

Surveillance vibratoire et maintenance prédictive

par **Jacques MOREL**

Ingénieur de l'École nationale supérieure de mécanique (ENSM)

*Ancien chef adjoint du Département surveillance diagnostic maintenance à EDF,
Division recherches et développement*

| | |
|--|--------------|
| 1. Enjeux de la maintenance | R 6 100 – 2 |
| 2. Défauts et manifestations | — 3 |
| 2.1 Rotors et parties tournantes | — 3 |
| 2.1.1 Déséquilibre massique des rotors. Balourds | — 3 |
| 2.1.2 Balourd d'origine mécanique | — 3 |
| 2.1.3 Balourd d'origine thermique | — 4 |
| 2.1.4 Frottement. Balourd évolutif..... | — 4 |
| 2.1.5 Rotors dissymétriques. Fissures | — 5 |
| 2.1.6 Accouplements | — 5 |
| 2.1.7 Engrenages réducteurs et multiplicateurs..... | — 6 |
| 2.2 Dégradation des appuis | — 7 |
| 2.2.1 Défauts des roulements | — 7 |
| 2.2.2 Palier à film d'huile..... | — 8 |
| 2.2.3 Dégradations du lignage..... | — 9 |
| 2.2.4 Jeu, desserrage, mauvaise fixation | — 9 |
| 2.3 Vibrations liées aux écoulements | — 9 |
| 2.3.1 Pompes et machines hydrauliques | — 9 |
| 2.3.2 Phénomènes organisés, instabilités | — 11 |
| 2.4 Fréquences propres mal placées..... | — 13 |
| 3. Détection, diagnostic et pronostic d'anomalie | — 13 |
| 3.1 Besoin | — 13 |
| 3.2 Stratégie de détection | — 14 |
| 3.3 Supports du diagnostic | — 14 |
| 3.3.1 Fiches défauts | — 14 |
| 3.3.2 Retour d'expérience : limites associées aux défauts..... | — 14 |
| 3.3.3 Symptômes | — 15 |
| 3.4 Démarche de diagnostic | — 17 |
| 3.4.1 Identification du problème..... | — 17 |
| 3.4.2 Évocation d'hypothèses. Fiches symptômes | — 18 |
| 3.4.3 Confirmation d'hypothèses. Fiches défauts | — 18 |
| 3.4.4 Tableau d'évocation..... | — 18 |
| 4. Trois stratégies de surveillance | — 19 |
| 4.1 Comportement « normal » d'une machine. Les normes..... | — 19 |
| 4.2 Bilans de santé. Maintenance prédictive | — 19 |
| 4.3 Surveillance en continu des grandes machines | — 20 |
| Pour en savoir plus | Doc. R 6 100 |

La maintenance des installations est essentielle à leur sûreté de fonctionnement et à la sécurité des personnes. Compte tenu de son coût, il est cependant judicieux d'établir un bon équilibre entre entretien préventif systématique et entretien correctif.

La surveillance des installations concourt à limiter le niveau d'entretien préventif. Dans ce contexte, l'analyse vibratoire constitue un outil de détection puis de diagnostic de défauts de fonctionnement des installations.

Aussi, après avoir décrit les principales manifestations vibratoires des défauts de fonctionnement des machines, cet article examine les stratégies de détection, de surveillance et la démarche de diagnostic s'appuyant sur l'analyse vibratoire et permettant de déduire une politique et des gestes de maintenance.

Le lecteur consultera utilement les articles :

- *Analyse vibratoire des machines tournantes* [BM 5 145] dans le traité Génie mécanique ;
- *Vibrations* [A 410] dans le traité Sciences fondamentales ;
- *Aéroacoustique et hydroacoustique* [A 430] dans le traité Sciences fondamentales ;

ainsi que les articles de la rubrique *Fonctions et composants mécaniques* du traité Génie mécanique.

Nota : les vibrations sont caractérisées par un déplacement, une vitesse ou une accélération. Dans cet article, nous représenterons schématiquement les phénomènes quels que soient les paramètres mesurés (qui dépendent du type de capteurs utilisés pour chaque cas). Les courbes ainsi obtenues sont généralement représentatives de l'évolution de l'amplitude du déplacement, de la vitesse ou de l'accélération de la vibration.

1. Enjeux de la maintenance

■ Maintenance

Le fonctionnement d'une installation, même dans des conditions normales entraîne un certain vieillissement des matériels, et parfois même des incidents ou accidents. Il est nécessaire pour en assurer un exploitation correcte de maintenir cette installation en bon état.

La maintenance a un coût et il importe de trouver le niveau optimum qui maintiendra au moindre coût l'installation à niveau sans mettre en danger la sécurité des personnes. Comme illustré figure 1, si l'on ne maintient pas l'installation, on aura trop d'incidents et leur coût va croître. À l'inverse, si l'on fait trop de maintenance préventive, le coût total va augmenter.

La maintenance optimale est donc un mélange harmonieux d'entretien préventif systématique et d'entretien correctif.

■ Surveillance des matériels

La surveillance des matériels permet de diminuer le niveau d'entretien préventif sans prendre de risque supplémentaire car on continue à s'assurer que le matériel ne présente pas d'anomalie. On peut donc diminuer les coûts, si toutefois le coût de la surveillance reste limité.

Elle s'intègre dans la politique de maintenance et doit assurer :

- **la prévention** des risques majeurs (arrêt des machines lorsque les conditions de sécurité (pour l'homme ou pour la machine) ne sont pas satisfaites ;
- **la détection** précoce des anomalies, pour éviter au maximum les avaries en remplaçant les composants défectueux si possible avant incident et au meilleur moment ;
- **l'analyse après incident**, pour remédier aux défauts constatés, éviter de les retrouver à l'avenir, ou définir les modifications nécessaires.

■ Vibration : un bon indicateur d'état

Le fonctionnement des machines engendre des efforts qui seront souvent la cause des défaillances ultérieures (efforts tournants, turbulence, chocs, instabilité).

Les efforts sont à leur tour causes de vibrations qui vont endommager les structures et les composants des machines.

L'analyse de ces vibrations va permettre d'identifier les efforts dès qu'ils apparaissent, avant qu'ils n'aient causé de dommage irréversible. Elle permettra aussi après analyse d'en déduire l'origine et d'estimer les risques de défaillance.

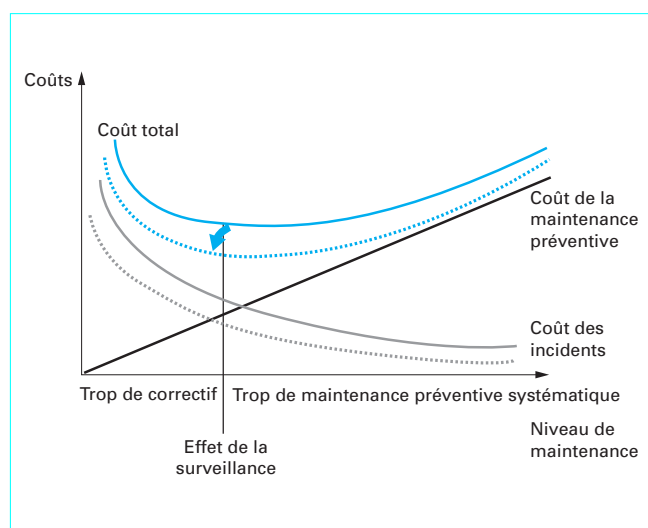


Figure 1 – Optimisation de la politique de maintenance

C'est sur ces concepts qu'est basée la **maintenance prédictive**.

Pour la mettre en œuvre, il faudra donc être capable de déterminer les causes de défaillance les plus fréquentes, d'évaluer leurs coûts, leur probabilité d'apparition, et de mettre en place une politique qui permette d'en détecter au plus tôt les symptômes.

■ Reconnaître les défauts

Il n'y a pas de maintenance prédictive sans un diagnostic minimum des défauts et de leur gravité. C'est pourquoi la première démarche d'une action de surveillance est de se demander quels défauts sont susceptibles de se rencontrer sur la machine à surveiller.

La seconde concerne les manifestations de ces défauts. Quelles informations, quels paramètres descripteurs du défaut faut-il élaborer et mesurer pour disposer des bonnes informations ; celles qui permettront de dire si la situation est normale ou non (**détection d'anomalie**), mais aussi celles qui permettront d'en trouver ultérieurement l'origine (**diagnostic de l'origine et de la gravité des anomalies**).

2. Défauts et manifestations

2.1 Rotors et parties tournantes

2.1.1 Déséquilibre massique des rotors. Balourds

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor, ce qui caractérise le balourd. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des efforts centrifuges qui le déforment. Ces efforts se traduisent par des vibrations liées à la fréquence de rotation f_r .

Les déséquilibres proviennent en général de défauts d'usinage, d'assemblage des rotors ou de montage. En fonctionnement, les rotors peuvent alors aussi se déformer sous l'effet d'échauffements dissymétriques. Quelques exemples de causes de déséquilibre (ou balourds) sont représentés figure 2.

Sur cette figure, les défauts semblent exagérés, surtout si l'on se réfère aux déformations réelles des rotors. Mais si l'on considère que ces défauts peuvent être amplifiés par les phénomènes de résonance, les figures deviennent réalistes. En effet, un décentrage du rotor de $10\ \mu\text{m}$ par rapport à son axe de rotation peut se traduire par des vibrations élevées si l'amortissement interne du rotor est faible. Avec 1 % d'amortissement, c'est-à-dire avec un coefficient d'amplification de 50, les vibrations au passage des vitesses critiques pourront atteindre une amplitude de $500\ \mu\text{m}$. Or, un usinage à $10\ \mu\text{m}$ près est déjà un bon usinage, difficile à réaliser.

Pour compenser ce défaut, on peut se reporter à la référence [11].

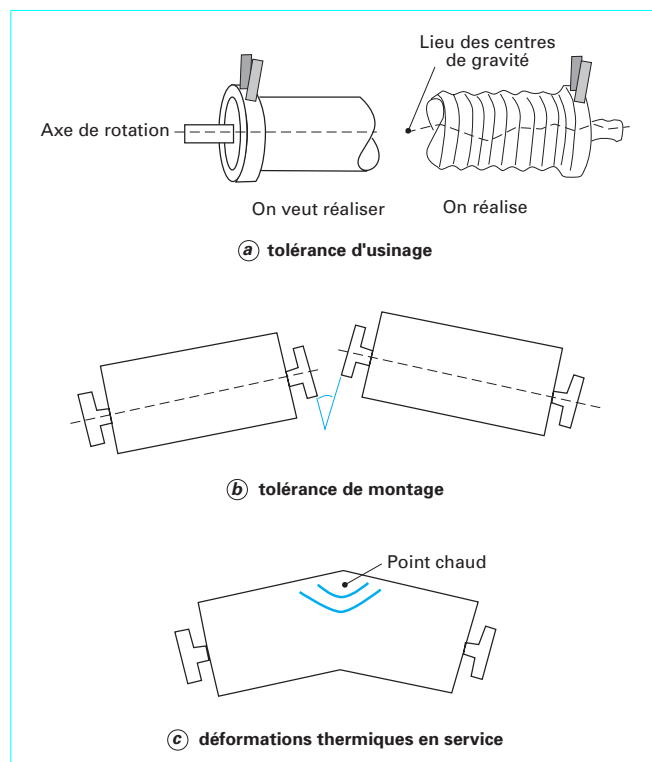


Figure 2 – Quelques causes de déséquilibres (ou balourds)

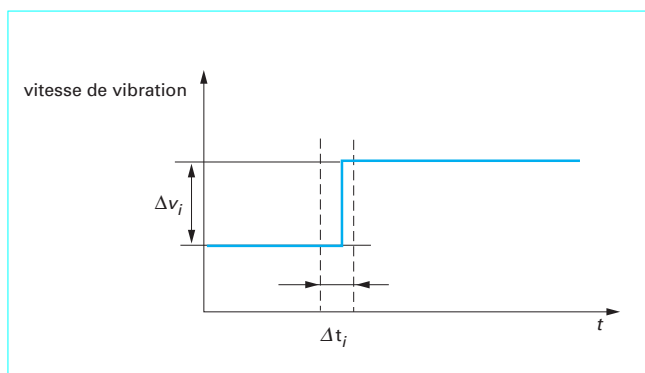


Figure 3 – Évolution brutale des vibrations due à une rupture ou à un glissement

2.1.2 Balourd d'origine mécanique

2.1.2.1 Perte d'ailette, 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 (figure 3).

Les pertes d'aubes se traduisent aussi par des perturbations de l'écoulement (présence d'impulsions de pression répétées) qui se verront par des analyses spécifiques de type *cepstre* (cf. [BM 5 145], § 4.2).

2.1.2.2 Modification du montage

Un glissement des plateaux d'accouplement se traduit comme dans l'exemple précédent (perte d'ailette) par une évolution brusque des vibrations synchrones de la rotation. Ce genre d'incident est à corréliser à des évolutions des efforts de torsion (à-coups de réseaux, évolution du couple transmis pendant une prise de charge). Cela est surtout vrai lors de la première prise de charge après un démontage de l'accouplement qui se remet alors en place en glissant lorsque les efforts de torsion deviennent suffisants.

2.1.2.3 Érosion. Dépôt de matière

L'érosion des aubes peut créer un déséquilibre si la distribution n'est pas symétrique (ce qui est assez rare).

Le dépôt de matière se rencontre sur des ventilateurs qui fonctionnent dans des ambiances très sales, comme par exemple des tirages de fumées. On observe alors une évolution lente des vibrations à la fréquence de rotation, avec parfois des discontinuités lorsqu'une partie de ce dépôt se décolle sous l'effet des efforts centrifuges.

2.1.2.4 Fluage, défaut de virage

Lorsque l'on démarre une machine après une période d'arrêt prolongée, on peut, sous certaines conditions, observer des vibrations élevées créées par une déformation permanente du rotor due à :

- un fluage des rotors chauds même lors d'arrêt de courte durée ;
- un fluage des rotors froids s'ils sont très flexibles et arrêtés très longtemps ;
- un coup d'eau (trempes locales dues à la présence de fluide froid dans un écoulement de vapeur chaude). Ce phénomène peut se rencontrer lorsque l'on envoie de la vapeur chaude dans une tuyauterie mal purgée.

