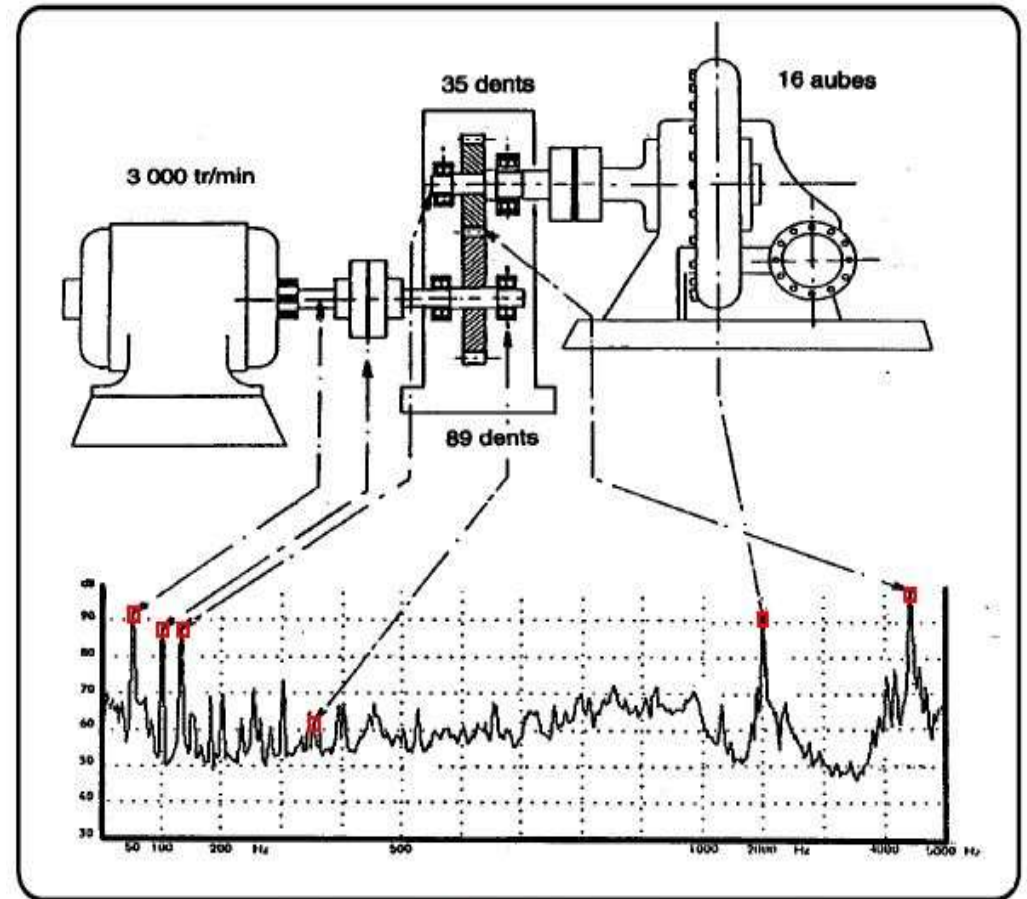


Des vibrations partout !

Les 3 règles du diagnostic vibratoire :

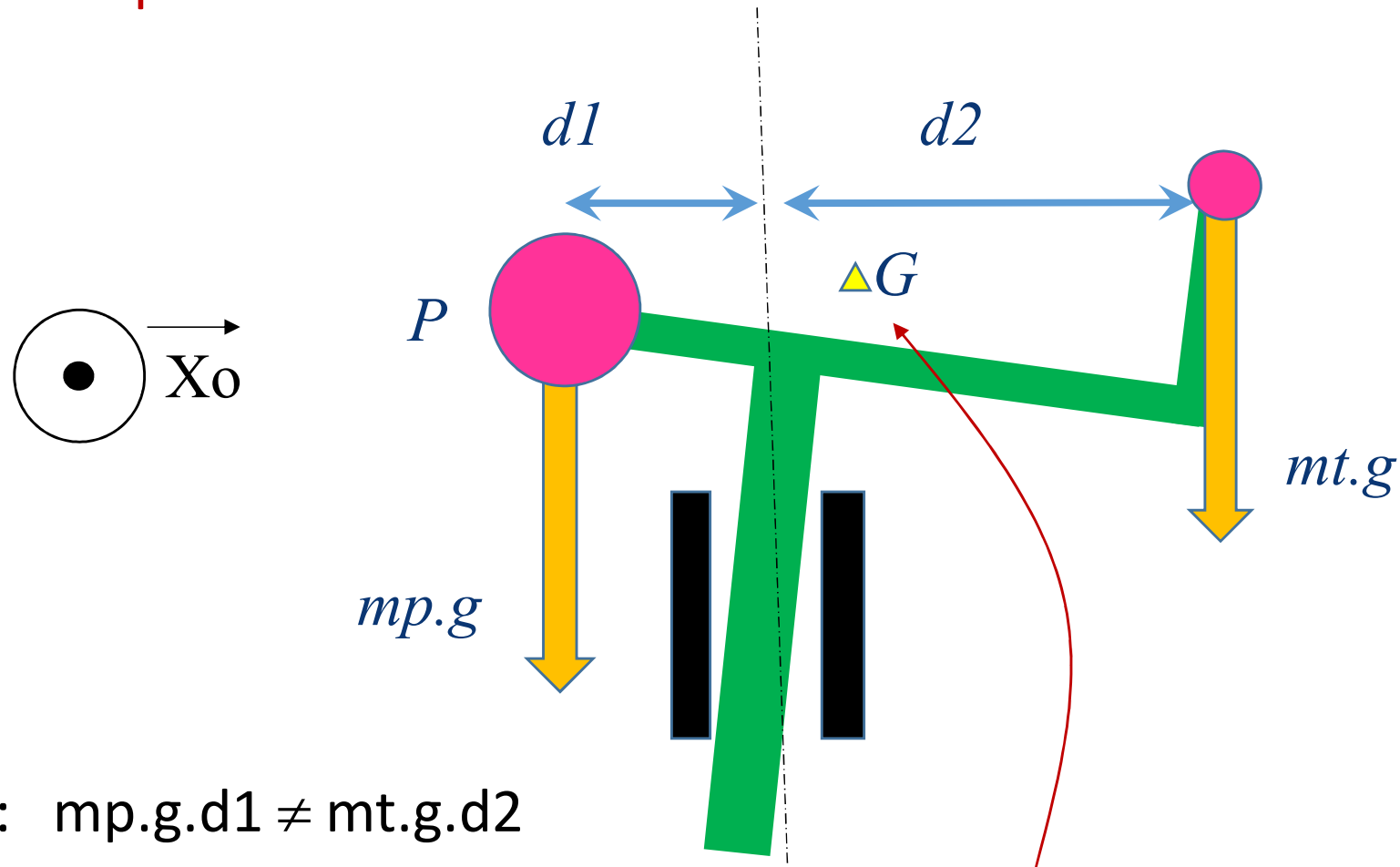
- 1 - Chaque machine génère une vibration spécifique.
- 2 - Les fréquences des vibrations sont déterminées par la cinématique de la machine et sa vitesse.
- 3 - Une mesure vibratoire cumule des informations en provenance de plusieurs composants.



L'analyse spectrale permet de formaliser les signatures des défauts et devient une alliée précieuse dans la maintenance préventive des machines. **La vibration n'est plus alors considérée uniquement comme un risque, mais aussi comme un symptôme, une alerte.**

Correction des balourds

Balourd statique : $\omega = 0$



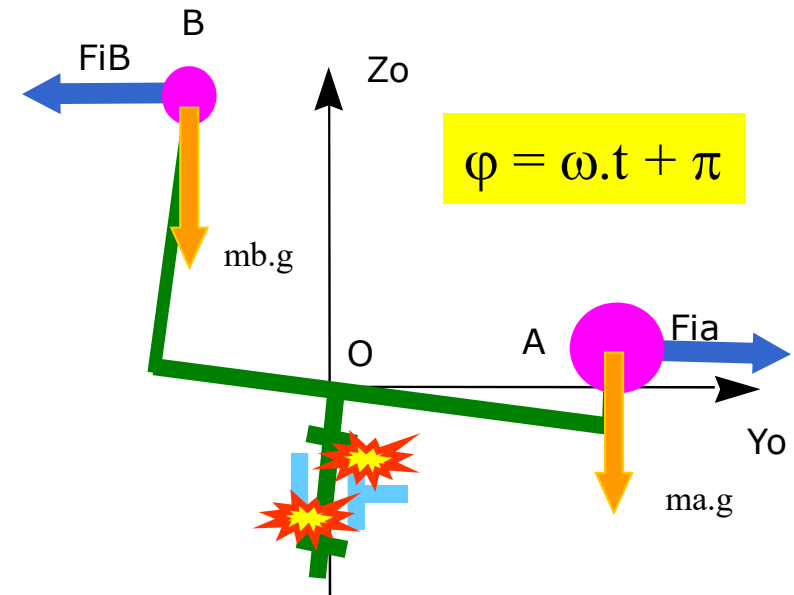
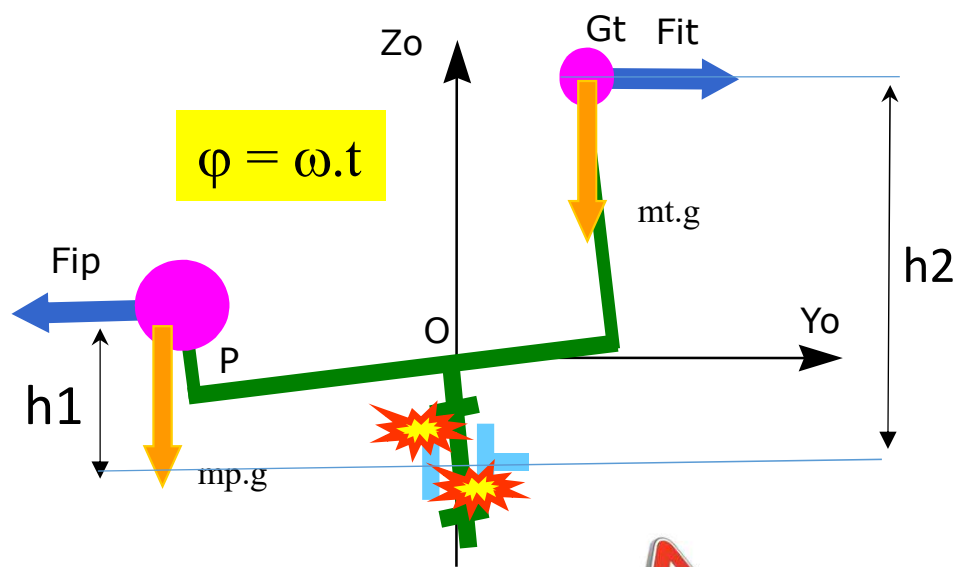
A priori : $mp.g.d1 \neq mt.g.d2$

→ Le centre d'inertie G n'est pas situé sur l'axe de la rotation.

Correction des balourds

Balourd dynamique : $\omega \neq 0$

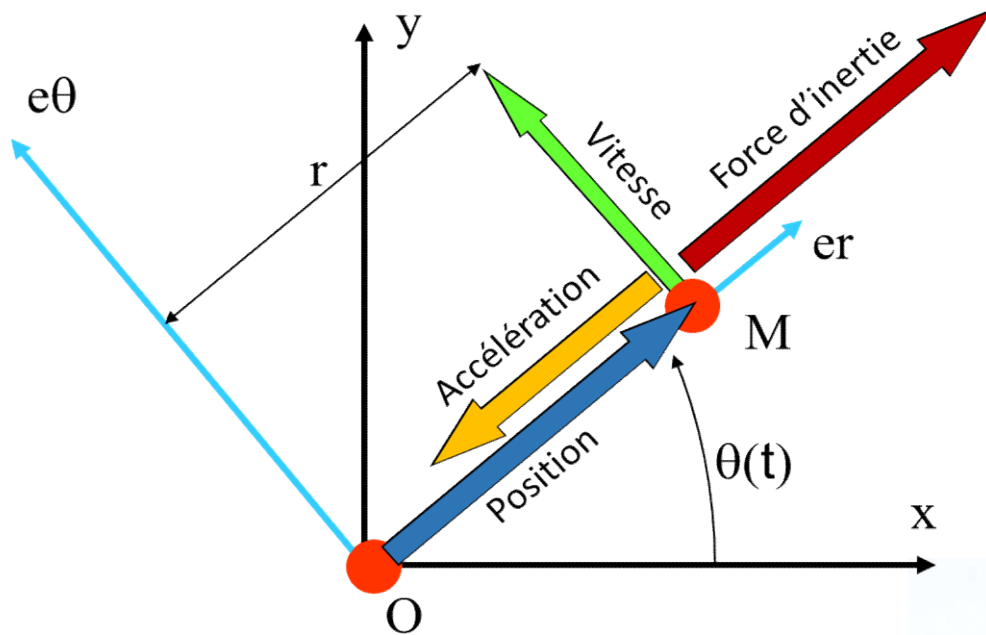
La rotation fait apparaître **des forces d'inertie** !



CHOCs, FATIGUE, USURE

Le balourd

Exemple : le turbocompresseur

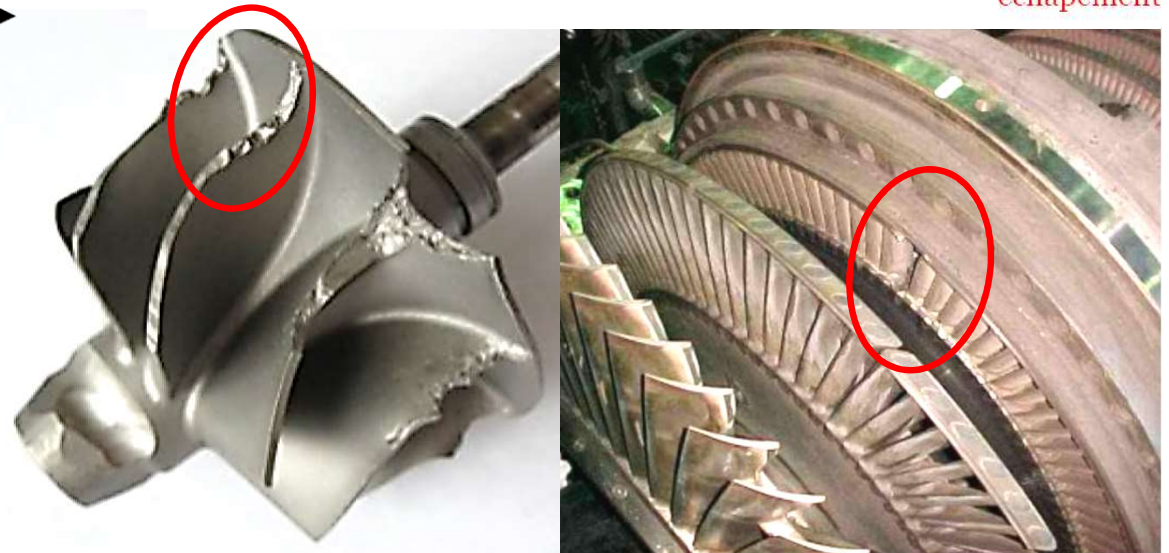
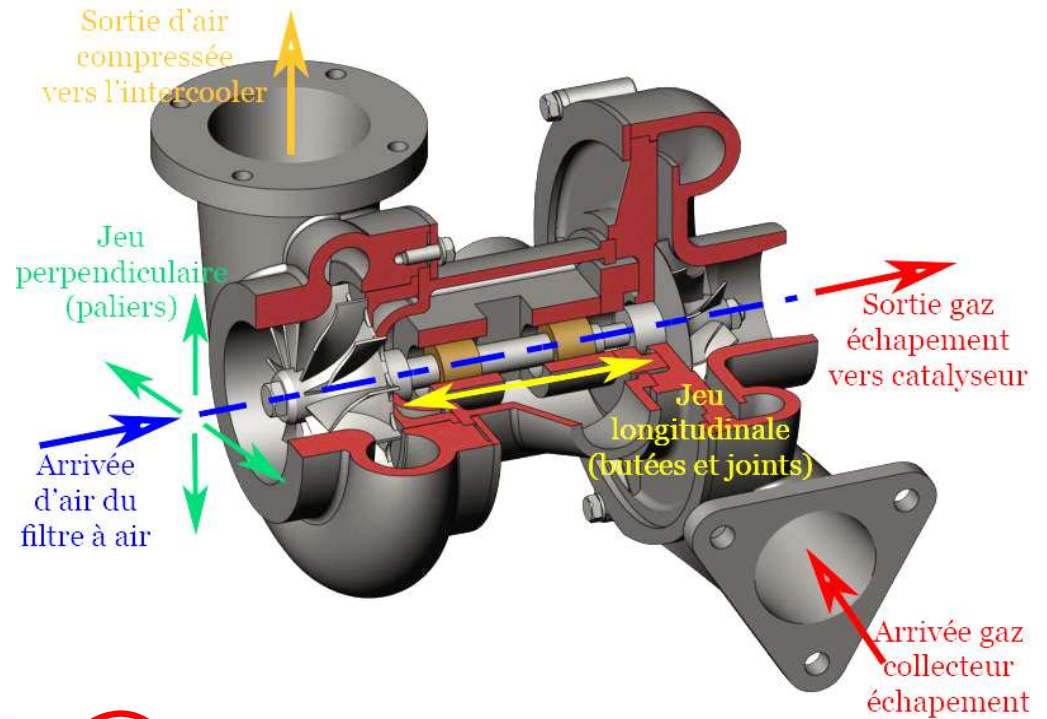


