

II.5.2.Choix de techniques d'analyse

Chaque méthode a son champ d'application privilégié. Par exemple, l'analyse vibratoire convient aux défauts liés à la cinématique et à la structure de la machine, mais dans une plage de fréquences déterminées (situées généralement entre quelques Hertz et plusieurs dizaines de KHz). Elle couvre aussi les défauts spécifiques aux roulements (à plus hautes fréquences). Au-delà de 20 KHz, il est souvent préférable d'utiliser un contrôle par ultrasons ou par émission acoustique. L'analyse acoustique se limite à la détection de bruits dans les fréquences audibles, mais lorsque la dégradation d'un roulement se manifeste en une fréquence audible, il est souvent trop tard pour intervenir. L'analyse d'huile consiste principalement à analyser les particules présentes dans l'huile, ce qui va révéler une usure anormale d'un ou plusieurs organes. Elle doit être appliquée dans le cas de machines où l'huile joue un rôle primordial et lorsque l'analyse des débris d'usure est significative.

Le tableau (II.1) résume les principaux avantages, limitations et champs d'applications de ces techniques d'analyse.

	Principaux avantages	Principales limitations	Champ d'applications privilégié
Analyse vibratoire	- Détection de défauts à un stade précoce. - Possibilité de réaliser un diagnostic approfondi. - Autorise une surveillance continue. - Permet de surveiller L'équipement à distance (télémaintenance)	- Spectres parfois difficiles à interpréter - Dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses	Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc.) et de sa structure
Analyse d'huiles	- Détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement. - Possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules	- Ne permet pas de localiser précisément le défaut. - Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon	Contrôle des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détection d'un manque de lubrification, analyse des éléments d'usure.
Thermographie IR	- Permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation. - Interprétation souvent immédiate des résultats.	- Détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire. - Contrôle limité à ce que "voit" la caméra (échauffements de surface). - Ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi.	Détection de tous les défauts 'engendrant un échauffement (manque de lubrification en particulier).
Analyse acoustique	- Permet de détecter l'apparition de défauts audibles. - Autorise une surveillance continue.	- Sensibilité au bruit ambiant. - Diagnostic souvent difficile à réaliser. - Problèmes de répétabilité des mesures.	Détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire

Tableau II.1:Techniques d'analyse de l'état d'une machine tournante.

Il n'existe pas de méthode universelle permettant de détecter de manière assez précoce tous les types de défauts que l'on est susceptible de rencontrer sur une machine tournante mais la combinaison et l'association de plusieurs méthodes permet un diagnostic plus fiable et plus rapide.

La surveillance des machines ne se limite pas juste à détecter la présence d'un défaut, mais il est aussi nécessaire de pouvoir réaliser un diagnostic approfondi pour le localiser précisément et quantifier sa sévérité. **L'analyse vibratoire** est une technique qui permet de réaliser ce diagnostic. Pour plus de précision, le diagnostic par analyse vibratoire nécessite d'étudier:

- les valeurs du niveau global des vibrations.
- les contenus fréquentiels des signaux à l'aide outils sophistiqués du traitement de signal (spectre, cepstre, analyse d'enveloppe... etc.).

II.6.La surveillance et le diagnostic par l'analyse vibratoire

II.6.1.La surveillance

Le but de la surveillance 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.

Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée.

II.6.2.Le diagnostic

Il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il fait suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance et il permet de désigner l'élément de la machine défectueux.

Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. Le diagnostic fait appel à des connaissances approfondies en mécanique et une formation spécifique en analyse du signal.

II.7. Vibrations des machines tournantes

En pratique, une bonne conception produira de faibles niveaux vibratoires dans une machine tournante. Cependant, la machine vieillissant, les fondations travaillent, les pièces se déforment et s'usent, et de légers changements dans ses propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les paliers s'usent, les rotors se déséquilibrent, les courroies se détendent, les jeux augmentent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui excite les résonances et ajoute une charge dynamique considérable aux paliers.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance des lois d'endommagement.

