

II.1 NOTIONS FONDAMENTALES ET TYPES DES VIBRATIONS

II.1.1 Généralité

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par la structure de la machine et, grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise. De plus, si l'on possède la « signature » vibratoire de la machine lorsqu'elle était neuve, ou réputée en bon état de fonctionnement, on pourra, par comparaison, apprécier l'évolution de son état ou déceler l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement. La mesure d'une vibration transmise par la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques sera fonction de multiples paramètres que l'on peut séparer en trois groupes :

1^{er} groupe :

- Masse, rigidité et coefficient d'amortissement de la structure qui véhicule les vibrations.
- Caractéristiques de fixation de la machine sur le sol qui oppose des réactions aux vibrations et modifie l'intensité.
- Positionnement de la prise de mesure. Ces éléments sont généralement regroupés sous le terme de « fonction de transfert » caractéristique de la structure.

2^{ème} groupe :

- Position et fixation du capteur sur la machine.
- Caractéristiques du capteur.
- Préamplification et transmission du signal.
- Performance de l'appareil analyseur. Ces paramètres concernent les caractéristiques de la chaîne de mesure que l'on doit s'efforcer de rendre invariables d'une mesure à l'autre.

3^{ème} groupe :

- Vitesse de rotation et puissance absorbée.
- Etat des liaisons de la chaîne cinématique (alignement, balourd, engrenages, roulements, etc.).

✓ POURQUOI UN CONTROLE DES VIBRATIONS?

Toute machine en fonctionnement produit un degré de vibration généré par ses mouvements rotatifs ou linéaires. Des petits niveaux de vibration ambiante sont parfaitement acceptables. Cependant des plus hauts niveaux et une tendance croissante sont symptomatiques d'une anomalie de fonctionnement.

✓ QU'EST-CE QU'UNE VIBRATION?

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre. Si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort [figure II .1], on constate qu'il se traduit par :

- Un déplacement : la position de la masse varie de part et d'autre du point d'équilibre ;
- Une vitesse de déplacement : variation du déplacement par rapport au temps ;
- Une accélération: variation de la vitesse par rapport au temps.

La vibration d'une machine soumise à une force périodique peut être décrite en termes de déplacement, de vitesse ou d'accélération.

La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps.

L'accélération représente une variation de la vitesse par unité de temps.

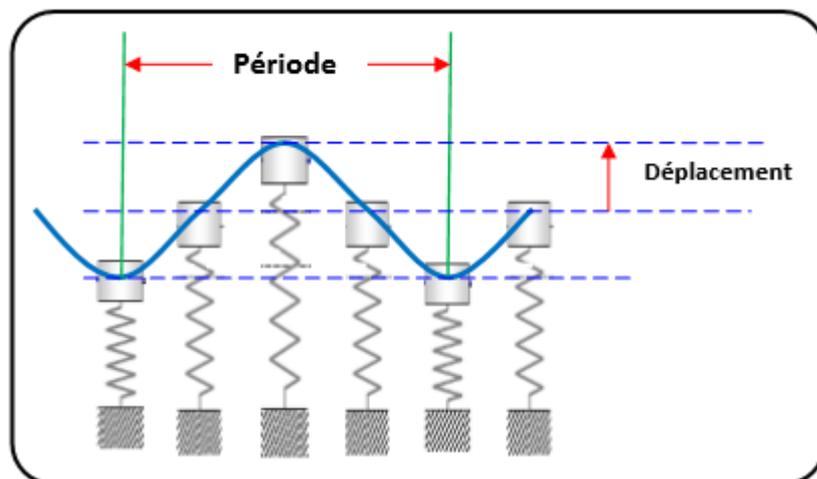


Figure II. 1 : Mouvement d'une masse suspendue à un ressort [3]

II.1.2 Naissance d'une vibration

Dans l'exemple de la figure (II-2), une vibration est créée lorsque l'on déplace la masse de sa position d'équilibre à une position maximale ou minimale. Si l'on considère que le mouvement n'est pas amorti, la masse vibrera indéfiniment entre ses deux positions maximale et minimale.

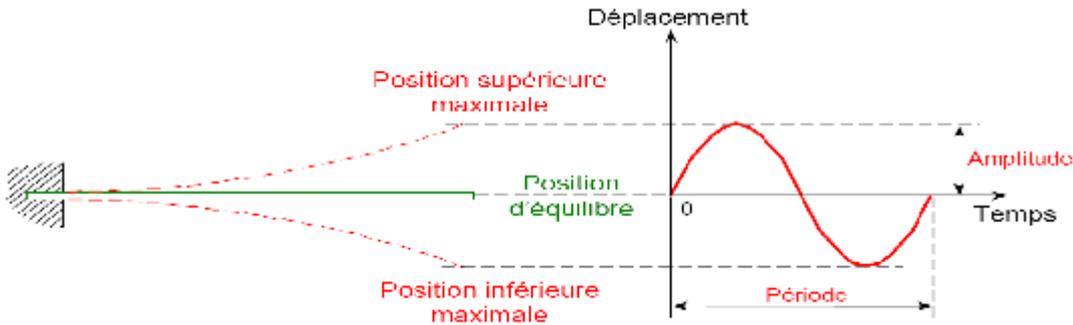


Figure II. 2 : NAISSANCE D'UNE VIBRATION [3]

II.1.3 Les correspondances : déplacement, vitesse, accélération, amplitude, fréquence

1° Déplacement :

On peut écrire l'équation de la variation du déplacement en fonction du temps, de la manière suivante : $X(t) = A \sin \omega t$ Où : x = déplacement t = temps ;

A = amplitude ; ω = pulsation ou vitesse angulaire (rad/s).

La période de ce mouvement (ici égale à un tour du rotor) est notée T ; elle est exprimée en secondes (s). L'inverse de la période, c'est-à-dire la fréquence est notée f , et est exprimée en Hertz (Hz). Nous vous rappelons que ω , T et f sont liés par les relations :

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

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$$

2° Vitesse :

La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps. Mathématiquement, la vitesse notée v est la dérivée du déplacement par rapport au temps. Elle s'écrit

$$v = \frac{dx}{dt} = d \frac{A \sin \omega t}{dt} = A \omega \cos(\omega t)$$

3° Accélération :

L'accélération est une variation de vitesse par unité de temps. Mathématiquement, l'accélération notée γ est la dérivée de la vitesse par rapport au temps. Elle s'écrit :

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{d[\omega A \cos(\omega t)]}{dt} = -\omega \times \omega A \sin \omega t$$

4° Amplitude :

L'amplitude (A) est le déplacement maximal par rapport à la position d'équilibre, ou encore la vitesse ou l'accélération maximale, selon le capteur de vibrations utilisé. Pour simplifier, nous ne tiendrons compte que du déplacement. Dans ce cas, l'unité utilisée habituellement pour mesurer l'amplitude des vibrations est le micromètre ($1\mu\text{m}$) : $1\mu\text{m} = 10^{-6}\text{m}$.