Force d'inertie $F_i = m \cdot \theta'^2 \cdot r$

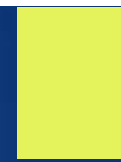
Application numérique :

- $m = 0,001 \text{ kg}$
- $R = 0,02 \text{ m}$
- $N = 50\,000 \text{ tr/mn}$

$F_i = ?$



Le balourd



En résumé, le phénomène de balourd mécanique est lié à une répartition non homogène de la masse autour de l'axe de rotation : **l'axe d'inertie de l'arbre n'est pas confondu avec l'axe de rotation.**

Balourd statique

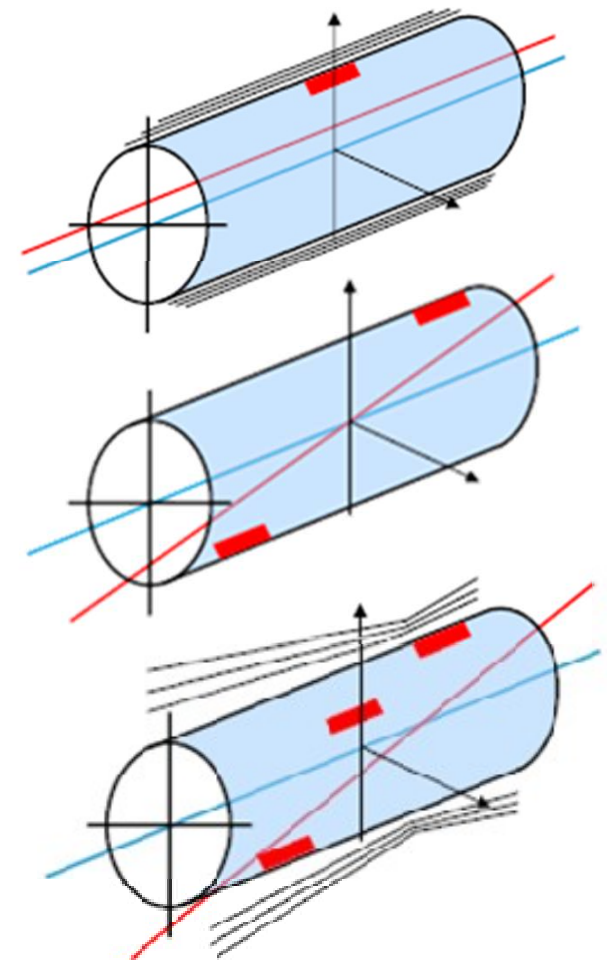
L'axe d'inertie de l'arbre est parallèle à l'axe de rotation

Balourd dynamique

L'axe d'inertie n'est plus colinéaire à l'axe de rotation

Balourd mixte

Il s'agit d'une combinaison des deux premiers et correspond au cas le plus courant



Le balourd

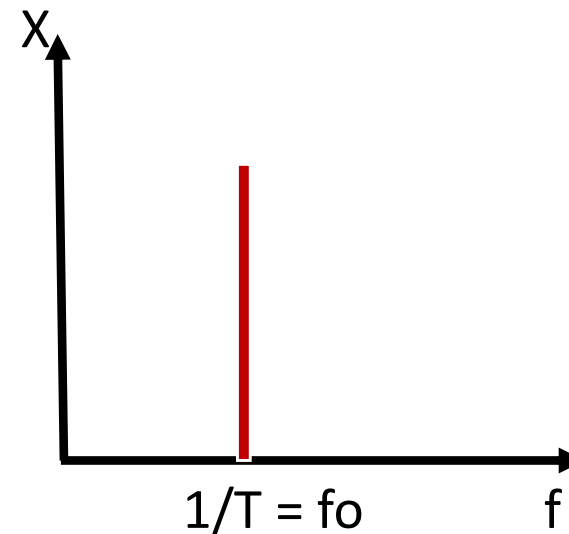
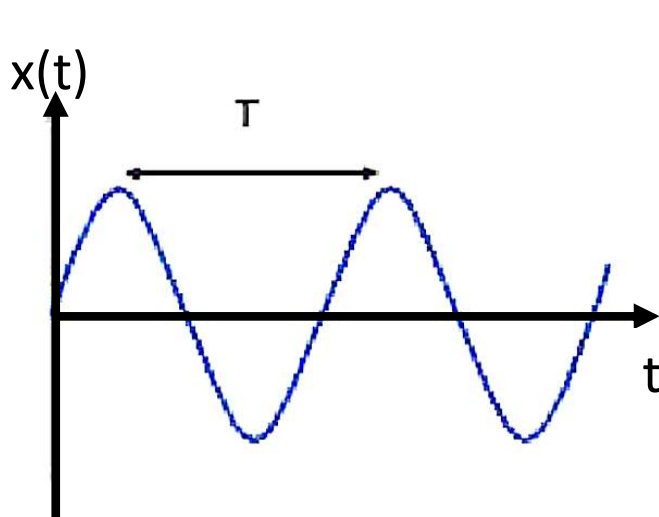
Balourd d'origine mécanique

Matière qui se détache ou bien qui se dépose, érosion. Vibration présente en régime transitoire **ET** permanent

Balourd d'origine thermique

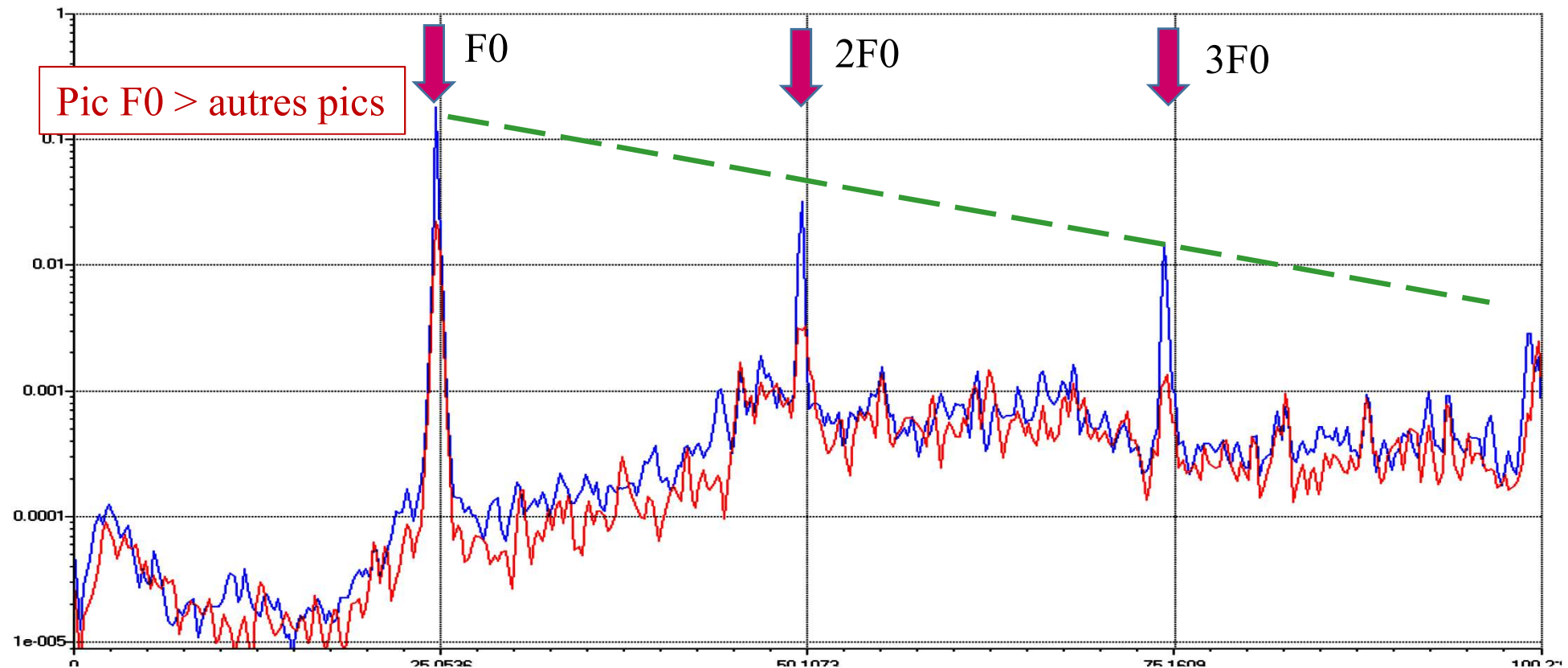
Dilatation hétérogène, échauffement dissymétrique fluage. Vibration présente en régime transitoire **OU** permanent

Idéalement un balourd provoque une force sinusoïdale qui se traduit dans le domaine fréquentiel par **une raie unique à la fréquence de rotation de l'arbre.**



Le balourd

En pratique l'évolution du balourd se manifeste par **une augmentation de la raie à F_0 prédominante** et des harmoniques $2F_0$, $3F_0$...



D'autres phénomènes sont susceptibles de générer de l'énergie à la fréquence de rotation F_0 sans pour autant **être liés à un déséquilibre de masse**...

Enfin, il existe toujours un balourd résiduel sur une machine tournante.

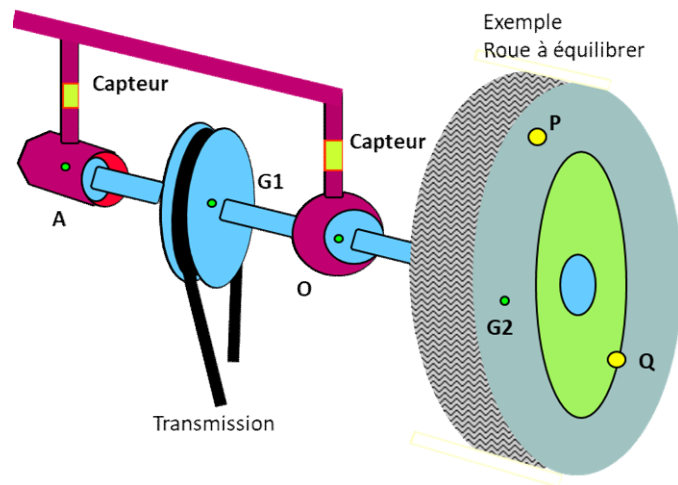
Correction des balourds

Équilibrage dynamique sur équilibreuse

Les arbres de petites dimensions sont montés sur des machines à équilibrer.

Un essai permet d'enregistrer les balourds (forces) grâce à deux capteurs.

Ce relevé et la géométrie permettent de calculer les masselottes d'équilibrage (P et Q) ainsi que leurs positions...



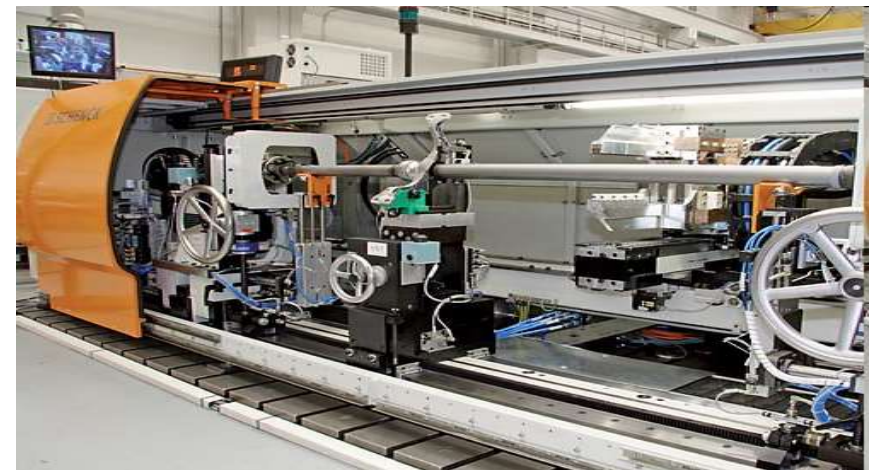
Petits rotors



Vilebrequins



Arbres de transmission



Correction des balourds

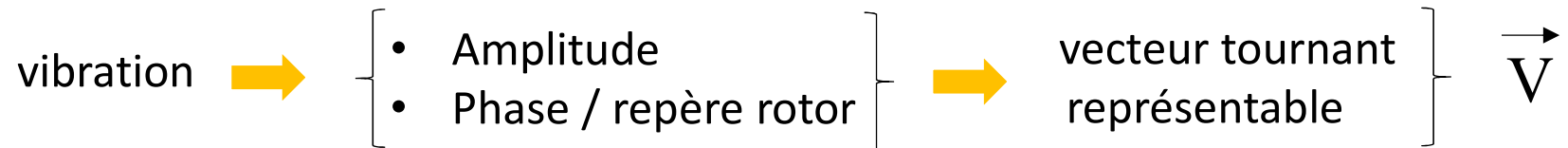
Équilibrage dynamique in situ

Les arbres de grandes dimensions ne peuvent pas être montés sur des équilibreuses. On procède à l'équilibrage in situ en équipant les paliers du rotor de capteurs.



Correction des balourds

Equilibrage dynamique in situ : principe général



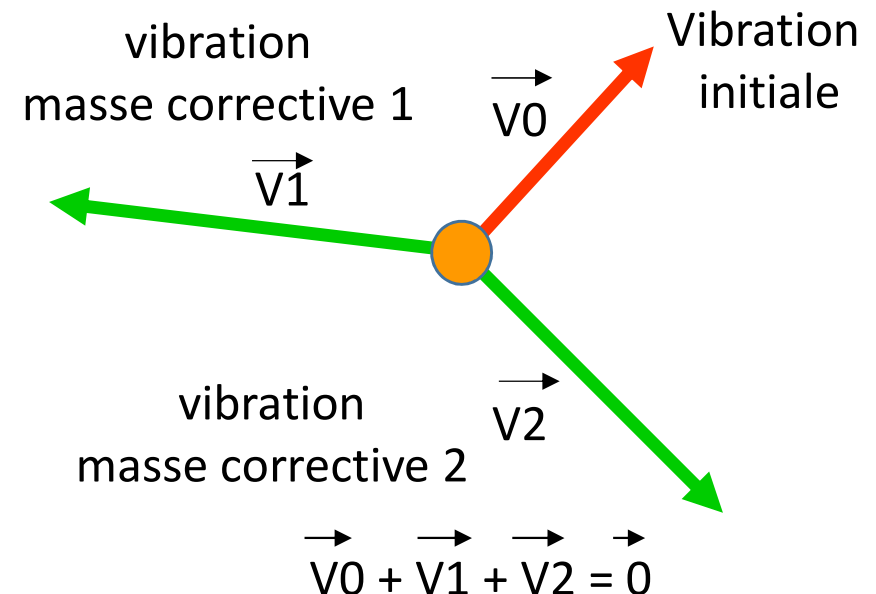
1/ Essai 1 : on mesure la vibration initiale \vec{V}_0 .

2/ Essai 2 : on place ensuite une masse test et on mesure la vibration résultante \vec{V}_r .

On en déduit l'influence de la seule masse test $\vec{V}_t = \vec{V}_r - \vec{V}_0$.

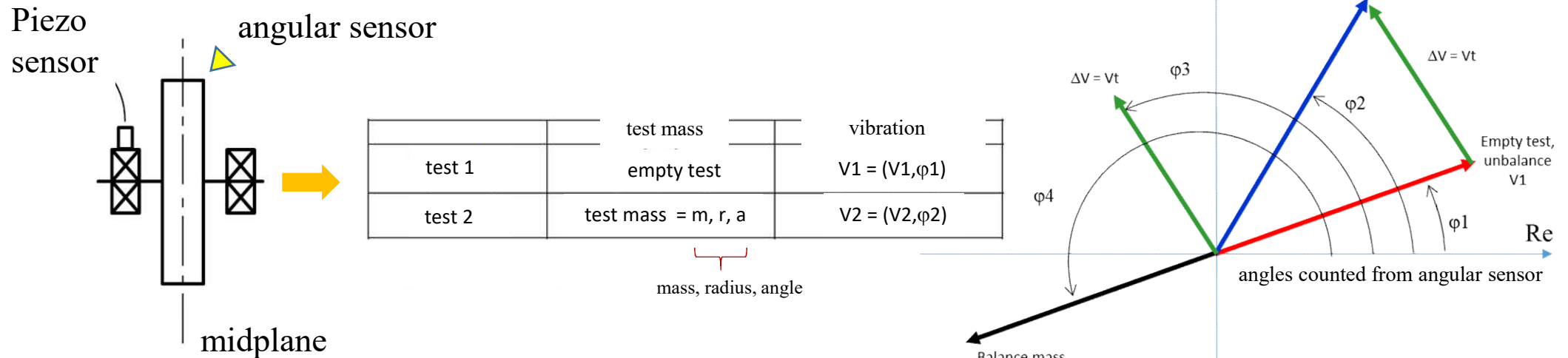
3/ On cherche alors les 2 masses et les positions (amplitudes et phases) qui vont ajouter au vecteur initial \vec{V}_0 , 2 vecteurs \vec{V}_1 et \vec{V}_2 tels que la somme de l'ensemble soit nulle...

