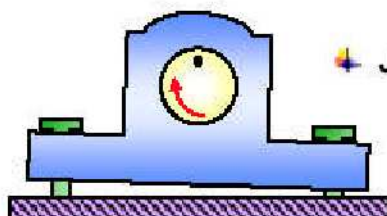
Le spectre fait apparaître des harmoniques de la fréquence de rotation, comme les autres défauts, mais également des sous-harmoniques à $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$ de la fréquence de rotation.

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.

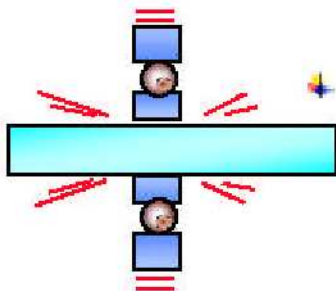
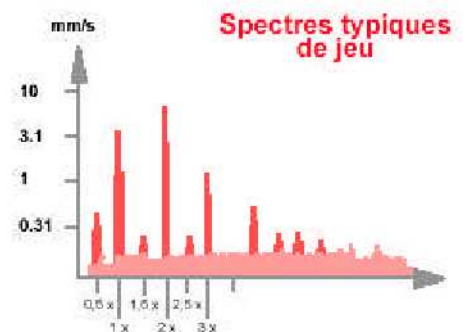
Pour les paliers lisses, le jeu signifie un espace trop important entre l'arbre et le palier.

La figure ci-dessous montre la différence entre un spectre de la vitesse vibratoire d'un jeu de fondation (desserrage) et d'un jeu dans les roulements.



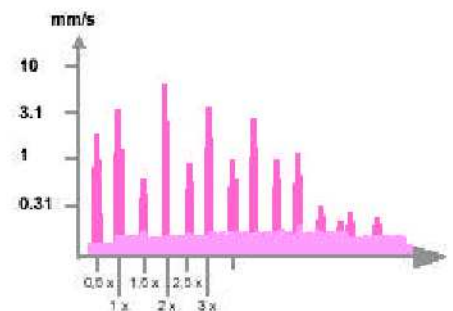
Jeu de fondation :

- souvent de nombreuses harmoniques
- parfois des sous-harmoniques



Jeu d'arbre :

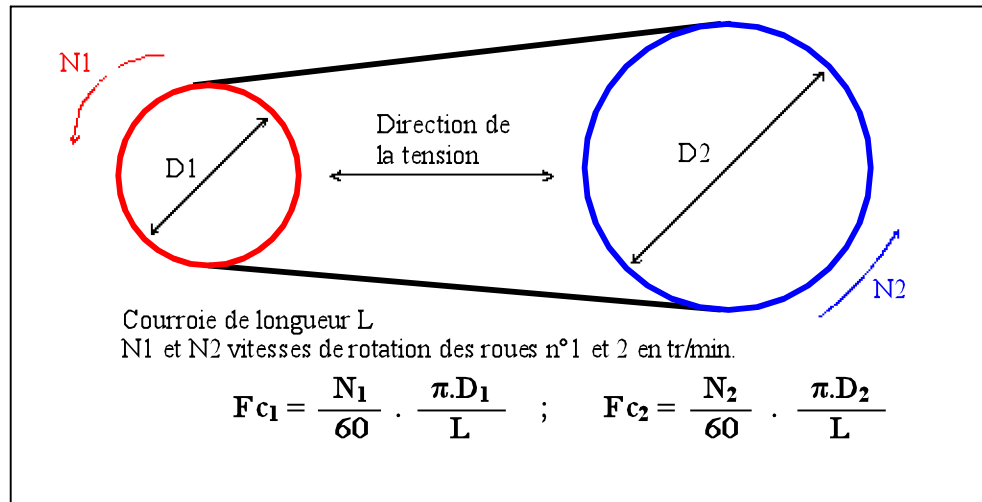
- souvent des séries de composantes sous-harmoniques $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, ... 1 / rpm



ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

X – DEFAUTS 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). Le calcul de F_c ci-dessous n'inclue pas d'éventuels glissements.

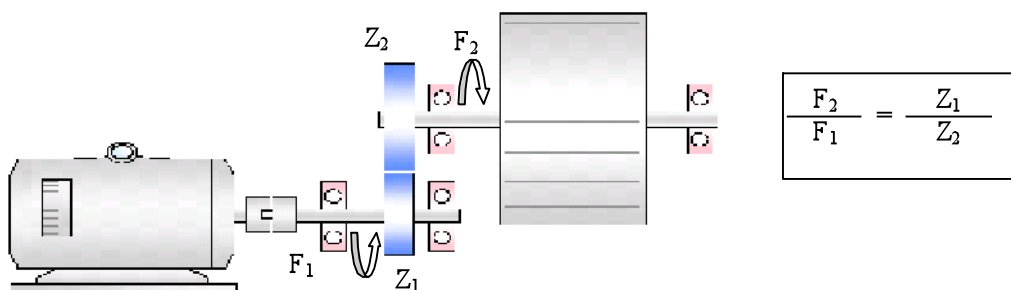


L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, ou de ses harmoniques.

XI – DEFAUTS DE DENTURE D'ENGRENAGES :

111 – Généralités :

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



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 :

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

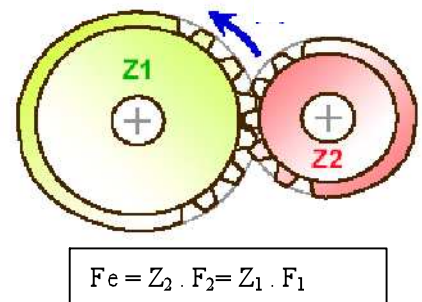
Ici, l'arbre n°1 tourne à la fréquence de rotation F_1 . Donc $F_{e1} = Z_1 \times F_1$.

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 liés 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.

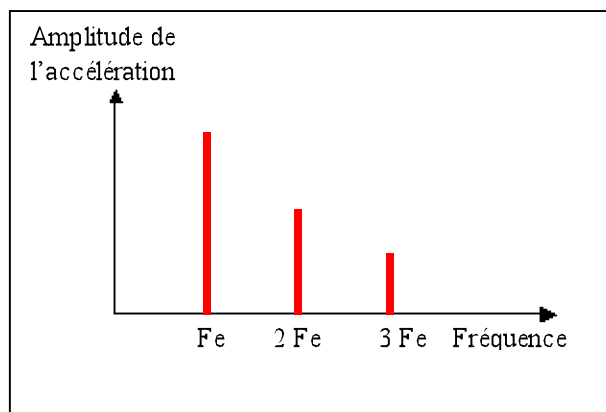


ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**112 – Signature d'un engrenage :**

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.

Les défauts pouvant apparaître dans les engrenages sont de 2 sortes :

- Détérioration d'une dent
- Excentricité d'un pignon



Spectre théorique d'un engrenage sain

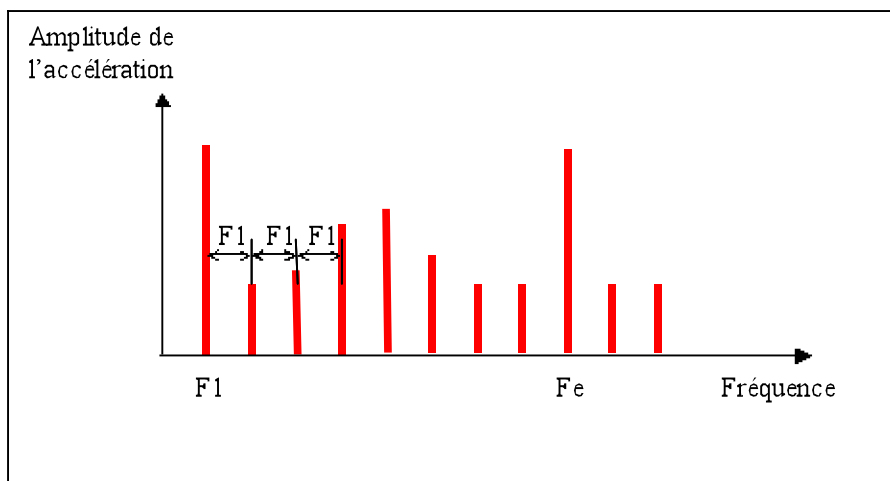
113 – Signature d'une détérioration de dent :