5° Fréquence :

La fréquence (f) est le nombre de cycles de vibration par unité de temps. L'unité de fréquence est l'hertz (Hz), soit un cycle par seconde. Comme la vitesse de rotation des machines tournantes est exprimée en tours par minute (T/M), la fréquence des vibrations auxquelles celles-ci sont soumises est communément exprimée en cycles par minute (C/M). Comme une minute compte 60 secondes, $1\text{HZ} = 60\text{ C/M}$.

II.1.4 Importance des vibrations :

L'organigramme suivant indique l'importance des vibrations pour relever l'état de fonctionnement de la machine :

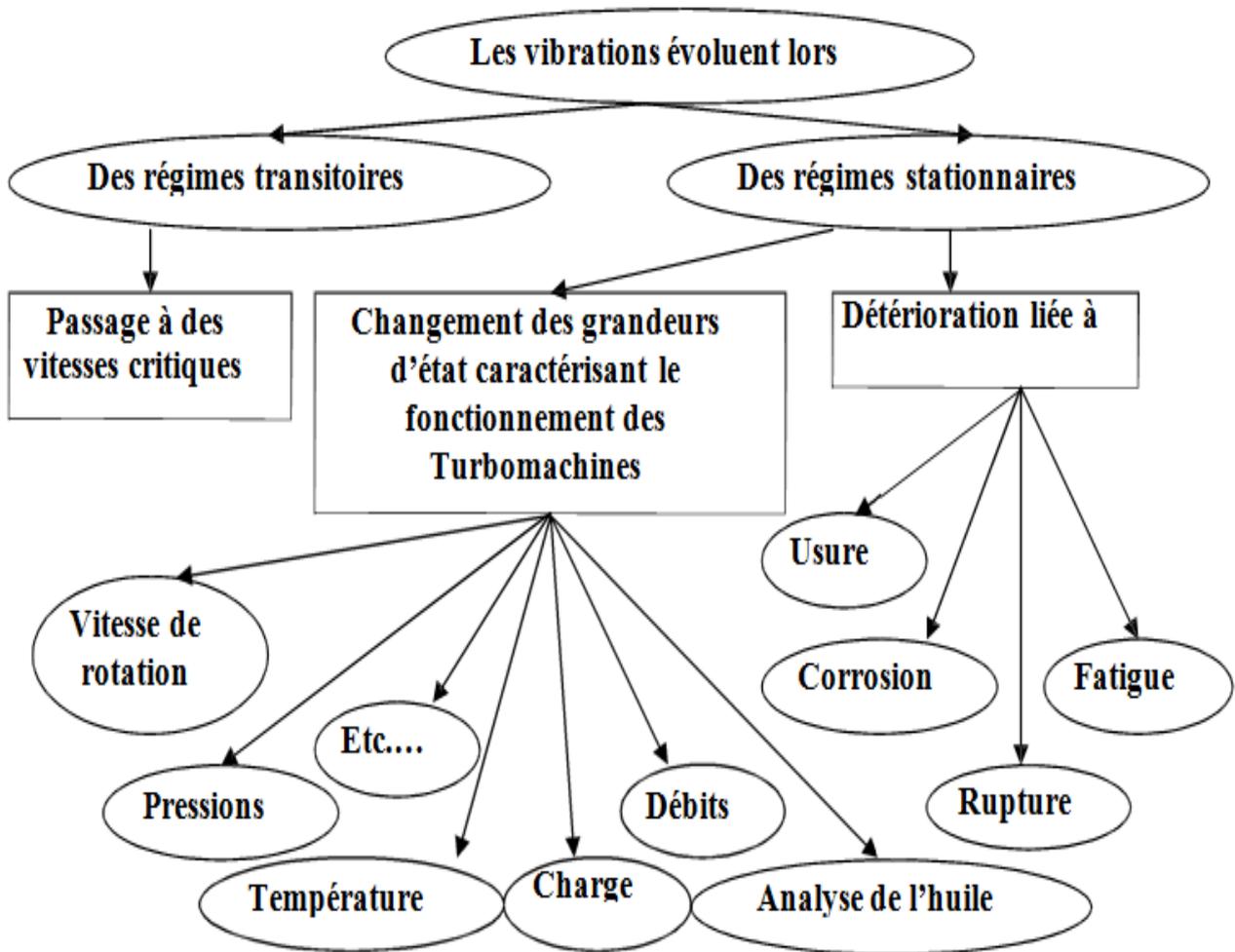
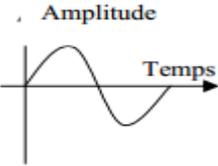
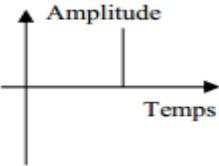
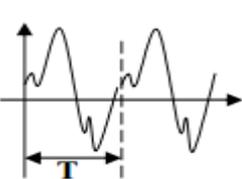
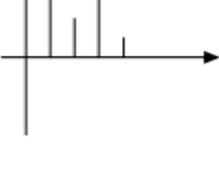
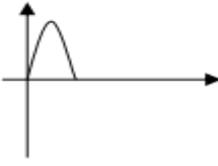
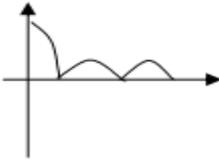
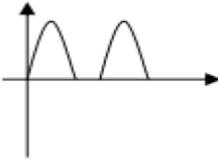
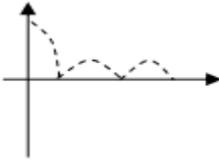
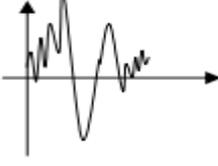
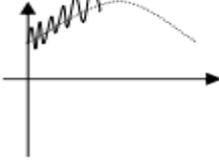


Figure II. 3 : Importance des vibrations

II.1.5 Différents types de vibrations

On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité) comme dans le tableau ci-dessous :

Tableau II 1 : Les types des vibrations

Nature de vibration	Forme temporelle	Forme spectrale	Phénomènes générateurs
<p>Harmonique (Sinusoïdale)</p> <p>Elle est représentée par une sinusoïde</p> $x(t) = X \cdot \sin(\omega t + \varphi)$			Balourd
<p>Périodique (Sinusoïdale Complexe)</p> $x(t) = \sum X \cdot \sin(\omega t + \varphi)$ <p>Elle est composée de plusieurs vibrations harmoniques</p>			Effort dynamique d'engrènement
Transitoire			Explosion Laminoirs
Transitoire périodique non harmonique			Presses Automatique
<p>Apériodique (Aléatoire)</p> <p>Elle à comportement temporel quelconque</p>			Oscillations de pression exercée sur une structure Chocs dans le Broyeur

II.2 APPLICATIONS DES VIBRATIONS

Les vibrations sont mesurées à des fins très diverses. En général, toute vibration non contrôlée est un phénomène indésirable qui augmente le bruit ou cause des défaillances mécaniques prématurées. Quatre grands domaines de mesure vibratoire peuvent définis.

II.2.1 Analyse structurelle

Il s'agit d'une méthode expérimentale performante se basant sur les mesures des vibrations pour déterminer le comportement dynamique d'une structure, allant des petites pales de turbine aux grands ponts. En utilisant un capteur de force et un accéléromètre, le signal d'excitation et la réponse vibratoire de la structure sont mesurés simultanément à l'aide d'un analyseur bicanal ou multivoie.