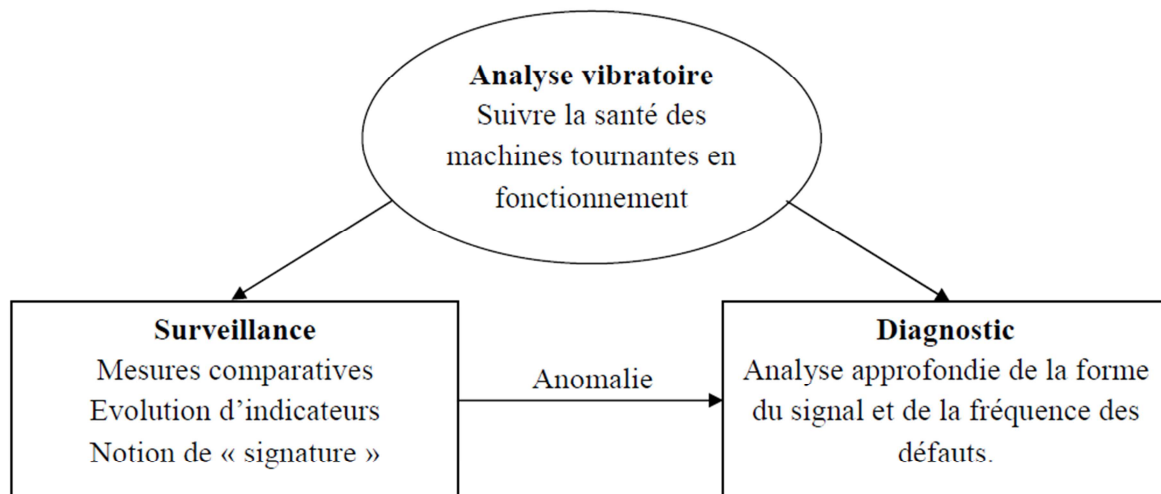


Figure II.3: déroulement d'une analyse vibratoire

II.7.1. Notion et généralités sur les vibrations

On appelle une vibration c'est la variation cyclique d'une grandeur physique autour de sa valeur moyenne. Un système mécanique est dit en vibration, lorsque il est animé d'un mouvement de va et vient, autour d'une position d'équilibre (de repos).

Les vibrations sont la manifestation la plus évidente de l'apparition de contrainte sur une machine tournante. C'est la réponse de la structure à l'excitation des forces internes et externes.

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

L'exemple le plus simple d'un système en vibration est sans doute donné par le mouvement d'une masselotte suspendue à un ressort et relâchée après traction.

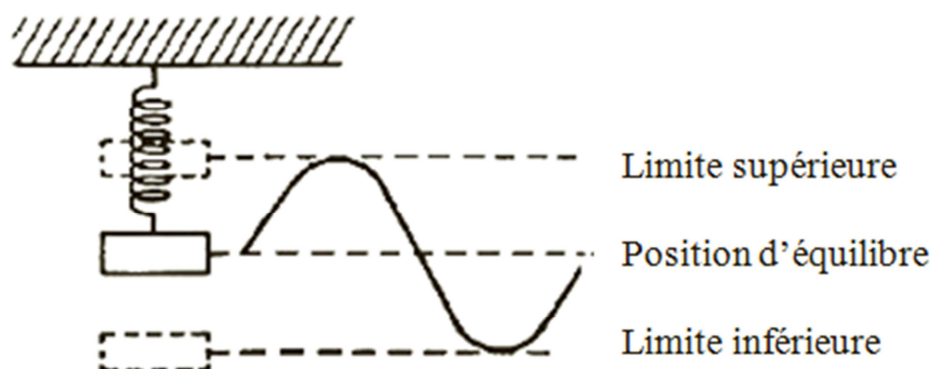


Figure II.4 :Système masse-ressort [26]

II.7.2. Origine des vibrations

Elles sont dues aux effets dynamiques des jeux, des contacts de frottement ainsi qu'au déséquilibre des pièces en rotation, Elles sont inévitables.

Les vibrations d'une machine tournante se transmettent du rotor à la structure à travers les paliers. Elles seront donc mesurées au niveau des paliers.

II.7.3 Signaux vibratoires

II.7.3.1 Structure des signaux vibratoires

Les signaux vibratoires relevés sur les systèmes mécaniques en fonctionnement contiennent l'information nécessaire relative à l'état des composants de la machines, tout le problème consiste à isoler l'information relative à chaque élément. En effet, les signaux ont une structure complexe et sont constitués de différentes composantes:

- Une partie du signal provient des phénomènes cycliques se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrenages, les mouvements existants au sein d'un enroulement... etc.
- Une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système.

II.7.3.2 signaux

On désigne, sous ce vocable très général, toute grandeur pouvant avoir un effet sur une structure pour modifier son équilibre ou son comportement : force, tension, accélération, vitesse, pression acoustique, ...etc. En simplifiant, on peut classer les différents signaux dans l'une des catégories suivantes :

a) Signaux harmoniques

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde (Figure II.5). Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le balourd d'un rotor en mouvement.

Si l'on décrit mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons :

$$X(t) = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (\text{II-01})$$

Avec :

X : amplitude.

ω : vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ($2\pi f$).

f : fréquence du mouvement.

φ : phase du mouvement par rapport à une référence dans le temps[12].

AMPLITUDE

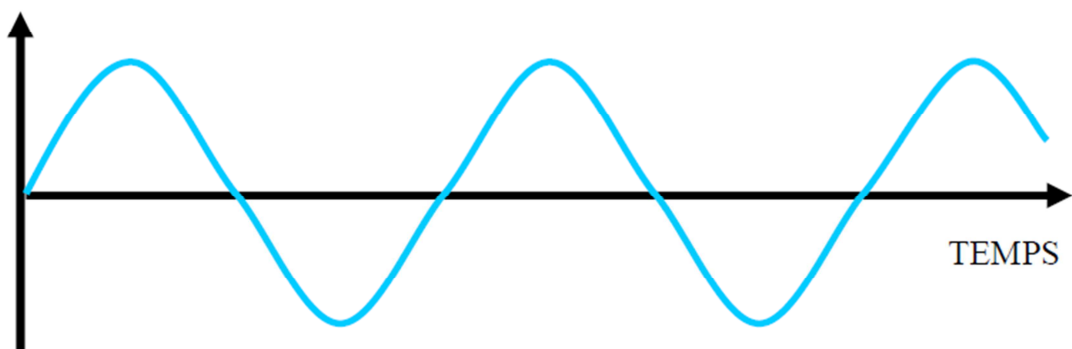


Figure II.5: La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale)

b) Signaux périodiques non harmoniques

Un signal périodique non harmonique est une somme de signaux harmoniques de différentes amplitudes maximales (constantes) mais dont les pulsations sont multiples d'une pulsation dite fondamentale, comme l'illustre la (Figure II.6). Le signal est connu à l'instant "t" et se retrouve rigoureusement identique à l'instant " $t \pm nT$ " (n : étant un nombre entier).