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, mais aussi et surtout un pic à la fréquence de rotation (par exemple F_1 si le défaut est sur la 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

114 – Défaut d'excentricité :

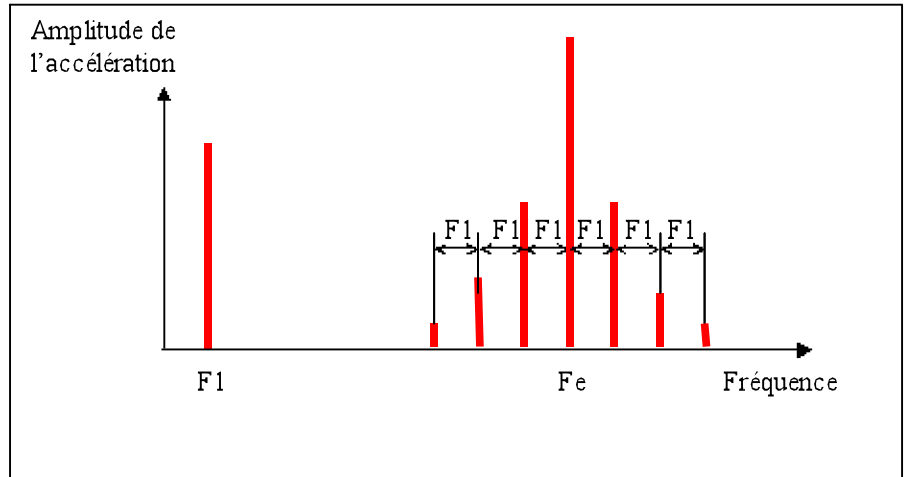
Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou de faux rond, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence de rotation due à la modulation de l'effort d'engrènement.

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.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

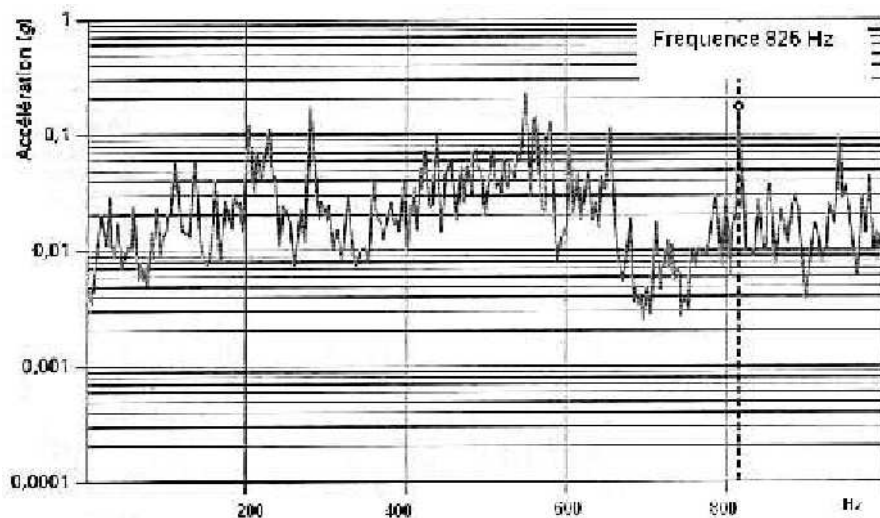
L'image vibratoire théorique de ce type de défaut présente autour de la fréquence d'engrènement ou de ses harmoniques, des raies latérales dont le « pas » correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut.

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.

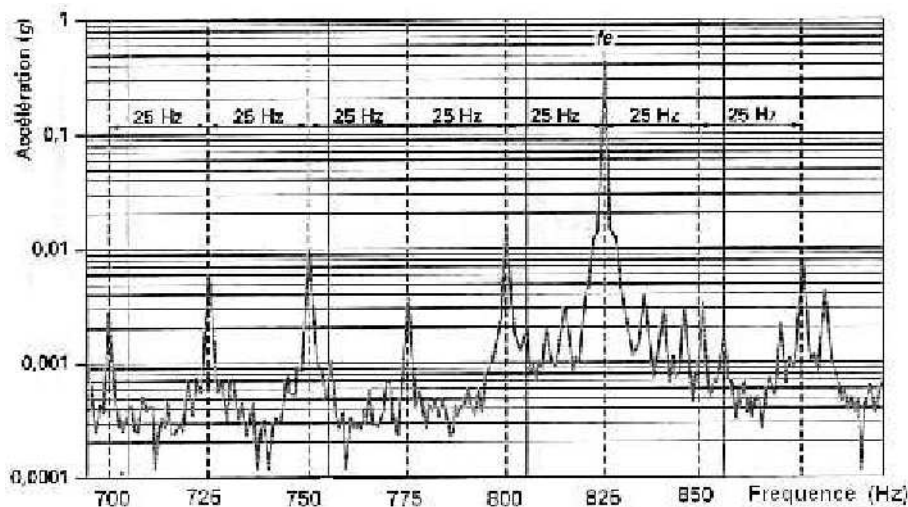


Spectre théorique d'un engrenage présentant un défaut d'excentricité

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.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**115 – 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 :

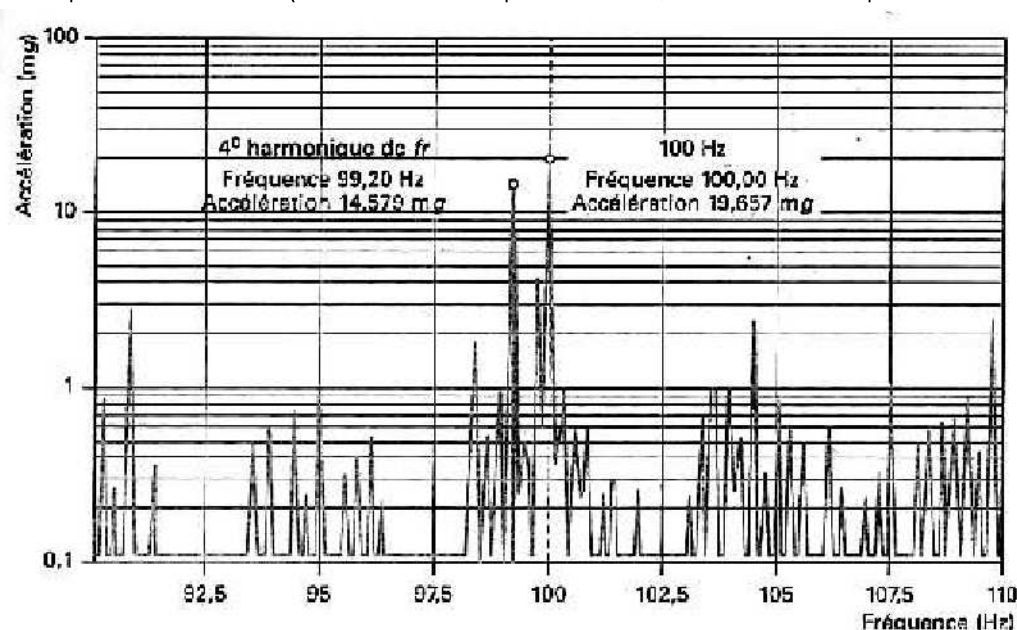
- Si les amplitudes du peigne de raies ne dépassent pas celle de la fréquence d'engrènement, l'engrènement peut être considéré comme en bon état ;
- Un zoom présentant une image dissymétrique des modulations autour de la fréquence d'engrènement est caractéristique d'un engrènement dégradé.

XII – DEFAUTS ELECTRIQUES :

Pour bien des machines électriques, les fréquences significatives d'une anomalie électromagnétique seront des multiples de la fréquence du courant d'alimentation **Fa**.