II.2.2 Test de vibration

Pour valider la tenue réelle d'un produit à l'environnement et donc sa conception, le test de vibration est pratiqué en soumettant une structure (une caisse automobile par exemple) à de hauts niveaux vibratoires avec un excitateur vibratoire. Le niveau de vibrations est maintenu constant dans des gammes de fréquence définies. Les informations sur la réponse fréquentielle de la structure sont obtenues.

II.2.3 Surveillance de l'état des machines et diagnostic des défauts

Dans sa forme la plus simple, une mesure du niveau global de vibration d'une machine est utilisée afin de signaler tout problème imminent. En effet, les forces internes d'une machine se caractérisent par des niveaux plus ou moins importants suivant son état (déséquilibre par exemple). Cependant, de plus amples informations sont souvent requises pour une détection fiable et précoce d'un grand nombre de défauts : Signatures fréquentielles de base et avancées. Cette technique (décrite plus loin) consiste en la mesure du spectre fréquentiel caractéristique des vibrations d'une machine en bon état, et de la surveillance de tout changement concernant les composantes spectrales. De tels changements sont le reflet d'une modification tant des éléments tournants que de la structure, et permettent le diagnostic de défauts.

II.2.4 Mesure des vibrations appliquées à l'homme

Ce domaine concerne la mesure des vibrations transmises à l'homme. Ces vibrations peuvent provenir, par exemple de véhicules ou d'outils à main portatifs. Les niveaux de vibrations mesurées sont ainsi modifiés pour satisfaire au confort humain et aux critères de santé stipulés dans les normes internationales (ISO 2631, UIC 513).

II.3 CAPTEURS DE VIBRATION

Les trois grandeurs que l'on est amené à mesurer en technique vibratoire - le déplacement, la vitesse et l'accélération. Peuvent être appréhendées par des systèmes très différents les uns des autres. On distingue trois principes plus particulièrement utilisés :

- Déplacement : principe des courants de Foucault
- Vitesse : principe électrodynamique
- Accélération : principe piézo-électrique

Ils ont tous les trois le même but : transformer une vibration mécanique en un signal électrique.

Les capteurs utilisant ces principes peuvent être actifs ou passifs. Les capteurs actifs ne nécessitent pas d'alimentation, alors que les capteurs passifs ne fonctionneraient pas sans source d'énergie auxiliaire [4]

II.3.1 Les proximètres (capteurs de déplacements)

- Le proximètre (*Figure: II 4*), ou sonde de proximité est un capteur de déplacement sans contact qui produit un signal électrique directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor.
- Les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence.
- Ces mesures seront limitées aux basses fréquences (< 100 Hz).
- Il est monté en permanence à l'intérieur du palier.
- Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications où la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avère s'essentielle. C'est pourquoi on retrouve des capteurs de déplacement installés sur la plupart des turbines hydroélectriques des et des turbomachines.
- A partir des connaissances des jeux radiaux réels d'un palier ou des jeux axiaux rotor-stator il est beaucoup plus facile de déterminer des seuils d'alerte et de danger en terme de déplacement qu'en terme de vitesse ou d'accélération. [5]

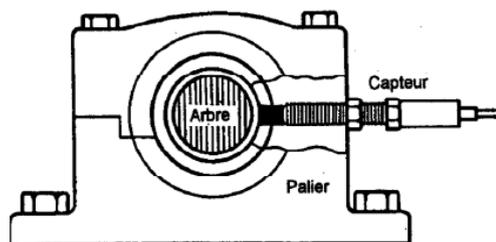


Figure II .4 : Montage d'un proximètre

II.3.2 Les vélocimètres (capteurs de vitesses)

- Les capteurs de vitesse (*Figure : II 5*), ou vélocimètres, sont constitués d'une sonde à contact appelée sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée.
- Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté. La vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension électrique proportionnelle à la vitesse de mouvement de la bobine.
- La fréquence de résonance de ce type de capteur se situe généralement entre **8 → 15 Hz** et la gamme dynamique s'étend de **10 / 20 → 2000 Hz** . [5]

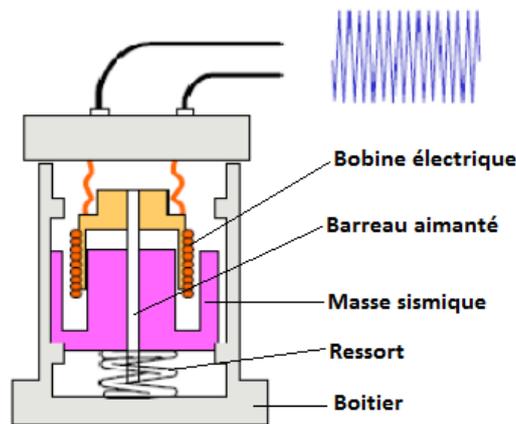


Figure II .5 : Coupe longitudinale d'un vélocimètre

II.3.3 Les accéléromètres (capteurs d'accélération)

- Un accéléromètre piézoélectrique (*Figure: II 6*), est composé d'un disque en matériau piézoélectrique (ex: Quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte.
- Quand la masse sismique se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération.
- Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibration absolue les plus utilisés pour la surveillance. Ils possèdent les propriétés suivantes :
 - ✓ Utilisables sur de très grandes gammes de fréquences
 - ✓ linéarité excellente sur une très grande gamme dynamique (140 dB)

- ✓ Intégration électronique possible du signal d'accélération pour donner le déplacement et la vitesse.
- ✓ Durabilité, car il n'y a aucun élément mobile.

Remarque: Les accéléromètres à électronique intégrée sont les mêmes que les accéléromètres piézoélectriques, à la différence qu'ils possèdent de manière incorporée ou intégrée un conditionnement de charge pour délivrer une tension proportionnelle à l'accélération.[5]

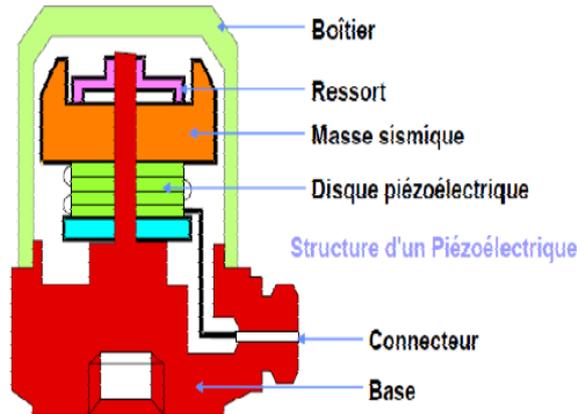


Figure II .6 : Coupe longitudinale d'un accéléromètre

II.3.4 Montage du capteur de vibration [5]

II.3.4.1 Mise en position

- Dans le cas des machines tournantes, les parties tournantes mobiles (ou rotors) sont guidés en rotation par des paliers qui peuvent être soit à roulements, hydrostatiques ou hydrodynamiques
- Les paliers étant les parties qui sont sollicitées aux efforts statiques et dynamiques appliquées à la partie mobile, les principales mesures seront effectuées au niveau des paliers (Figure: II 7).