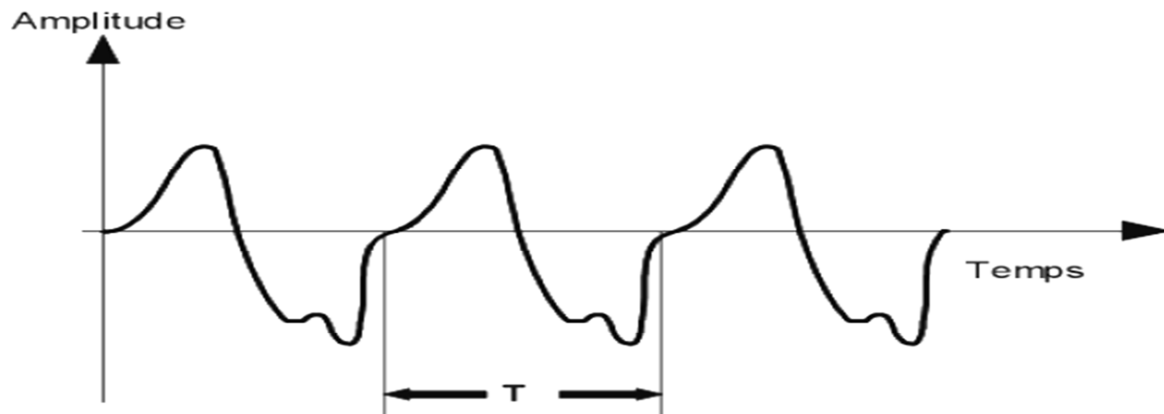


Figure II.6: La représentation d'un signal périodique non harmonique [12]

c) Signaux transitoires et aléatoires

La Figure (Figure II.7) : montre deux exemples de signaux non périodiques. Les signaux transitoires se produisent pendant un intervalle de temps limité. Les signaux aléatoires ont leurs caractéristiques d'amplitude et de fréquences qui changent aléatoirement en fonction du temps.

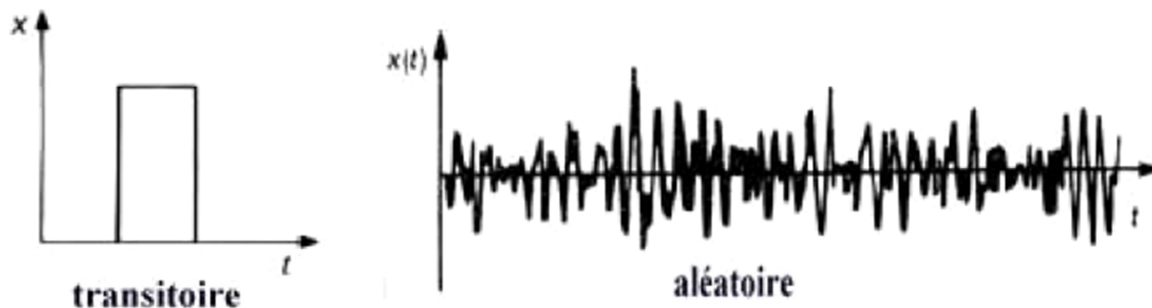


Figure II.7: Exemples d'un signal transitoire et d'un signal aléatoire [12]

On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité) comme illustré par le tableau (II.2) :

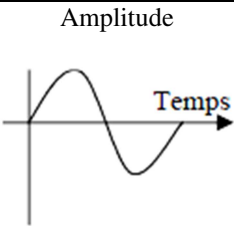
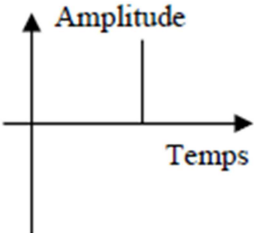
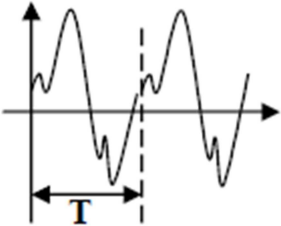
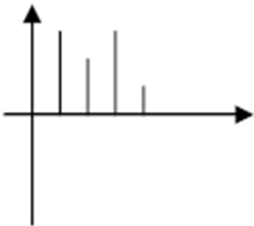
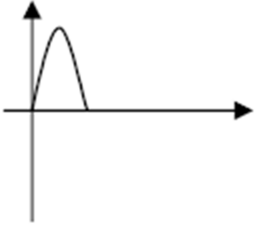
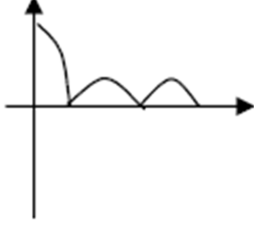
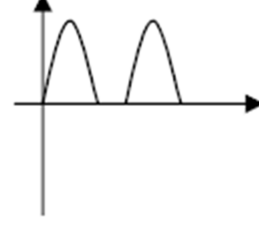
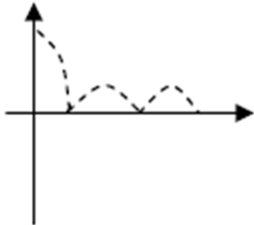
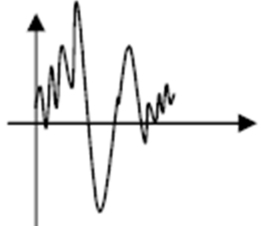
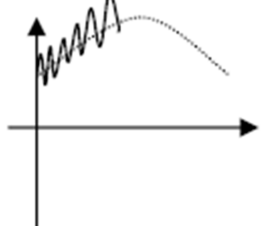
Nature de vibration	Forme temporelle	Forme spectrale	Phénomènes générateurs
Harmonique (Sinusoïdale) Elle est représentée par une sinusoïde $X(t) = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$			Balourd
Périodique (Sinusoïdale Complexe) $X(t) = \sum X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$ Elle est composée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