Pour ce type de moteur, la plupart des défauts se traduiront par un pic important à 2 fois la fréquence du courant d'alimentation ($2 \times 50 = 100\text{Hz}$).

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



Sur le spectre ci-dessus, le rotor a une fréquence de 24,8 Hz. La 4^{ème} harmonique est donc à $4 \times 24,8 = 99,20\text{ Hz}$. Il faut donc faire un zoom pour la différencier du pic à 100Hz traduisant un défaut d'origine électromagnétique.

L'apparition d'un pic à 100Hz déclenchera alors une étude plus approfondie des fréquences caractéristiques du moteur afin de diagnostiquer l'origine du défaut. Cette étude ne sera pas développée dans ce cours.

Il est à noter que le pic à $2F_a$ existe tout le temps.

XIII – CIRCUITS HYDRAULIQUES / VENTILATEURS :**131 – 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 » : **f aubes = n · 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 du balourd.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**132 – Cavitation :**

Dans les circuits hydrauliques contenant des machines (pompes, turbines hydrauliques, ...) on cherche à éviter le phénomène de cavitation qui se manifeste par l'apparition de bulles de vapeur dans l'écoulement du liquide.

Celles-ci, lorsqu'elles se retrouvent sur les rotors des pompes ou sur les aubages des turbines, peuvent impliquer entraînant alors l'érosion des pièces en métal. Les dégâts créés peuvent être assez importants, voire dangereux.

Le phénomène de cavitation se traduit par une augmentation générale du bruit de fond. Il n'y a pas de raie caractéristique. Toutes les fréquences sont excitées de manière aléatoire.

XIV – DEFAUTS SPECIFIQUES AUX ROULEMENTS :**141 – Durée de vie des roulements :**

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

$$L_{10} = (C / P)^p$$

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 déalignement, le balourd, le serrage, etc. qui conduisent à une augmentation très forte des efforts dynamiques.

142 – Processus de dégradation d'un roulement :

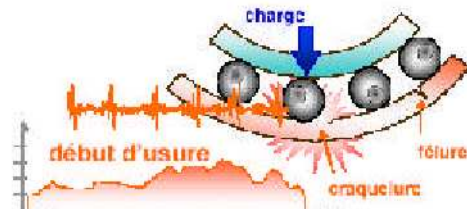
Lorsqu'un roulement tourne, les contacts métalliques entre les éléments roulants et les cages émettent des bruits de fond aléatoires.

Ce bruit de fond crée un spectre plat



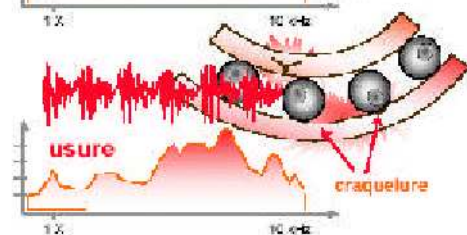
La plupart des usures de roulements débutent par une fêlure qui se transforme en craquelure.

La craquelure va produire des impacts énergétiques en haute fréquence.

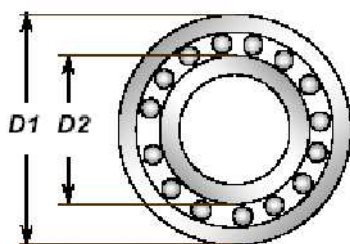


Au fur et à mesure que l'usure progresse:

- 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.

**143 – 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 intérieures et extérieures.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

Fréquences des impacts : f (Hz)

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

BPFO

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

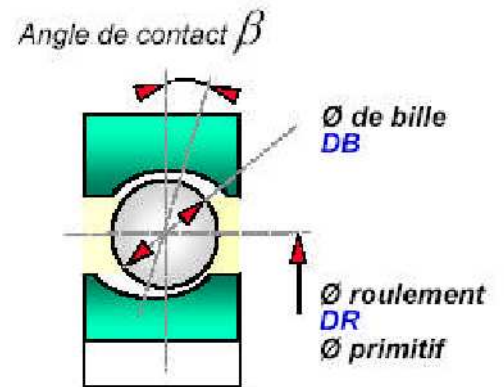
BPFI

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

BSF

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

FTF



- **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 :

$$FTF = 0,5 \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{DB}{DR} \cdot \cos \beta \right)$$

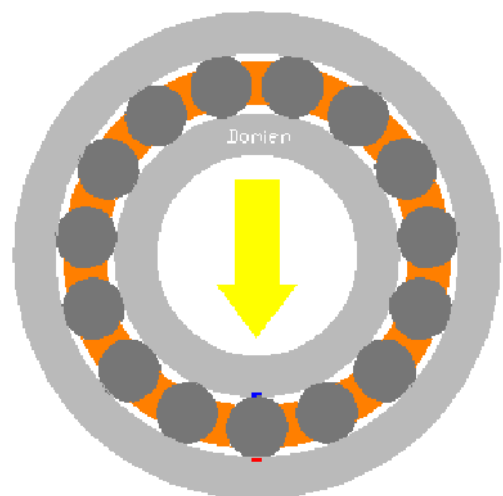
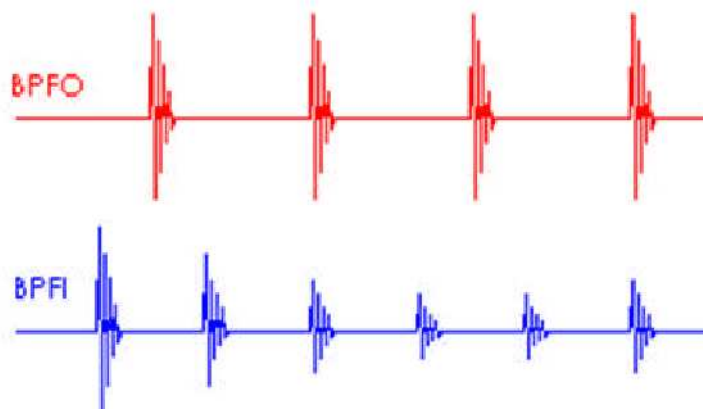
144 – Modulation d'amplitude de BPFI :

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.

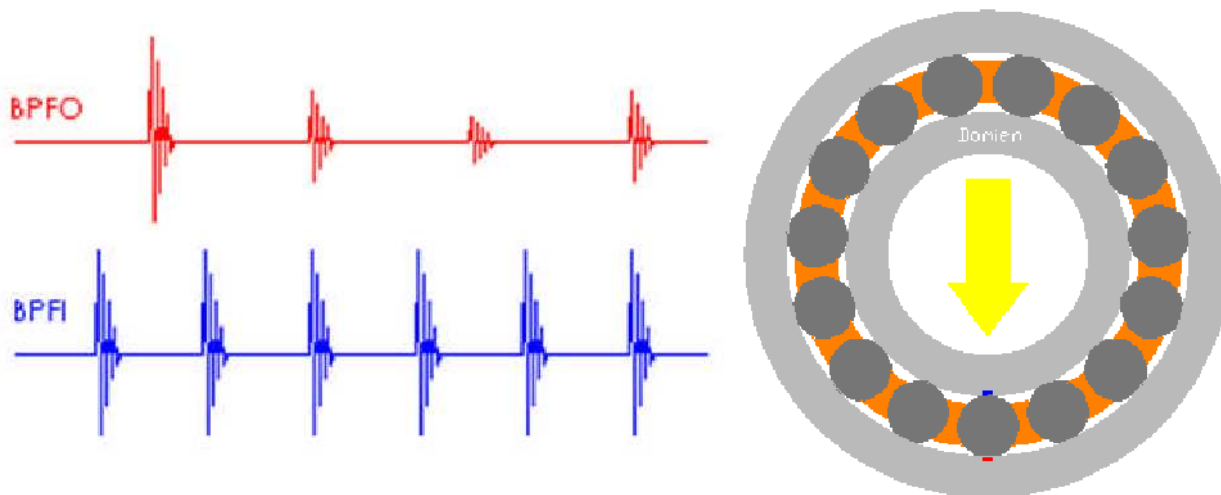


ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

145 – Modulation de BPFO :