Pour les rotors courts, une seule masse suffit...



Mechanical Vibrations - part 3

Case of rotors in detail: $L / D < 0.5$ and $N < 1000$ rpm (see tutorials)



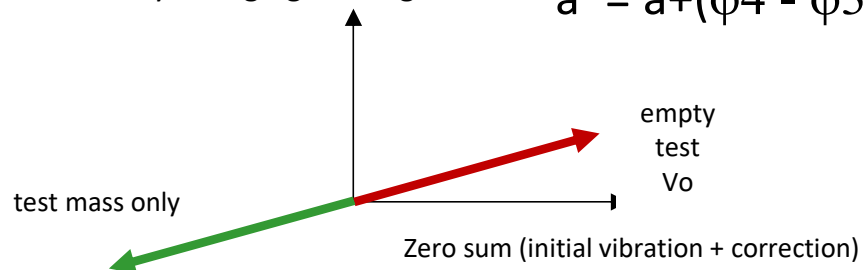
3- opposite compensation unbalance

$$B'_1 = -B_1 = -\frac{V_o}{C} \quad [\text{kg}]$$

$$\varphi4 = \varphi1 + 180^\circ$$

$$a' = a + (\varphi4 - \varphi3) \quad [\text{deg}^\circ]$$

The opposite angular position is obtained by changing the angle "a":



1- influence factor

$$C = Vt/m \quad [\text{mm/s/kg}]$$

2- unbalance responsible for V_o

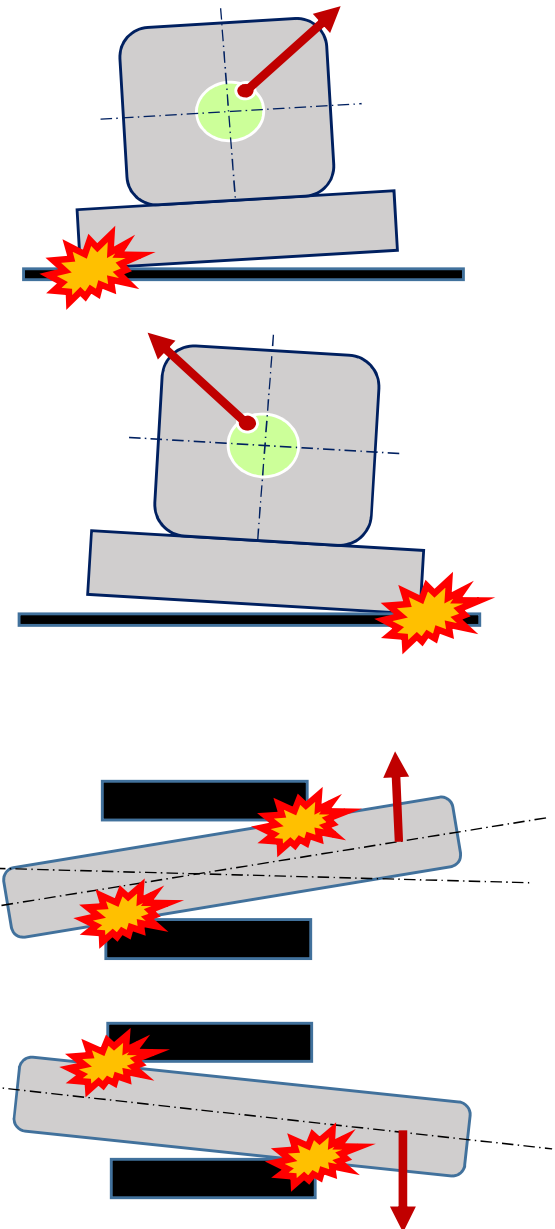
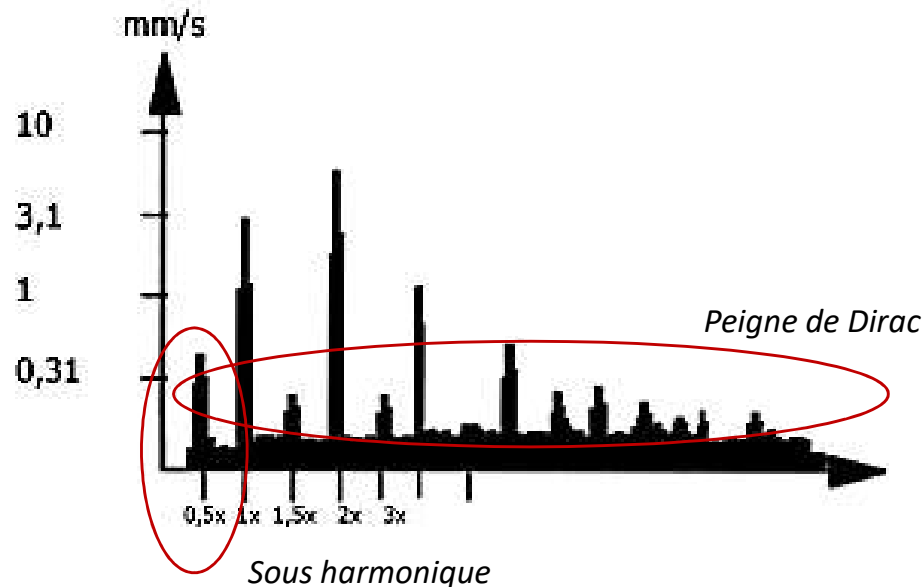
$$B1 = V_o/C \quad [\text{kg}]$$

Chocs périodiques

Choc externe : la machine se désolidarise de la structure par desserrage de boulons ou par fissurations initiées par les vibrations dues à un balourd.

Choc interne : un jeu d'arbre excessif peut apparaître au niveau des liaisons (paliers, roulements) entre le rotor et le stator.

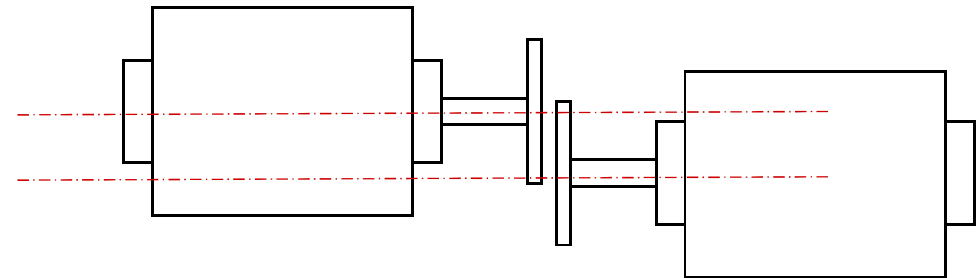
La signature vibratoire montre l'apparition de **sous-harmonique**, d'ordre $f_0/2$ notamment et d'un **peigne de raies** (propre au Dirac issu des chocs)



Le délignage

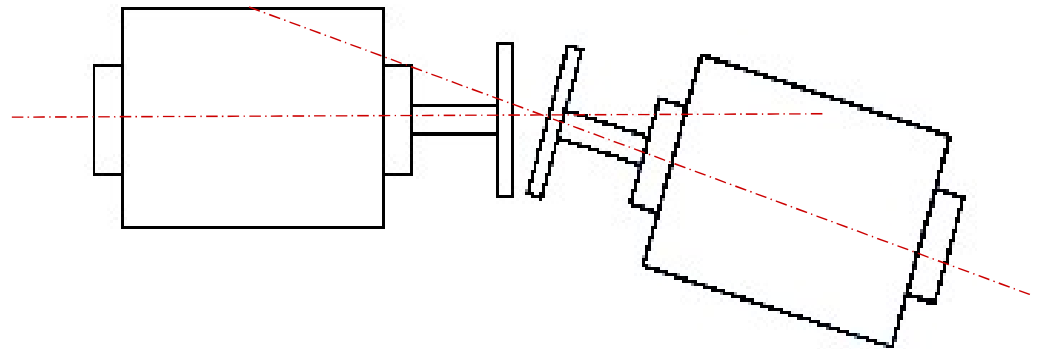
Délignage parallèle :

défaut de concentricité des deux arbres



Délignage angulaire :

défaut de parallélisme des deux arbres



Délignage mixte:

combinaison des deux précédents délignages ...

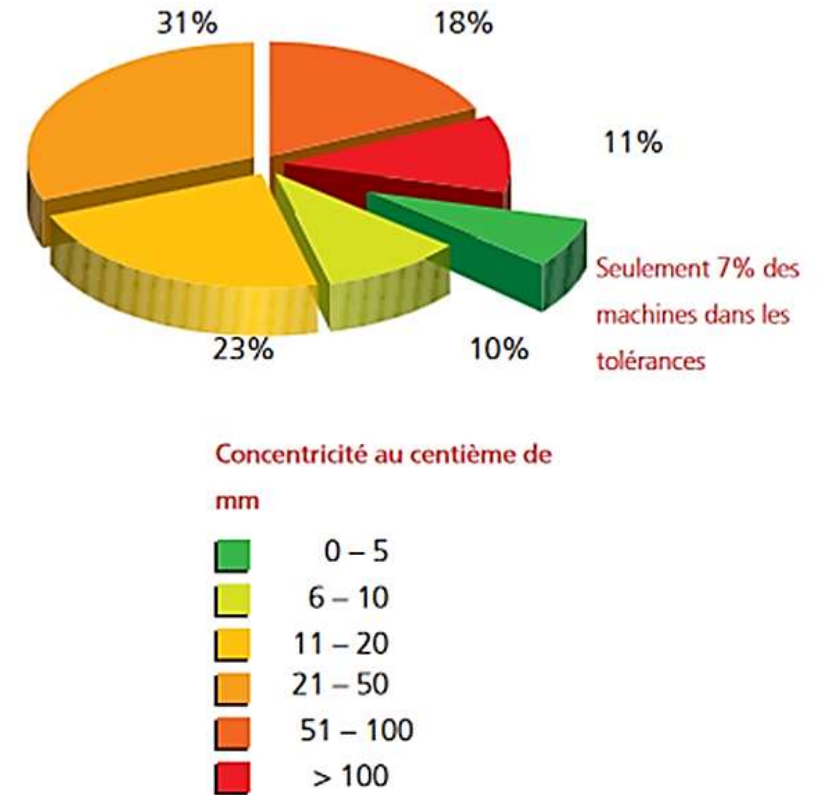
Le délignage

50% des pannes mécaniques sont liées au délignage.
C'est donc un problème plus fréquent que le balourd.

(source SKF, entreprise suédoise, leader mondial du roulement mécanique)

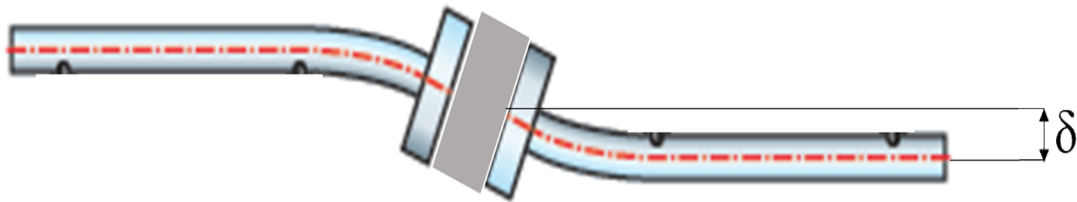
Economie annuelle réalisée par ce parc si le lignage diminue la consommation de 0,75% ?

- Puissance moyenne par machine = 10 kW
- Tarif kWh = 0,1 €
- Economie ?



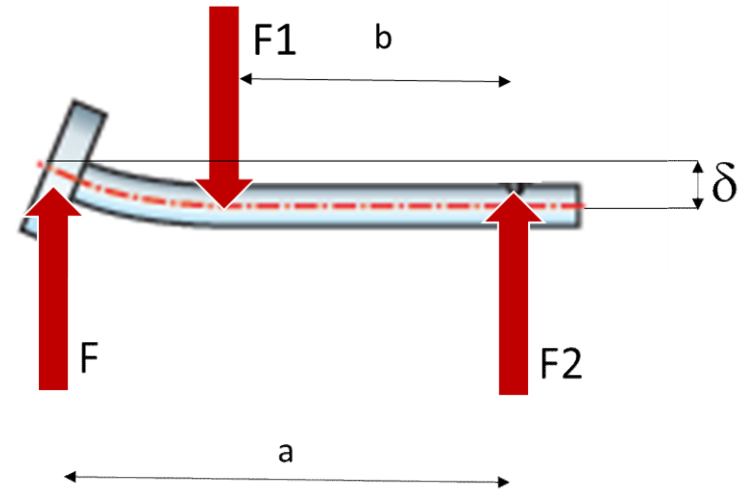
Résultat d'étude menée sur 3000 machines
Usine de traitement chimique Royaume Uni

Le délignage //



$$\delta = \frac{F.(a-b)^3}{3.E.I_gz}$$

$$I_gz = \pi.d^4/64$$



$$a = 500 \text{ mm}$$

$$b = 400 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,3 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

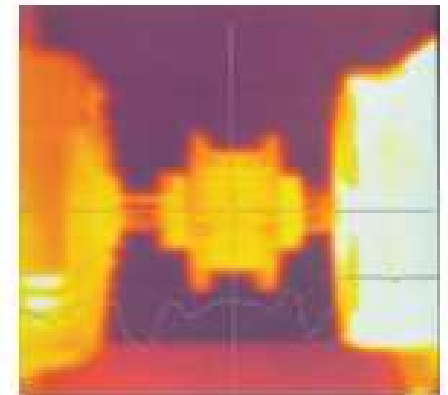
$$F_1 = ?$$

Le déalignage

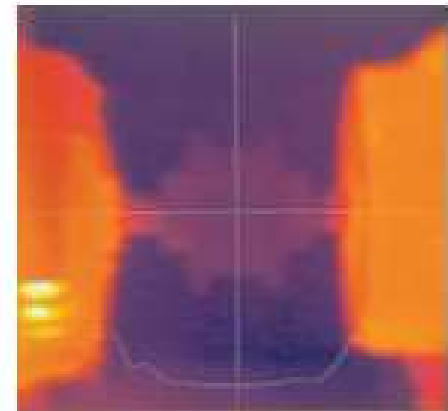
Symptômes du déalignage :

- Boulons de fondation ou d'accouplement desserrés ou cassés.
- Cales de blocage ou goupilles cylindriques défailiantes.
- Fuite d'huile excessive au niveau des bagues de palier, ouverture des joints.
- Certains éléments d'accouplement flexibles s'échauffent en cas de défaut d'alignement. Si l'accouplement présente des éléments en élastomère, chercher des signes de poudre de caoutchouc à l'intérieur de la coiffe d'accouplement.
- Les arbres cassent ou se fissurent au niveau ou à proximité des paliers ou des moyeux d'accouplement (par fatigue suite à la flexion alternée).
- Taux anormalement élevé de défaillances d'accouplement ou d'usure....