2.1.3 Balourd d'origine thermique

2.1.3.1 Déformation des rotors de turbine

Lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques. S'ils se déforment de façon dissymétrique, les centres de gravité se déplacent et les efforts varient.

Le critère de diagnostic repose alors sur la corrélation entre les variations de température et l'évolution des vibrations. La rapidité de l'évolution renseignera sur l'origine du défaut.

2.1.3.2 Déformation des rotors d'alternateurs ou de moteurs électriques : balourd thermique

Comme précédemment, une non-homogénéité du rotor peut induire des déformations.

En raison de l'énergie importante dissipée par effet Joule ou par hystérésis, il est nécessaire de refroidir les rotors. Toute dissymétrie de débit (canaux de ventilation bouchés ou pertes de charge différentes) se traduira lors d'une variation de puissance par une variation des vibrations.

Les vibrations sont alors fonction de l'échauffement qui dépend de l'intensité du courant dans le rotor, mais aussi de la température du fluide de refroidissement, ou de sa pression.

Un effet similaire peut être obtenu en cas de court-circuit entre spires, provoquant une dissymétrie d'échauffement. Il faut, pour trouver l'origine de cette déformation, compléter les informations précédentes par des mesures électriques (isolement, résistance interne ou courants).

2.1.3.3 Glissement et dilatation contrariée des bobinages de machines électriques

Si un obstacle s'oppose à la dilatation d'une barre, ou si les forces de frottement deviennent élevées, la dilatation du bobinage ne peut plus se faire librement et le rotor se tord. On observe alors dans ce cas une évolution du niveau vibratoire.

2.1.4 Frottement. Balourd évolutif

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) (cf. figure 4), alors, toutes les conditions sont réunies pour amorcer un phénomène de variations cycliques du déséquilibre.

La mise en équation du mouvement montre que la trajectoire du vecteur représentant la vibration à la fréquence de rotation f_r est une spirale amortie ou divergente selon la position des vitesses critiques, ou plus exactement selon la valeur de l'angle que fait la vibration (déplacement) avec la force qui lui donne naissance (balourd créé par l'échauffement).

Le décalage du point d'échauffement s'explique parce qu'il y a déphasage entre la déformation et la force qui la crée. Ce déphasage est celui qui existe par exemple entre un balourd et la vibration qu'il induit :

- il est nul à basse vitesse ;
- il est égal à $\pi/2$ à la vitesse critique ;
- il est égal à π aux vitesses élevées

Sur la figure 5, on peut voir quelques exemples de phénomènes vibratoires observés dans le cas de frottements sur des joints d'étanchéité lubrifiés.

Les phénomènes d'évolution en spirale (aussi appelés **balourds thermiques tournants**) décrits ci-dessus sont surtout observés si l'échauffement n'est pas trop fort et si l'ancien point de contact peut se refroidir.

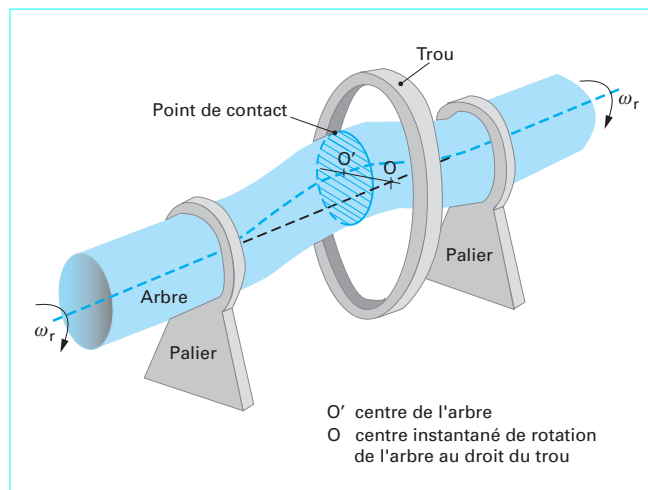


Figure 4 – Phénomènes de frottement-échauffement (rotor / parties fixes)

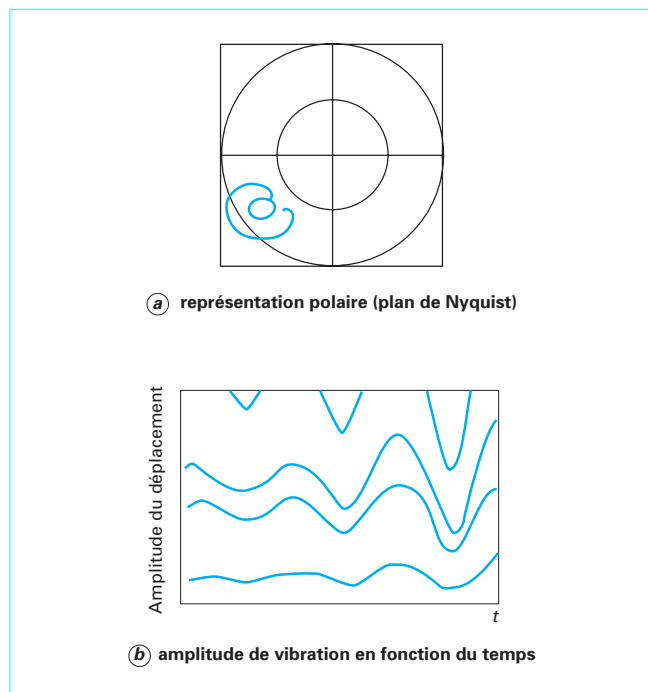


Figure 5 – Frottement « mou » sur des joints lubrifiés vus par les systèmes de surveillance

Exemple : sur des grandes machines (rotor de 80 cm de diamètre par exemple), la spirale observée fera un tour en quelques heures. Sur des machines plus petites, l'évolution cyclique peut être beaucoup plus rapide ; un cycle en 10 à 15 minutes (arbres de 20 cm de diamètre par exemple), ou même quelques secondes sur les arbres de quelques millimètres de diamètre.

■ Dans le cas d'échanges thermiques importants et particulièrement dans le cas de frottements métal sur métal, la représentation des phénomènes a une autre allure et le début de la spirale est seul observé car le niveau vibratoire atteint rapidement les valeurs d'alarme ou d'arrêt de la machine.

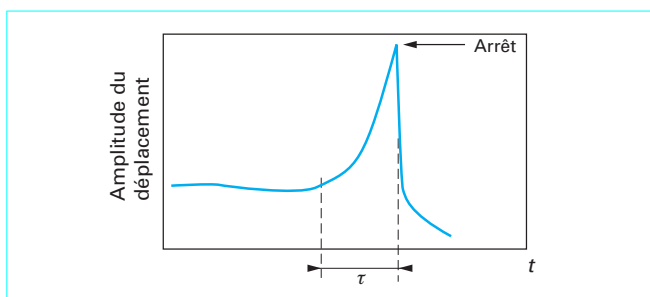


Figure 6 – Évolution exponentielle des vibrations due à un frottement dur (métal / métal)

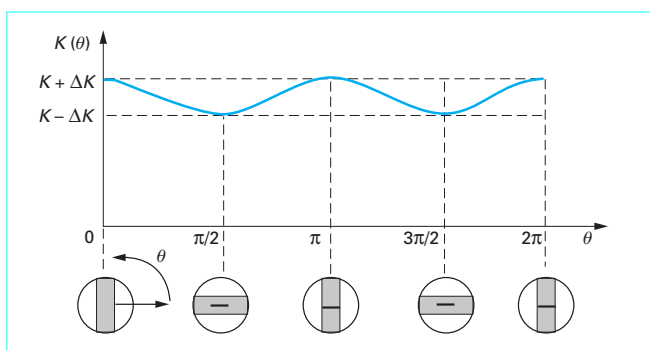


Figure 7 – Arbre dissymétrique : variation angulaire de la raideur K

Exemple : sur les turbines, un frottement au niveau des labyrinthes d'étanchéité se traduira par une évolution exponentielle des vibrations (souvent appelée **crise vibratoire**) dont une illustration est donnée figure 6. La durée de l'évolution τ sera de l'ordre de 10 à 15 minutes avant que l'on soit obligé d'arrêter la machine. Si le frottement persiste, il freine la machine qui a alors tendance à ralentir plus vite.

Nota : pour en savoir plus sur ces phénomènes, le lecteur pourra se reporter à l'étude théorique qu'en fait Kellenberg [6].

2.1.5 Rotors dissymétriques. Fissures

2.1.5.1 Arbres dissymétriques

Le comportement d'un arbre qui présente une dissymétrie de raideur par exemple, à cause de la présence d'encoches ou de bobinage (alternateurs, moteurs, clavette) est particulier.

Lorsque le rotor tourne, les efforts de poids propre sont repris par la raideur de l'arbre, mais la position du centre de l'arbre sera d'autant plus haute que la raideur sera importante.

Or, la raideur varie dans le temps. On voit sur la figure 7 que lorsque l'arbre fait un tour, la raideur varie deux fois par tour. Les rotors dissymétriques créent des efforts (donc des vibrations) à deux fois la fréquence de rotation ($2f_r$) le plus souvent (lames, cardans, clavettes...).

2.1.5.2 Fissuration transverse d'arbre

Bien que ce défaut soit peu fréquent, ses conséquences peuvent être importantes pour la sécurité. Dans ce cas, il importe de le détecter le plus tôt possible.

Un arbre fissuré présente une raideur qui varie avec la direction de la force, essentiellement le poids propre, et les réactions d'appui (cf. figure 8). Il y a donc une certaine analogie avec le comportement du rotor dissymétrique. Mais cette fois-ci, la flèche de l'arbre sera différente selon que la fissure est en position haute (fibre comprimée, fissure fermée) ou en position basse (fibre tendue, fissure

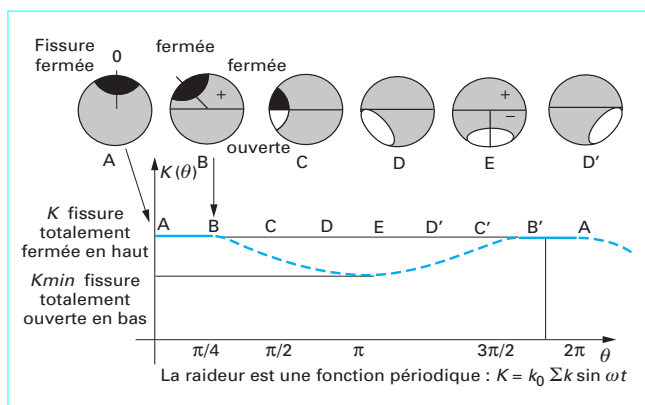


Figure 8 – Arbre fissuré : variation angulaire de la raideur

ouverte). Le même mouvement se reproduit à chaque tour de l'arbre, créant un mouvement périodique.

C'est cette propriété que l'on utilise pour détecter l'apparition d'une fissure. La raideur est une fonction périodique du temps et les vibrations observées contiennent des harmoniques de la vitesse de rotation.

Il est difficile, en marche normale, de séparer ce qui, dans la vibration aux fréquences $2f_r$ et $3f_r$, est dû à une fissure ou à une dissymétrie normale, de ce qui provient d'un défaut d'usinage des tourbillons, ou de la non-linéarité du film d'huile.

Pour séparer dans la réponse de l'arbre ce qui provient des dissymétries de l'arbre, on peut s'intéresser à ce qui se passe pendant les transitoires de vitesse. Quand la machine tourne à la moitié de la vitesse critique ($\omega_c/2$), l'arbre est alors excité sur sa vitesse critique par l'effet de raideur variable à deux fois la fréquence de rotation ($2\omega_c/2 = \omega_c$).

Nota : une vitesse critique de rotor est une vitesse de rotation à laquelle les vibrations du rotor passent par un maximum. Elle correspond le plus souvent à une fréquence propre de l'arbre.

Il en est de même quand la machine tourne à $\omega_c/3$, ou $\omega_c/4$.

La surveillance de la fissuration d'un rotor en fonctionnement comprendra donc deux volets :

- **surveillance en fonctionnement.** On s'assure que la vibration mesurée en un point n'évolue pas trop dans le temps, par exemple en suivant le vecteur écart (vibration actuelle moins vibration de référence), et en s'assurant que son module reste inférieur à une valeur limite ;

- **surveillance en transitoire de vitesse.** On s'assure qu'il n'apparaît pas de pic de vibration à la moitié (ou au tiers) de la vitesse critique.

Pour plus de détail, on pourra se reporter aux références [1][9].

2.1.6 Accouplements

Nota : le lecteur pourra consulter les articles spécialisés de la rubrique *Accouplements d'arbres* dans le traité Génie mécanique.

Les accouplements sont des organes destinés à raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors. Ils doivent transmettre le couple. Ils doivent aussi parfois permettre les dilatations axiales de la machine, ou les déplacements radiaux. Seuls quelques défauts susceptibles de perturber leur fonctionnement seront évoqués.

2.1.6.1 Accouplements à plateau

Les défauts de ce type d'accouplement sont principalement :

- un mauvais centrage des plateaux ;
- un défaut de parallélisme (non perpendicularité d'un des plateaux par rapport à l'axe de rotation).

Ces deux défauts créent un balourd et donc des vibrations à la fréquence de rotation f_r .

On peut aussi avoir des glissements des plateaux en cours de fonctionnement. Leur effet sera une évolution brutale des vibrations à f_r (cf. § 2.1.3.3).

2.1.6.2 Accouplements de type cardans ou doubles cardans

Un cardan (figure 9) est un joint conçu pour encaisser des déplacements relatifs importants des axes de rotation des machines entraînées et entraînant. Il se comporte comme un arbre dissymétrique, et à ce titre, il va engendrer des efforts à la fréquence $2f_r$.