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

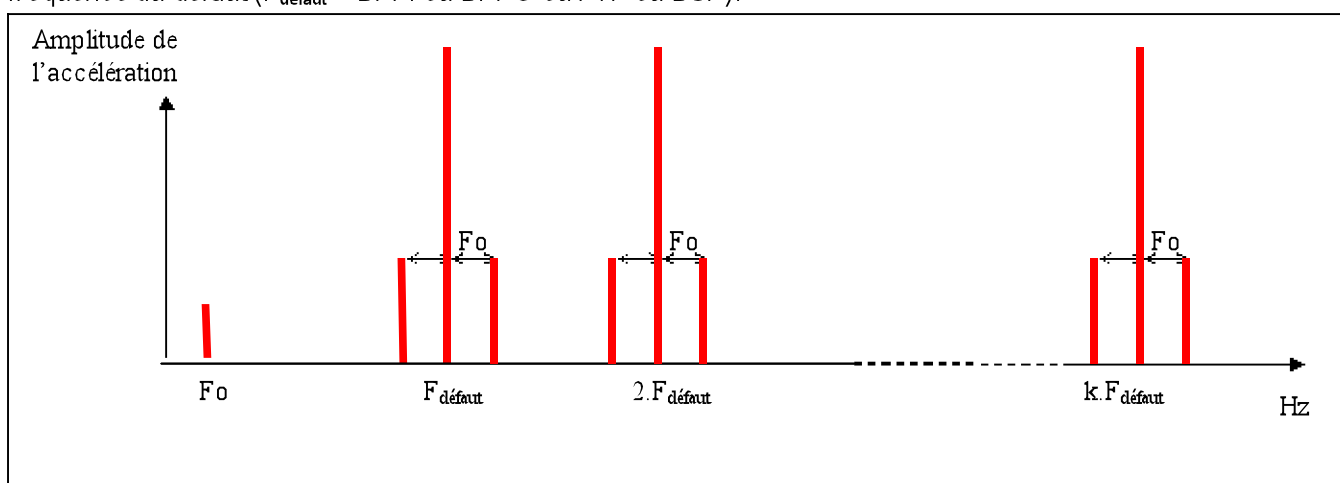
Le défaut sur la bague externe est fixe. Le balourd tourne à la vitesse de rotation. Ceci provoque une augmentation de l'amplitude de la force agissant sur le défaut et de la vibration lorsque le défaut passe dans la zone la plus chargée.

**146 – 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

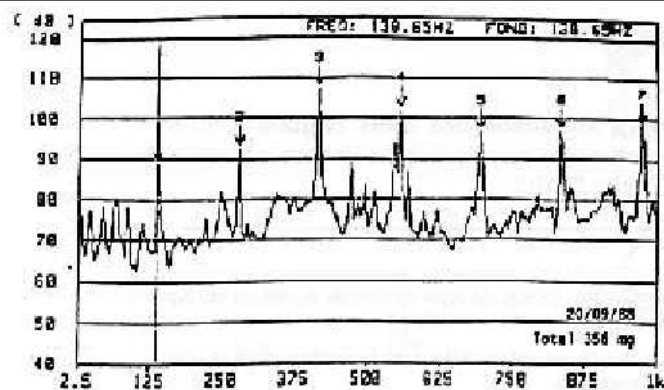
ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

Le spectre de la figure ci-contre 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.

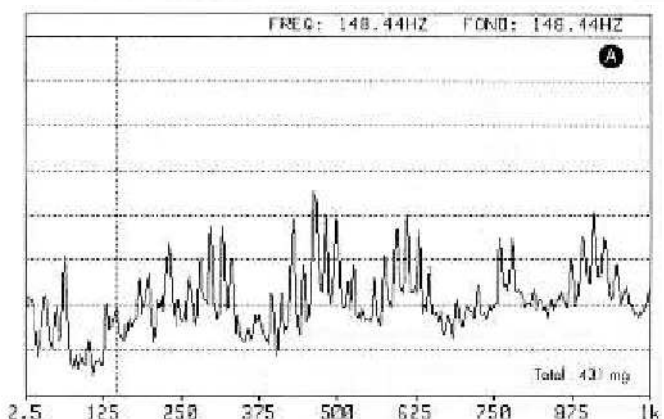
Le spectre est extrêmement étendu et présente un peigne de raies dont l'amplitude est faible.

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.

147 – 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.

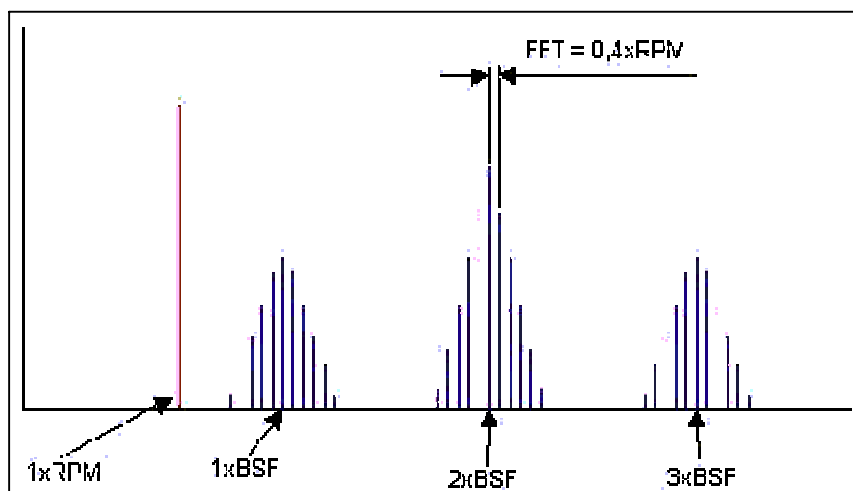
148 – Défaut de billes :

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.

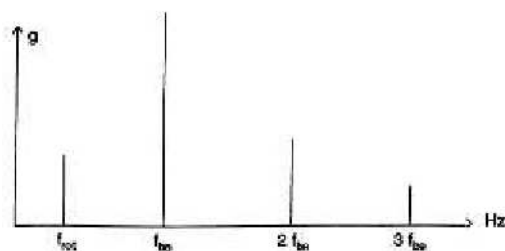
La fréquence à laquelle les billes tournent autour de leur propre axe dans la cage est BSF.



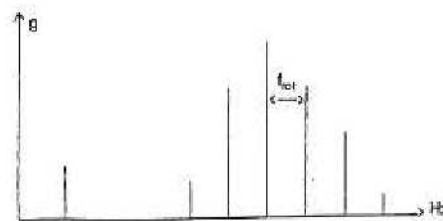
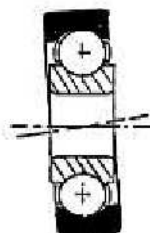
Spectre théorique d'un défaut de bille d'un roulement

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**149 – Défauts de dévernement :**

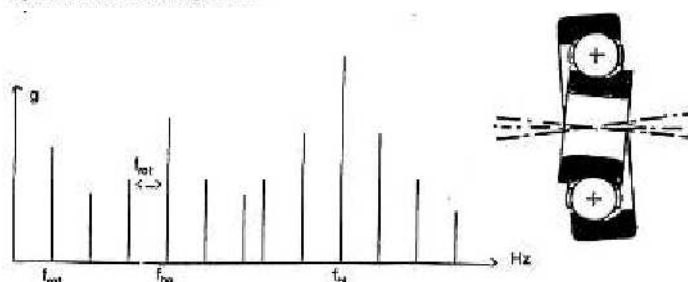
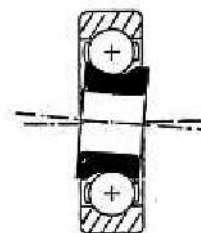
Le dévernement de bague interne ou externe peut être la conséquence d'un désalignement.