Thermographies d'un accouplement

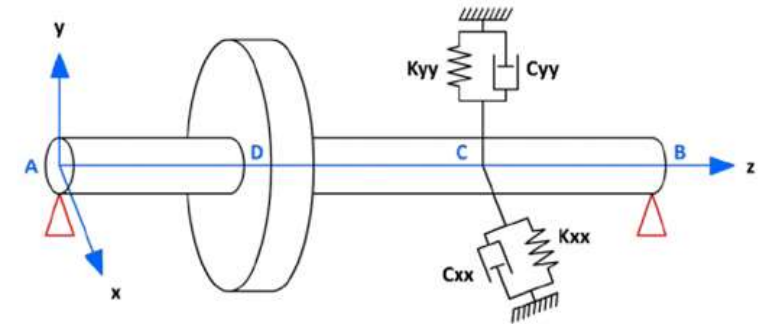
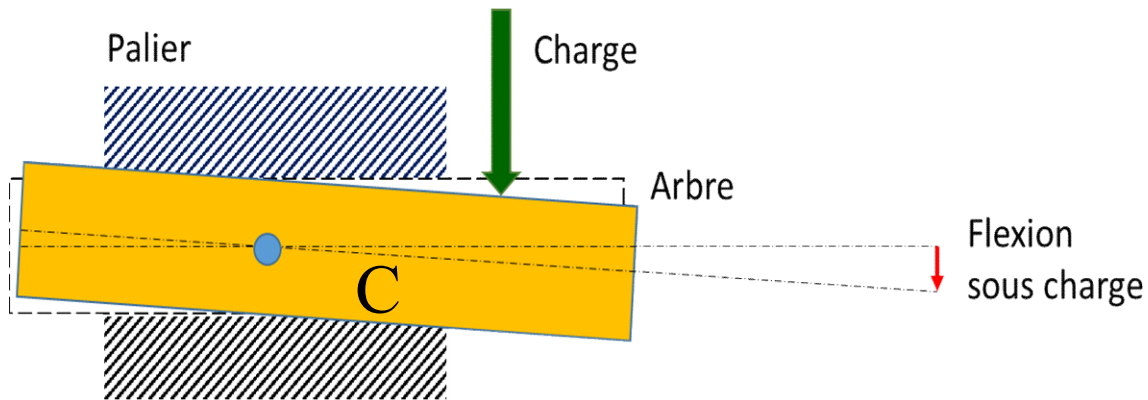


Aligné à + 0,5 mm



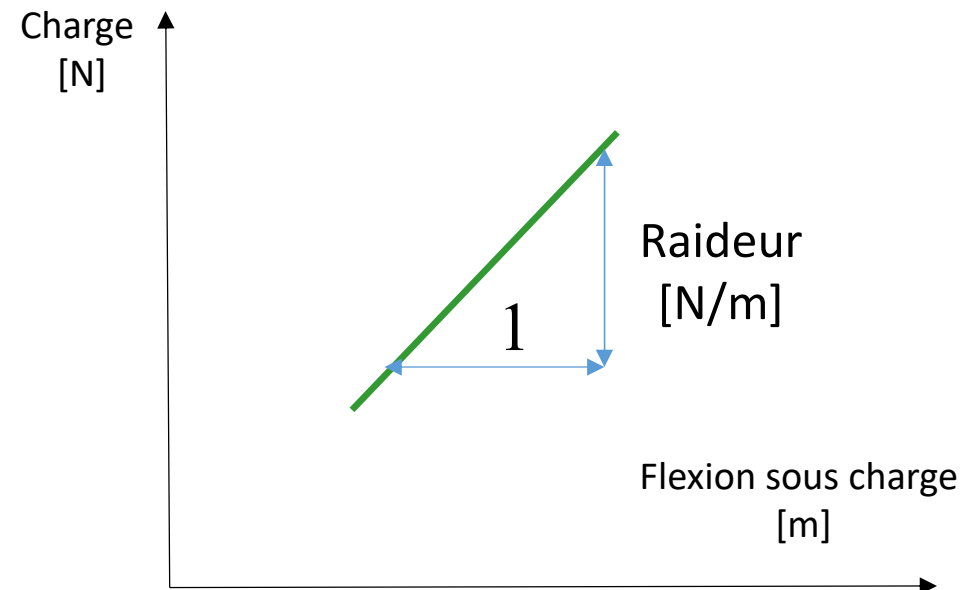
Aligné à +/- 0,05 mm

Le délignage



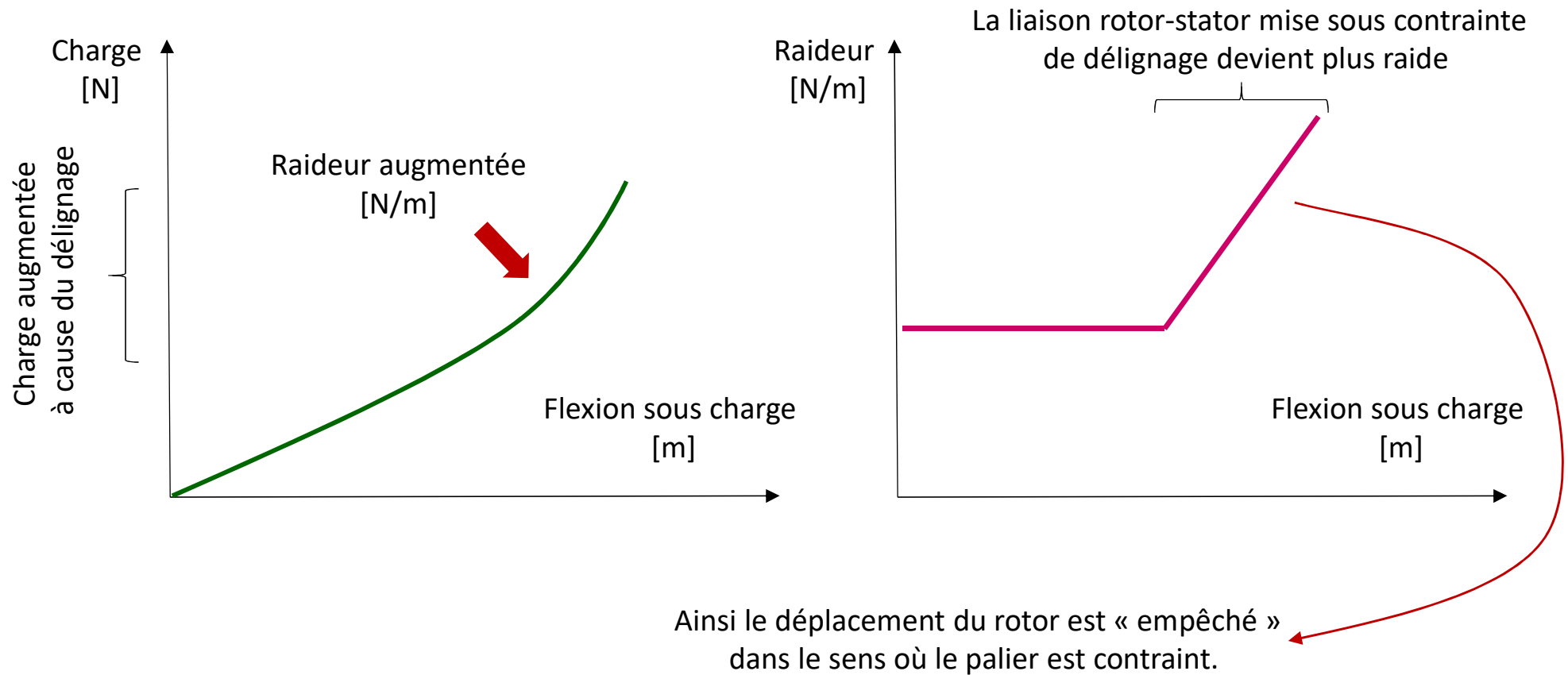
Exemple de modélisation simplifiée d'un palier centré en C

La **raideur radiale de la liaison** dépend de la déformation élastique du palier sous charge et peut être exprimée simplement comme un rapport entre la charge et la flexion sous charge.



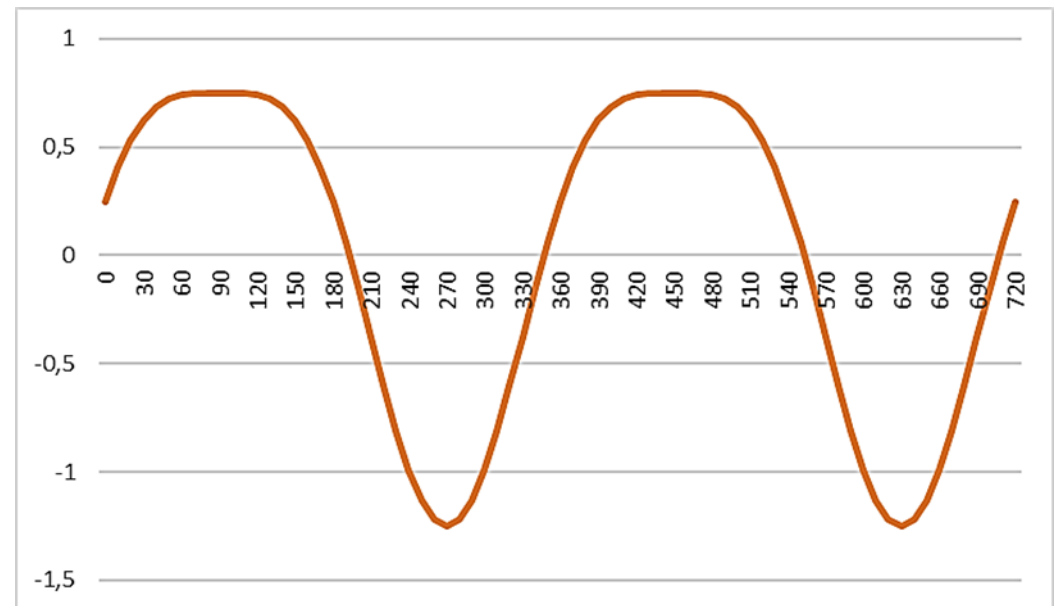
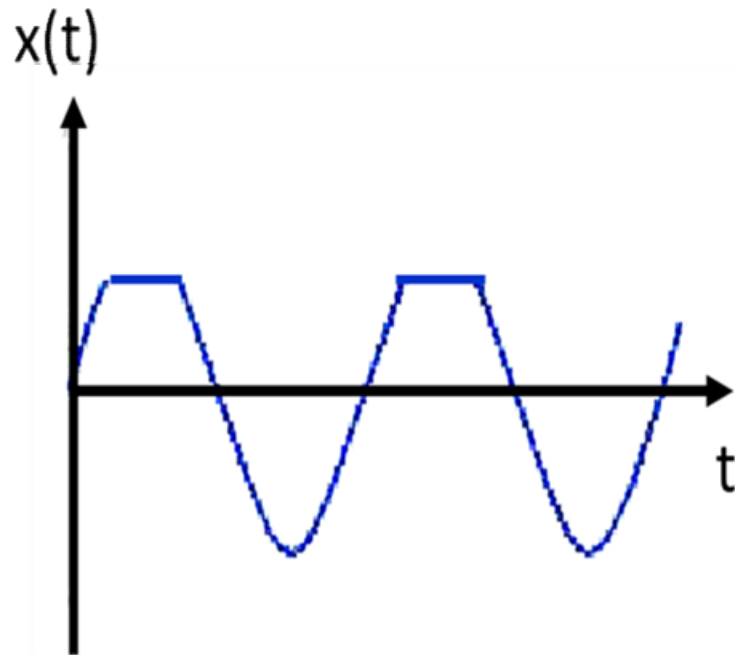
Le délignage

Expérimentalement, on observe que, **dans le cas du délignage**, la relation entre la flexion et la charge n'est pas linéaire ...



Le délignage

L'amplitude du déplacement issu de la vibration est alors **écrêtée**.

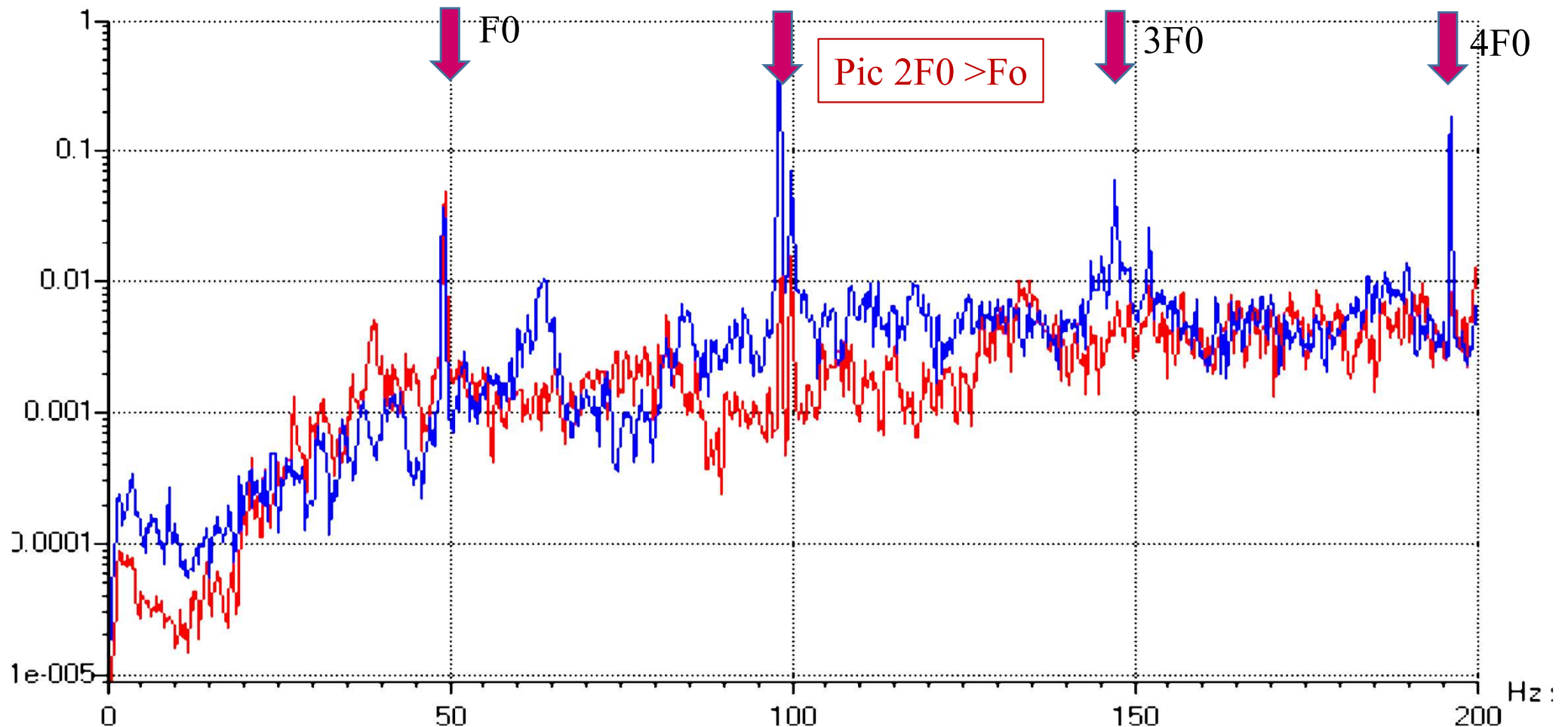


Exemple de décomposition : $\sin(\omega.t) + 0,25.\sin(2\omega.t + \pi/2)$

$\underbrace{\hspace{10em}}$
Harmonique $2F_0$

Le délignage

L'écrêtage de la vibration se traduit dans le spectre par l'apparition d'harmoniques $2F_0$, $3F_0$, $4F_0$, avec $2F_0$ souvent prédominant (délignage //).
Un délignage angulaire fait apparaître une vibration axiale à F_0 .

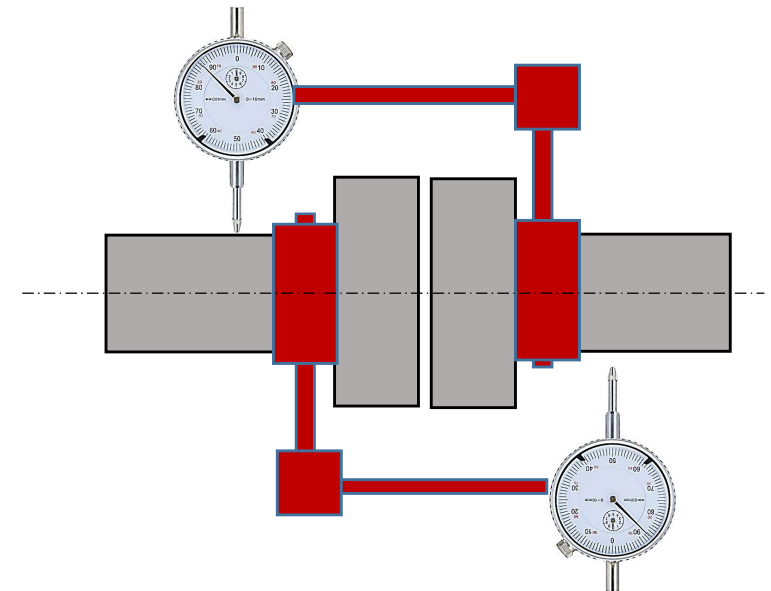


Le lignage

Il existe différentes méthodes permettant d'obtenir un alignement acceptable des machines tournantes :

- à vue – règle et jauges d'épaisseurs
- comparateurs – jauges de déplacement mécaniques
- systèmes d'alignement optiques laser

Dans tous les cas, afin de faciliter le lignage, la conception du système doit autoriser de modifier la position d'une machine relativement à l'autre, notamment à l'aide de cales d'épaisseur par exemple.