2.1.6.3 Accouplements à doigts

Les accouplements à doigts sont des organes qui permettent une déformation axiale et radiale en raison de la souplesse des doigts. Ils sont plutôt destinés aux efforts faibles et le centrage relatif des arbres peut évoluer avec le couple transmis. On pourra donc observer des évolutions du balourd (vibration à la fréquence f_r) en fonction du couple transmis.

2.1.6.4 Accouplements à denture

Ce type d'accouplement (cf. figure 10) est souvent utilisé si l'on veut permettre des déplacements importants entre la machine entraînant et la machine entraînée ou une dilatation axiale importante des rotors ou arbres longs avec des variations de température importantes.

Le premier défaut de ces accouplements vient d'un mauvais glissement qui interdit la dilatation. L'arbre contrarié dans sa dilatation va fléchir (figure 11) et son balourd va évoluer avec la dilatation de l'arbre. Ce type de défaut peut parfois être mis en évidence en supprimant le couple moteur pour permettre à la denture de glisser. On verra des vibrations disparaître en arrêtant le moteur pendant quelques secondes et en le redémarrant.

D'autres phénomènes plus complexes peuvent être observés :

- défauts de denture (comme sur les engrenages, et présentant les mêmes symptômes) ;
- instabilités des lames de lubrifiant centrifugées si elle sont épaisses.

2.1.7 Engrenages réducteurs et multiplicateurs

2.1.7.1 Bruit de denture

Les incidents caractéristiques des engrenages (figure 12) sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée, ou abîmée, usure uniforme ou non, *pitting* (piquage, écaillage) localisé ou réparti, mauvais centrage). On peut aussi observer du *fretting* (corrosion sous frottement), qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié ou que les efforts sont importants.

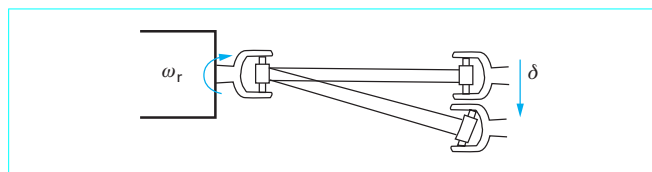


Figure 9 – Accouplement de type cardan, ou doubles cardans

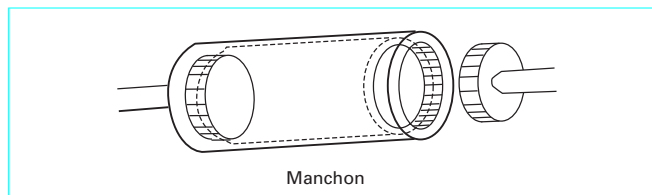


Figure 10 – Accouplement à denture

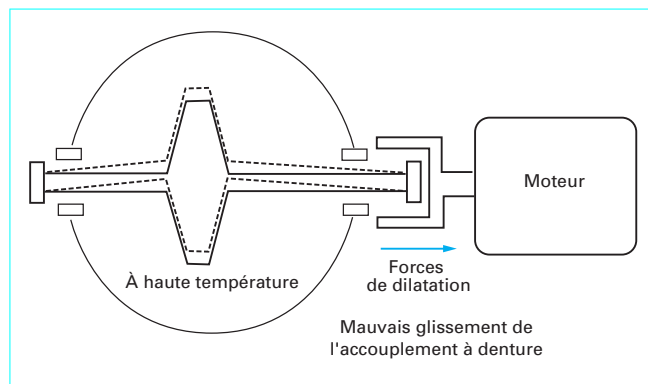


Figure 11 – Fléchissement des arbres dû à un mauvais glissement des dentures

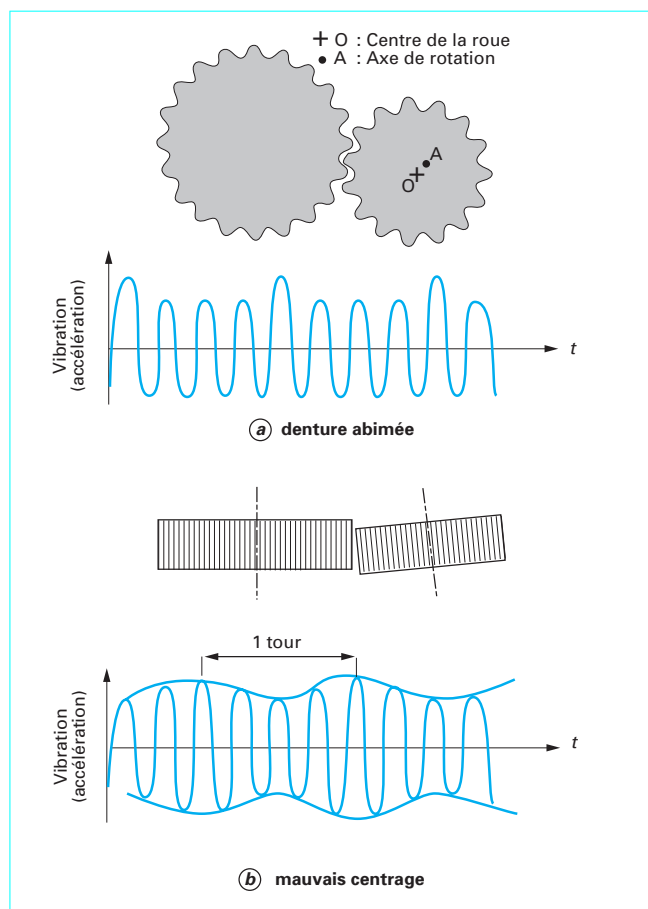


Figure 12 – Vibrations d'un engrenage

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact. C'est donc dans les fréquences nf_r (n entier) que sont contenues les informations, surtout s'il y a trop de jeu, ou au contraire un montage trop serré.

Les défauts localisés (défaut d'une dent) se traduisent en plus par une impulsion à chaque fois que la dent abîmée est en contact avec une autre. Il y a donc apparition d'une raie à la fréquence des contacts f_e selon la roue intéressée.

2.1.7.2 Mauvais centrage

On peut observer une modulation de cet effort si les roues ne sont pas bien centrées.

Cette modulation se traduit par l'apparition dans le spectre vibra-tore de raies parallèles autour de la fréquence de denture.

Les vibrations d'un réducteur ou d'un multiplicateur sont une fonction du couple et des efforts radiaux.

Pour en savoir plus, on pourra se reporter à l'étude bibliographi-que publiée par le CETIM [12].

2.2 Dégradation des appuis

Nota : le lecteur pourra consulter les articles spécialisés dans la rubrique *Fonctions et composants mécaniques* du traité Génie mécanique.

2.2.1 Défauts des roulements

Les roulements (figure 13) sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fré-quent. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), faux effet Brinell, etc.

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

De nombreux appareils permettent une bonne détection des anomalies de roulements. Leur but est de détecter les chocs répétés le plus tôt possible.

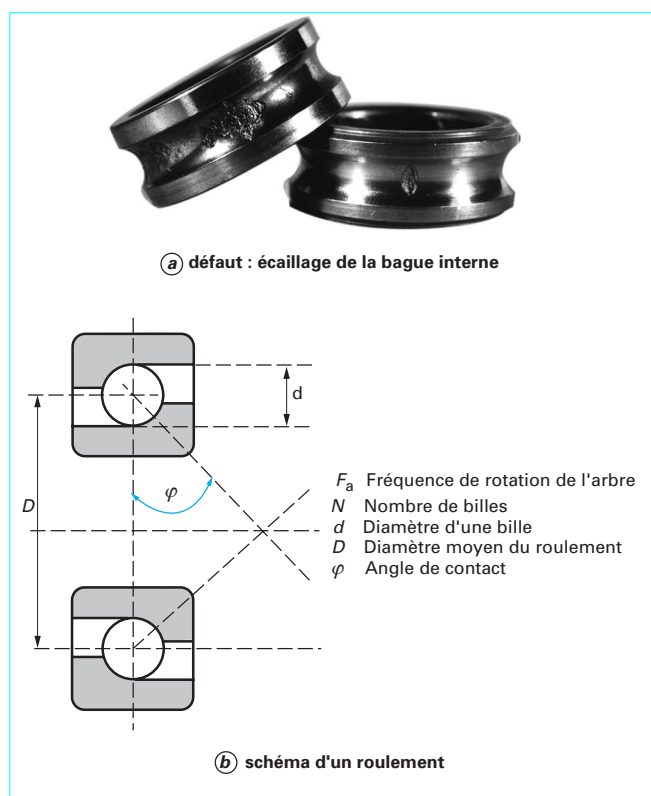


Figure 13 - Roulement

Or, au début de l'écaillage, le choc, de courte durée, ne modifie pas l'énergie moyenne du système. Il ne se voit donc pas si l'on étu-die le niveau de vibrations. Pour améliorer la détection, on réalise un filtrage par le capteur de vibration. On utilise pour cela un accé-léromètre à large bande passante, avec une résonance peu amortie, qui, excité par les chocs, répondra sur sa résonance et jouera le rôle de filtre sélectif (cf. figure 14). 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 effi-cace du signal et de son facteur de crête.

La base de la détection du défaut de roulement est donc de détec-ter 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.

Les techniques sont multiples, et consistent à analyser le signal fourni par un accéléromètre. On dispose d'un certain nombre de descripteurs :

- valeur efficace de l'accélération : γ_{eff} ;
- valeur crête : γ_c ; ou crête à crête γ_{cc} ;
- facteur de crête : $\frac{\gamma_c}{\gamma_{eff}}$;
- ou mélange de ces valeurs : $\frac{\gamma_{cc}}{\gamma_{eff} + \epsilon \gamma_{eff}}$.

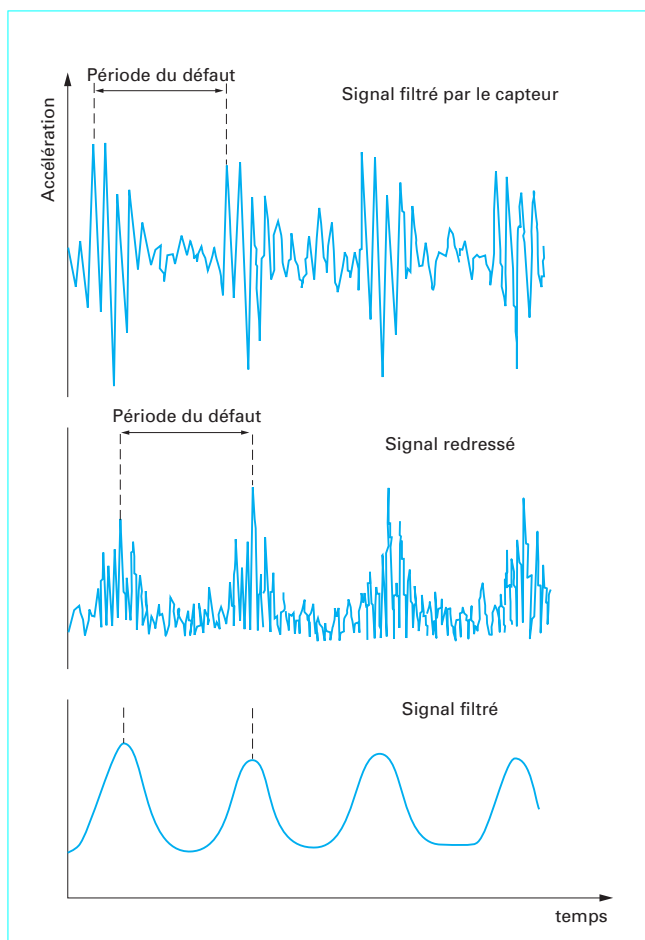


Figure 14 - Détection et localisation d'un défaut de roulement

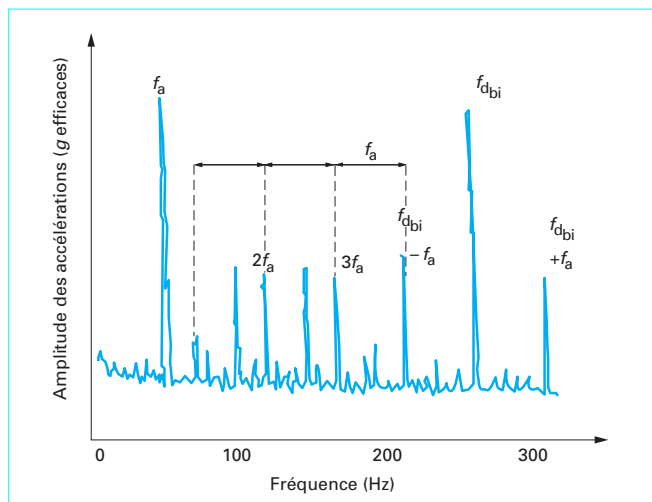


Figure 15 - Exemple de spectre d'enveloppe

À ces grandeurs de base, peuvent être ajoutées d'autres grandeurs plus complexes, considérées par certains auteurs comme plus représentatives de ce type de défauts. L'une d'entre elles est l'aplatissement (Kurtosis) : cette grandeur se rapproche d'un facteur de forme.

On peut aussi s'intéresser au spectre de l'enveloppe du signal vibratoire si l'on cherche à localiser le défaut (cf. figure 15).

Il est calculé à partir du signal démodulé et filtré et contient les fréquences caractéristiques des défauts.

En effet, les fréquences caractéristiques des défauts localisés sur les parties d'un roulement sont les suivantes (cf. figure 13) :

— pour la cage :

$$f_{d_{ca}} = \frac{1}{2} f_a (1 - (d/D) \cos \varphi)$$

— la bague externe :

$$f_{d_{be}} = N f_{d_{ca}}$$

— la bague interne :

$$f_{d_{bi}} = N (f_a - f_{d_{ca}})$$

avec f_a fréquence de rotation de l'arbre,
 N nombre de bille,
 d diamètre d'une bille,
 D diamètre moyen du roulement,
 φ angle de contact.

Ces différentes informations caractéristiques de la technologie du roulement peuvent être fournies par le constructeur.