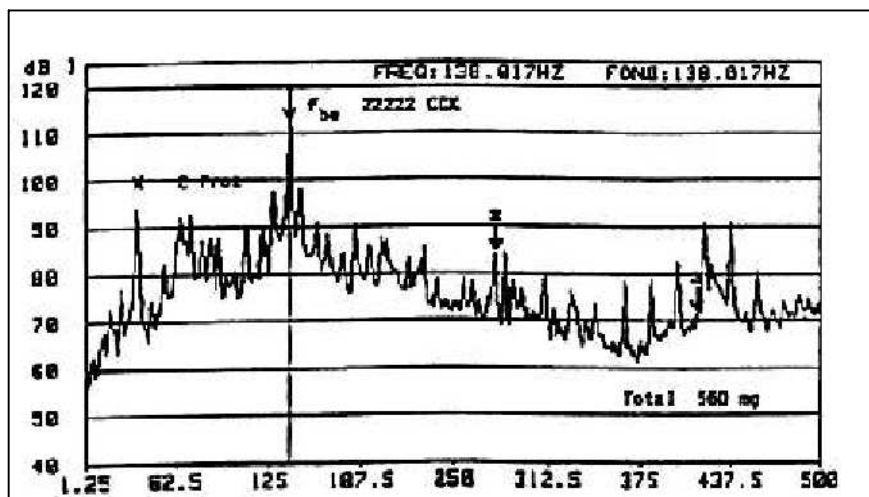
a) Dévernement de bague externe.



b) Dévernement de bague interne.



c) Dévernement simultané de bague interne et bague externe.

*Spectre réel d'un défaut de dévernement de bague externe***150 – 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.

Les Indicateurs

XV – LES INDICATEURS :

151 – Surveillance et diagnostic :

On distingue communément 2 principales activités :

- **La surveillance** : le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains **indicateurs** par rapport à des **valeurs de référence**, constituant la **signature**, alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. La valeur de référence est souvent une signature établie lors de la première campagne de mesure sur la machine neuve ou révisée.
- **Le diagnostic** : Il met en œuvre des outils mathématiques plus élaborés. Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire.

La surveillance peut être confiée à du personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de solides connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal.

152 – Décibels, niveaux de référence, alerte et danger :

Soit A l'amplitude de l'accélération. A est une fonction de la fréquence (pour une mesure réalisée lors d'une campagne) et du temps (la valeur évolue d'une campagne de mesure à l'autre).

On nomme A₀ la première mesure de cette grandeur. C'est celle qui fait référence.

Pour les mesures suivantes, on pourra mesurer l'accélération en m/s² ou en g, mais on pourra également la mesurer en décibel (dB). Le décibel est défini par la formule suivante :

$$A(dB) = 20 \cdot \log \frac{A}{A_0}$$

Afin de définir les seuils d'alerte et de danger, on pourra utiliser le tableau suivant :

Niveau			Référence			Alerte			Danger
A/A ₀	0,10	0,32	1	1,12	1,41	2,00	2,51	3,16	10,00
A (dB)	-20	-10	0	1	3	6	8	10	20

Si lors d'une mesure, l'amplitude vibratoire est 2 fois plus importante que celle de la valeur de référence, cela correspondra à une mesure de 6 dB. Si l'amplitude vibratoire est 10 fois plus grande que la valeur de référence, cela correspondra à 20 dB.

La définition de ces seuils peut ensuite être affinée en fonction des connaissances du cycle de vie de la machine acquises avec l'expérience.

153 – Indicateurs de surveillance : détection des défauts :

Ce sont des indicateurs utilisés régulièrement pour surveiller les installations. Leurs évolutions permettent d'alerter le technicien d'une dégradation. On distingue :

- Les indicateurs scalaires ou niveaux globaux (NG)
- Les indicateurs spectraux de forme ou spectres.

Indicateurs basses fréquences :

Déplacement crête à crête entre 10 et 100Hz : **Dcc [10-100Hz]** (en µm).

C'est l'indicateur utilisé par l'API (American Petroleum Industrie). Il est utilisé par tout industriel intervenant en pétrochimie et est sensible aux phénomènes dits « basses fréquences ».

Le niveau acceptable maximal est donné, quelle que soit la vitesse par la formule suivante :

$$Dcc_{max} = 25,4 \cdot (12000/N)^{0,5}$$

Avec N : vitesse de rotation en tr/min et Dcc, déplacement crête à crête en µm.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

Vitesse efficace entre 10 et 1000 Hz : V_{eff} [10-1000Hz] en mm/s

Cet indicateur est lui aussi révélateur de phénomènes « basses fréquences » (BF). Ces phénomènes sont les plus énergétiques donc les plus destructeurs.

Une augmentation du balourd, un défaut d'alignement, se traduiront par une augmentation anormale de cet indicateur qui est pris comme référence dans la norme ISO 10816.

Cette norme définit l'emplacement des points de mesures et des seuils d'alerte et de danger en fonction du type de machine :

- Groupe 1 : Petite machines tournantes (<15kW).
- Groupe 2 : Machines de taille moyenne (de 15 à 75kW).
- Groupe 3 : Grosses machines motrices avec masses en rotation montées sur des assises lourdes et rigides.
- Groupe 4 : Grosses machines motrices avec masses en rotation montées sur des assises qui sont relativement souples dans le sens de mesurage des vibrations (par exemple, turboalternateur et turbines à gaz de capacités supérieure à 10 MW).

[mm/s eff]

20

10

11

7

4,5

2,8

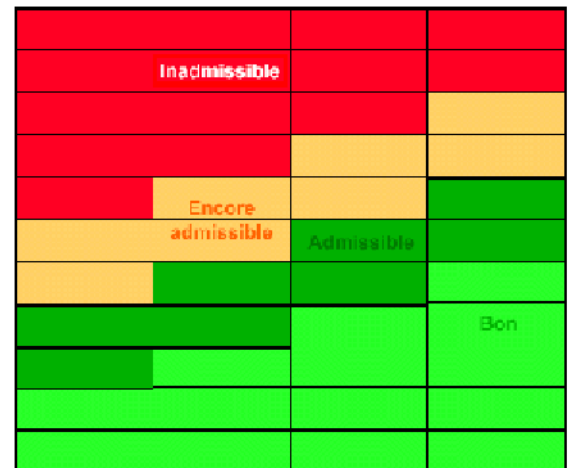
1,8

1,1

0,71

0,46

0,28

Groupe I
Petites machinesGroupe II
Machines MoyennesGroupe III
Grosses machinesGroupe IV
Turbo-machines

Indicateurs hautes fréquences :

Accélération efficace entre 2 Hz et 20 kHz : Acc_{eff} [2 - 20000Hz] (en g ou mg)

C'est un indicateur révélateurs dits phénomènes dits « hautes fréquences » (HF) tels que les défauts de roulements, de dentures, etc.

Une élévation anormale de l'accélération sera en général, sur une machine simple, révélatrice d'une dégradation avancée des roulements. En effet, le peigne de raies créé par les défauts de type roulements va surtout apparaître en haute fréquence. En basse fréquence, il est masqué par les autres phénomènes comme le balourd ou le déalignement.

L'unité de Acc_{eff} [1000-10000Hz] est le g ou le mg : g est l'accélération de la pesanteur. 1g = 9,81 m/s². 1 mg = 10⁻³ g.

Indicateurs spécifiques aux roulements :

Facteur de crête entre 1 kHz et 20 kHz : FC [1000-20000Hz] (sans unité)

Il est défini à partir des valeurs crête et efficace de l'accélération :

$$FC = \frac{Acc_{crête}}{Acc_{eff}}$$

Le défaut majeur de cet indicateur est de présenter environ les mêmes valeurs à l'état neuf et en fin de vie du roulement.