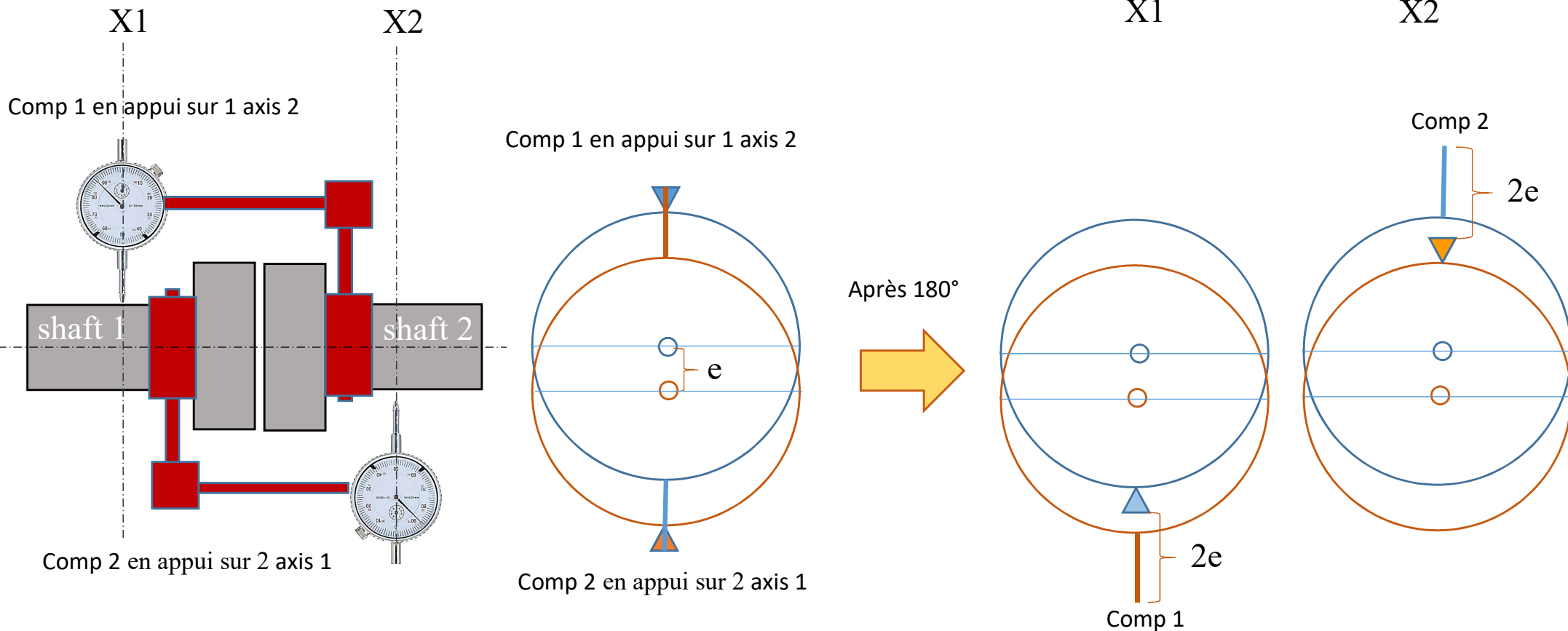
Lignage aux comparateurs inversés



Lignage au laser

Le lignage

Exemple : erreur de coaxialité



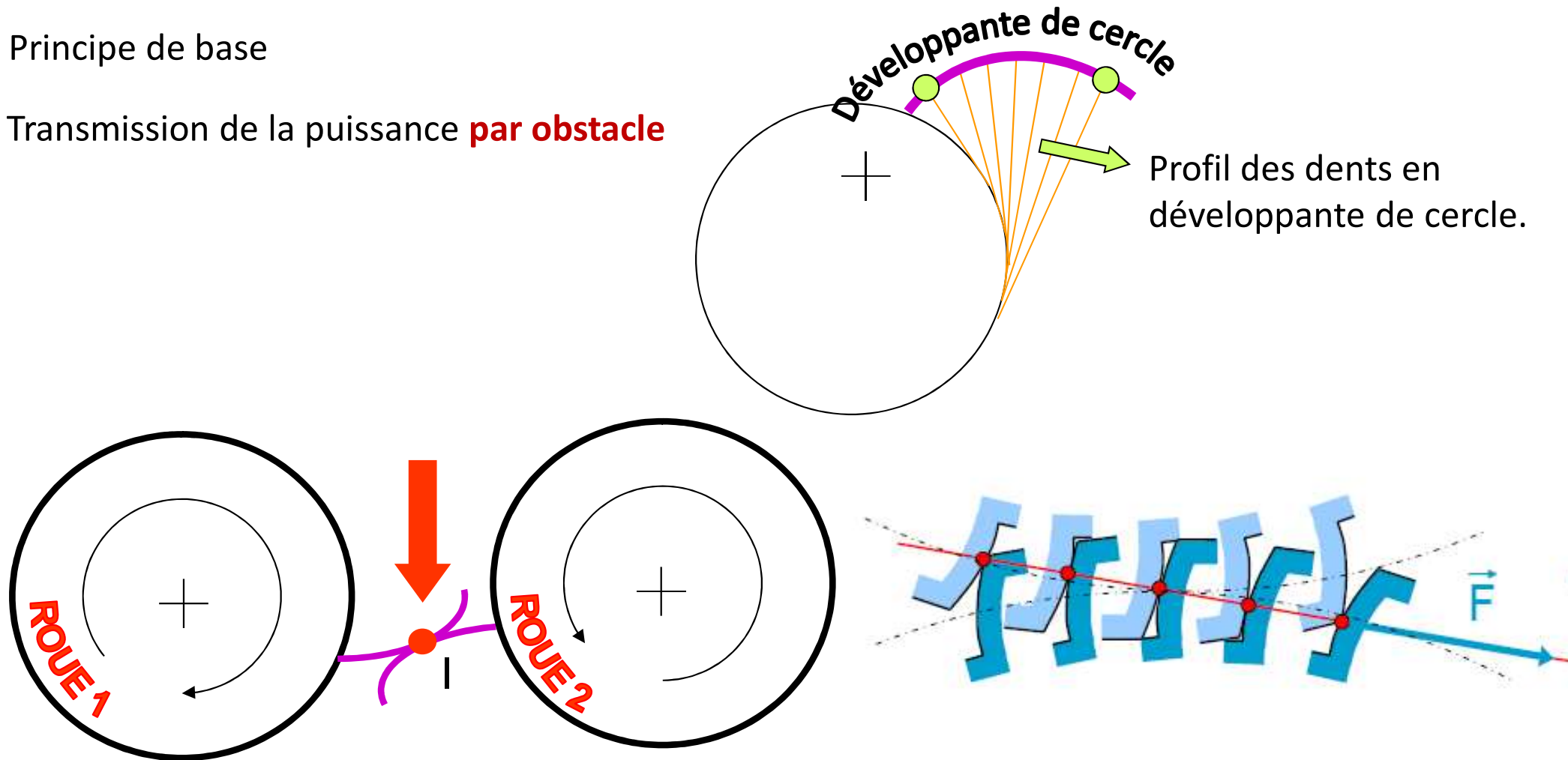
Alignement avec deux comparateurs inversés

Deux comparateurs sont nécessaires pour mesurer la position relative d'un axe.
Dans cet exemple les deux arbres sont // mais non concentriques.

Défauts dans les engrenages

Principe de base

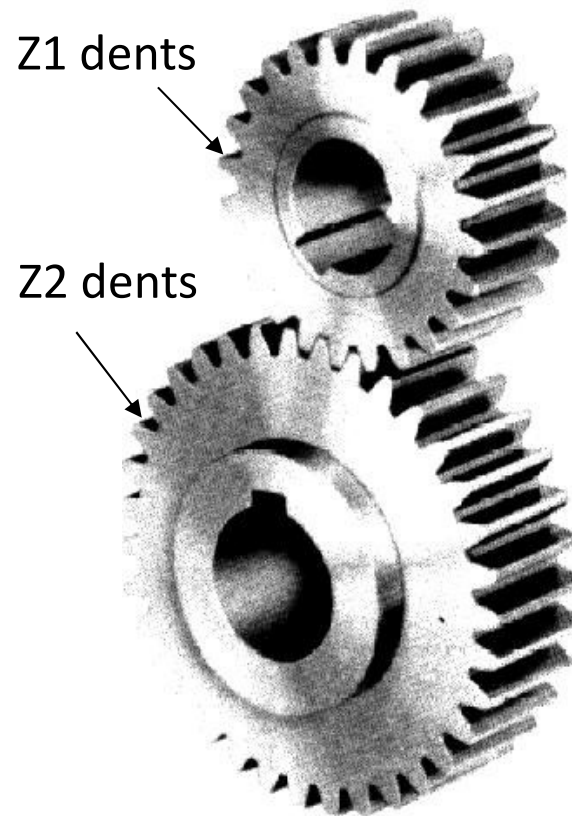
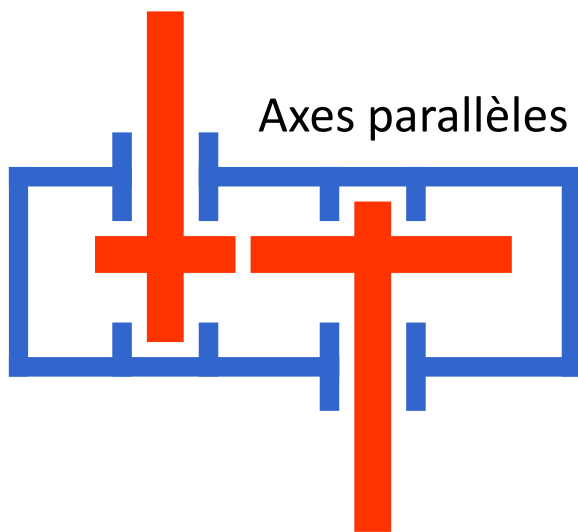
Transmission de la puissance **par obstacle**



En I les profils roulent l'un sur l'autre et ne glissent pas.

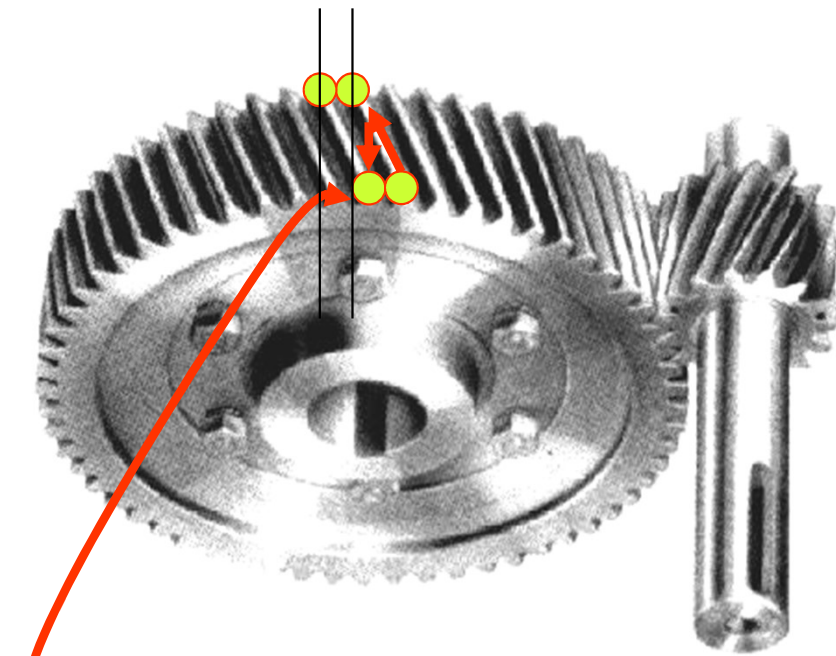
De ce fait le rendement moyen d'un engrenage est correct : $\eta = 0,95$ à $0,99$ par étage.

Défauts dans les engrenages



Denture droite

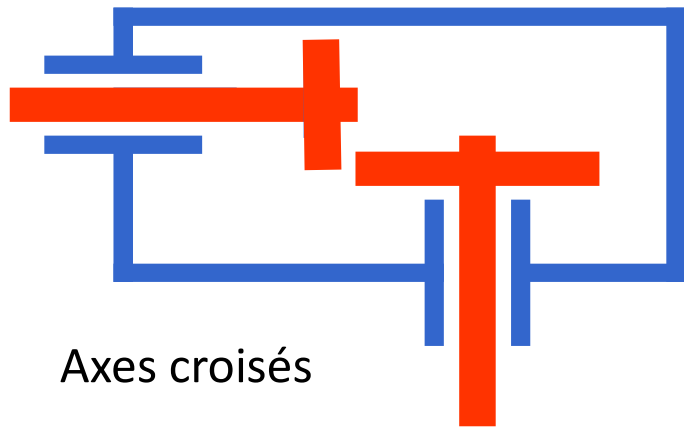
$$\Omega_1.Z_1 = \Omega_2.Z_2$$



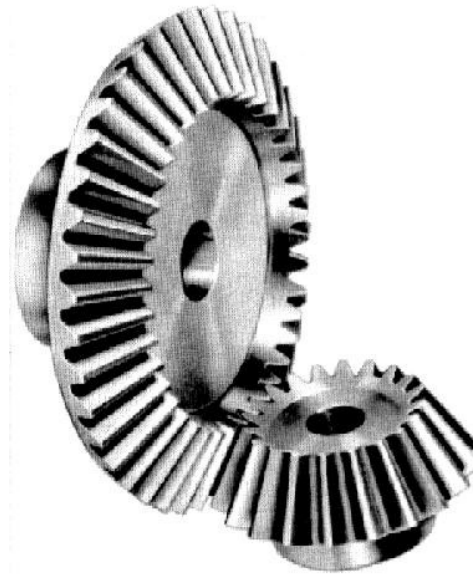
Denture hélicoïdale
meilleure **conduite**

$\eta \nearrow$

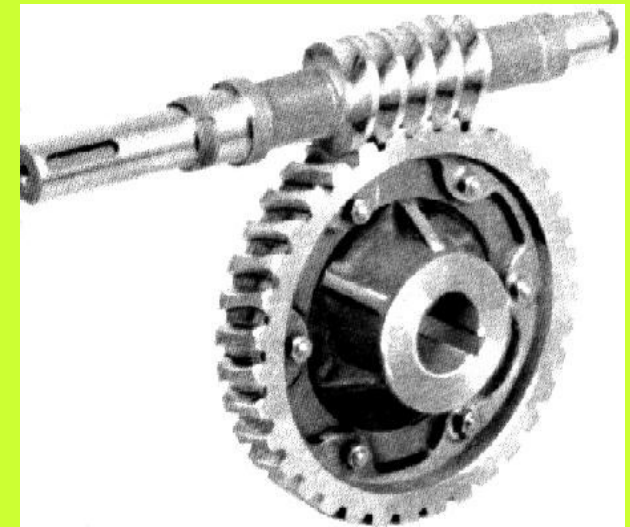
Défauts dans les engrenages



Axes croisés



Roues coniques



Cas particulier

Roue et vis sans fin

Glissement $\Leftrightarrow \eta$ 

$Z_{vis} = 1$

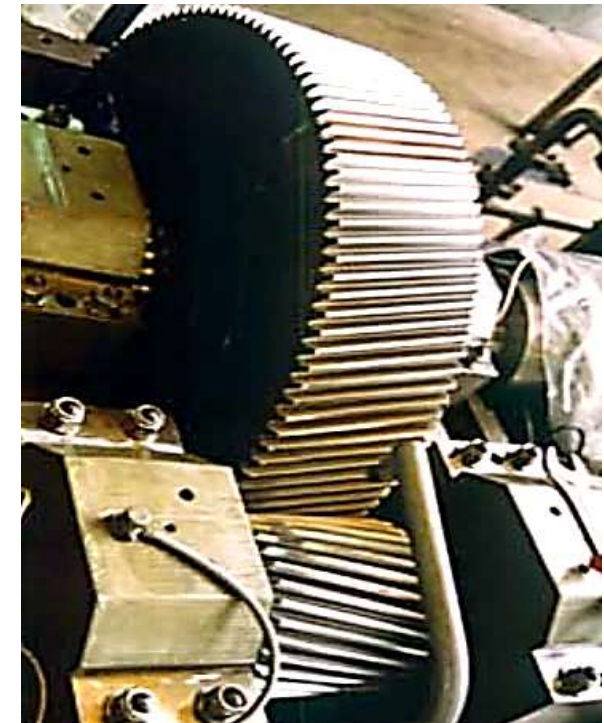
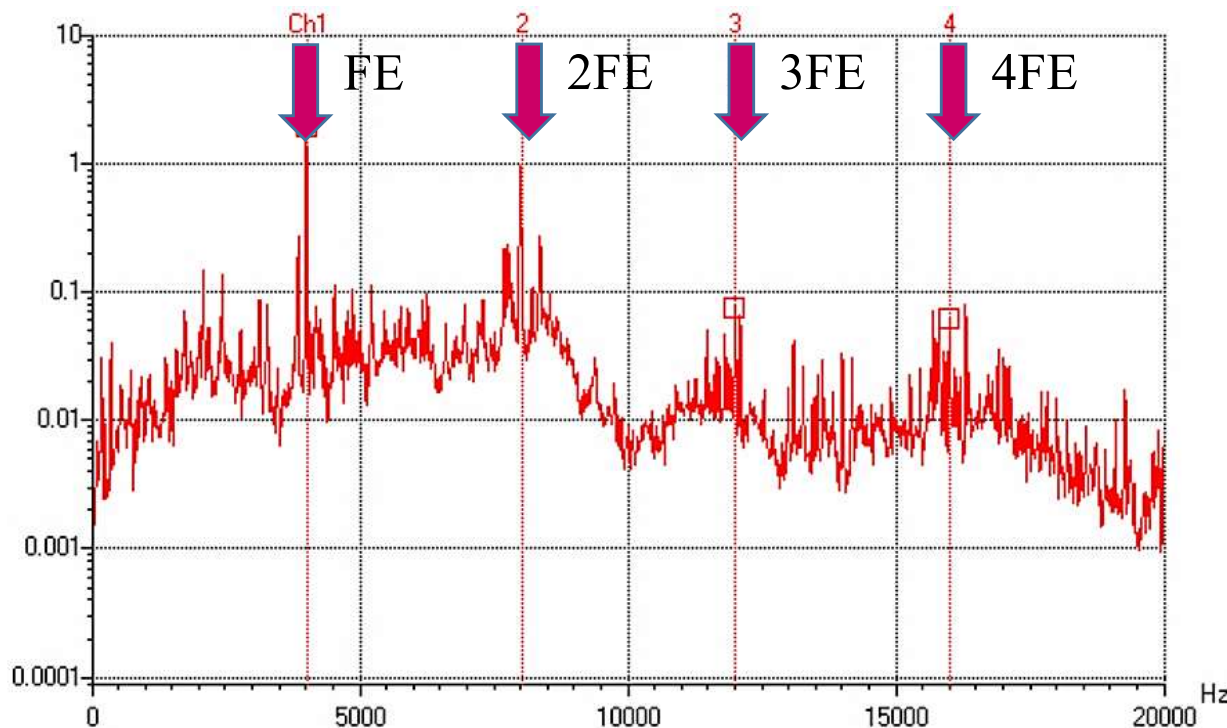
Défauts dans les engrenages