2.2.2 Palier à film d'huile

■ Défauts de lubrification-Instabilité

Les défauts rencontrés sur les paliers fluides sont dus avant tout à une altération des coussinets, des butées ou des soies.

Un mauvais lignage, des vibrations élevées, et surtout une interruption du graissage ou un manque de soulèvement sont quelques causes possibles de destruction du régule (alliage antifricction à base de plomb ou d'étain). Une différence de potentiel entre le rotor et le palier peut induire du piquage ou « pitting » (surtout sur les alternateurs). La présence de particules dans l'huile peut entraîner des rayures du régule.

Un autre problème de lubrification est celui des vibrations auto-excitées qui apparaissent dans un palier quand certaines conditions sont remplies. Un palier trop peu chargé, ou dont le jeu radial est trop fort, pourra devenir instable. En effet, il est intéressant de noter que le comportement d'un palier est fortement non linéaire. Les résultats de calcul des coefficients de raideur et d'amortissement d'un palier, en fonction de la position de l'arbre dans le palier montrent que, si l'arbre est insuffisamment chargé, c'est-à-dire si le point de fonctionnement du palier impose une excentricité trop faible, la raideur peut même devenir négative. Dans ce cas, le palier est instable et engendre des vibrations auto-excitées.

Des vibrations violentes se produisent alors à une fréquence voisine de la moitié de celle de la rotation. L'évolution est alors souvent rapide et le niveau n'est pas stable.

La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation ($\frac{f_r}{2}$). Elle peut être proche de 1/3 ou 1/4 de la fréquence de rotation si une vitesse critique du rotor synchronise le phénomène. On admet qu'une vitesse critique située entre $0,3 \omega_r$ et $0,7 \omega_r$ peut imposer sa fréquence à une instabilité de film d'huile.

Par exemple, sur la figure 16a, on reconnaît le spectre de la vibration d'un arbre porté par un palier en limite de stabilité. Il y a de l'énergie dans une zone proche de la moitié de la vitesse de rotation mais elle n'est pas organisée ; sur la figure 16b, toute l'énergie est contenue dans une seule raie de fréquence $\frac{f_r}{2}$. L'amplitude augmente alors.

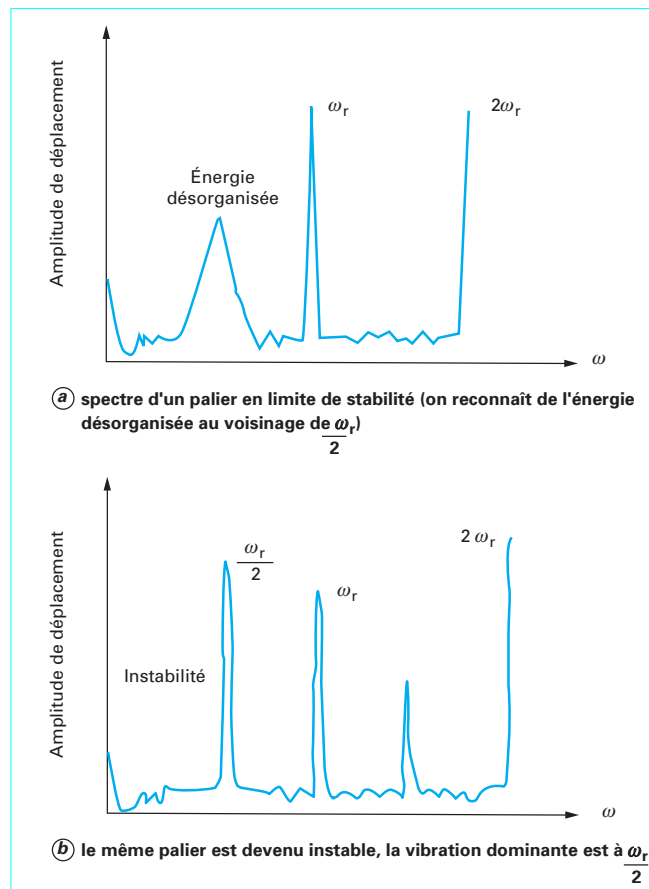


Figure 16 - Spectre de vibration d'un palier

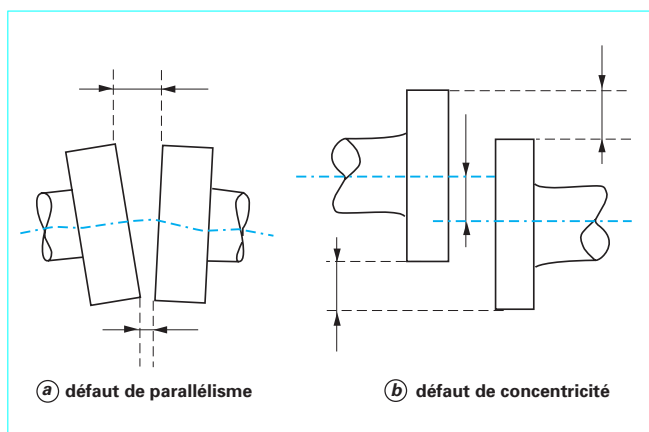


Figure 17 – Défauts d'alignement des rotors

L'organisation peut venir de la rotation de la machine, et dans ce cas, la fréquence sera voisine de la moitié de celle de la rotation.

Elle peut aussi venir de la présence d'une fréquence propre du rotor (ou de palier) aux environs de $f_r/2$, $f_r/3$, $f_r/4$... et dans ce cas, la fréquence observée est cette fréquence propre.

Les instabilités sont en général corrigées par une reprise du lignage, une réduction des jeux (par exemple, l'« ovalisation » ou « citronnage » du palier circulaire) ou des modifications géométriques du coussinet.

Le comportement de la machine dépend dans une large mesure du type de palier :

- palier circulaire : bonne capacité de charge, faible stabilité ;
- palier ovale ou citron : bonne capacité de charge verticale, faible raideur horizontale, stabilité meilleure que le palier circulaire mais pas très bonne ;
- palier à lobes : bonne stabilité, tenue plus limitée aux surcharges exceptionnelles ;
- palier à patin : bonne stabilité, échauffement important, pivots souples.

2.2.3 Dégradations du lignage

Bien que désignés par le même mot, les effets d'un délignage seront très différents selon qu'il s'agit de l'assemblage des rotors ou de la position des supports. En effet, aligner les rotors avant de les assembler, consiste à mettre les plateaux d'accouplement parallèles et concentriques (figure 17), donc à aligner les axes de rotation.

■ Ces critères doivent être respectés aussi bien dans le plan horizontal que dans le plan vertical.

On satisfait alors deux conditions :

- les axes de rotation sont confondus, donc on ne crée pas de balourd (cf. figure 2) ;
- les réactions des appuis sont celles qui correspondent au poids propre ; chaque palier portant la part *prévue* du poids des rotors.

● Si la première condition n'est pas satisfaite, on crée un balourd. Nous avons vu précédemment (§ 2.1.2, § 2.1.3) que les modifications peuvent intervenir en cours d'exploitation, par exemple en cas de glissement des plateaux d'accouplement, ou lorsqu'une modification du couple crée un décalage des axes dans certains accouplements souples.

Ce défaut n'est pas vraiment un délignage, et a déjà été évoqué (cf. § 2.1.2, § 2.1.3, § 2.1.4).

● Si les positions des appuis ne sont pas ce qu'elles devraient être, alors on a un délignage. Il peut avoir un double effet :

- le délignage introduit dans l'arbre des efforts alternés, car l'arbre tourne ;
- il modifie les raideurs des appuis et par conséquent les réponses dynamiques de la machine à ces efforts, lorsque les liaisons ne sont pas linéaires, ou lorsque les rotors ne sont pas symétriques.

Ce phénomène est décrit, entre autre, dans la thèse de J.L. Balles-ter référence [2].

● Une autre conséquence du délignage, liée au comportement non linéaire des paliers, est de modifier la répartition des vibrations harmoniques de la fréquence de rotation. Cet effet d'évolution de l'harmonique 2 pourra aussi s'observer dans le cas où on a un rotor dissymétrique ou un accouplement qui ne présente pas de symétrie de rotation (lames, cardans), car des efforts internes seront créés par la rotation de la machine à deux fois sa fréquence de rotation. Ce phénomène est décrit plus en détail précédemment (cf. § 2.1.5).

● Enfin, on observe souvent un lien entre délignage, instabilité et frottement des parties tournantes sur les parties fixes.

■ Les dégradations du lignage résultent des déformations des parties fixes, corps, massif, poutre ou support de palier dus à :

- des effets thermiques, par exemple : déformations de poutres en période de démarrage sur certaines machines, bouchage intempêtif d'orifices de ventilation, dilatation contrariées des stators ;
- des effets mécaniques. Bien que les effets mécaniques soient moins fréquents que les causes thermiques, on a pu mettre en évidence l'influence des efforts statiques sur les structures comme par exemple le vide ou le niveau d'eau dans les condenseurs des turbines à vapeur, des tassements de massifs ou des fissurations de poutres ou de dalles ;
- des effets extérieurs. On a pu corrélérer en effet, les vibrations de certaines machines avec les conditions climatiques extérieures, et en particulier avec le soleil, le niveau des nappes phréatiques, ou même avec les marées.

2.2.4 Jeu, desserrage, mauvaise fixation

Cette classe de défauts concerne les fixations des machines sur leurs supports ou massifs. Si le montage est défectueux, on pourra observer différents phénomènes.

■ S'il y a du jeu, le fonctionnement ne sera pas linéaire, et le mouvement vibratoire sinusoïdal se transformera en un mouvement périodique d'autant plus riche en harmoniques que le signal sera déformé.

Un exemple de surveillance du calage d'un stator est donné en [8].

Une autre conséquence des jeux peut être de créer des chocs, et dans ce cas, on peut les détecter par des méthodes similaires à celles que l'on utilise pour les roulements ou les corps errants (cf. § 2.2.1).

■ Si la fixation a une raideur insuffisante c'est par des mesures de déformées qu'on pourra la mettre en évidence. Les points faibles d'une structure y apparaissent comme des singularités de forme (déformation locale excessive, dissymétries de comportement vibratoire). De la même façon on pourra mettre en évidence des résonances de structures, ou des modifications dans le temps des ancrages par une évolution des déformées.

2.3 Vibrations liées aux écoulements

2.3.1 Pompes et machines hydrauliques

De nombreux phénomènes affectent le comportement vibratoire des pompes ou machines hydrauliques.

On peut les distinguer selon qu'ils sont d'origine mécanique ou hydraulique.

2.3.1.1 Vibrations d'origine mécanique

Ces vibrations proviennent avant tout :

- du moteur et de son système de ventilation (vibrations harmoniques de la fréquence de rotation ou fréquences électriques) ;
- du rotor (balourd mécanique, déformations thermiques, efforts synchrones) (cf. § 2.1.2, § 2.1.3) ;
- des paliers, roulements et engrenages (cf. § 2.1.4).

2.3.1.2 Vibrations d'origine hydraulique

Ces vibrations sont liées à la circulation des fluides dans la machine (roue, diffuseur, tuyauteries et composants associés).

■ Balourd hydraulique

En plus du balourd d'origine mécanique, on peut rencontrer dans les pompes, une force tournante engendrée par les dissymétries de pression sur la roue.

En effet, lors de la fabrication des aubes, il subsiste des différences géométriques dans le profil des roues qui sont cause de légères dissymétries de pression.

L'intégrale de ces dissymétries de pression sur la surface de la roue crée le balourd hydraulique.

Ce balourd hydraulique d'une pompe varie avec les conditions de fonctionnement.

■ Joints

La présence de joints dans les pompes a un effet bénéfique sur l'amortissement des vitesses critiques du rotor. Mais, ils se comportent comme des paliers hydrodynamiques et créent des efforts d'autant plus importants que les jeux sont faibles.

On peut donc y rencontrer des phénomènes d'instabilité similaires à ceux que l'on observe sur les paliers hydrodynamiques (à films) (cf. § 2.2.2).

■ Bruit hydraulique associé à la rotation des aubes

Le passage d'une aube mobile devant un point fixe (cf. figure 18) crée une fluctuation de pression dont la fréquence f_a est :

$$f_a = N_R \cdot f_r$$

avec N_R nombre d'aubes du rotor,
 f_r fréquence de rotation du rotor.

Lorsqu'il y a un diffuseur on observe une pulsation chaque fois qu'une aube fixe coïncide avec une aube mobile. La fréquence de coïncidence des aubes f_c s'écrit :

$$f_c = \frac{N_R N_D}{\text{PGCD}(N_R N_D)} \cdot f_r$$

avec N_D nombre d'aubes du diffuseur.

Cette fluctuation de pression varie avec les conditions de fonctionnement. Elle augmente fortement pour des débits partiels à partir de 0,65 fois le débit nominal environ (cf. deuxième raie, figure 19).

À débits très partiels (inférieurs à 0,3 fois le débit nominal), on peut voir apparaître des champs tournant à des fréquences sous-harmoniques de la vitesse de rotation.

■ Bruit de turbulence

Les vibrations des circuits sont induites par des fluctuations de pression dans l'écoulement. Ces fluctuations sont créées par la circulation du fluide, et les perturbations qu'entraînent les obstacles, les singularités locales des aubes, ou l'état de surface des parois. Contrairement aux fluctuations associées à la rotation des aubes, elles ne présentent pas de fréquence fixe, mais couvrent une large part du spectre.