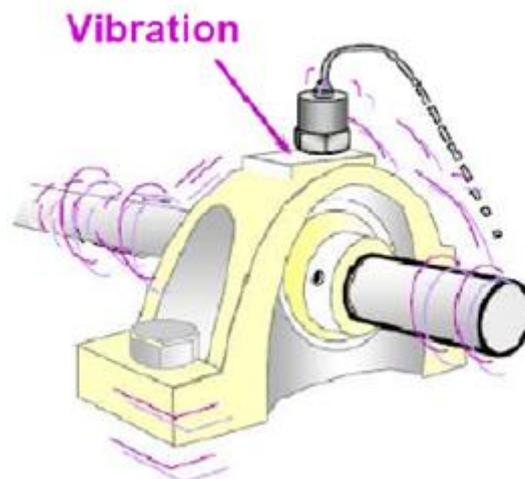


Figure II .7 : Fixation du capteur sur palier.

II.3.4.2 Type de chargements [5]

1° Charges tournantes

- Ce sont les chargements liés aux forces d'inertie due à la rotation de l'arbre.
- Elles sont générées par un déséquilibre (balourd) ou un désalignement.
- L'amplitudes des vibrations est mesurée dans un plan radial du palier (*Figure: II 8*).

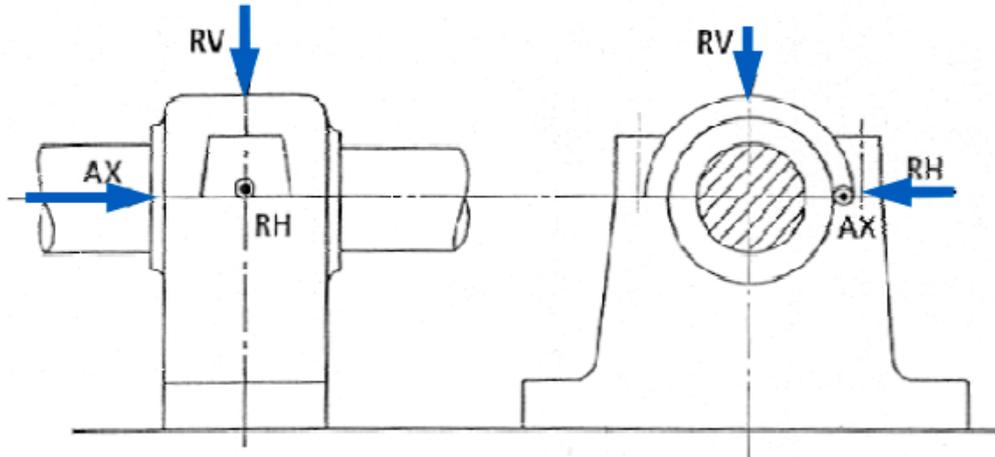


Figure II. 8 : Choix directionnel pour la prise de mesure

2° Charges directionnelles

Ce sont les chargements liées à : l'existence d'une transmission :

- par liens flexibles (Courroie et chaînes) → Réaction Horizontale **RH** et réaction Verticale **RV**
- par engrenages → Réaction Horizontale **RH** et réaction Verticale **RV** et Poussée Axiale **AX**

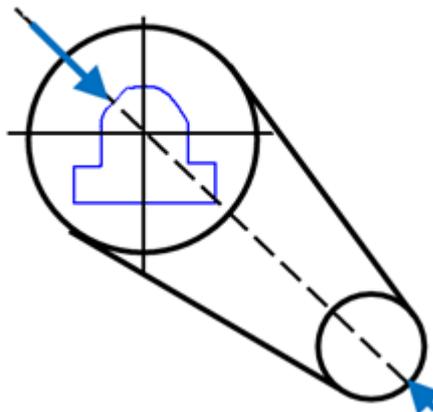


Figure II. 9 : direction favorisée pour transmission par liens flexibles (Courroie et chaînes).

II.4 DOMMAGES CAUSÉS PAR DES VIBRATIONS EXCESSIVES [1]

Les vibrations excessives doivent être évitées et rapidement supprimées lorsqu'elles sont détectées parce qu'elles ont pour effet d'accélérer l'usure de l'équipement, qu'elles causent des dommages et qu'elles peuvent provoquer une défaillance et parfois même un accident catastrophique.

On peut citer les principaux défauts et leurs fréquences correspondantes dans le tableau suivant :

Tableau II 2 : Défauts et fréquences correspondants [6]

Anomalie	Vibration		Remarque
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0.42 à 0.48 FR	Radiale	Uniquement sur palier lisse hydrodynamique à grande vitesse.
Balourd	1 x FR	Radiale	Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur deux Mesures orthogonales.
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x FR	Radiale	Aucun déphasage sur deux Mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 x FR	Axiale et Radiale	Vibration axiale plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire.
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique	Radiale	Apparaît en régime transitoire Et s'atténue ensuite.
Excitation Hydrodynamique	Fréquence de Passage des aubes	Axiale et Radiale	
Détérioration de roulement	Haute fréquence	Axiale et Radiale	Ondes de chocs dues aux écaillages.

II.4.1 Rotors et parties tournantes

II.4.1.1 Déséquilibre massique des rotors. Balourds :

Le balourd est la principale cause des problèmes de vibrations. Il s'agit d'un déséquilibre qui se produit lorsque l'axe des centres de gravité du rotor ne coïncide pas avec l'axe de rotation. L'axe des centres de gravité est défini comme une ligne joignant les centres de gravité de tranches minces fictives dont l'alignement formerait le rotor. La figure illustre un cas simple de balourd dans un rotor. En réalité, l'axe des centres de gravité a plutôt la forme d'un serpent enroulé autour de l'axe de rotation.

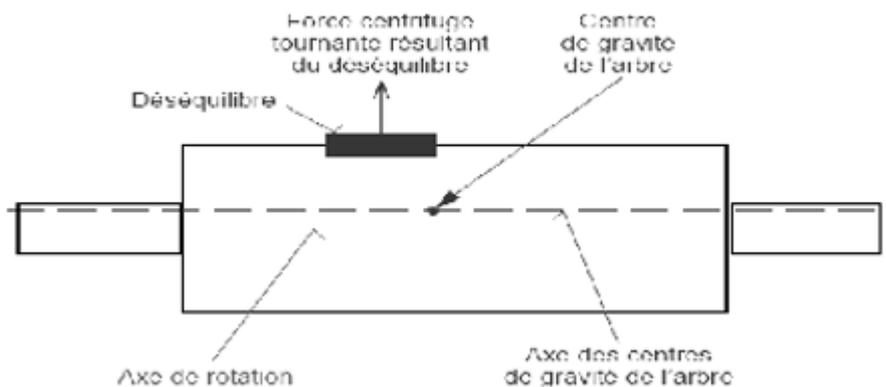


Figure II. 10 : Défaut de balourd [7]

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

- **Déséquilibre statique** : Ce déséquilibre agit aussi s'il n'y a pas de rotation; on l'appelle alors "déséquilibre statique". Il provoque un déplacement du centre de la masse en dehors du plan géométrique, durant son utilisation, le rotor oscille parallèlement à son axe de rotation.