Fréquence d'engrènement

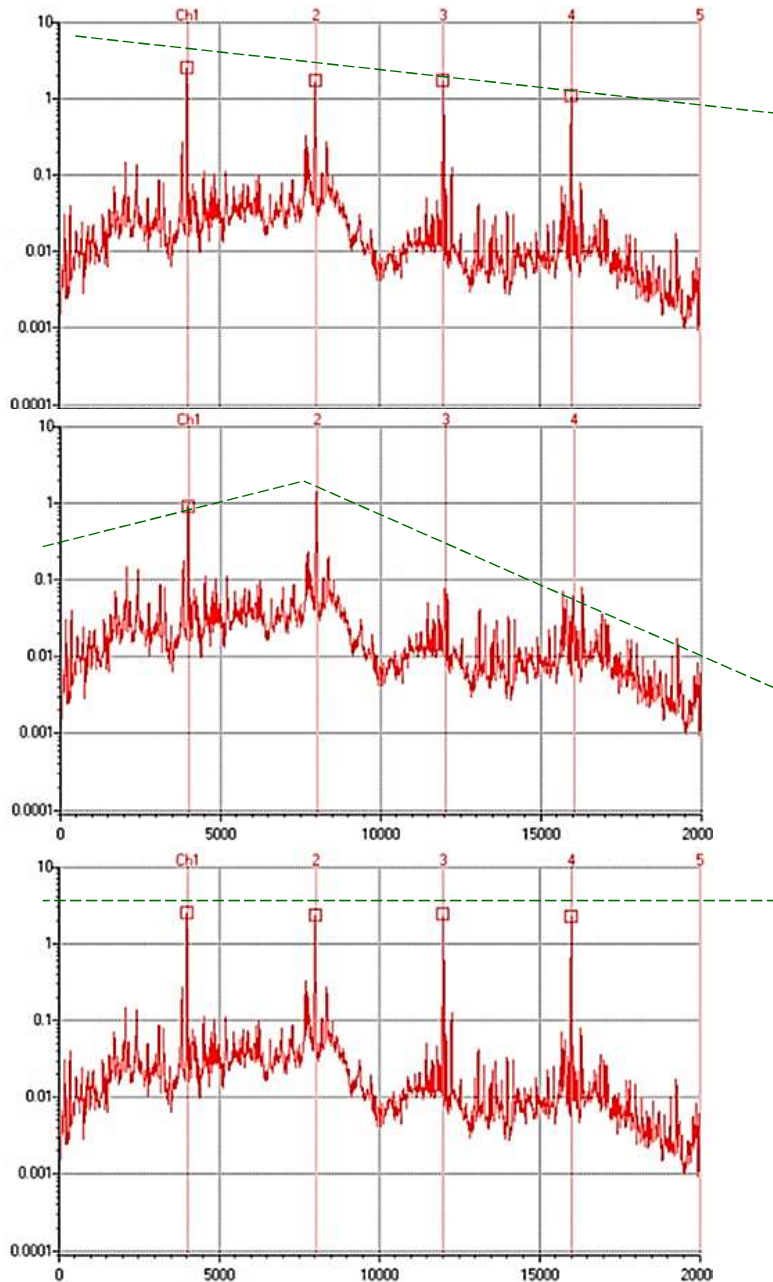
Elle correspond au rythme d'engagement des dents.

$$FE = F1.Z1 = F2.Z2 \gg Fo$$

L'amplitude vibratoire de la raie d'engrènement FE est très dépendante de la charge de la machine puisque l'engrènement assure la transmission du couple.



Défauts dans les engrenages



Usure de la denture
amplitudes
 $FE1 > FE2 > FE3 > FE4$



Jeu insuffisant
amplitudes
 $FE1 < FE2$

L'addition de différents défauts (denture détériorée et cintrage d'arbre par exemple) est fréquente dans la pratique et conduit à des spectres combinant les typologies des défauts élémentaires correspondants. Le diagnostic peut devenir compliqué à poser...

Jeu excessif
amplitudes
 $FE1 = FE2 = FE3 = FE4$

Défauts dans les courroies

Les problèmes liés aux courroies résident dans l'existence de déformations locales, point dur, crevasse, qui génèrent des vibrations à la fréquence de passage FP correspondante.

FP correspond au nombre de fois qu'un point donnée de la courroie passe au même endroit sur la poulie du rotor étudié.



$$Fp = \frac{N1.F1}{N} = \frac{N2.F2}{N}$$

N = nb de dents courroie
N1 = nb de dents poulie 1
N2 = nb de dents poulie 2

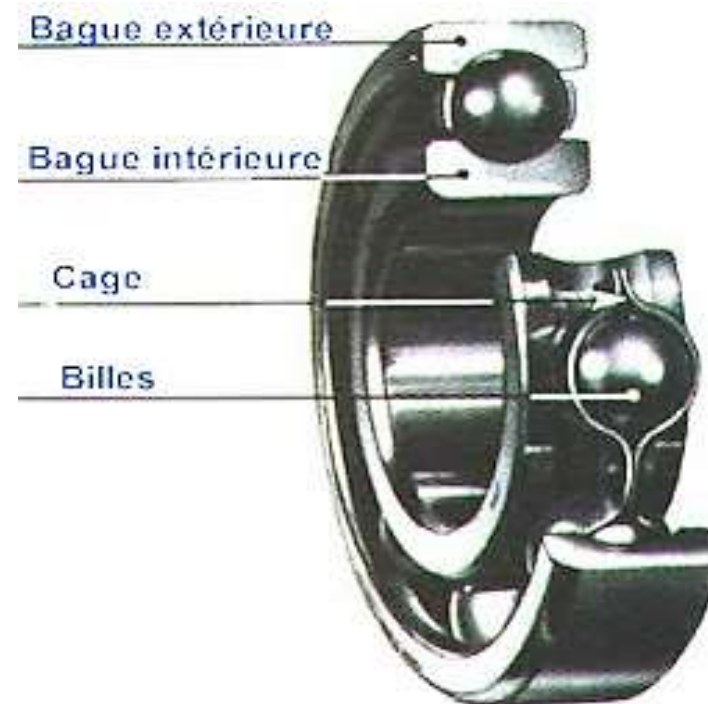
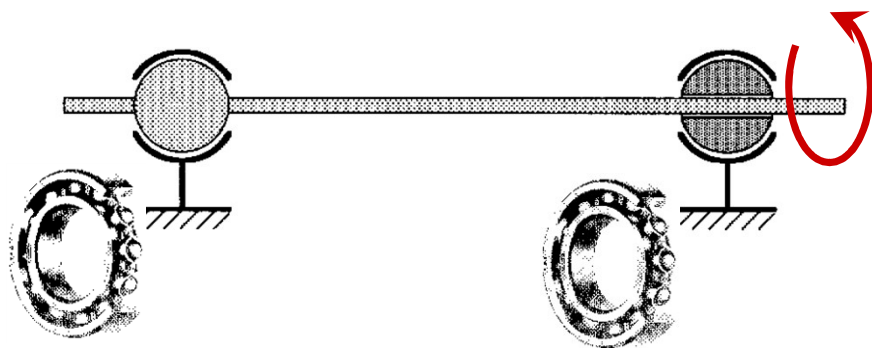


$$Fp = \frac{\pi.D1.F1}{L} = \frac{\pi.D2.F2}{L}$$

L = longueur courroie
D1 = diamètre poulie 1
D2 = diamètre poulie 2

Défauts dans les roulements

Les éléments roulants sont très largement utilisés pour guider en rotation les rotors.



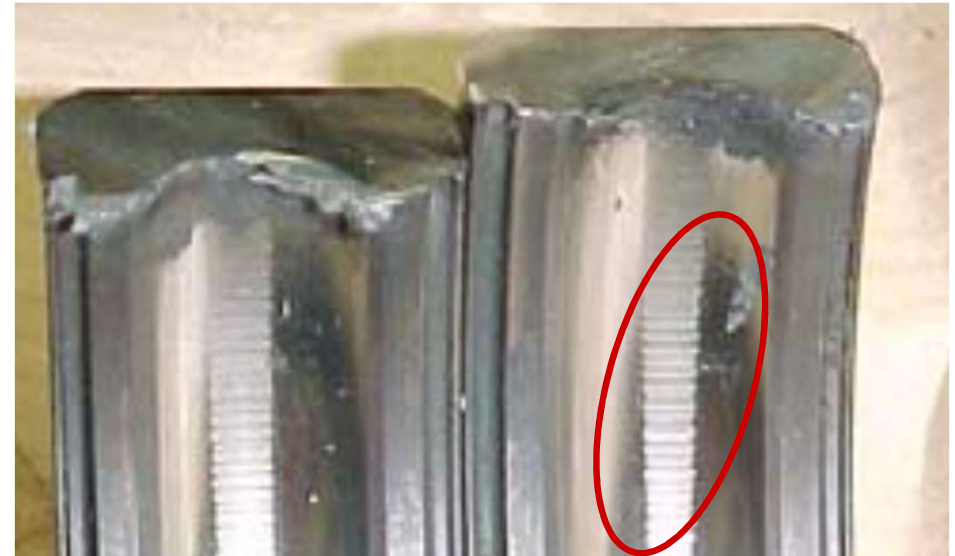
Défauts dans les roulements

Les causes de dégradation de roulements sont nombreuses :

- usure normale (durée de vie statistique du roulement),
- nature et valeur de la charge,
- défaut de graissage,
- défaut de montage,
- agents extérieurs...

La dégradation d'un roulement se traduit généralement par un **écaillage** des surfaces en contact (bagues et éléments roulants) qui s'étend et évolue dans le temps.

La dégradation peut être localisée ou généralisée.



Défauts dans les roulements

Fréquence de rotation de la cage

$$FC = \frac{Fo}{2} \cdot \left\{ 1 - \frac{d}{Dm} \cdot \cos \alpha \right\}$$

Fréquence de rotation des éléments roulant

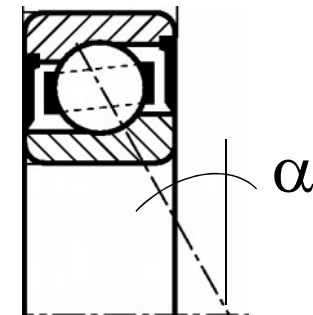
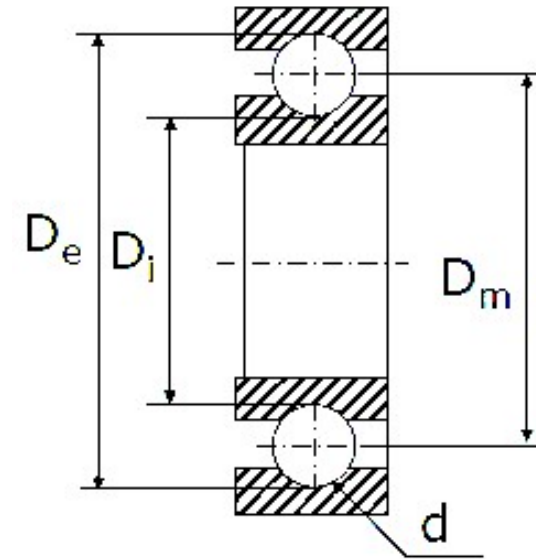
$$FB = \frac{Fo}{2} \cdot \frac{Dm}{d} \left\{ 1 - \frac{d^2}{Dm^2} \cdot \cos^2 \alpha \right\}$$

Fréquence de défaut de la bague extérieure

$$FBE = Z \cdot \frac{Fo}{2} \cdot \left\{ 1 - \frac{d}{Dm} \cdot \cos \alpha \right\}$$

Fréquence de défaut de la bague intérieure

$$FBI = Z \cdot \frac{Fo}{2} \cdot \left\{ 1 + \frac{d}{Dm} \cdot \cos \alpha \right\}$$



α = angle de contact
(si contact oblique)

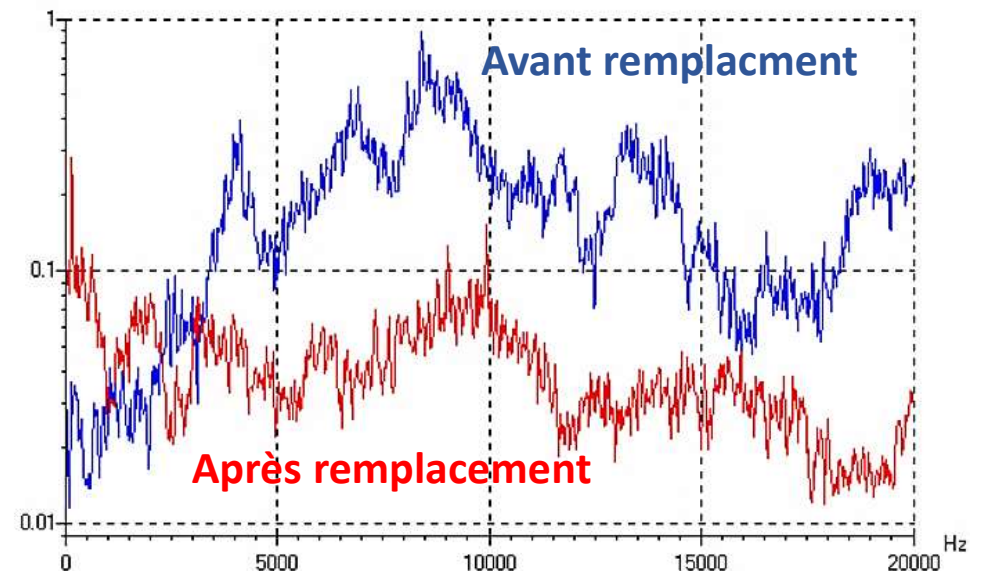
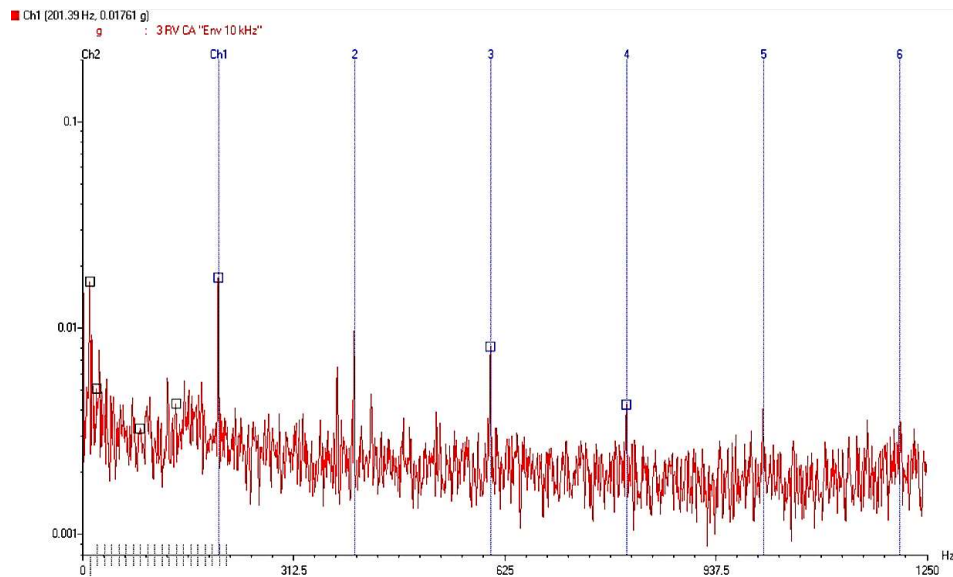
Défauts dans les roulements

Un défaut localisé sur un des éléments se manifestera par un choc dur à la fréquence de contact de la détérioration.

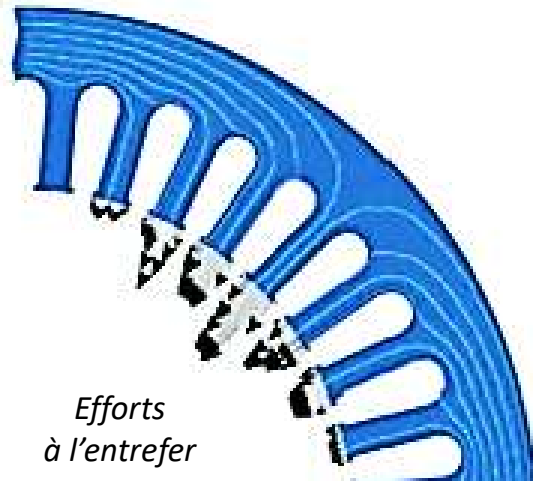
- Défaut sur bague externe → choc à FBE
- Défaut sur bague interne → choc à FBI
- Défaut sur élément roulant → choc à 2.FB

L'écaillage se généralise ensuite et gagne l'ensemble des éléments en contact. Cette évolution anarchique entraîne l'apparition de nombreux chocs durs qui excitent les fréquences de résonances (hautes) du roulement.