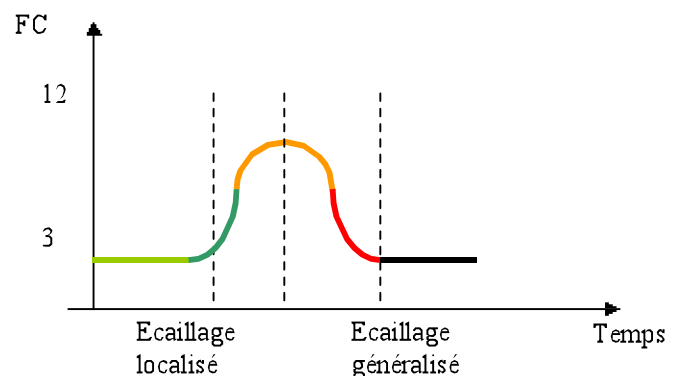
Seule l'évolution dans le temps de cet indicateur est utilisable. Si FC augmente, la situation n'est pas alarmante, si FC diminue, le roulement est en fin de vie.

Facteur K entre 1 et 20 kHz : K [1000-20000Hz] (en g² ou mg²)

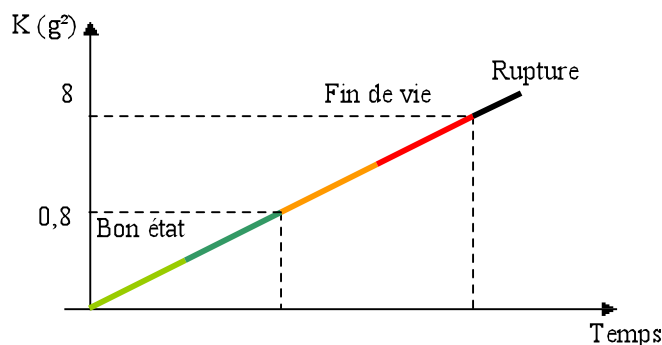
Il est également défini à partir des valeurs crête et efficace de l'accélération :

$$K = Acc_{crête} Acc_{eff}$$

Le facteur K est plus sûr pour effectuer une analyse ponctuelle des roulements. Sa valeur est directement liée à l'état du roulement.



ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES



Les valeurs indiquées sur le graphe ne sont que des ordres de grandeurs.

154 – Le facteur défaut roulement :

Le Facteur de Défaut Roulement est un traitement spécifique du signal temporel adapté à la surveillance des roulements :

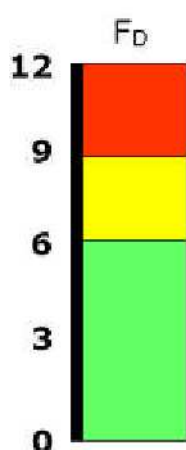
$$FD = a.FC + b.ARMS \text{ avec } Fc = Ac / Arms \text{ Facteur de crête}$$

Combinant les indicateurs Facteur de Crête (FC) et Valeur efficace (ARMS), il présente les avantages suivants :

- Détection précoce
- Peu sensible aux conditions de fonctionnement
- Valeur croissante sur les 3 phases de la dégradation
- Utilisation simple et adaptée au diagnostic automatique

Etape dégradation	Aspect signal	Valeur Crête	Valeur RMS	Facteur Crête	Facteur Défaut
Début Ecaillage					
Dévelopmt Ecaillage					
Extension Ecaillage					

■ Le Facteur de Défaut Roulement : Utilisation



Pour les machines de 600 à 6000 RPM les niveaux d'alarme recommandés sont :

- ⇒ Alerte à 6
- ⇒ Danger à 9

Remarques :

- Ces niveaux d'alarme donnent une surveillance correcte qui peut être optimisée avec l'expérience.
- En dehors des limites 600 - 6000 RPM, le FD peut aussi être utilisé. Les seuils vont alors dépendre de la configuration machine.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

L'augmentation du niveau du Facteur de Défaut peut être liée à un défaut de graissage du roulement.

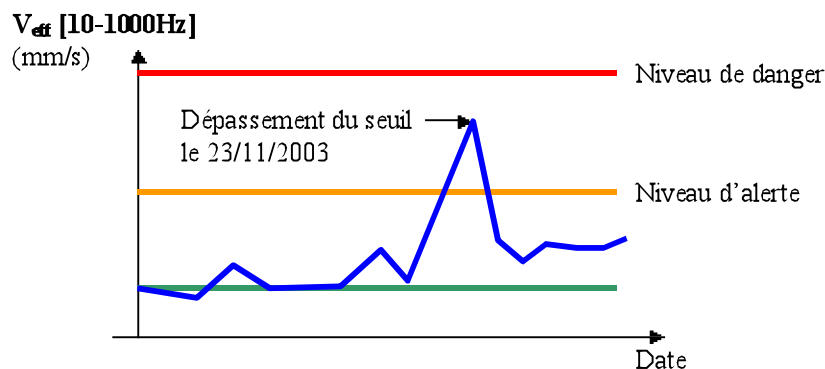
Aussi, en l'absence d'historique d'évolution, on procédera à un test de graissage du roulement : Le Facteur de Défaut chute généralement de manière importante de façon instantanée.

- Si le niveau du F.D reste stable à cette valeur dans les heures qui suivent l'opération, il s'agit sans doute d'un problème de graissage.
- Dans le cas contraire, il s'agit vraisemblablement d'une usure du roulement.

155 – Exemple d'utilisation d'un niveau global :

On considère ici l'indicateur vitesse efficace V_{eff} [10-1000Hz]. Le dépassement repéré peut avoir plusieurs origines :

- Balourd mécanique ou thermique ;
- Desserrage de la machine ;
- Délignage.



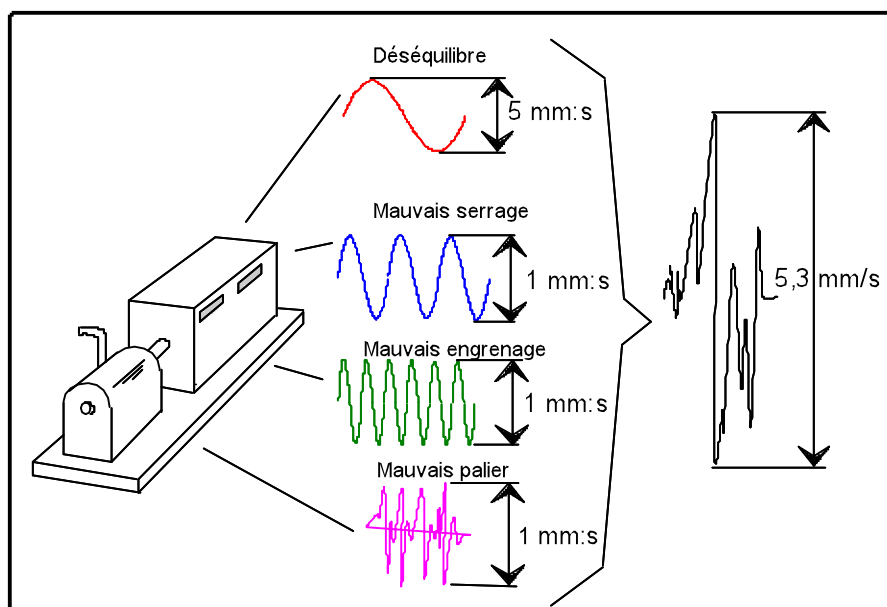
Le niveau global utilisé fait apparaître un problème. On se doute de sa gravité mais on n'en connaît pas l'origine. Dans le cas présenté ici, il s'agissait d'un délignage que l'on a diagnostiqué par une mesure de spectre. Après réglage, le défaut d'alignement a disparu, ce qui a eu pour conséquence de faire baisser le NG.