Tableau II.2: les différents Nature de vibration

II.7.3.3 Définition et concepts liés aux signaux

Le traitement du signal est une discipline indispensable de nos jours. Il a pour objet l'élaboration ou l'interprétation des signaux porteurs d'informations. Son but est donc de réussir à extraire un maximum d'information utile sur un signal perturbé par du bruit en s'appuyant sur les ressources de l'électronique et de l'informatique.

a-Bruit

Un bruit correspond à tout phénomène perturbateur gênant la transmission ou l'interprétation d'un signal [10].

b-Rapport signal sur bruit

Le rapport signal sur bruit mesure la quantité de bruit contenue dans le signal. Il s'exprime Par le rapport des puissances du signal (P_S) et du bruit (P_N). Il est souvent donné en décibels (dB).

$$\left(\frac{S}{N}\right)_{dB} = 10 \log \frac{P_S}{P_N} \quad (\text{II-02})$$

c- La série de Fourier

La décomposition en série de Fourier permet de décomposer un signal en somme de sinusoïdes. On utilise principalement les séries de Fourier dans le cas des signaux périodiques. Elles permettent ainsi de passer facilement du domaine temporel au domaine fréquentiel. Pour pouvoir être décomposable, un signal doit être à variations bornées

Pour tout signal $s(t)$ réel où $s(t) = s(t+T_0)$, on peut écrire :

$$S(t) = S_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos(n\omega_0 t) + B_n \sin(n\omega_0 t)] \quad (\text{II-03})$$

$$\text{avec} \left(\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} \right) \quad (\text{II-04})$$

$$S_0 = \frac{1}{T_0} \int_{T_0}^T S(t) dt \quad (\text{II-05})$$

$$A_n = \frac{2}{T_0} \int_{T_0}^T S(t) \cos(n\omega_0 t) dt \quad (\text{II-06})$$

$$B_n = \frac{2}{T_0} \int_{T_0}^T S(t) \sin(n\omega_0 t) dt \quad (\text{II-07})$$

On appelle le signal de pulsation ω_0 le fondamental.

On appelle les signaux de pulsation $(n \cdot \omega_0)$ les harmoniques de rang n .

La valeur de S_0 représente la valeur moyenne de $s(t)$ [10].

NB:

Si $S(t)$ est paire $B_n = 0$

Si $S(t)$ est impaire $A_n = 0$

d-Transformée de Fourier

C'est une généralisation de la décomposition de série de Fourier à tous les signaux déterministes. Elle permet d'obtenir une représentation en fréquence (représentation spectrale) de ces signaux. Elle exprime la répartition fréquentielle de l'amplitude, de la phase et de l'énergie (ou de la puissance) des signaux considérés.

Soit $s(t)$ un signal déterministe. Sa transformée de Fourier est une fonction, généralement complexe, de la variable f et définie par :

$$S(f) = \text{TF}[S(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (\text{II-08})$$

Si cette transformée existe, la transformée de Fourier inverse est donnée par :

$$S(t) = \text{TF}^{-1}[S(f)] = \int_{-\infty}^{+\infty} s(f) e^{-j2\pi ft} df \quad (\text{II-09})$$

- On appelle spectre de s le module de la transformée de Fourier de s .

II.8. Les correspondances : déplacement, vitesse accélération, amplitude et fréquence

II.8.1 Déplacement

Un déplacement: La position de la masselotte varie de part et d'autre de la position d'équilibre, allant de la limite supérieure à la limite inférieure du mouvement (figure II.8).

On peut écrire l'équation de la variation du déplacement en fonction du temps, de la manière suivante :

$$X(t) = A \sin \omega \cdot t \quad (\text{II-10})$$

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 :

$$f = \frac{1}{T} \omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (\text{II-11})$$

II.8.2 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:

$$V = \frac{dx}{dt} = d \frac{A \sin \omega t}{dt} = A \omega \cos(\omega t) \quad (\text{II-12})$$

Cette vitesse sera nulle au point haut et au point bas du mouvement de la masselotte et sera maximale autour du point d'équilibre (figure II.8).