→ Le spectre associé présente un «dôme» dont l'aire (représentative de l'énergie) augmente avec la dégradation...

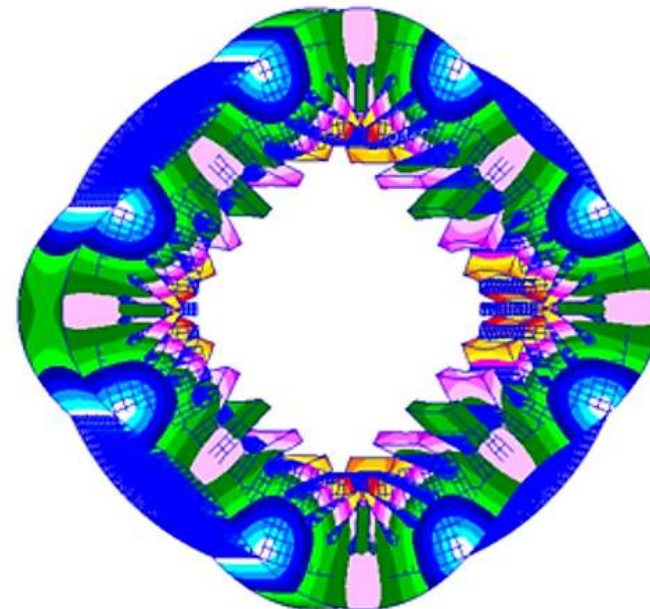
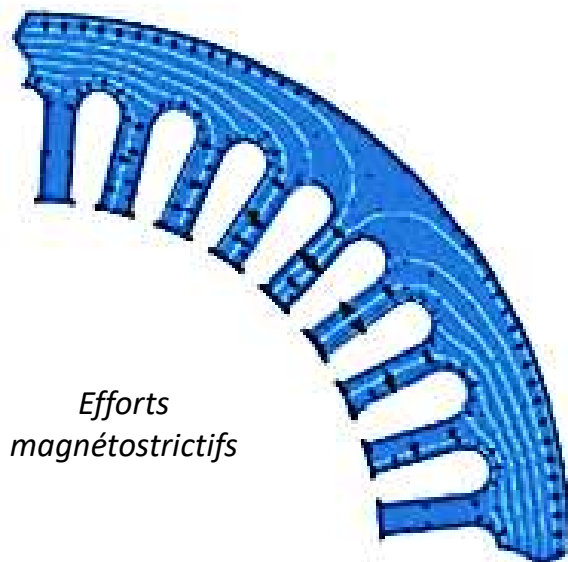


Défauts électriques



Le champ magnétique créé dans la machine électrique génère une distribution de pressions magnétiques dans l'entrefer. Elle est appliquée sur les pièces magnétiques. La combinaison de pôles et d'encoches impacte directement et fortement le contenu harmonique de l'induction magnétique et la réponse vibratoire de la structure.

nysap_1990_25_7_627_0.pdf

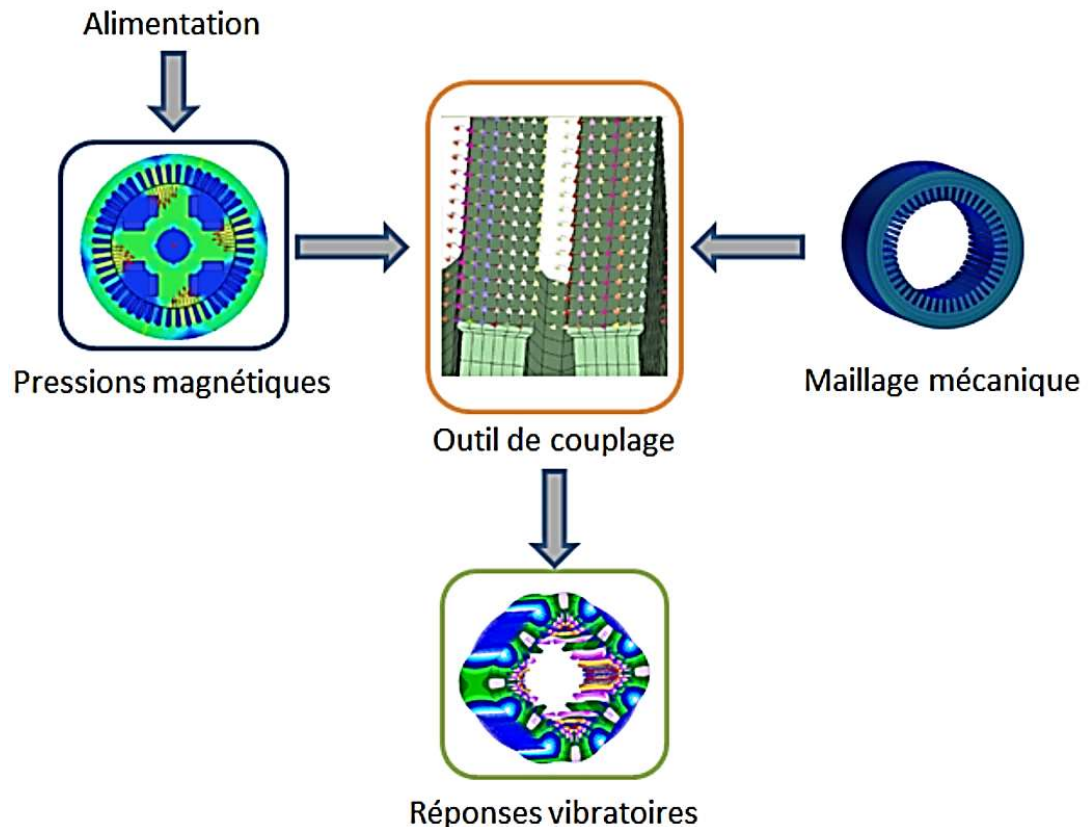


Un mode propre de vibration d'un stator

Défauts électriques

La prédiction des vibrations d'origine magnétique relève donc de la modélisation **multi-physique** qui nécessite alors :

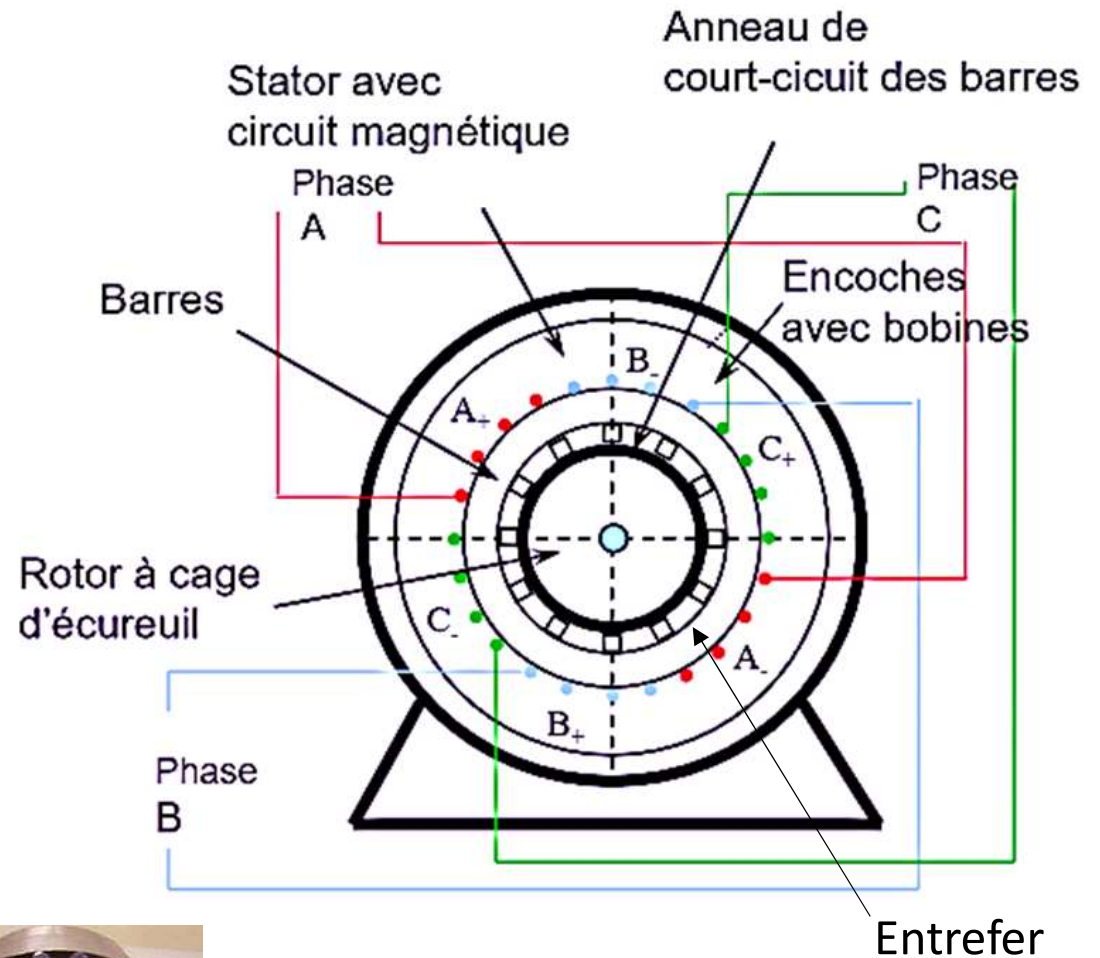
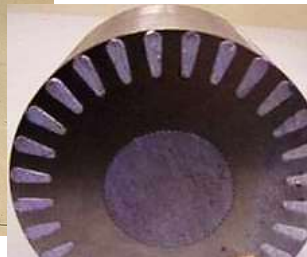
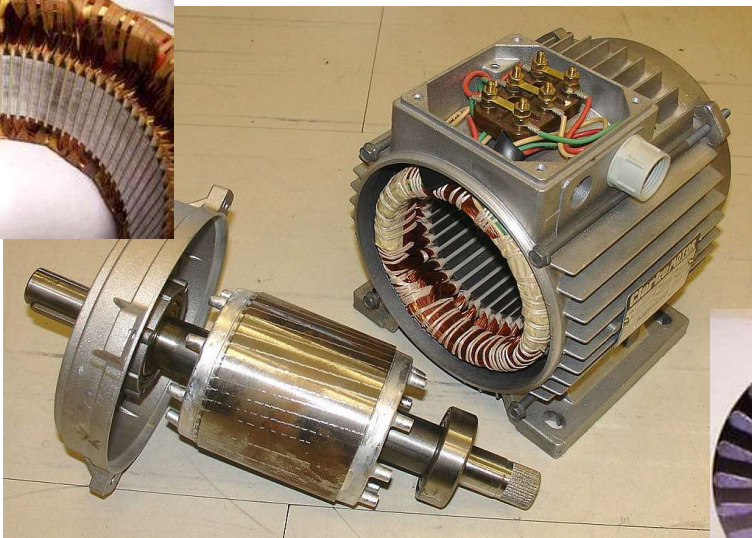
- un **modèle électromagnétique** de l'excitation,
- un **modèle mécanique** de la structure excitée,
- un **outil de couplage** (logiciel) permettant de lier les deux comportements et de prévoir les vibrations de la structure



Défauts électriques

Moteur asynchrone (le plus utilisé dans l'industrie)

- Le stator a la forme d'un anneau ferromagnétique avec des encoches
- Des enroulements sont placés dans ces encoches
- Le rotor a la forme d'un anneau ferromagnétique avec des encoches et un arbre central
- Rotor à cage: les conducteurs sont placés dans les encoches et court-circuités aux extrémités par des anneaux



Principe du moteur à cage

Défauts électriques

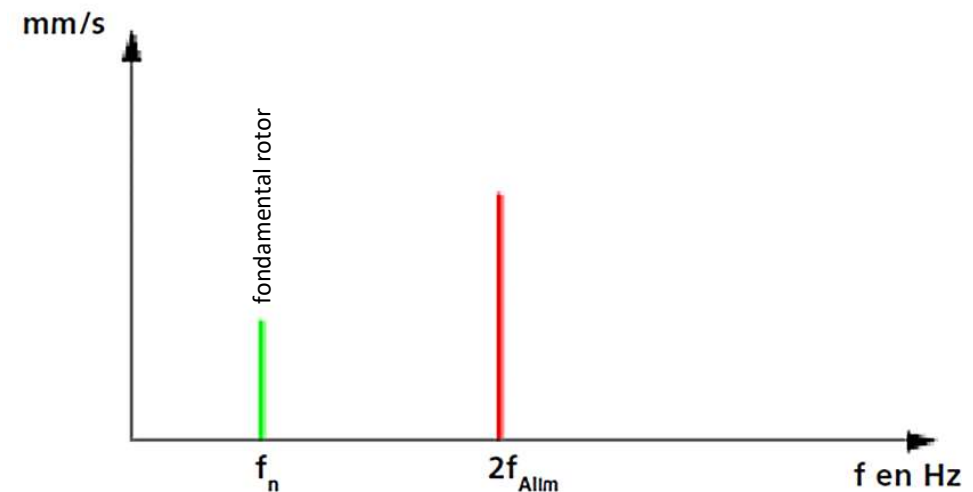
Défauts STATORIQUES

L'asymétrie du champ magnétique peut être la conséquence de défauts sur le stator, dont les plus répandus sont :

- entrefer non constant,
- déséquilibre de phase,
- défaut d'isolement,
- spires en court-circuit...

Sur le spectre vibratoire, l'asymétrie du champ est mise en évidence par un **pic à 2x la fréquence d'alimentation**, sans bande latérale.

En effet la force électromagnétique est issu du carré du champ magnétique, lui-même issu du courant électrique ($f \rightarrow 2f$)...



Défauts électriques

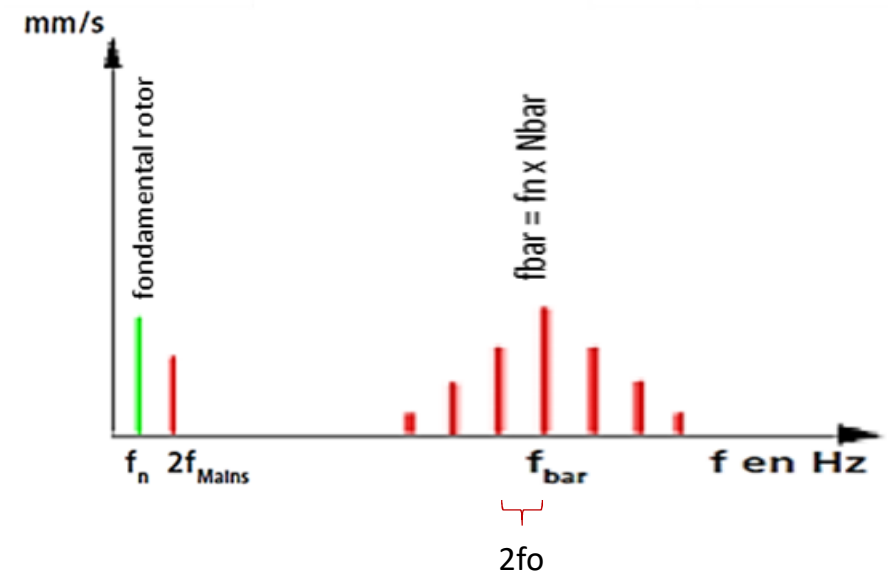
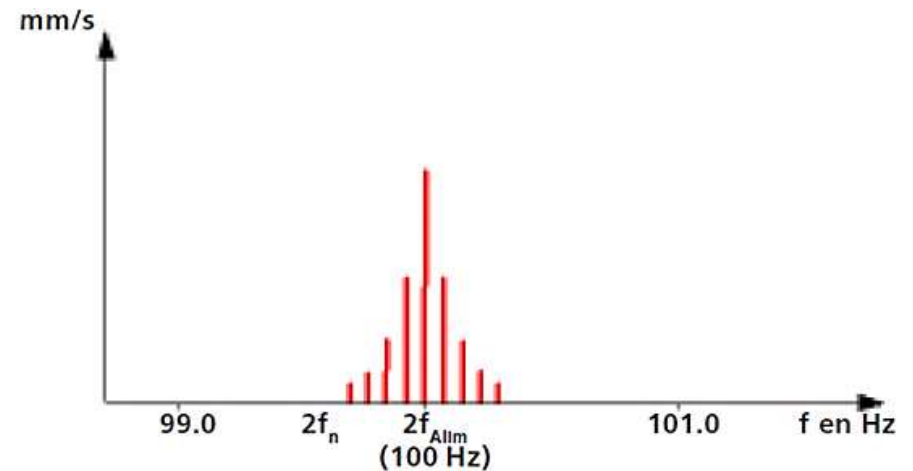
Défauts ROTORIQUES

L'asymétrie du champ rotorique peut être la conséquence de défauts sur le rotor, dont les plus répandus sont :

- barres rotoriques cassées, fissurées ou desserrées,
- spires de rotor en court-circuit,
- défauts résistifs sur les liaisons barres-anneaux,
- anneaux défectueux...

Sur le spectre, l'asymétrie du champ rotorique est mise en évidence par :

- un **pic à 2x la fréquence d'alimentation**, avec bandes latérales,
- un **pic à la fréquence des barres** avec des bandes latérales espacées de deux fois la fréquence d'alimentation ...