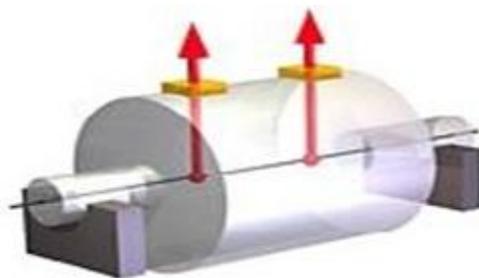


Figure II. 11 : Déséquilibre statique [7]

- **Déséquilibres de couple**: Cette répartition du déséquilibre ne peut plus être déterminée par oscillation, car le rotor n'accepte plus aucune position stable. Le rotor tourne, ce qui

donne un mouvement de saut autour de son axe (verticalement par rapport à l'axe de rotation), car les deux déséquilibres déclenchent un couple. Par conséquent, cette sorte de répartition du déséquilibre est indiquée comme un déséquilibre de couple.

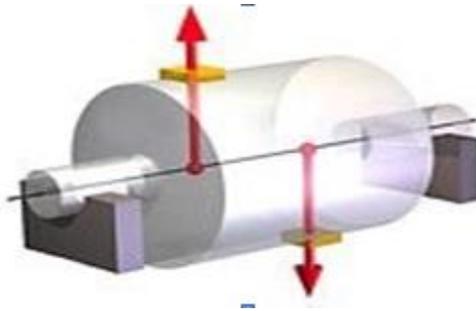


Figure II. 12 : Déséquilibres de couple [7]

- **Les déséquilibres dynamiques:** Le rotor réel possède non seulement un déséquilibre indépendant, mais théoriquement plusieurs autres qui sont répartis arbitrairement le long de l'axe de rotation. Ceux-ci peuvent être remplacés par deux déséquilibres résultants (comme ici, représentés par les flèches) dans deux plans quelconques qui ont en général des intensités diverses et des positions angulaires différentes. Puisque ce non-état d'équilibrage ne peut être établi complètement que pendant la rotation, on parle d'un déséquilibre dynamique. Il peut se décomposer en un déséquilibre statique et un déséquilibre de couple. Pour corriger complètement le déséquilibre dynamique, il est nécessaire d'avoir deux plans de compensation. Le déséquilibre dynamique se produit pratiquement sur tous les rotors. C'est pourquoi, on emploie, pour effectuer l'équilibrage, des machines à équilibrer verticales aussi bien qu'horizontales.

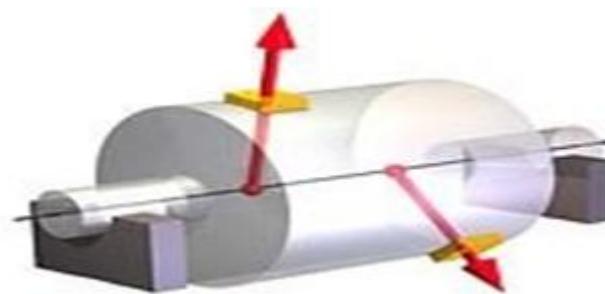


Figure II. 13 : Les déséquilibres dynamiques [7]

- **Balourd d'origine mécanique (rupture d'une aube, etc.):** Lorsqu'il y a rupture et départ d'un morceau du rotor, comme par exemple d'une ailette, on observe généralement une évolution instantanée des vibrations. Cette évolution est mieux perçue si l'on surveille simultanément l'amplitude et la phase des vibrations dans une représentation vectorielle.

Les pertes d'aubes se traduisent aussi par des perturbations de l'écoulement (présence d'impulsions de pression répétées) [8].

- **Frottement (Balourd créé par l'échauffement):**

Si au passage par un orifice (palier, joint d'étanchéité par exemple) l'arbre s'échauffe de manière dissymétrique, soit parce qu'il frotte, soit parce que le brassage d'huile provoque un échauffement plus intense d'un côté de l'arbre que de l'autre, si de plus, la déformation de l'arbre qui résulte de cet échauffement déplace à son tour le point chaud (vibration maximum décalée par rapport au point chaud qui lui donne naissance) alors, toutes les conditions sont réunies pour amorcer un phénomène de variations cycliques du déséquilibre[8].

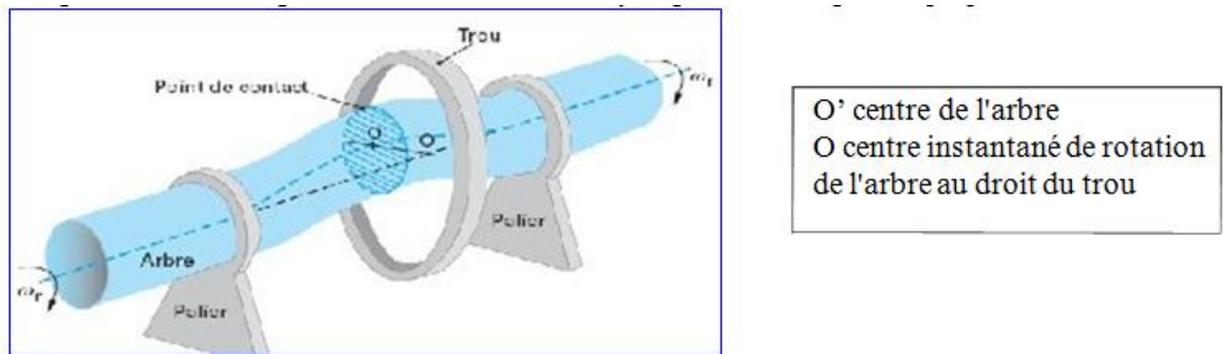


Figure II. 14 : Phénomènes de frottement-échauffement (rotor / parties fixes) [9]

II.4.1.2 Désalignement angulaire

Le désalignement angulaire survient lorsque les axes des arbres se croisent. La vibration est radiale et axiale. Un arbre courbé se comporte de façon identique. Lorsque le désalignement angulaire est critique, l'amplitude de la vibration axiale est supérieure à l'amplitude de la vibration radiale.

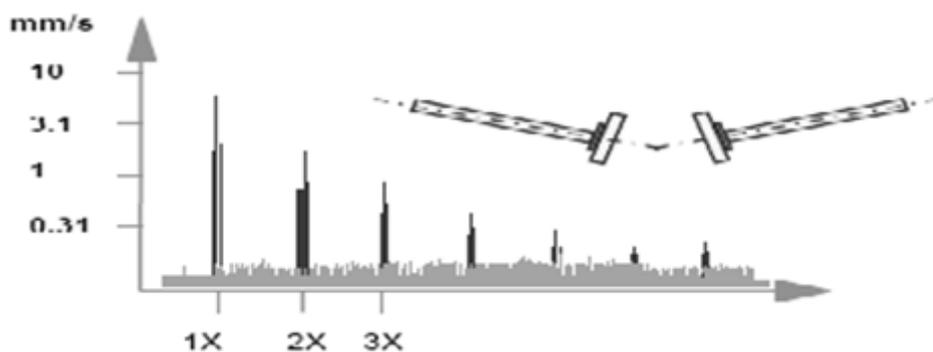


Figure II. 15 : Spectre typique de désalignement angulaire [10]

II.4.1.3 Désalignement parallèle

Lorsque les lignes médianes des arbres sont montées parallèle sans se rencontrer, on a un désalignement parallèle. Si l'amplitude de la vibration dans la direction radiale aux harmoniques $2x$, $3x$ et $4x$ est supérieure à l'amplitude de la vibration à $1x$, le désalignement parallèle est sévère.