156 – Effet de masque :

L'effet de masque est le danger le plus sérieux de ce type de suivi. Généralement, ce sont les amplitudes efficaces des indicateurs qui sont mesurées. Le niveau global est tel que :

$$NG = [a^2 + b^2 + c^2 + d^2 + \dots]^{1/2}$$

Avec a, b, c, d, ... les amplitudes respectives des composantes mesurées. Du fait de l'élévation au carré, les défauts dont l'amplitude est élevée vont être prépondérants dans le calcul. Les défauts d'amplitude moindre, mais pas de gravité moindre, risquent d'être complètement masqués. L'exemple ci-dessous en est l'illustration :



ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

$$NG = \sqrt{(5 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2} = 5,29 \text{ mm/s}$$

Une variation de 20 % du déséquilibre donnera :

$$NG = \sqrt{(6 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2} = 6,25 \text{ mm/s}$$

Soit une variation de 18 % du NG pour une gravité moyenne du déséquilibre

Alors qu'une variation de 100 % du palier donnera :

$$NG = \sqrt{(5 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2 + (1 \text{ mm/s})^2 + (2 \text{ mm/s})^2} = 5,56 \text{ mm/s}$$

Soit une variation de 5 % du NG pour une gravité extrême du roulement.

Conclusion : seule une variation du déséquilibre fera varier significativement le niveau global. Un défaut de roulement risque d'être complètement masqué.

Les Outils de Diagnostic

XVI – OUTILS DE DIAGNOSTIC :

Le principal outil de diagnostic est l'examen approfondi du spectre de l'amplitude vibratoire en accélération.

161 – Résolution spectrale :

Avec la technologie actuelle, on mesure les spectres d'amplitude en utilisant des appareils numériques. Ces appareils numériques décomposent le spectre en un certain nombre de ligne, dépendant de la capacité de l'appareil.

Les collecteurs actuels peuvent décomposer généralement les spectres réels en 800 lignes. Le spectre obtenu sera donc une courbe passant par 800 points régulièrement espacé en fréquence.

On distingue différents spectres:

- les spectres Basses Fréquences (BF) entre 0 et 200Hz.
- les spectres Moyennes Fréquences (MF) entre 0 et 2000Hz.
- les spectres Hautes Fréquences (HF) entre 0 et 20000 Hz.
- Les zooms haute résolution [f1-f2], f1 et f2 définissant la gamme de fréquence analysée.

Soit Δf la largeur du spectre. Le plus petit écart mesurable sur le spectre sera égal à $\Delta f/800$ si la résolution du collecteur est de 800 lignes.

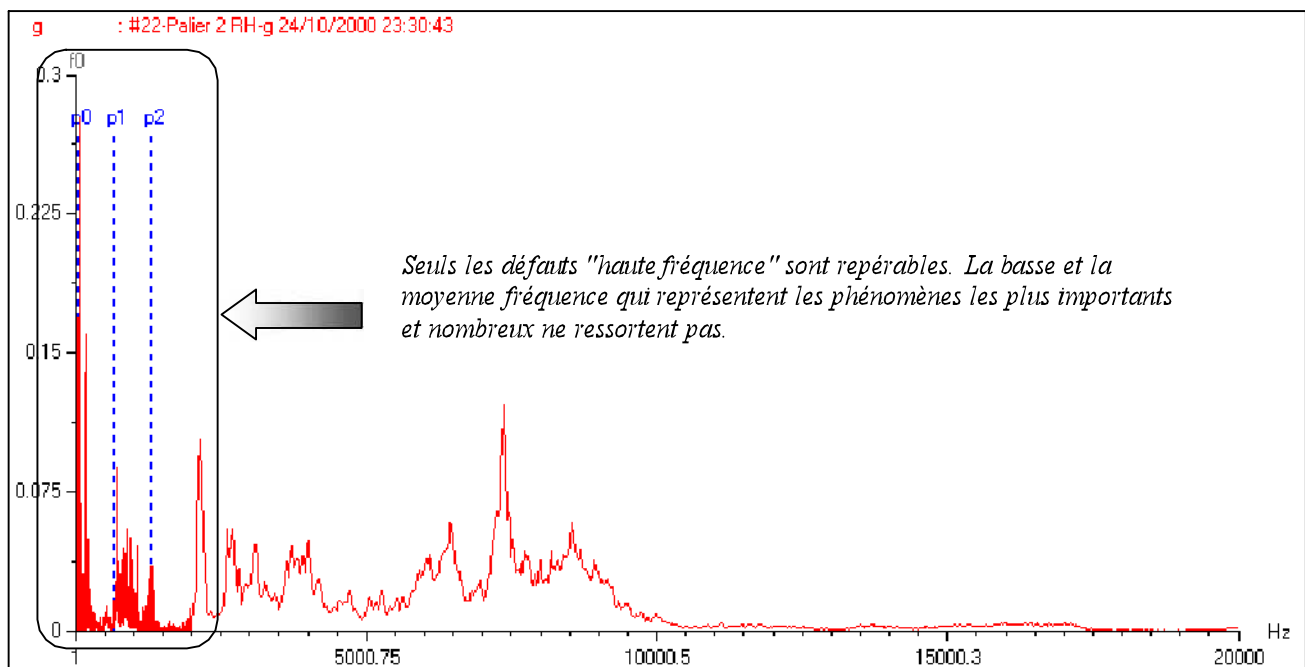
Un spectre BF [0-200Hz] aura une résolution spectrale de $200/800 = 0,25$ Hz.

Un spectre HF [0-20000Hz] aura une résolution spectrale de $20000/800 = 25$ Hz.

Pour distinguer 2 défauts dont la fréquence est proche, on aura alors recours à un spectre de type zoom. Un spectre zoom [98-102Hz] aura une résolution spectrale de $4/800 = 0,005$ Hz.

162 – Les échelles de fréquence :

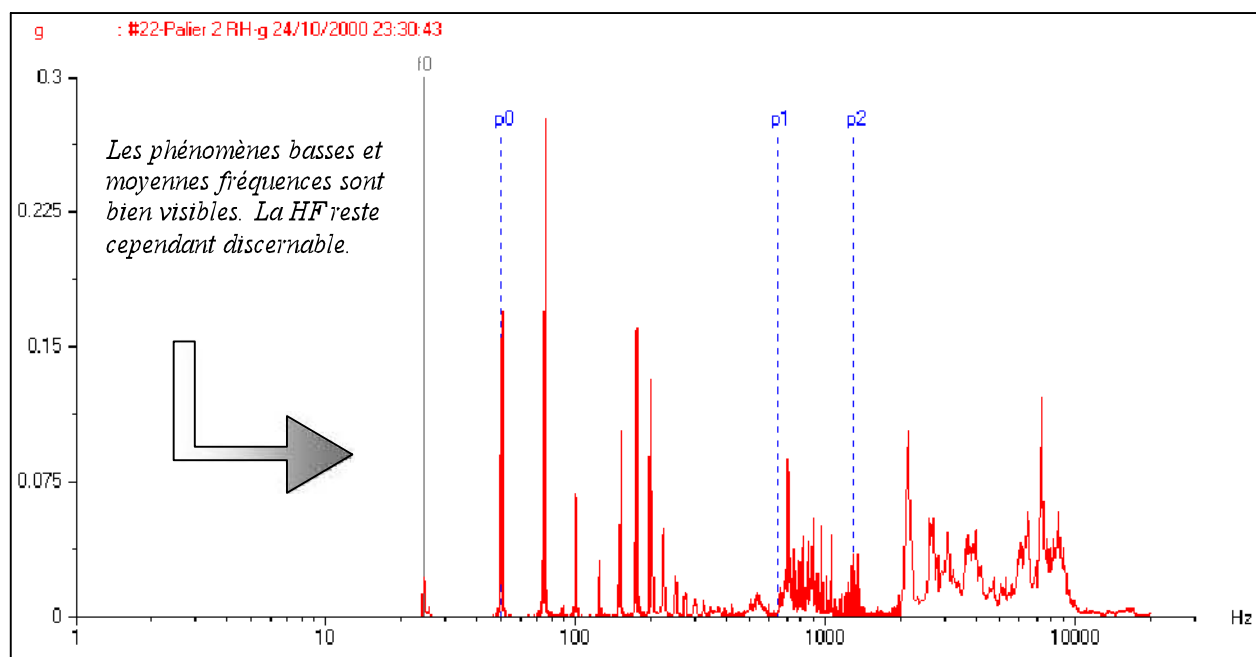
Représentation d'un spectre en échelles linéaires d'amplitude et de fréquence.