II.8.3 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 :

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{d[\omega A \cos(\omega t)]}{dt} = -\omega A \sin \omega t \quad (\text{II-13})$$

Une accélération Celle-ci permet à la masselotte de passer de sa vitesse minimale en début de course à sa vitesse maximale au point d'équilibre avant de décélérer en fin de course (figure II.8).

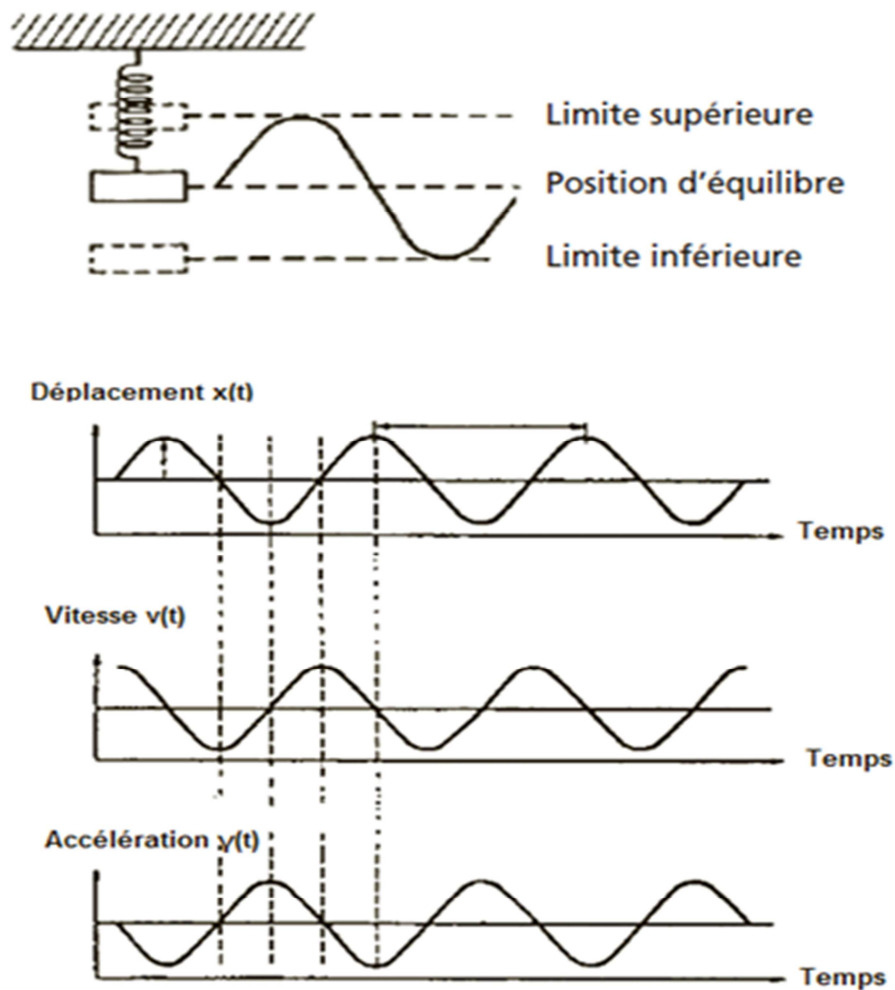


Figure II.8: Représentations du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées

- **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 ($1\mu\text{m}$):

$$1\mu\text{m} = 10^{-6}\text{ m.}$$

De cette définition générale, la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs (figure II.9) pour caractériser son amplitude

- **L'amplitude crête (A_c)** : Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.
- **L'amplitude crête à crête (A_{cc})** : appelée « peak to peak » (A_{pp}) en anglais. Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double » ($A_{pp} = 2 A_c$).
- **L'amplitude efficace (A_{eff})** : ou RMS en anglais (Root Mean Square).

Comme en électricité, elle représente l'amplitude corrigée « statique » du signal redressé, indiquant ainsi l'énergie donnée par le mouvement vibratoire.

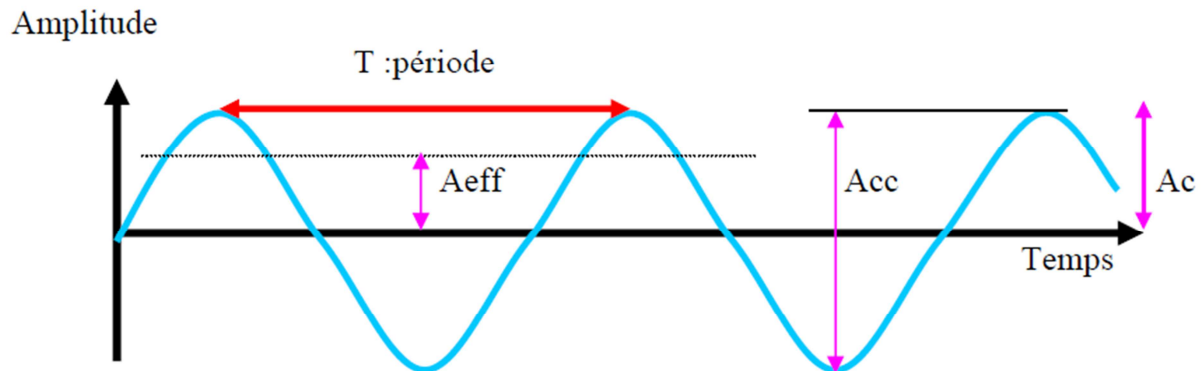


Figure II.9: La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale)[10]

- **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, $1 \text{ Hz} = 60 \text{ C/M}$.