Si on détecte une vibration à l'harmonique $5x$, alors le problème n'est pas le lignage, mais plutôt un choc périodique.

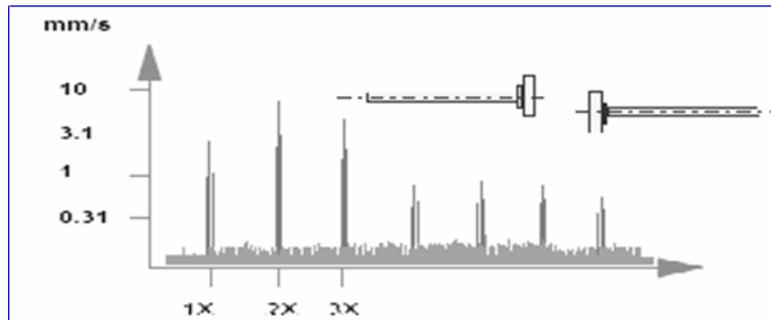


Figure II. 16 : Spectre typique de désalignement parallèle [10]

II.4.2 Dégradation des appuis

II.4.2.1 Défauts des roulements

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage) etc.

Tous ces défauts ont un point commun : ils se traduisent tôt ou tard par une perte de fragments de métal. Ce défaut consécutif de la destruction est l'écaillage. Il se traduit par des chocs répétés des billes sur la cage de roulement.

Pour améliorer la détection, on réalise un filtrage par le capteur de vibration. On utilise pour cela un accéléromètre à large bande passante, qui excité par les chocs. Il laisse passer les chocs, pas le bruit de fond. Ce filtrage assure une meilleure discrimination du défaut. Il suffit de mesurer le niveau du signal de sortie, qui, en l'absence de choc, est faible et augmente très vite, en cas de défaut. Ce type de défauts se caractérise donc par une augmentation de la valeur efficace du signal et de son facteur de crête. La base de la détection du défaut de roulement est donc de détecter l'augmentation de l'énergie du signal, ou plutôt, si l'on veut avoir une détection précoce, de ce qui dans l'énergie indique la présence de petits chocs répétés.

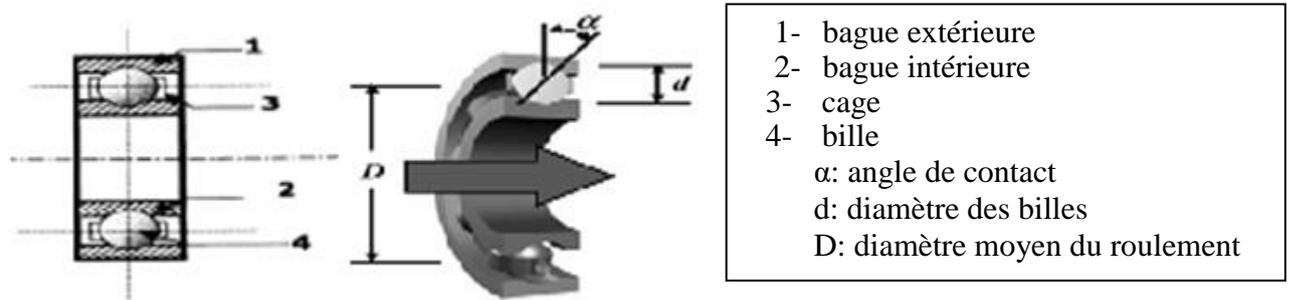


Figure II. 17 : Caractéristiques des roulements [11]

II.4.2.2 Défaut d'Engrenages

- **Identification des défauts d'engrenage.**

L'amplitude de la vibration à la fréquence d'engrènement ne suffit pas à caractériser un problème.

Pour qu'un défaut soit significatif, il faut une augmentation de l'amplitude à la fréquence d'engrènement, mais aussi, la génération d'autres fréquences (harmoniques et modulation de la fréquence d'engrènement)

- **Sources de vibrations des engrenages :**

- ✓ Flexion des dents due à la charge.
- ✓ Usure régulière, uniforme de la denture.
- ✓ Phénomènes locaux (dent fissurée...).

Ces vibrations affectent la fréquence d'engrènement « F_e » : $F_e = \text{Nombre de dents} \times \text{Frot}$ et ses harmoniques



Figure II .18: Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale [12]

II.4.3 Cavitation

Ce phénomène hydrodynamique induit des vibrations aléatoires qu'il faut pouvoir reconnaître pour les éliminer en modifiant les caractéristiques d'aspiration de la pompe. La cavitation se reconnaît également par un bruit caractéristique. Une cavitation provient de la collision de bulles (produit d'ébullitions locales dans certaines conditions du fluide: basse pression dynamique).

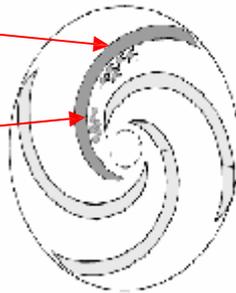
Ces collisions sont excessivement brèves et donc amples en fréquence. Les résonances sont excitées dans tout le spectre.

Les hautes fréquences sont particulièrement excitées.

Dans le spectre d'enveloppe, on observera une augmentation du pied de spectre (carpette)

Sans qu'aucune raie ne soit visible.

Les effets des
Bulles D'air sur les pales
De roue de pompe
Centrifuge
Les bulles d'aire



FigureII .19: cavitation el le spectre correspond [13]

II.5 STRATÉGIES DE SURVEILLANCE VIBRATOIRE [5]

- L'état opérationnel d'une machine ayant des organes et des pièces mobiles, est influencé par des effets dynamiques internes, qui se caractérisent par des niveaux plus ou moins importants.
- Parmi les effets dynamiques, il y a les **vibrations mécaniques** qui se manifestent entre les pièces mobiles de la machine et se propagent dans les structure qui sont reliées ou avoisines cette machine.
- En terme de stratégies de surveillance vibratoire des machines, on distingue 04 stratégies:
 1. Mesure en niveau global
 2. Bandes de fréquence
 3. Tendances (courbe de tendance)
 4. Analyse spectrale