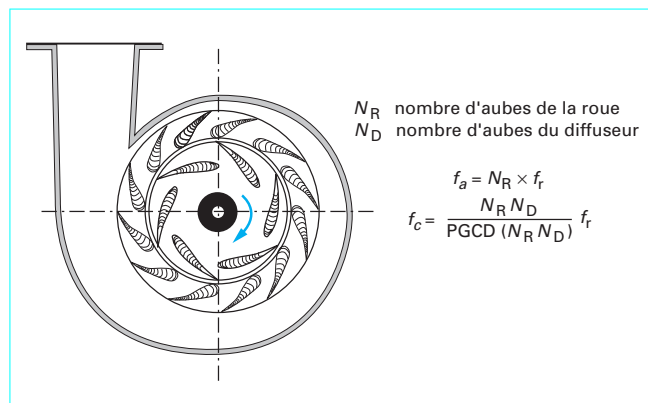


Figure 18 – Vibrations d'une pompe

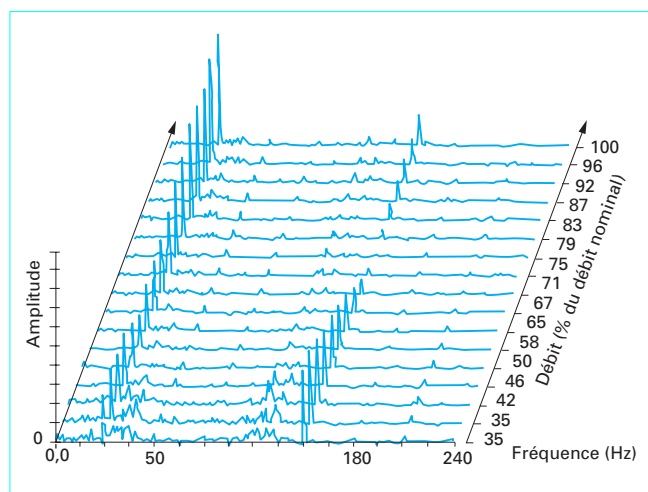


Figure 19 – Vibrations d'une pompe en fonction de son débit

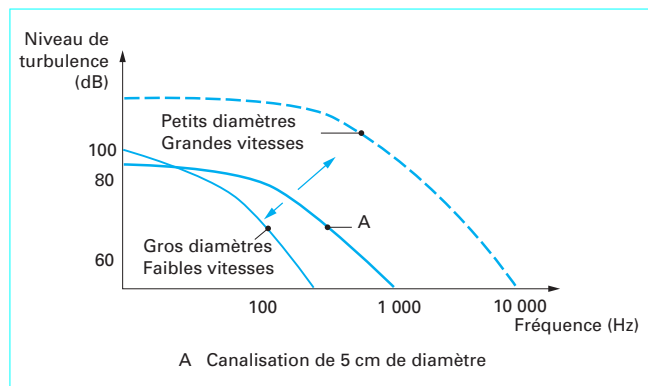


Figure 20 – Vibrations dues aux écoulements fluides dans les circuits

Le niveau de turbulence et les fréquences de vibration observées dépendent des vitesses de circulation du fluide. On peut voir sur la figure 20 l'allure des spectres de turbulence dans une canalisation de 5 cm de diamètre (courbe A).

Le niveau de turbulence augmente en première approximation comme le carré des vitesses, car l'énergie du fluide est proportionnelle à ρv^2 où ρ est la masse volumique et v la vitesse du fluide.

La répartition spectrale est fonction du diamètre ou des dimensions de la zone intéressée : on observe d'autant plus de basses fréquences que les dimensions sont grandes (cf. figure 20).

Si la turbulence a un spectre large, il n'en est pas de même de la réponse des structures. et les vibrations observées sur les structures seront le produit de l'excitation par la réponse.

On observera alors au-dessus d'un niveau moyen de bruit blanc des raies qui sont spécifiques :

- des fréquences propres de la structure (volute, palier, etc.) ;
- des résonances des colonnes de fluides et des cavités associées.

■ **Vibration d'une pompe en régime dégradé**

Les machines sont conçues pour fonctionner dans un régime habituel (nominal). Mais, il se peut que les besoins de l'exploitation conduisent à les faire fonctionner à des débits différents de leur régime nominal (par exemple, pour les essayer). Dans ce cas, le rendement sera plus faible et d'avantage d'énergie sera perdue en turbulence ou recirculation, ce qui se traduira par des vibrations (cf. figure 19).

Les vibrations seront d'autant plus fortes qu'on sera éloigné du point optimum de fonctionnement. On admet, qu'à 0,3 fois le débit nominal les vibrations peuvent augmenter d'au moins 30 %.

■ **Bruit de cavitation**

La cavitation correspond à la création de cavités dans le fluide lorsque certaines zones sont en dépression. Ces cavités ou bulles disparaissent en implosant en des temps très brefs, créant des effets impulsions intenses.

Le spectre des vibrations dues à la cavitation est un spectre à très large bande, qui peut aller de quelques Hertz à plus de 300 kHz, car toutes les structures sont excitées.

On peut détecter un début de cavitation bien avant que les performances de la machine ne soient affectées en observant l'évolution des vibrations à hautes fréquences (cf. figure 21).

Pour plus d'information, on pourra se référer à l'ouvrage de J. Touret [7].

2.3.2 Phénomènes organisés, instabilités

L'ordre ou le désordre sont des sujets très controversés depuis toujours. Ce qui est considéré comme de l'anarchie par les uns peut être vécu comme trop organisé par les autres. Tout dépend du niveau d'observation. Plus on regarde de près, et plus on perçoit les contraintes (efforts locaux, relations mécaniques). Plus on s'éloigne, et plus on comprend les phénomènes dans leur globalité.

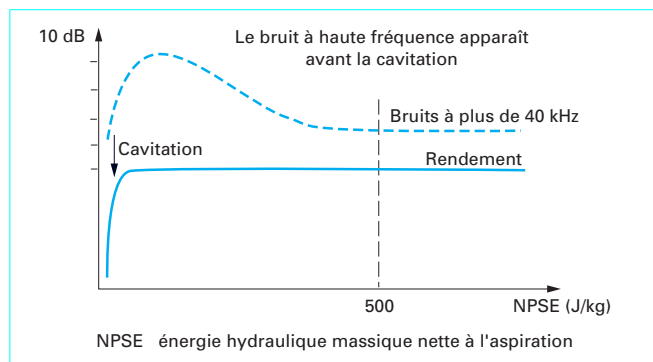


Figure 21 – Évolution des vibrations à haute fréquence

Un fluide en mouvement turbulent peut faire penser au comportement d'une foule dans une grande ville. Des gens (ou des particules) se déplacent dans toutes les directions, sans qu'il soit possible de dire *a priori* où chacun sera à un instant donné. Leur comportement semble imprévisible ou aléatoire.

Et pourtant, ils contournent des obstacles, s'engouffrent dans les rues (ou des canalisations) et répondent à des sollicitations amont (panique, fuite) ou aval (match de football, week-end à la campagne).

En réalité, ce comportement qui semble aléatoire ne l'est pas vraiment si on l'observe de plus haut. Le débit peut être prévu. Il varie de façon périodique, rythmé par les cycles journaliers du travail et du repos et par les sollicitations exceptionnelles.

Il n'est pas non plus aléatoire si on y regarde de près, car chaque individu sait d'où il part et où il veut aller (du moins en général). De même, chaque particule obéit à des lois physiques très précises liées aux conditions locales (pression, viscosité, température, mouvements).

En mécanique, la même analyse peut être faite. Souvent, on appelle aléatoire ce qui évolue de façon imprévisible, ou plus exactement d'une façon qu'on ne sait pas prévoir.

Cela ne veut pas dire qu'il n'y a pas de loi qui organise le mouvement mais simplement qu'on ne les connaît pas. Peut-être d'ailleurs ne souhaite-t-on pas les connaître, car il n'est peut être pas nécessaire de les connaître. En effet, bien que l'on ne connaisse pas en tout point de l'espace les répartitions de pression, on ne confond pas les bruits du vent dans une forêt, celui d'une cascade, d'une rivière, d'une pluie battante ou de la circulation sur une autoroute.

Ils sont tous aléatoires, mais heureusement pas tout à fait.

Il est probable d'ailleurs que si on observait à l'oscilloscope le signal de sortie d'un microphone placé au milieu d'un orchestre symphonique, il nous paraîtrait aléatoire, alors qu'il est simplement complexe.

2.3.2.1 Notion d'organisation : exemples

■ **Rivière**

Les forces dues aux mouvements de l'eau sont désordonnées, car les obstacles sont localisés de façon aléatoire et peuvent eux-mêmes bouger, entraînant des impacts de cailloux entre eux.

L'eau doit les contourner, ce qui crée un tourbillonnement (figure 22). On peut déterminer le temps approximatif que met un tourbillon à se refermer derrière un obstacle par un raisonnement simple.

La longueur d'une boucle ℓ est :

$$\ell = d + \pi d$$

avec d diamètre de l'obstacle, soit approximativement 4 à 5 fois le diamètre. Si la vitesse du fluide est v , le temps que mettra une particule pour parcourir la boucle de longueur ℓ est :

$$t = \ell / v \approx 4d / v$$

Lorsque la boucle se referme, elle entraîne une perturbation qui initie le démarrage d'une autre boucle.

La fréquence approximative des tourbillons est donc :

$$f \approx 0,25 v / d$$

Si la vitesse est 1 m/s, pour un obstacle de 10 cm de diamètre la fréquence sera 2,5 Hz environ. Comme on rencontre des obstacles de différentes tailles, la turbulence engendrera un bruit à large bande.

Même si cette estimation est très grossière, l'ordre de grandeur reste vrai et les vibrations observées seront plutôt à basses fréquences, du moins si l'on ne tient pas compte des impacts.

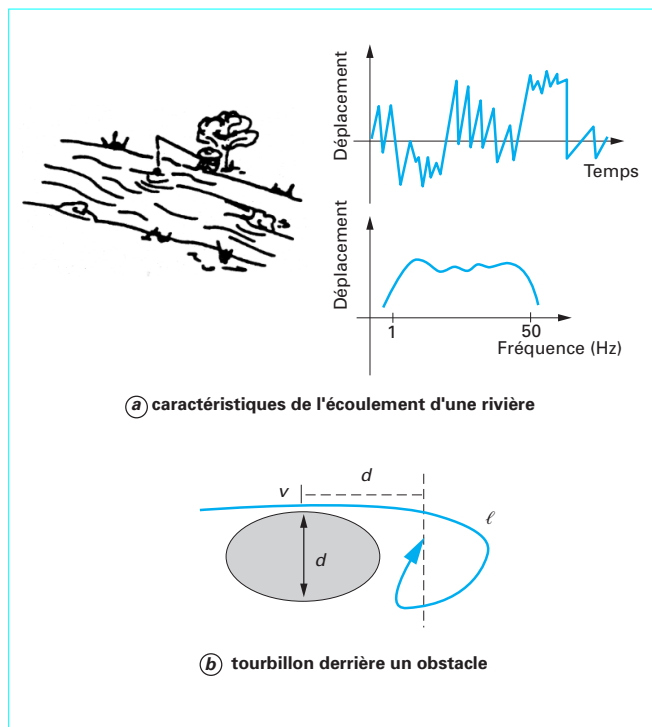


Figure 22 – Tourbillons derrière un obstacle dans une rivière

■ Vent dans une forêt

L'énergie dans ce cas est due à des tourbillonnements de l'air autour des troncs, des branches, des feuilles, et à leurs mouvements propres.

Si l'on essaie là encore d'estimer la durée la plus probable d'un de ces tourbillons, elle est de l'ordre de :

$$t \approx \frac{Sv}{d}$$

- avec v vitesse du fluide,
- d diamètre de l'obstacle,
- S coefficient lié à la forme de l'obstacle et à la répartition des obstacles. S varie de 0,2 (obstacle cylindrique isolé) à 0,4 dans le cas de rangées de tubes.

Les vitesses de fluides peuvent être de plusieurs dizaines de mètres par seconde, les dimensions minimales des obstacles sont inférieures à un millimètre. Les fréquences peuvent donc atteindre plusieurs milliers de hertz pour des vents rapides (figure 23).

On voit que le vent engendre des efforts à des fréquences plus élevées que la rivière, et dans une large plage de fréquences.

■ Vent sous une porte

Cette fois-ci, les longueurs des tourbillons sont comprises entre $2e$ et $10e$ où e est la largeur de la fente. Pour une vitesse de l'ordre du mètre par seconde et un espace sous la porte de l'ordre de un millimètre, on aura un tourbillonnement à quelques centaines de Hertz. Le même phénomène est observé dans le cas de fuites de vapeur dans une chaudière, mais avec des vitesses élevées et des épaisseurs de fuite faibles, donc des fréquences plus élevées pouvant atteindre plusieurs dizaines de kiloHertz.

C'est ce phénomène d'émission de vibrations à très haute fréquence qui est utilisé par les appareils spécialisés pour détecter des fuites dans les chaudières ou dans les vannes.

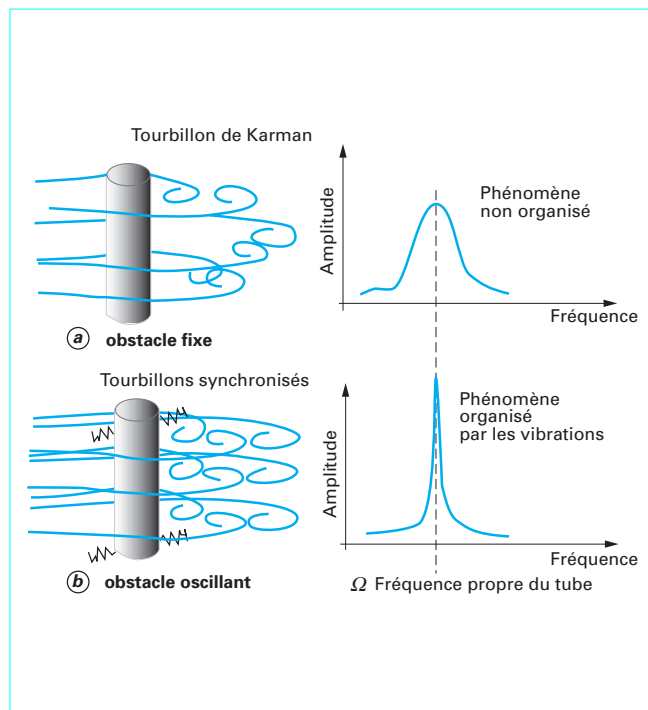


Figure 23 – Synchronisation des tourbillons par les vibrations du tube

2.3.2.2 Notion de synchronisation et d'instabilité

■ Phénomènes aéroélastiques ou aéroacoustiques

Lorsque l'on place un tube dans un écoulement, le fluide doit le contourner. Si les vitesses sont faibles, ce contournement se fait sans discontinuité. Mais au-delà d'une vitesse donnée, on observe des décollements de tourbillons derrière le tube (figure 23).