Décibel

Les niveaux de vibrations dus à différents phénomènes, sur une même machine, étant extrêmement différents, on représente généralement ces valeurs sur une échelle logarithmique.

C'est pourquoi on a introduit les valeurs en décibels [dB]. On définit :

Le niveau de vitesse vibratoire :

$$L_v = 10 \log \left(\frac{v^2}{v_0^2} \right) \quad \text{ou} \quad (V_0 = 10^{-9} \text{ m/s}) \quad (\text{II-14})$$

le niveau d'accélération vibratoire :

$$L_a = 10 \log \left(\frac{A^2}{A_0^2} \right) \quad (\text{ou} \quad A_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2) \quad (\text{II-15})$$

NB: Attention aux conversions d'unités.

Les unités usuelles sont le micromètre (μm) pour le déplacement, le mm/s pour la vitesse et le $g(9,81 \text{ m/s}^2)$ ou le m/s^2 pour l'accélération.

II.9. Les méthodes d'analyse des vibrations

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils. Elles sont généralement classées en deux grandes familles.

II.9.1 Les méthodes temporelles

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli, elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres.

Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut.

La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square)

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien et il s'écrit sous forme discrétisée:

$$V_{\text{efficace}} = V_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (\text{II-16})$$

Où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, n représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure même des machines.

Les indicateurs crêtes

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsives telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer principalement :

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

$$\text{Facteur crête} = \frac{\text{facteur crête}}{\text{valeur efficace}} = \frac{\sup |x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (\text{II-17})$$

Le tableau suivant illustre les natures de vibrations et leurs facteurs de crête.

Nature des vibrations	Facteur de crête	Causes possible
Périodique de type sinusoïdale ou complexe ou de type "bruit de fond"	1.5 A 2.5	Balourd Désalignement ...
Aléatoire impulsif	3 à 4	Roulement en bon état
Périodique impulsif	>4	Roulement écaillé

Tableau II.3: Nature des vibrations et facteur de crête

Le Kurtosis

Le Kurtosis est le moment d'ordre 4 normé de la distribution statistique du signal. C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement.

Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3 (moment

d'ordre 4 d'un signal gaussien égale à 3). L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$\text{Kurtosis} = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2]^2} \quad (\text{II-18})$$

Où M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, $\bar{x}$ est la valeur moyenne des amplitudes, N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Le principal avantage du Kurtosis réside dans le fait qu'il ne tient pas compte de l'historique, et qu'il donne une valeur intrinsèque de l'état du roulement.

Le Kurtosis doit cependant être utilisé avec beaucoup de précaution, car il est très sensible aux chocs ce qui oblige un emploi du Kurtosis dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

II.9.2 Les méthodes fréquentielles

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

Le spectre (L'analyse en fréquence).

L'analyse « en fréquence » est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier, qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement par exemple permet sa localisation. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) sur des signaux numérisés :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (\text{II-19})$$

Où $X(f)$: est la transformée de Fourier; t : est la variable temps, f est la variable fréquence.

$$X(K\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n t_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{K}} \quad (\text{II-20})$$

Où $X(K\Delta f)$ est la transformée de Fourier discrète rapide, t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel, n est le numéro de l'échantillon, k est le numéro de la ligne fréquentielle, Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles, N est le nombre d'échantillons prélevés.

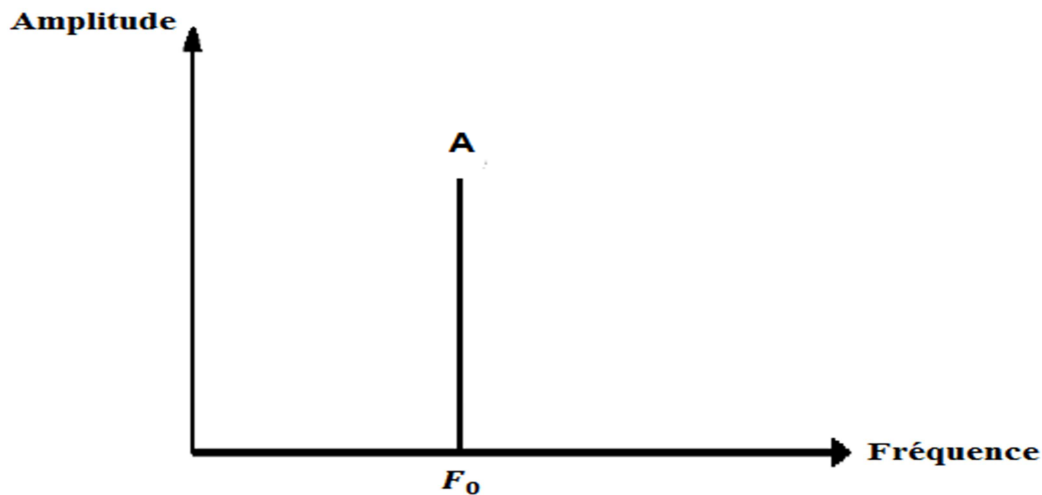


Figure II.10: La représentation spectrale d'un signal sinusoïdal

L'analyse d'enveloppe.