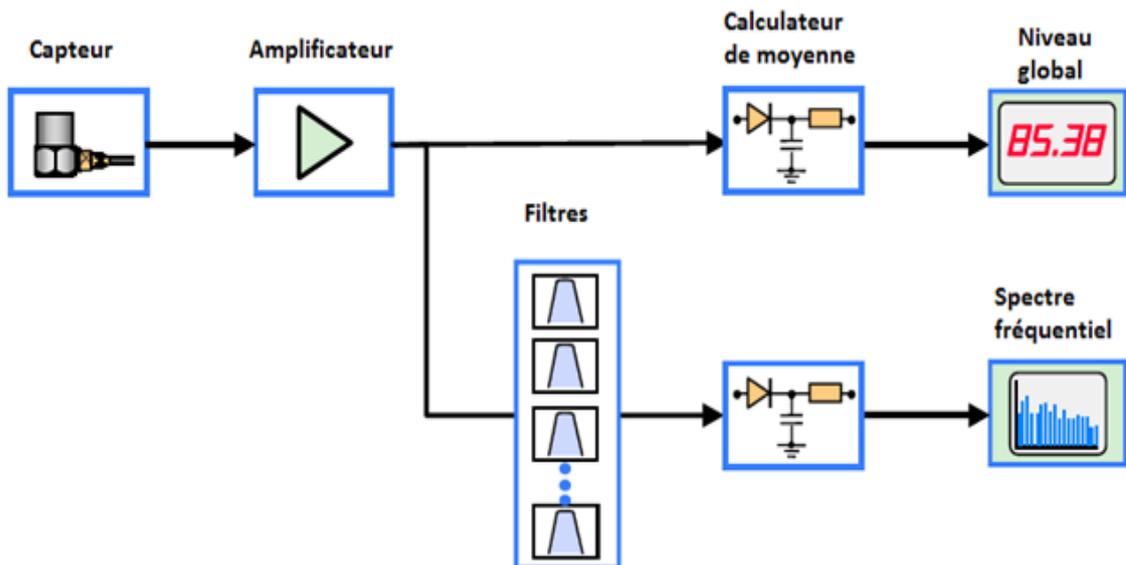


Figure II.20 : Voies de surveillance vibratoire des machines

II.5.1 Choix d'une stratégie

La règle générale

Pour décider sur la stratégie de surveillance, et dire est-ce qu'une mesure vibratoire en niveau global est suffisante ou bien une analyse spectrale est requise, l'ingénieur doit connaître la machine, c'est-à-dire, les défauts qui surviennent le plus souvent, ainsi que les pièces qui font l'objet d'intérêt. Ainsi, l'ingénieur décide:

- pour les **équipements simple** et **non critique** → Mesure en **niveau globale**
- pour les **machines complexes** et les **équipements critiques** → **Analyse spectrale**

II.5.2 Mesure vibratoire en niveau global

II.5.2.1 Techniques

- C'est la voie la plus simple pour exprimer les conditions opérationnelles de n'importe quelle machine et cela en lui assignant simplement un nombre ayant une valeur. Cela est fait en utilisant la sortie détecteur de **RMS**, et donner une valeur qui exprime le niveau énergétique de vibration.
- Cette stratégie de surveillance consiste à :
 - ✓ mesurer, à l'aide de capteurs, le niveau global d'un ou de plusieurs indicateurs (déplacement, vitesse ou accélération);
 - ✓ suivre son évolution dans le temps et à le comparer a des normes ou des mesures précédentes.
- L'évolution des indicateurs (déplacement, vitesse ou accélération) étant due à une dégradation de la machine, la mesure vibratoire en niveau global permet de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de se faire une première idée des types de défauts qui affectent la machine.
- Cependant, cette stratégie ne permet pas et n'offre pas beaucoup de possibilité pour effectuer ou d'établir un diagnostic précis.

En mesure vibratoire au niveau global, et pour un Indicateur donné, il faut choisir l'une des mesures suivante pour traiter le signal temporel

Tableau II.3 : Techniques de mesure du niveau global

ANGLAIS	FRANÇAIS	
Peak	Crête	$V_{Moy} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x dt}$
Peak-Peak	Crête à crête	
Average	Moyenne	
Root Mean Square (RMS)	Valeur efficace	$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$
Crest Factor	Facteur de crête	
Periodicity / Repetition Rate	Périodicité/Taux de répétition	
Duration	Durée	

II.5.2.2 Choix des techniques

En fonction de la plage de fréquence et du type d'indicateur , on choisit le niveau de mesure globale. En maintenance conditionnelle, on a le choix entre trois niveaux:

Tableau II 4 : choix des techniques

Plage de fréquence	Indicateur	Niveau	Valeur
(0 → 1000 cpm)	déplacements [μm]	crête	1 x l'amplitude du signal
(1000 → 60 000 cpm)	vitesses [mm/s]	crête à crête	2 x l'amplitude du signal
(>40 000 cpm)	accélération [mm/s^2]	RMS	$\sqrt{2}/2$ x l'amplitude du signal

II.5.2.3 Limite de la mesure en niveau global

- En maintenance préventive et afin de signaler tout problème imminent d'une machine, on utilise les mesures des niveaux globaux des vibrations mécaniques, car elles mettent en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce.
- Cependant elles ne permettent pas d'accéder au diagnostic, c'est à dire, d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et d'en préciser la gravité.
- Pour une détection fiable et précoce d'un grand nombre de défauts, des informations plus précises sous forme de signatures fréquentielles sont souvent requises.

II.5.3 Analyse spectrale

- Les signaux temporels vibratoires réels issus des capteurs sont très riches en informations en raison du grand nombre de sources vibratoires présentes dans une machine. Les changements dans les images vibratoires sont le reflet d'une modification dans le comportement dynamique de la structure et des éléments mobiles d'une machine.
- Sachant que les différentes pièces d'une machine vibrent avec différentes amplitudes et différentes fréquences, cette vibration est à l'origine de l'endommagement par fatigue, souvent responsable du bris de machine
- Ainsi, l'analyse de la signature fréquentielle de chaque composant de la machine, permet de renseigner sur l'état vibratoire de la machine, et aide à la surveillance de tout changement concernant le comportement dynamique des éléments de la machine.
- Pour accéder au diagnostic, c'est-à-dire, identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible en préciser la gravité, on procède à l'analyse systématique du spectre fréquentiel du signal vibratoire pour rechercher la présence d'images vibratoires qui permettent le diagnostic des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée.
- La technique qui permet l'analyse systématique ainsi que la détermination du spectre fréquentiel par calculs (ou par mesure) du niveau de la fréquence de chaque composante, s'appelle : **Analyse spectrale**.