■ Écoulement autour d'un tube

Ces décollements induisent des efforts alternés dans une direction perpendiculaire à l'écoulement. Ces efforts sont distribués autour d'une fréquence : $f_c = 0,2vd$

En l'absence de phénomène synchronisateur, les décollements n'ont aucune raison de se produire en différents points du tube au même moment.

Supposons maintenant que le tube puisse bouger et qu'il ait sa fréquence propre f_0 voisine de f_c . Dans ce cas, il va commencer à vibrer, mais les vibrations sont amplifiées à cette fréquence par le phénomène de résonance.

Si les mouvements deviennent importants, ils vont à leur tour imposer aux tourbillons de décoller au même moment. Dans ce cas, le phénomène s'amplifie car tous les efforts seront appliqués dans la même direction, et au même moment au tube qui vibrera encore plus... et ainsi de suite.

Le phénomène devient instable, ce qui ne veut pas dire que son amplitude devient infinie car il faudrait pour cela que l'énergie du système soit infinie.

La synchronisation qui était obtenue dans le cas précédent par la vibration du tube peut aussi provenir de fréquences propres acoustiques du circuit. Ce sont alors les fluctuations de pression qui synchronisent les décollements dès lors qu'elles sont suffisantes.

La fréquence observée est celle de l'élément synchronisateur, même si la source a une fréquence dominante voisine.

Exemple : ces phénomènes sont observés très fréquemment dans les faisceaux de tubes. Ils sont à l'origine de nombreuses ruptures de cheminées, de réservoirs, de câbles, et même d'un pont suspendu (Pont de Tacoma) sous l'effet d'un vent régulier de vitesse moyenne.

De même, lorsque l'on roule en voiture avec une galerie de toit, on peut l'entendre « chanter » à certaines vitesses (synchronisation par les fréquences propres de la galerie).

Enfin, dans les réchauffeurs (échangeurs thermiques entre deux fluides dont l'un au moins est un gaz), c'est plutôt à une synchronisation par des modes acoustiques de cavité que l'on doit les vibrations observées.

On pourra en savoir plus en se reportant à la référence [4].

2.3.2.3 Exemples de phénomènes instables ou synchronisés

■ Instruments de musique

Les instruments de musique utilisent souvent cette possibilité d'organisation. Un sifflet, une flûte en sont des exemples.

Pour obtenir un son, il faut que les filets d'air soient bien organisés et synchronisés par les résonances. L'énergie se trouve alors concentrée dans une seule raie.

Cette organisation, acoustique dans le cas de la flûte, peut être obtenue par des procédés mécaniques :

- anche : modulation de la pression du fluide par une lame vibrant sur sa fréquence propre. Par exemple, harmonica ;
- sirène : modulation de la pression d'un fluide par la rotation d'un cylindre avec une ouverture.

■ Écoulements hydrauliques

Des phénomènes similaires se rencontrent sur des clapets, des robinets, des distributeurs de turbines hydrauliques.

Ce qui était recherché dans le cas des instruments de musique devient nuisible et peut conduire à des ruptures de matériels.

2.4 Fréquences propres mal placées

Ce défaut est le dernier que nous évoquerons, non pas parce qu'il n'est pas important (au contraire, on lui doit près de la moitié des incidents), mais parce qu'il est d'un genre différent.

La vibration observée est le produit de la force d'excitation par la fonction de transfert de la structure. Elle peut être importante parce que les efforts sont importants. Ce sont les exemples que nous avons vus précédemment.

Elle peut aussi être importante parce qu'elle est amplifiée. C'est le cas lorsque les fréquences propres des machines coïncident avec les fréquences des efforts (fréquence de rotation, et ses harmoniques, fréquences hydrauliques, etc.). Ce type de défaut est caractérisé par les symptômes présentés dans l'encadré 1. Dans ce cas, contrairement aux idées reçues il n'y a pas toujours intérêt à agir sur la source des efforts, mais plutôt sur la source des ennuis : l'amplification due à une coïncidence de fréquences, ou à un amortissement trop faible. Pour ce faire, il sera nécessaire de déterminer les fréquences propres (réponse de la machine) par une excitation de type sinusoïdal ou chocs, et surtout les déformées correspondantes.

La déformée renseigne sur les points faibles :

- ceux qui vibrent beaucoup et où la masse peut être changée ;
- ceux qui se déforment beaucoup et sur lesquels on peut agir en raidissant ou en assouplissant.

Près d'un problème sur deux est de ce type, même si la solution passe parfois par une autre action (équilibrage, lignage, etc.).

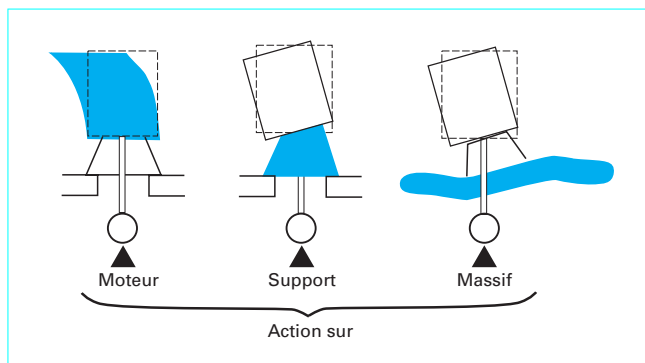


Figure 24 – Intérêt des mesures de déformées pour détecter un point faible

Sur la figure 24, on voit que pour une même vibration mesurée en haut du moteur, la déformation observée est de nature très différente dans les trois cas. La réduction des vibrations passera par une modification du moteur dans le premier cas, du support dans le second, ou du plancher dans le troisième.

Encadré 1. Symptômes d'amplification excessive ou de fréquence propre mal placée

● Variabilité du comportement :

- si la machine a un comportement vibratoire qui varie beaucoup d'un jour à l'autre, ou si elle est très sensible à une modification de ses conditions de fonctionnement ;
- si dès qu'on la démonte elle se met à vibrer ;
- si on doit souvent la rééquilibrer, il est très vraisemblable que l'on amplifie trop les efforts.

● Anomalies de déformées :

si la déformée de la machine est assez dissymétrique ou si l'on peut y observer des singularités, on a probablement une fréquence propre voisine de la fréquence de rotation.

Exemple : si les vibrations observées sont deux à trois fois plus fortes dans une direction que dans une autre sans que rien ne le justifie (machine symétrique), ou, si l'on observe qu'un point, ou une zone vibre de façon excessive alors que le reste de la machine se comporte normalement, on est alors presque certain qu'il existe une fréquence propre avec une déformée préférentielle.

● Sensibilité excessive au balourd

Si l'effet d'une masse d'essai est très important par rapport à ce que l'on s'attend à avoir, le phénomène est probablement amplifié.

La vibration ϑ à laquelle on s'attend lorsque l'on met un balourd de masse m à une distance r de l'axe de rotation sur un rotor de masse M est $\vartheta = \frac{m}{M}r$.

3. Détection, diagnostic et pronostic d'anomalie

3.1 Besoin

Le spécialiste des vibrations est parfois appelé suite à un contrôle d'exploitation qui a fait apparaître une anomalie. La demande exprimée est alors souvent « Pouvez-vous faire un contrôle, une

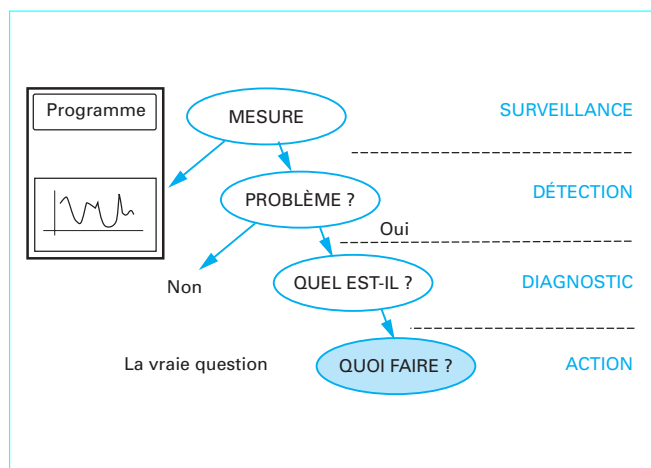


Figure 25 – Au-delà du besoin exprimé, le besoin réel

mesure ? » Mais elle ne traduit pas le besoin réel (figure 25), car dès lors que le résultat du contrôle confirme l'anomalie (dépassement d'un seuil), la demande se transforme : « Y-a-t-il un problème ? Quel est-il ? Puis-je continuer avec et si oui quel est le risque ? Enfin, si le risque est confirmé, que dois-je faire ? »

Ainsi, c'est bien à la dernière question qu'il faudra *in fine* apporter une réponse, alors que l'on aura peut-être déjà arrêté la machine et que l'on hésitera à la remettre en route pour chercher l'origine du problème.

Les contrôles que l'on va réaliser, même quand tout va bien, doivent permettre d'aller un peu plus loin que la première étape et anticiper la demande suivante : « J'ai un problème, je dois disposer d'un minimum d'informations pour l'instruire ».

3.2 Stratégie de détection

■ La surveillance des machines doit en premier lieu assurer leur **protection**. C'est la raison pour laquelle, un grand nombre de machines sont équipées de capteurs. La **protection** est assurée en vérifiant que l'on ne dépasse pas certaines limites qui risqueraient de compromettre sa tenue, et en agissant sur les conditions de fonctionnement des machines pour les mettre en sécurité.

C'est ainsi que l'on s'assurera que les températures, pressions, vibrations, intensité, ... ne dépassent pas les limites fixées.

Cette surveillance assure la protection, mais si l'on ne veut pas être dérangé par de fausses alertes, les seuils d'alarme ou d'arrêt doivent être fixés à des niveaux élevés, au risque d'être averti très tard.

■ Si l'on se fixe comme **objectif complémentaire de détecter de façon précoce les anomalies** pour les éviter ou en réduire la gravité dans le cadre d'une politique de maintenance conditionnelle, on devra adapter la stratégie de détection à cet objectif.

Outre la détection classique basée sur le dépassement d'un (ou de plusieurs) seuil(s), on peut s'intéresser :

- à des informations plus représentatives des défauts que l'on veut détecter (descripteurs des défauts), comme par exemple, aux vibrations à la fréquence de rotation pour les déséquilibres, à ses harmoniques pour les phénomènes de délinage ou les fissures, aux facteurs de forme pour les chocs ou les écaillages des roulements ;

- aux évolutions autour de la position habituelle (une baisse des vibrations n'est pas plus normale qu'une augmentation, surtout si elle se produit alors que les conditions de fonctionnement n'ont pas changé) ;

- aux dissymétries (rapport entre les vibrations observées en un point et celles observées en un autre point). Elles peuvent traduire des desserrages ou des résonances locales ;

- aux discontinuités du signal. Une évolution brutale du niveau vibratoire, même de faible amplitude, est toujours une anomalie, car elle traduit des ruptures ou des glissements ;

- au comportement statistique du signal. Ils peuvent indiquer un changement dans le comportement, comme le passage d'un état organisé à un autre plus turbulent ou instable.

3.3 Supports du diagnostic

3.3.1 Fiches défauts

Un des moyens à notre disposition pour formaliser le retour d'expérience est l'établissement des fiches de défauts.

Ces fiches peuvent contenir toutes les informations utiles à la description du défaut (cf. encadré 2) :

- ce qu'il est (en terme d'état ou de comportement de la machine) ;

- dans quelles conditions il apparaît (exploitation, technologie favorisée) ;

- comment il se manifeste (quels symptômes, au-delà de quelles limites) ;

- comment le confirmer (essais complémentaires) ;

- ce qu'il faut faire pour le corriger ;

- des descriptions de défauts réellement observés.

Nous allons voir dans l'exemple présenté dans l'encadré 2 comment on peut décrire un défaut dans une fiche.

Pour mettre en place sa politique de maintenance conditionnelle, EDF a ainsi décrit plusieurs dizaines de défauts types dans des guides pour l'interprétation des vibrations de ses machines. C'est probablement un des points les plus délicats de la démarche.

3.3.2 Retour d'expérience : limites associées aux défauts

« Tout homme bien portant est un malade qui s'ignore. »

(Jules Romains, *Le Docteur Knock*).

On pourrait dire aussi, à la manière de Knock, que toute machine bien portante est malade et porte en germe les symptômes des maladies que l'on veut diagnostiquer. En effet, une ligne d'arbre n'est jamais parfaitement équilibrée ou lignée. Les rotors ou les staturs se déforment tous lorsqu'ils s'échauffent ou se refroidissent.

Et pourtant, les machines tournent et la plupart du temps sans risque anormal. C'est qu'en fait « défaut » ne signifie pas obligatoirement « danger », tout dépend du dosage.

La difficulté majeure du diagnostic consiste en fait dans bien des cas, non pas à détecter un défaut possible (qui a toute chance d'exister), mais à évaluer s'il présente un risque.

Il faut donc disposer de références qui définissent les niveaux normalement rencontrés pour les différentes grandeurs mesurées, et les seuils au-delà desquels le comportement peut être considéré comme « anormal ».

Si l'on ne connaît pas ces seuils, c'est l'observation des grandeurs mesurées pendant le début de la mise en place qui permet de les définir et de démarrer la surveillance.

Ces seuils évolueront à mesure que l'on connaîtra mieux le comportement des machines surveillées.

Encadré 2. Exemple de fiche défaut : frottement dur (métal sur métal) du rotor sur le stator

■ Description du défaut

Un mauvais centrage des garnitures d'étanchéité (labyrinthes) et/ ou des vibrations élevées, entraînent un frottement de l'arbre sur les parties fixes, et donc sa déformation par un phénomène thermique.