L'analyse d'enveloppe est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure (carters, paliers...etc.). En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulement, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure. L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure.

En pratique, pour obtenir le spectre du signal enveloppe, il faut suivre les étapes suivantes:

Déterminer les fréquences de résonance.

- Filtrer, avec un filtre passe bande, le signal temporel autour des fréquences de résonance.
- Calculer le signal d'enveloppe à l'aide de la transformée d'Hilbert.
- Calculer le spectre d'enveloppe à l'aide de la transformée de Fourier

Le Cepstre

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

$$c[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2 \quad (II-21)$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant, à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires que les indicateurs issus de techniques traditionnelles mettraient difficilement en évidence. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les fréquences correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements.

II.10. La chaîne de mesure des vibrations

L'analyse vibratoire est faite par une chaîne de mesure structurée par les éléments suivants:

II.10.1. Capteur de vibration

Le capteur de vibration est le premier élément de la chaîne de mesure considéré comme un dispositif électronique qui permet de convertir une charge mécanique (mouvements vibratoires) en un signal électrique temporel.

Le capteur doit être placé de façon à assurer un trajet direct (rotor-structure) aux vibrations.

Les mesures peuvent se faire :

- dans un plan radial (vertical: V, horizontal: H, oblique :O)
- et/ou dans un plan axial (axial: A)

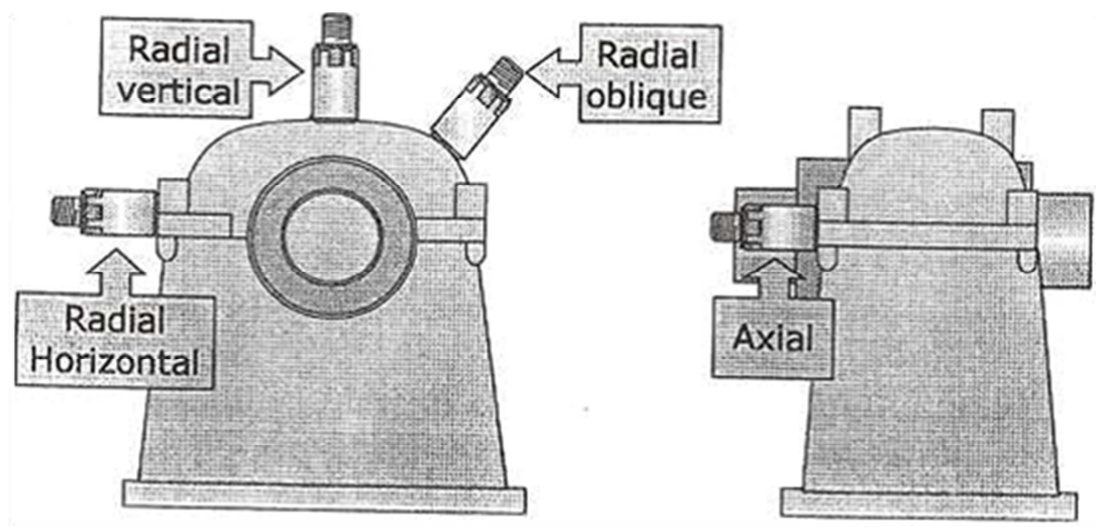


Figure II.11: les différentes Directions des mesures

II.10.2. Amplificateur

Le rôle des amplificateurs est, une fois le filtrage effectué, d'amplifier le signal de façon automatique (auto range) ou manuelle, et d'adapter sa dynamique à celle de la chaîne d'acquisition dans le but de réduire le bruit et de transmettre l'information de façon exploitable. En effet, dans le cadre du diagnostic et de la surveillance des machines à partir d'un signal accélérométrique, les amplitudes crêtes susceptibles d'être mesurées sur un palier, qui dépendent de la nature de la machine, du défaut et de la vitesse de rotation de la ligne d'arbre affectée par ce dernier, peuvent s'étendre de quelques mg à plusieurs centaines de g et nécessitent souvent de ce fait :

- Soit d'effectuer la mesure avec un capteur d'une sensibilité beaucoup plus élevée, ce qui se traduit par une nette réduction du bruit analogique et du bruit de quantification par rapport à la situation précédente, rendant ainsi le signal tout à fait exploitable,
- Soit d'amplifier fortement le signal avant son échantillonnage .

II.10.3. L'analyseur FFT

Un analyseur FFT est un dispositif de mesure destiné à afficher les différentes fréquences contenues dans un signal ainsi que leurs amplitudes respectives. Les signaux peuvent être de natures diverses : électrique, optique, sonore, radioélectrique.

II.11. Détermination des seuils

Une mesure de vibrations doit être considérée comme relative. En effet, elle n'a aucune signification lorsqu'elle est isolée.

Elle n'est que le résultat des forces émises par les différents éléments de la machine pondérées par la fonction de transfert des liaisons (roulements, film d'huile, film d'air, boulons, supports élastiques, ressorts, ...etc.).

Il faut donc définir des méthodes qui permettront de déterminer des seuils "d'avertissement" et "d'arrêt", avec une bonne probabilité de réussite.

Le seuil d'avertissement est également appelé niveau d'alarme.