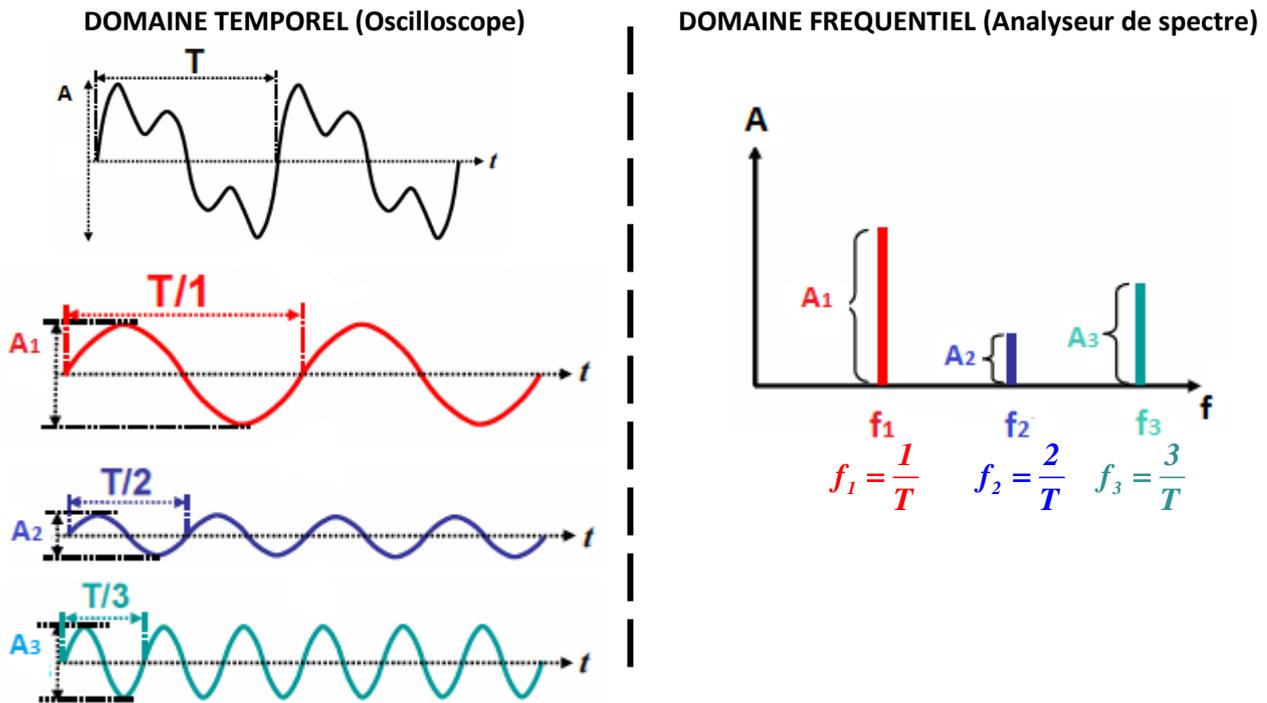


Figure II.21 : Obtention du fréquentiel

II.5.3.1 Domaine temporel

- Le domaine temporel donne la représentation en fonction du temps du signal vibratoire délivré par un capteur.
- Cette représentation est utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres de fonctionnement (exp: étude de la vibration d'une turbine lors de sa décélération).
- Ce type de représentation, aisé à exploiter lorsque le signal est simple (vibration sinusoïdale induite par un balourd) [Figure II.22], devient vite inexploitable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples [figure II.23].

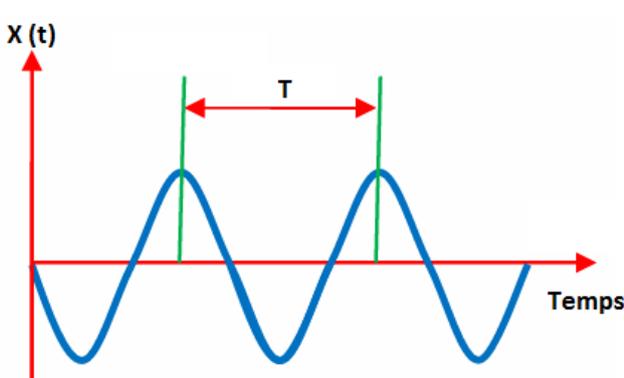


Figure II.22: Signal vibratoire sinusoïdal généré par un balourd

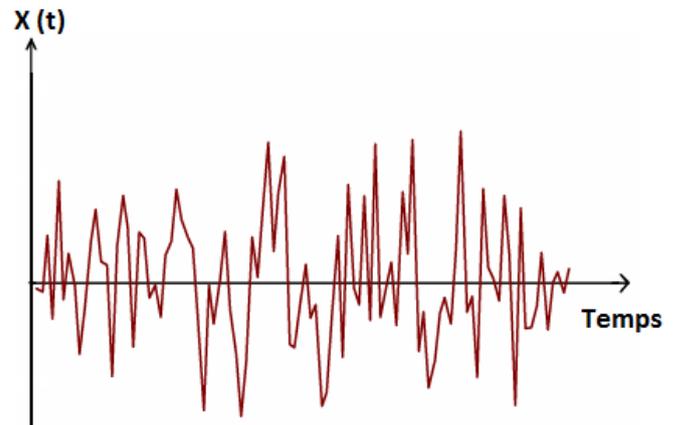


Figure II.23: Signal vibratoire complexe

II.5.3.2 Domaine fréquentiel

- Les vibrations réelles sont infiniment complexes, constituées d'un grand nombre de composantes d'origines multiples et modulées par un grand nombre de paramètres.
- Dans le domaine temporel, une vibration harmonique est composé d'une composante fondamentale et d'une série d'harmoniques.
- La vibration harmonique périodique peut être décrite sous forme d'une somme infinie de composantes fréquentielles infiniment proches.
- Pour décrire complètement une telle vibration, il faut spécifier le niveau et la fréquence de chaque composante.
- En général, on peut démontrer que toute vibration, est décomposable en vibrations pures.
- Cependant, ces vibrations complexes peuvent être considérées comme une superposition de vibrations élémentaires purement sinusoïdales représentées chacune par leur amplitude A_i et leur fréquence f_i .
- La méthode analytique qui permet la décomposition d'une vibration harmonique périodique en ses composantes est : la série de Fourier (Jean-Baptiste Fourier 1768-1830).
- Le calcul qui permet cette décomposition est : la transformation de Fourier
- La transformée de Fourier est un des outils utilisés à cet effet
- Cette fonction mathématique réalise une transposition du signal du domaine temporel vers le domaine fréquentiel.
- La représentation du signal obtenue est appelée un spectre en fréquences (ou spectre fréquentiel).
- La Transformée de Fourier est implémentée dans les analyseurs de spectres sous une forme appelée FFT (Fast Fourier Transform).
- Le spectre final contient l'ensemble des fréquences sinusoïdales (raies discrètes) constituant le signal vibratoire d'origine [figure II.24].

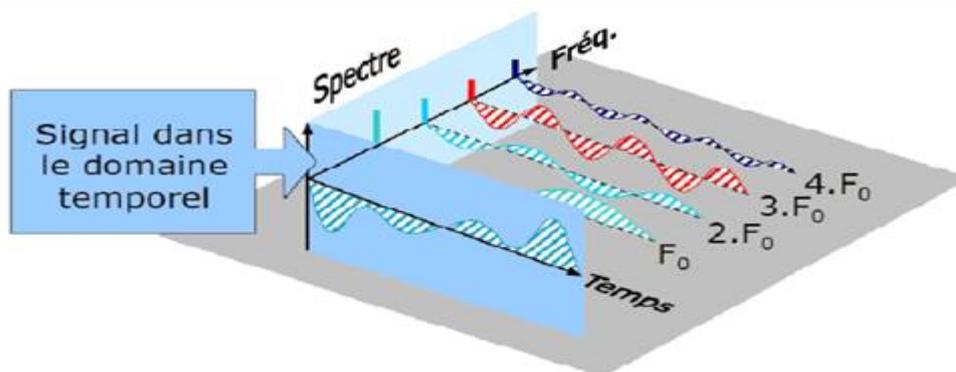


Figure II .24 : spectre de FFT