■ Conditions favorisant l'apparition du défaut :

- âge : défaut plutôt observé sur des machines jeunes, ou en démarrage ;
- maintenance ou intervention récente sur la machine : très souvent après une révision entraînant un démontage qui modifie le lignage, le centrage, ou les jeux aux étanchéités ;
- conditions de fonctionnement : s'observe surtout lors des transitoires de démarrage, du conditionnement, du réchauffage de la machine, et rarement en fonctionnement stabilisé ;
- autres causes : anomalies de fonctionnement entraînant des états thermiques anormaux des corps (condensations, ruissellement) ou des efforts anormaux (vide).

■ Technologie favorisant l'apparition du défaut :

- lignes d'arbres flexibles ;
- paliers loin des joints ;
- vitesses critiques proches des vitesses de rotation.

■ Symptômes « que s'attend-t-on à observer ? » :

- type d'évolution :
 - évolution continue et progressive de type exponentiel,
 - peut aussi être de type cyclique si le contact est mou, dans ce cas, voir la fiche « frottement mou » ;
- durée d'évolution : sur les grosses machines 10 à 20 minutes avant de devoir arrêter la machine. Peut être plus rapide sur les petites machines ;
- valeurs limites, évolutions limites :
 - en général, le phénomène amorcé ne s'arrête pas, et les vibrations atteignent les valeurs d'arrêt (plus de 100 microns d'évolution),
 - si le phénomène s'arrête, il y a probablement une autre origine ;
- grandeurs d'influences ou influencées (corrélations, sensibilité) : peut s'arrêter en augmentant le débit de vapeur au joint ;
- fréquence(s) dominante :
 - la vibration est obligatoirement à la fréquence de rotation f_r ,
 - si elle apparaît à une autre fréquence, il s'agit d'un autre défaut. À $2f_r$ il peut s'agir d'une fissure en fin d'évolution, d'un desserrage ;
- localisation : proche du palier où les vibrations sont maximales ;
- **stabilité, réversibilité, hystérésis...** : phénomène non réversible. On obtient la réversibilité en supprimant le frottement (réduction de vitesse et virage pendant une durée suffisante pour refroidir et redresser le rotor) ;
- **autres symptômes** :
 - défauts liés : causes ou conséquences de ce défaut (ou d'un autre),
 - autres contrôles possibles pour confirmer le défaut,
 - descripteurs : quelle grandeur est représentative du défaut,
 - remarques.

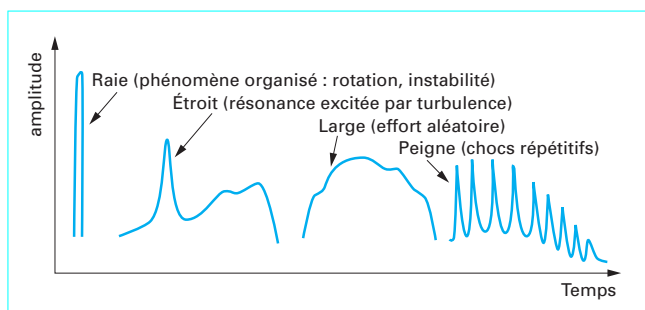


Figure 26 – Réponse en fréquence

3.3.3 Symptômes

Nous allons voir, sans entrer dans le détail (car cela ne peut être fait, qu'en pensant à une machine particulière ou à un groupe de machines) comment un symptôme peut évoquer un (ou plusieurs) défaut(s) en passant en revue quelques symptômes caractéristiques.

3.3.3.1 Symptôme « évolutions »

On trouvera dans le tableau 1 des exemples d'évolutions et les phénomènes qu'elles évoquent. La durée de l'évolution est à l'image du phénomène.

Toute discontinuité est une anomalie, car elle traduit une « rupture », un « glissement » ou un changement d'état.

L'évolution peut être :

- instantanée (*step*) ;
- simple ou continue ;
- corrélée à ;
- cyclique ;
- aléatoire.

La durée (instantanée, ... à plusieurs années) est à l'image du phénomène :

- instantanée : départ d'ailette, glissement, rupture, changement d'état, instabilité (quelques secondes) ;
- 15 à 30 minutes : constante de temps d'échauffement de petites pièces ;
- 12 à 24 heures : échauffement d'un massif de groupe turboalternateur, ou de grandes machines ;
- une semaine : fissure d'un rotor en fin d'évolution ;
- un à quelques mois : évolution d'un défaut de roulement entre le début de l'écaillage et sa rupture ;
- un an : tassement d'une fondation, période de sécheresse ou humidité exceptionnelle, fissuration du béton.

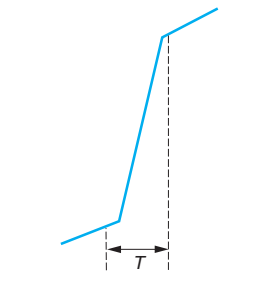

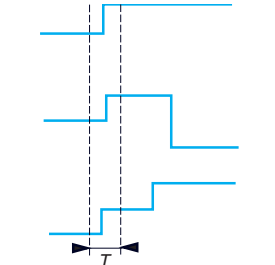
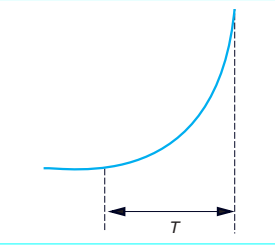
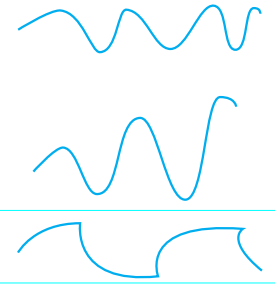
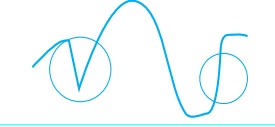
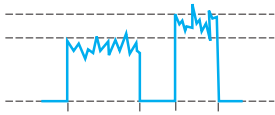
3.3.3.2 Symptôme « fréquence »

Le spectre de réponse en fréquence en fonction du type de phénomène mis en jeu est donné figure 26.

■ Si la **fréquence observée correspond à la fréquence de rotation**, il s'agit de balourd ou amplification. D'une manière générale : déformation des rotors, balourd, balourd thermique, mauvaise dilatation des rotors, frottements, résonances de structure, fissures d'arbre, phénomènes électriques (pour des machines à 2 pôles), problèmes de fixation, de fissuration des massifs, tassement de fondations...

■ Si cette **fréquence correspond à la 2^{ème} harmonique de la vitesse de rotation**, on est en présence de :

- défaut d'usinage des soies (constant dans le temps) ;
- non-linéarité de comportement ;
- palier non linéaire : jeux, mauvaise fixation ;

| Tableau 1 – Évocation d'un défaut par les symptômes d'évolution | | | | |
|---|---|----------------------------------|---|---|
| Type | Courbe | Durée T | Défaut général | Pour approfondir |
| Simple |  | $T > 24$ h | Déformation massif. | Surveiller plusieurs mois : — tassement des fondations ; — fissuration massif. |
| | | $2 \text{ h} < T < 24 \text{ h}$ | Déformation de structure, de poutres. | Suivre la déformation thermique de grosses structures, dilatations, climat. |
| | | qq min $< T < 2 \text{ h}$ | Déformation du rotor. Balourd thermique. | Vérifier la déformation thermique de rotor (ou poutres). T est à l'échelle des phénomènes thermiques. |
| | | $T < 10 \text{ s}$ | — | Voir aussi évolution exponentielle. |
| Complexe |  | ... | Balourd thermique. | Vérifier la corrélation à échauffement rotor. |
| | | | Déformation structure. | Vérifier la corrélation à dilatation ou échauffement structure. |
| | | | Fréquence propre. | |
| Discontinue |  | ... | Ailettes. | |
| | | | Ruptures brutales. | |
| | | | Relâchement de contraintes. | Bobinage → lié à un rotor Voir aussi évolution complexe et discontinue. |
| | | | Glissements. | Accouplement si lié au couple. Dilatations. |
| Exponentielle |  | 10 à 20 min | Frottement dur. | |
| | | Quelques heures ou semaines | Fissure. | La durée de la propagation dépend du taux de contrainte. |
| | | | Roulement. | Dégradation due à l'écaillage. |
| Cyclique ou divergente |  | Période variable | Frottement mou. | Joint d'étanchéité lubrifié ou faible coefficient de frottement. |
| | | Quelques secondes | Battements. Engrenages. | |
| | | ... | Régulation. | Si point de rebroussement. |
| Complexe et discontinue |  | ... | Glissement de bobinage. | |
| Rapide Aléatoire |  | ... | Instabilités : — paliers ; — fluides. | Voir surtout la fréquence des vibrations et le phénomène de synchronisation. |

- efforts dû aux dissymétries du rotor : encoches, lames, cardans, fissures, clavettes ;
- défaut pouvant évoluer avec le lignage qui fait varier les efforts, ou avec la température des paliers (fluide) qui en fait varier la raideur ;
- phénomènes électriques ou magnétiques des machines à deux ou quatre pôles, magnétostriction ;
- résonance de structure ;
- défaut de capteur.

■ Si la **fréquence observée correspond aux harmoniques de la vitesse de rotation**, on est en présence de :

- défaut d'usinage ;
- non-linéarité de comportement ;
- fissures.

■ Si la fréquence mesurée correspond à la **moitié de la fréquence de rotation** ($f_r/2$) il s'agit d'une instabilité de palier fluide. En fait, la notation $f_r/2$ est impropre, car l'instabilité peut se retrouver à une fréquence différente :

- souvent proche de $f_r/2$;
- elle peut être légèrement inférieure ou supérieure s'il existe un phénomène synchronisateur : fréquence propre du rotor, ou du support de palier ;
- à n'importe quelle fréquence sous harmonique : $f_r/3$, $f_r/4$, ou f_r (fréquence propre entre 0,3 et 0,7 f_r) ;
- lorsqu'on est en limite de stabilité l'énergie est contenue dans une bande voisine de $f_r/2$.

■ La **fréquence de vibration est un multiple de la fréquence de rotation** ($f = f_r$). On observe un bruit de denture d'un engrenage ou bruit de sirène d'un ventilateur, d'un compresseur, ou bruit hydraulique d'une pompe.

N alors peut être :

- le nombre d'aubes ;
- le nombre de dents ;
- le plus petit commun multiple entre les nombres d'aubes fixes et d'aubes mobiles (cf. § 2.3.1.2).

Si en plus, il y a modulation (évolution cyclique de l'amplitude en fonction du temps ou bandes parallèles en fréquence), on peut avoir un bruit de denture de réducteur ou d'engrenage modulé par le couple, l'effort statique, le mauvais centrage d'un engrenage, etc. (cf. § 2.1.7).

■ **Raie non synchrone : $f = f_f$**

Il s'agit d'une instabilité de palier synchronisée par une fréquence propre, d'une instabilité de fluide synchronisée par un mode acoustique de cavité, de phénomènes aéroélastiques engendrés par l'écoulement d'un fluide autour d'un obstacle, de l'écaillage d'un roulement (si f_f est une des fréquences possibles de bille, ou de piste intérieure ou externe), ou d'un autre phénomène organisé à trouver.

■ **Phénomènes électriques : $f = f_e$**

Les vibrations peuvent être dues à des phénomènes électriques : dans les machines tournantes, la fréquence f_e est le produit du nombre de pôles par la vitesse de rotation.

$$f_e = N f_r (1 + g)$$

avec N nombre de pôles,
 g glissement.

■ **Bandes de fréquence** (phénomène un peu organisé)

Le degré d'organisation est mesuré sur les courbes de réponse en fréquence par le rapport :

$$Q = \frac{\omega}{\Delta\omega}$$

qui représente le coefficient d'amplification du filtre organisateur (turbulence ou bruit blanc amplifiés).

Ce type de courbe est souvent la réponse d'un système sur sa fréquence propre lorsqu'il est soumis à une excitation turbulente.

Parfois, l'excitation peut avoir cette allure si le phénomène aléatoire d'origine est un peu organisé par des longueurs de parcours :

- décollement de tourbillons (non synchrones) ;
- bruit aérodynamique ;
- fuite de vapeur à travers une fente (dans ce cas, la fréquence est d'autant plus élevée, que la fente est étroite) ;
- instabilité (un peu avant qu'elle ne s'établisse).

■ **Bandes latérales** (modulation d'amplitude du signal)

L'existence de raies parallèles de part et d'autre d'une fréquence dominante indique la modulation de l'amplitude du signal. La modulation se rencontre lorsque l'on a plusieurs sources :

- deux sources de fréquence voisines entraînent une modulation à la fréquence de l'écart ;
- une source est contrôlée par une autre.

3.3.3.3 Symptôme « technologie »

Quelle caractéristique de la machine peut favoriser (ou interdire) le défaut imaginé ?

Nous allons en voir quelques exemples.

Exemple :

- un délignage ne peut influencer le comportement vibratoire d'une machine que si les paliers sont proches ;
- un palier circulaire est facilement instable, un palier à patin l'est moins.

Nous n'allons pas citer ici tous les possibles, mais simplement dire que si l'on dispose d'un grand parc de machines, ces possibilités se sont probablement exprimées au cours du temps. Les statistiques d'incident sont de fait une bonne image des risques associés à la technologie des machines et à leur conception.

Un défaut est d'autant plus plausible qu'il a déjà été observé sur cette machine, ou sur d'autres de même nature.

L'observation d'un défaut sur une machine ne traduit pas seulement une anomalie actuelle, elle peut être le reflet d'une mauvaise conception, même si la machine était réputée « bonne » au préalable. Une machine qui a souvent des défauts, est peut-être mal conçue.

Jeux trop serrés, paliers instables, fréquences propres mal placées, font partie des défauts qui peuvent être provisoirement masqués par un montage et un équilibrage particulièrement soigné.

La machine est alors livrée avec son défaut, mais sans vibrations. Elle les retrouve au premier démontage.