Ce type d'échelle de fréquence est intéressant quand la gamme d'analyse est restreinte. Elle est inadaptée aux spectres étendus.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

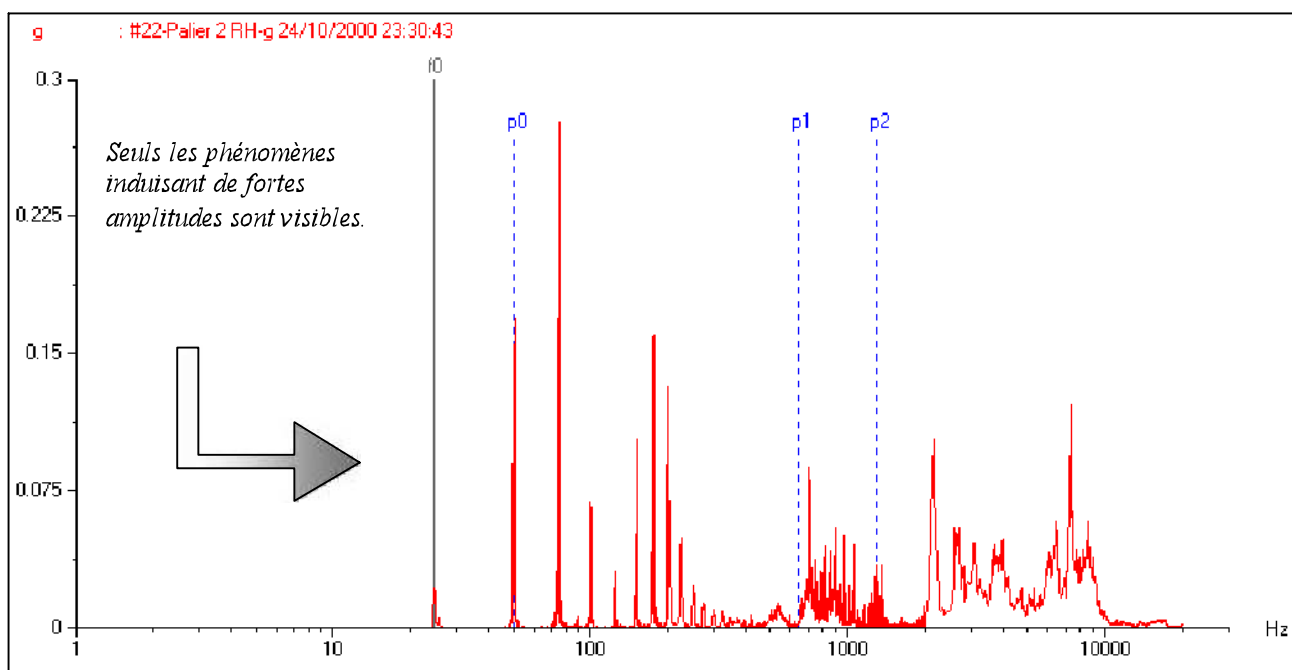
Représentation d'un spectre en échelles linéaires d'amplitude et logarithmique de fréquence.



L'échelle logarithmique de fréquence est utilisable sur de grandes gammes de fréquence.

163 – Les échelles d'amplitude :

Représentation d'un spectre en échelles linéaires d'amplitude et logarithmique de fréquence.

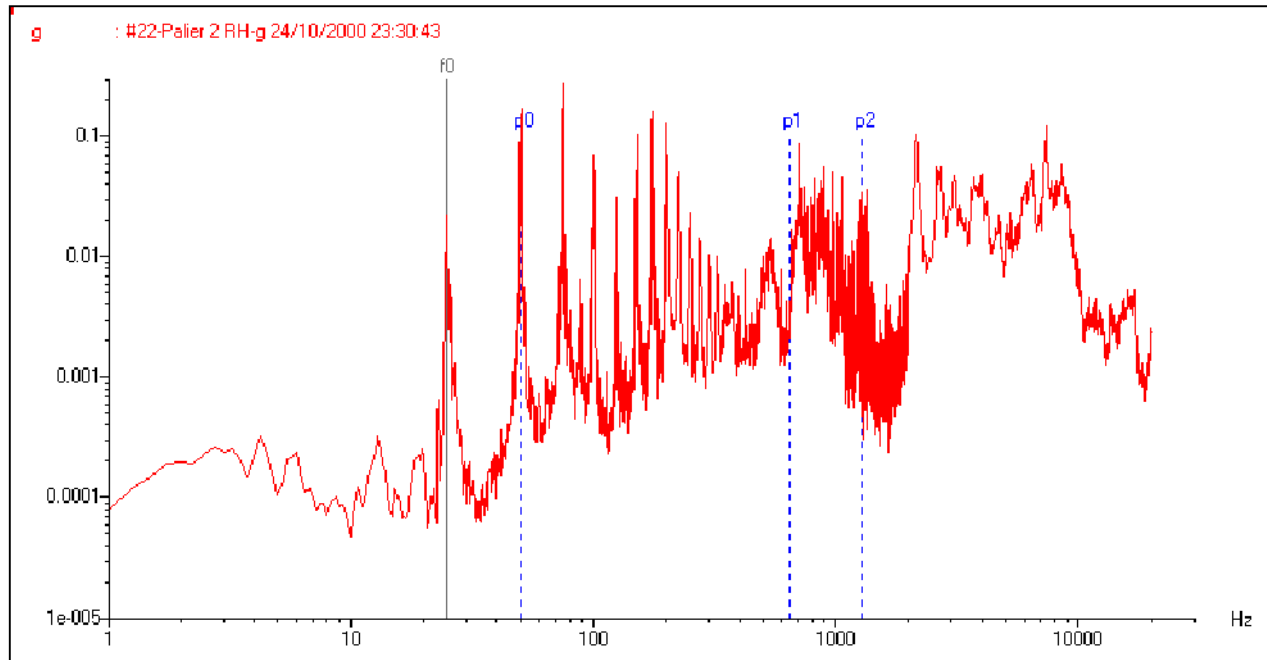


Tous les pics ont la même importance. Les défauts induisant des faibles amplitudes sont souvent masqués. L'augmentation du bruit n'est pas mise en évidence.

ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**Spectre en échelles logarithmique de fréquence et d'amplitude.**

Les pics de faibles importances apparaissent parfaitement. Certains phénomènes qui étaient difficilement repérables en échelle linéaire d'amplitude sont visibles, notamment les modulations de chocs périodiques. L'importance du bruit de fond est aussi visible.

L'échelle logarithmique d'amplitude et de fréquence est la représentation de base à utiliser pour visualiser tous les phénomènes.

**XVII – INDICATEUR INTERMEDIAIRE :**

L'analyse spectrale nécessitant des connaissances, un temps de traitement et une taille de mémoire important, des outils intermédiaires ont été développés. Il s'agit des indicateurs bandes fines et du spectre PBC.

Nous ne développerons ici que l'indicateur bande fines. Il s'agit de venir mesurer l'amplitude vibratoire sur un spectre à une fréquence donnée.

On définit alors des seuils de la même manière que pour les indicateurs globaux.

Ici, on a placé une bande fine autour de la fréquence de rotation. Le dépassement des seuils d'alerte ou de danger de cette bande fine nous indiquera une élévation de la composante fondamentale de la vitesse de rotation, et donc l'aggravation possible d'un défaut de balourd.

La difficulté réside alors dans le choix de la largeur de la bande fine. Il ne faut pas qu'elle soit trop petite : risque de passer à côté du défaut. Il ne faut pas qu'elle soit trop grande : risque de détecter plusieurs défauts.

Les bandes fines sont calculées à partir des spectres. Souvent, les constructeurs conseillent de prendre une largeur de bande fine égale à ± 2 fois la résolution spectrale.