II.11.1. Méthode du relevé global

Cette méthode consiste à relever les mesures globales sur une machine lorsqu'elle est réputée fonctionner de manière satisfaisante (rendement, consommations, disponibilité, ...). Cet état est dit "de référence". Dans la pratique, le seuil d'alarme est généralement fixé à 8 dB (rapport 2,5) au-dessus du niveau de référence. De même, le seuil d'arrêt est généralement fixé à 8 dB (rapport 2,5) au-dessus du niveau d'alarme.

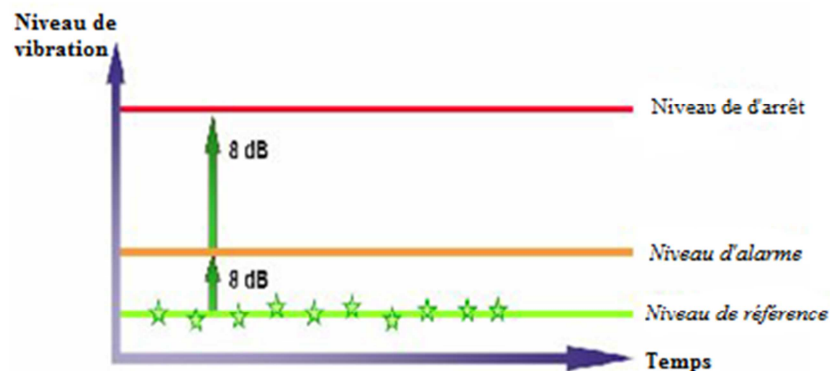


Figure II.12: détermination des seuils par la méthode du relevé global

Cette méthode pourra être utilisée lorsque les défauts à surveiller émettent des vibrations très importantes, comme le balourd ou les défauts de lignage.

II.11.2. Méthode de l'analyse spectrale

Cette méthode met en œuvre un analyseur en lieu et place d'un vibromètre.

Les seuils d'alarme et d'arrêt sont déterminés selon la même méthode que précédemment, sur le spectre au lieu de la mesure globale.

Cette méthode devra être préférée lorsque les défauts à surveiller émettent des vibrations très faibles, comme les défauts d'engrènement ou de roulement.

II.11.3. Seuils de jugement

La norme propose pour chacun des quatre premiers groupes des seuils de jugement qui déterminent les domaines suivants.

- Bon
- Admissible
- Encore admissible
- Inadmissible

Ces seuils ne sont qu'une proposition basée sur une statistique regroupant de très nombreuses machines de types très différents. Il est de la responsabilité de l'utilisateur d'affiner ces seuils machine par machine, en fonction de leur historique. Ces seuils pourront ainsi être modifiés à la baisse ou à la hausse (figure II.13).

28.0	inadmissible	inadmissible	inadmissible	inadmissible
18.0				
11.2			Encore admissible	Encore admissible
7.10			Admissible	Admissible
4.50	Encore admissible	Encore admissible	Admissible	Admissible
2.80	Admissible	Admissible		
1.12	Bon	Bon	Bon	Bon
0.71				
0.45				
0.28				
Intensité Vibratoire v_{eff} [mm/s]	Group k Petites machine	Groupe M Machine Moyenne	Groupe G Grosses machine	Groupe T Turbo-générateurs

Figure II.13: normes AFNOR E90-300 ou ISO 2372

La norme ne propose aucun seuil de jugement pour les machines des groupes V et VI, car ils comprennent les machines alternatives, présentant des comportements très variables en fonction du nombre de cylindres, de l'angle entre ces cylindres et du calage des manetons.

Ces groupes comprennent également des machines à balourd variable ou des machines construites spécialement pour vibrer.

Les seuils de jugement pour les machines des groupes V et VI ne pourront donc être déterminés que par le constructeur ou l'utilisateur.

II.11.4. Les Groupes

Cette norme distingue six groupes de machines. Les critères de distinction sont la puissance, les fondations et la présence d'effets de masse alternatifs non compensables (par exemple pour les machines à piston). Ces groupes sont définis comme suit :

GROUPE I (K)

Eléments de moteurs ou de machines qui, dans leurs conditions normales de fonctionnement, sont intimement solidaires de l'ensemble d'une machine (par exemple moteurs électriques produits en série, puissance jusqu'à 15 kW).

GROUPE II (M)

Machines de taille moyenne (en particulier moteurs électriques de puissance comprise entre 15 et 75 kW) sans fondations spéciales. Moteurs montés de façon rigide ou machines (puissance jusqu'à 300 kW) sur fondations spéciales.

GROUPE III (T)

Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations lourdes et relativement rigides dans la direction des vibrations.

GROUPE IV (G)

Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations (par exemple groupes turbogénérateurs, particulièrement ceux qui sont installés sur des fondations légères).

GROUPE V

Machines et dispositifs mécaniques d'entraînement avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement rigides dans la direction des vibrations.

GROUPE VI

Machines et dispositifs mécaniques d'entraînement avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations. Machines avec masses tournantes accouplées souples (par exemple arbres de broyeurs). Machines telles que centrifugeuses avec déséquilibres variables, capables de fonctionner isolément, sans l'aide d'éléments de liaison.

Cribles, machines à tester la fatigue dynamique et générateurs de vibrations pour les industries de transformation.