On trouvera plus de détails sur les symptômes dans la référence [1].

3.4 Démarche de diagnostic

La démarche de diagnostic consiste à trouver le (ou les) défaut(s) le(s) plus plausible(s) à partir des comportements observés et des informations suivantes :

- manifestations extérieures des défauts ou « symptômes » (fréquences ou contenu spectral, types d'évolution, localisation...) ;
- contexte dans lequel apparaît le défaut, (conditions de fonctionnement, manœuvres d'exploitation, corrélations) ;
- connaissance de la machine, technologies favorisant, historique d'incidents.

La démarche se décline en trois étapes complémentaires : « identification, évocation, confirmation. »

3.4.1 Identification du problème

Première phase de la démarche, l'identification du problème consiste à rechercher tous les éléments dont on dispose. Elle doit donc répondre aux points suivants :

- quelles mesures, quelles observations ont fait penser qu’il y avait problème ;
- y a-t-il réellement un problème (franchissement de limites) ou simplement comportement inhabituel ;
- de quelles informations dispose-t-on sur le comportement actuel et passé de cette machine.

3.4.2 Évocation d’hypothèses. Fiches symptômes

Dans cette seconde étape, on utilise les informations recueillies pour envisager des défauts possibles.

Exemple : une évolution cyclique des vibrations peut faire penser à un frottement mou sur un joint.

Une évolution brutale peut faire penser à un glissement, une rupture, ou un relâchement de contraintes..

Ces connaissances sont rassemblées dans les fiches symptômes.

Les symptômes de défauts les plus courants sont :

- le type d’évolution des vibrations (cf. § 2.3.1.2) ;
- leur localisation ;
- leur contenu spectral (organisation ou largeur des raies, rythme, fréquence..) (cf. § 3.3.3.2) ;
- les paramètres influents ; corrélation des évolutions des vibrations observées avec celles de phénomènes extérieurs, échauffements, phénomènes électriques, débits ;
- les paramètres modaux (fréquences propres, amortissements modaux, déformées modales) ;
- la technologie et l’histoire de la machine. A-t-on observé dans le passé des incidents similaires ? Quels incidents observe-t-on sur ce type de machine (cf. § 3.3.3.3) ?
- d’autres symptômes non vibratoires (échauffement, bruits anormaux, chocs, déformations...).

3.4.3 Confirmation d’hypothèses. Fiches défauts

De la même manière que l’on a pu décrire les symptômes, on aura intérêt à réfléchir avant de mettre en place une application de sur-

veillance aux attendus de cette surveillance (quel défauts risque-t-on d’observer ?), et à décrire les « fiches défauts » associées (cf. 3.3.1).

Outre ceux cités précédemment, les défauts les plus souvent rencontrés sont :

- les déséquilibres massiques des rotors (balourds) dus en grande partie aux déformations des parties tournantes ;
- le délignage ou déformation des parties fixes : stators ; massifs, appuis, supports ;
- les défauts des appuis : instabilité des coussinets fluides, écaillage des roulements à bille ou à rouleaux... ;
- les dégradations des rotors ; fissures ou ruptures des aubes, des ailettes, fissures des rotors, dégradation des conducteurs ou bobinages des machines électriques ;
- les dégradations des vannes ou organes de coupure ; fluides ou vapeur ;
- les problèmes des transmissions : accouplements, cardans, réducteurs ou multiplicateurs ;
- les déformations des stators glissements ou dilatations contrariés, mauvais calage ;
- les défauts de fixation : jeux, desserrages, rigidité insuffisante, amplification excessives, résonances, fréquences propres ;
- les vibrations d’origine hydrauliques : balourds hydrauliques, problèmes de joints, décollements tourbillonnaires, instabilités hydrauliques, bruit de turbulence, bruit de cavitation ;
- les phénomènes aérodynamiques, bruits de sirène, sifflements, ondes de choc.

3.4.4 Tableau d’évocation

À partir des observations précédentes, on peut remplir un tableau à double entrée contenant, d’un côté, les défauts possibles sur la machine surveillée, et de l’autre, les symptômes observables (tableau 2).

| Défaut | Évocation (1) | | | | | | | | | | | |
|---|---------------|--------------|------------------|-------------|-----------|-----------------|---------------------------|-----------------------------|-------------|------------------------|------------------------|-----------------|
| | Évolution | Localisation | Contenu spectral | Corrélation | Déformées | Signal temporel | Régimes de fonctionnement | Analyse des ralentissements | Technologie | Historique des défauts | Comportement en virage | Cumul de défaut |
| 1. Glissement de barres | X | | | | | | | | | | | X |
| 2. Basculement de poutre | | | | | | | | | | | | X |
| 3. Déformation de poutre | | | | X | | | | | | | | X |
| 4. Défaut de positionnement de bobinage | | | | | | | | | | | | |
| 5. Frottement, turbine | X | X | | | | | | | X | X | | XXXX |
| 6. Frottement alternateur | | | | | | | | | | | | |
| 7. Perte d’ailettes | X | | | | | | | | | | | NON |
| 8. Glissement d’accouplement | | | | | | | | | | | | |
| 9. Défaut de ventilation du rotor | | | | X | | | | | | | | X |
| 10. Court-circuit d’alternateur | | | | | | | | | | | | |

(1) X défaut probable
X défaut peu probable

Chaque fois qu'un symptôme peut faire penser à un défaut, on le note dans la case correspondante en mettant par exemple une ou plusieurs croix, ou en coloriant la case en rouge ou en vert selon la plausibilité du défaut (en bleu ou en noir dans le tableau 2).

De même si le défaut n'est pas compatible avec ce que l'on observe, on le note.

Exemples :

- Un balourd est obligatoirement à la fréquence de rotation. Si la fréquence observée n'est pas f_r , ce n'est pas un balourd, donc pas un frottement, ni aucun des défauts qui se traduisent par une déformation des parties tournantes.
- Si la vibration a évolué brutalement (instantanée) le défaut peut avoir pour origine un glissement, une rupture, une instabilité. Il ne peut pas venir d'un échauffement, d'un frottement, d'une fissuration en cours d'évolution, d'un desserrage progressif...

Après avoir exploré quelques symptômes choisis comme étant les plus pertinents, l'observation visuelle du tableau doit permettre de se faire une idée sur ce que pourrait être ou ne pas être le défaut. Il reste alors à se reporter aux fiches défauts pour s'assurer que les attendus de ces défauts sont bien présents dans les observations.

Il ne faut pas oublier que la présence d'un défaut n'interdit pas celle des autres. On peut avoir à la fois trop de balourd et trop d'amplification.

Il faut donc se garder de conclure hâtivement lorsqu'on a trouvé un défaut possible.

La réalité montre même bien souvent que les problèmes apparaissent quand on a plusieurs défauts simultanés.

C'est particulièrement vrai pour ce qui concerne la résonance proche des fréquences des efforts. On la rencontre dans presque un cas sur deux.

4. Trois stratégies de surveillance

Nota : pour plus de détail on pourra se reporter aux références [1][10][13].

La surveillance en fonctionnement consiste à observer en continu ou périodiquement des paramètres de fonctionnement qui caractérisent l'état du matériel. Elle est une des composantes de la maintenance des matériels. Elle permet :

- d'alerter l'exploitant par une détection précoce des dégradations afin d'éviter les avaries graves des matériels ;
- de l'aider à optimiser la maintenance des matériels (notion de maintenance conditionnelle) ;
- d'améliorer la connaissance du comportement des matériels et d'aider à la compréhension des processus de dégradation, par l'analyse des données de surveillance, des diagnostics réalisés, et leur consolidation dans un retour d'expérience.

La surveillance contribue à l'amélioration de la sûreté et de la disponibilité, ainsi qu'à la réduction des coûts de maintenance.

Ces gains sont de deux types :

- minimisation du coût des incidents (réparations, durée d'arrêt) grâce à une détection précoce des anomalies ;
- réduction des coûts de la maintenance. La connaissance de l'état du matériel par la mise en œuvre des techniques de surveillance et d'aide au diagnostic permet d'espacer ou de supprimer certains contrôles ou inspections à l'arrêt.

Le type de surveillance doit être adapté aux enjeux que représente par son coût, ou par le coût de l'indisponibilité qu'il entraîne, l'incident que l'on souhaite éviter.

On peut définir trois grandes classes de surveillance, qui feront appel globalement à des approches différentes, tant par leur coût, que par les méthodes de travail.

4.1 Comportement « normal » d'une machine. Les normes

Les vibrations sont une image des efforts des machines. Les risques de dégradation sont directement liés aux niveaux observés. Il est donc utile de savoir apprécier à partir de quel moment les risques sont trop élevés pour que la machine puisse être exploitée normalement.

Or, il n'est pas envisageable pour chaque matériel, de caractériser par des essais ou des calculs, les risques de dommages liés aux vibrations observées. C'est pourquoi, en pratique, on se réfère à des normes.

Ces documents contiennent des critères quantitatifs issus de l'expérience. Ils intègrent sous une forme intuitive et implicite les relations forces/contraintes/vibrations et les données technologiques actuelles (matériaux, usinage, contrôle de fabrication, moyens de mesures, etc.).

Les normes partant de l'expérience acquise, il importe de bien définir dans quelles conditions sont effectuées les mesures. C'est pourquoi dans ces différents documents, on retrouve des chapitres concernant :

- les machines ou classes de machines auxquelles s'applique la norme : type de machine, taille, montage, fondations, usage ;
- la grandeur à partir de laquelle est faite cette évaluation, et les points de mesurage : structures fixes ou arbre, plans ou schéma définissant les points de mesure ;
- les grandeurs de mesurage : valeur efficace de la vitesse des vibrations, intensité vibratoire, déplacement dans une direction, maximum de la trajectoire ;
- les conditions de la machine lors des contrôles : vitesse ou plage de vitesse de rotation, plage de débit, plage de puissance, états stables ou transitoires.

La surveillance réglementaire ou normative repose sur l'utilisation de **critères simples**, « niveaux limites admissibles », qui définissent :

- une qualité minimale à obtenir sur une machine « neuve » : critère de **réception** (limite admissible lors des essais de réception) ;
- un niveau au-dessus duquel une action corrective doit être programmé : critère d'**alarme** ;
- un niveau au-dessus duquel la machine doit être arrêtée pour respecter les objectifs de **sécurité**.

Cette surveillance est réalisée lors de la mise en service de la machine, puis de façon périodique par la suite, à l'aide de contrôle simples.

Elle s'applique à toutes les machines, et est définie en général par des normes.

La mise en place d'une surveillance commencera donc en premier lieu par l'analyse des documents normatifs (AFNOR, ISO, CEN) concernant la ou les machines surveillées.

4.2 Bilans de santé. Maintenance prédictive

La surveillance des machines est indispensable si l'on veut remplacer l'entretien systématique par l'entretien préventif conditionnel « en cas de besoin ».

Mais elle a un coût. Il serait ruineux de vouloir tout contrôler sur des machines bon marché dont la défaillance n'est pas gênante pour l'exploitation ou la sécurité. À l'inverse, il ne serait pas raisonnable de laisser tourner une machine importante et complexe, sans un minimum de contrôles.

Les stratégies adoptées différeront donc selon le type de machines ou leur importance dans le processus.

Cette surveillance, souvent conduite sur un parc de machines consiste à suivre périodiquement la valeur d'un certain nombre d'indicateurs de l'état de santé des machines relevés par un (des) collecteurs de données. Une évolution dans le temps de ces indicateurs est le signe d'une anomalie. Cette surveillance est en général réservée aux machines importantes, dont les pannes risquent de mettre en cause la sûreté, ou d'entraîner des perturbations importantes de la production ou des coûts de maintenance élevés. Le choix des machines à surveiller, et des programmes de maintenance ou de contrôle sera réalisé par des analyses de type « OMF » (optimisation de la maintenance basée sur la fiabilité ou *reliability centered maintenance* en anglais).

Exemple : À EDF, elle est appliquée plus particulièrement à :

- 3 500 machines tournantes auxiliaires du parc nucléaire (60 groupes de pompage par tranche) ;
- près de 2 000 vannes motorisées ;
- de nombreux matériels électriques alternateurs, moteurs électriques, transformateurs ;
- aux turbines hydrauliques.

4.3 Surveillance en continu des grandes machines

Lorsque la sécurité ou le coût de l'installation surveillée le justifie, une surveillance en continu peut être mise en place. Son objectif est alors de s'intégrer dans la politique de maintenance pour participer à la réduction globale des coûts. La surveillance n'agit pas sur la

cause des incidents, mais elle permet par une détection précoce, d'en minimiser les conséquences. Ce faisant, elle autorise aussi un allègement, sans risque supplémentaire, des programmes de base de maintenance préventive, ce qui se traduit par des économies.

La vibration n'est plus alors considérée uniquement comme un risque, mais plutôt comme un symptôme. Un traitement élaboré des signaux et des informations permet en temps réel (ou peu différé) :

- de définir un comportement anormal (au sens des normes) ou inhabituel (évolutions, tendances, corrélations...) ;
- de disposer d'une archive permettant l'interprétation ou le diagnostic de l'état mécanique de la machine. L'efficacité de la surveillance dépend davantage de la qualité des paramètres mesurés que de leur nombre.

Cette surveillance a deux composantes :

- la première dont les économies sont faciles à évaluer (simplification du programme de base de maintenance) ;
- la seconde, qui s'apparente d'avantage à une assurance, car elle joue sur la probabilité d'occurrence d'événements rares mais graves, est souvent complexe à justifier sur un plan économique, mais ses enjeux peuvent être très élevés.

Exemple : à EDF, elle est appliquée depuis plus de 15 ans en particulier aux matériels suivants :

- groupes turbo alternateurs : 72 machines de plus de 600 MW y compris les vannes d'admission vapeur sont suivies ;
- les circuits primaires des réacteurs : une surveillance des structures internes et une détection des corps errants a été mise en place sur toutes les tranches nucléaires ;
- enceintes de réacteur : surveillance d'étanchéité ;
- générateurs de vapeur : détection des fuites.