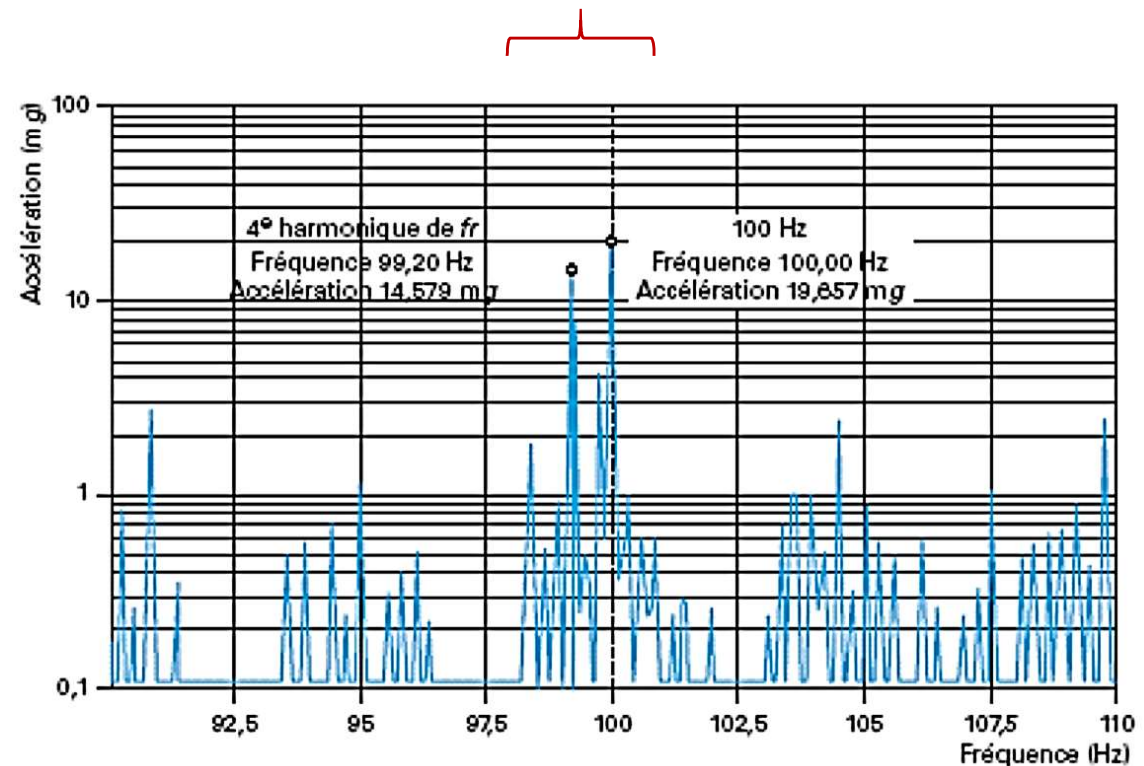
Défauts électriques

Pour de nombreuses machines électriques les anomalies électromagnétiques se traduisent par des pics à des fréquences multiples de la fréquence d'alimentation, et notamment à 2 fois cette fréquence (par exemple 50Hz donne un pic à 100 Hz).

La difficulté consiste alors à différencier cette anomalie avec un défaut mécanique et son harmonique d'ordre n.

Un **zoom** du spectre autour des 100 Hz devient utile.

Séparation du 4^{ème} harmonique de la fréquence de rotation d'un rotor tournant à 24,8 Hz et un défaut électromagnétique dans le moteur alimenté sous 50Hz.

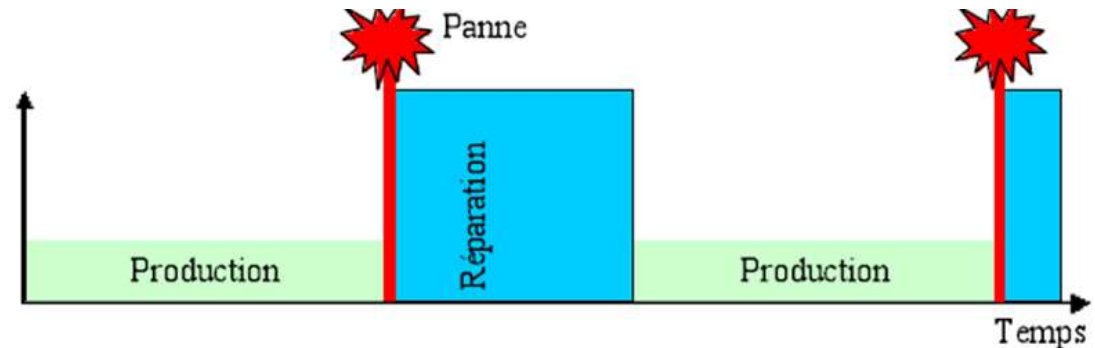


Zoom FFT 90 à 110 Hz

Les 3 maintenances types

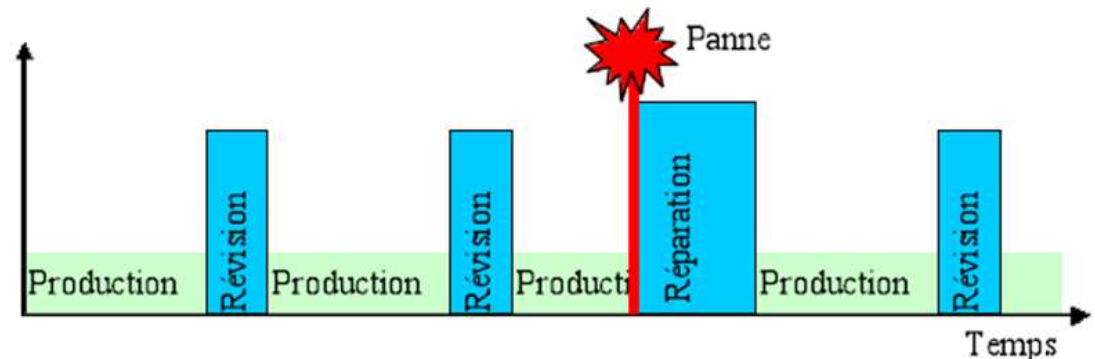
Maintenance Corrective

Réparation après avarie



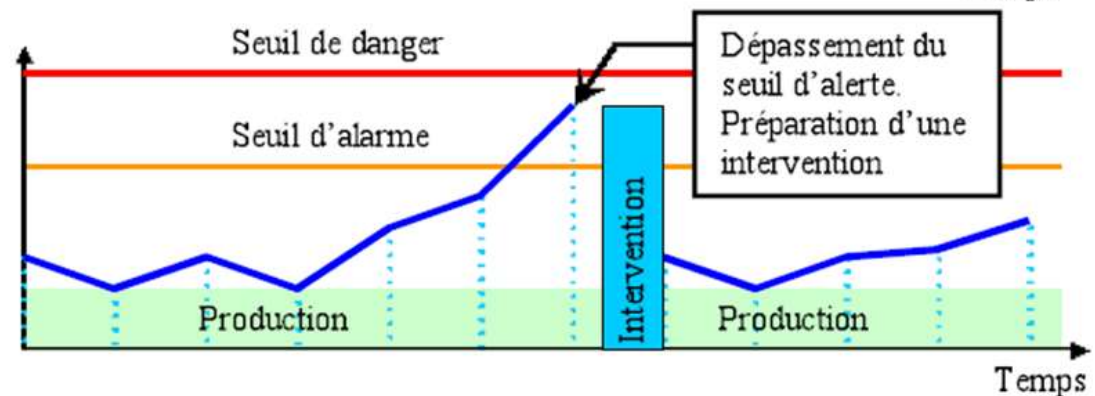
Maintenance Préventive Systématique

Interventions régulières programmées

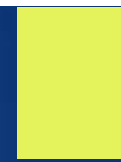


Maintenance Préventive Conditionnelle

Mesures régulières programmées et détection des avaries futures par franchissement de seuils de différents **indicateurs**



MPC versus MC et MPS



La MPC a pour objectifs de :

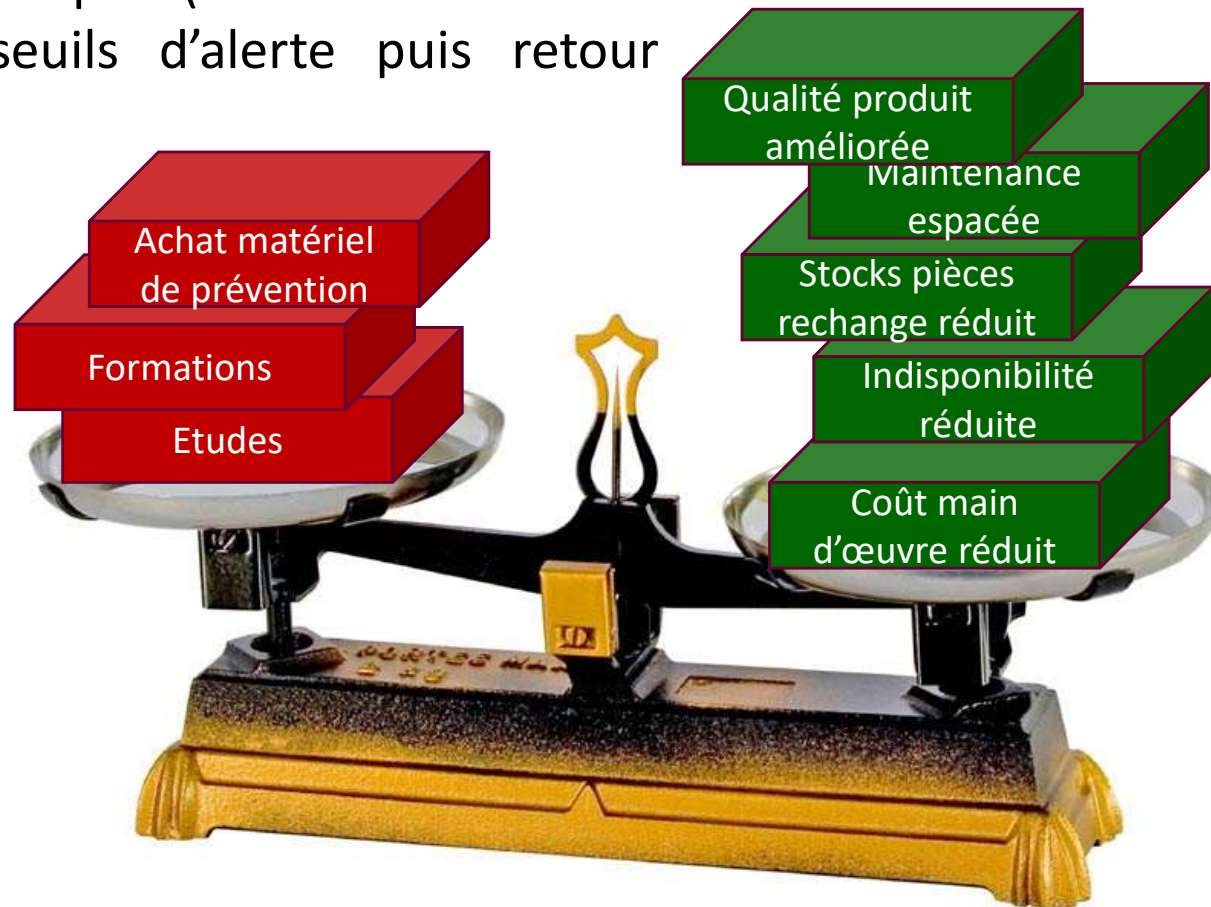
- surveiller le fonctionnement de la machine et prévoir quand elle va défaillir,
- anticiper la maintenance et réduire les coûts,
- réparer seulement quand c'est nécessaire,
- optimiser les révisions sur les seuls défaillances.

MPC versus MC → réduction jusqu'à 60% des coûts de production essentiellement représentés par les indisponibilités.

MPC versus MPS → éviter des interventions et changements de pièces programmés mais finalement non nécessaires.

MPC et amortissement

Il faut entre 12 et 36 mois pour établir un plan de maintenance adéquat (définition des bons indicateurs et seuils d'alerte puis retour d'expérience).



Le choix de la mise en place d'une maintenance prédictive doit être bien pesé.

Classement VIS des machines

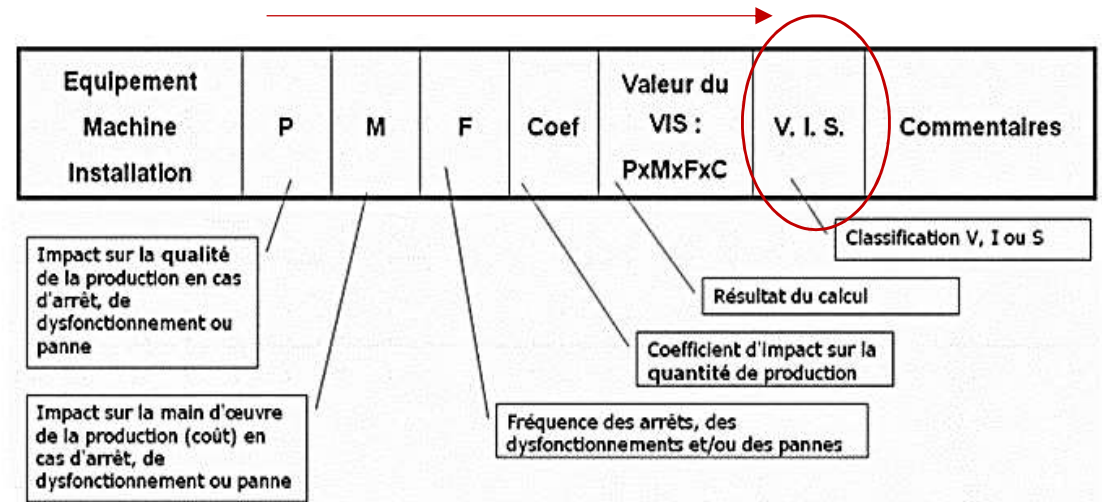
Machines **V**itales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. **Les pertes de production sont inacceptables.**

Machines **I**mportantes : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi.

Machines **S**econdaires : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

Classement VIS des machines

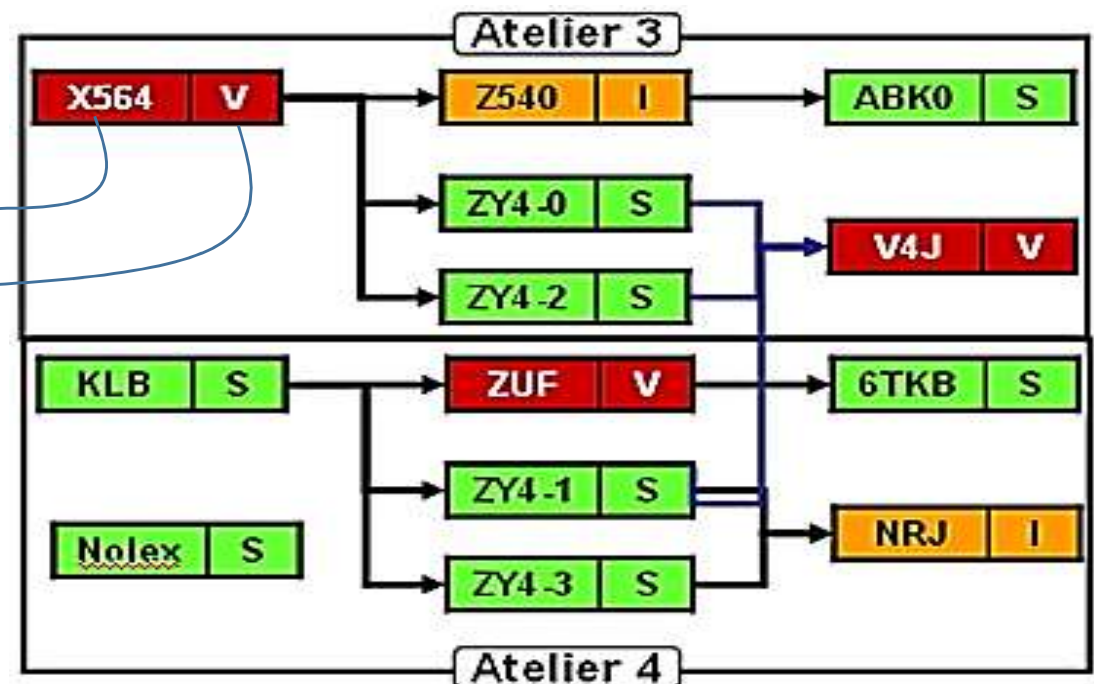
Etiquette de classification VIS détaillée



Cartographie VIS des machines dans des ateliers

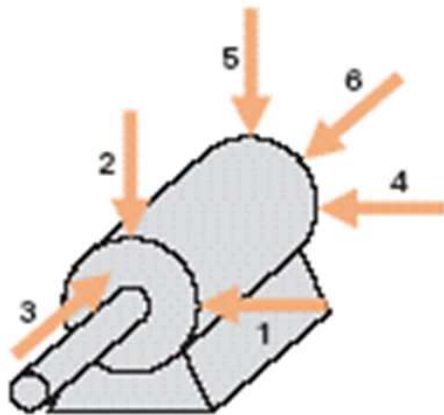
Code machine

Classement VIS



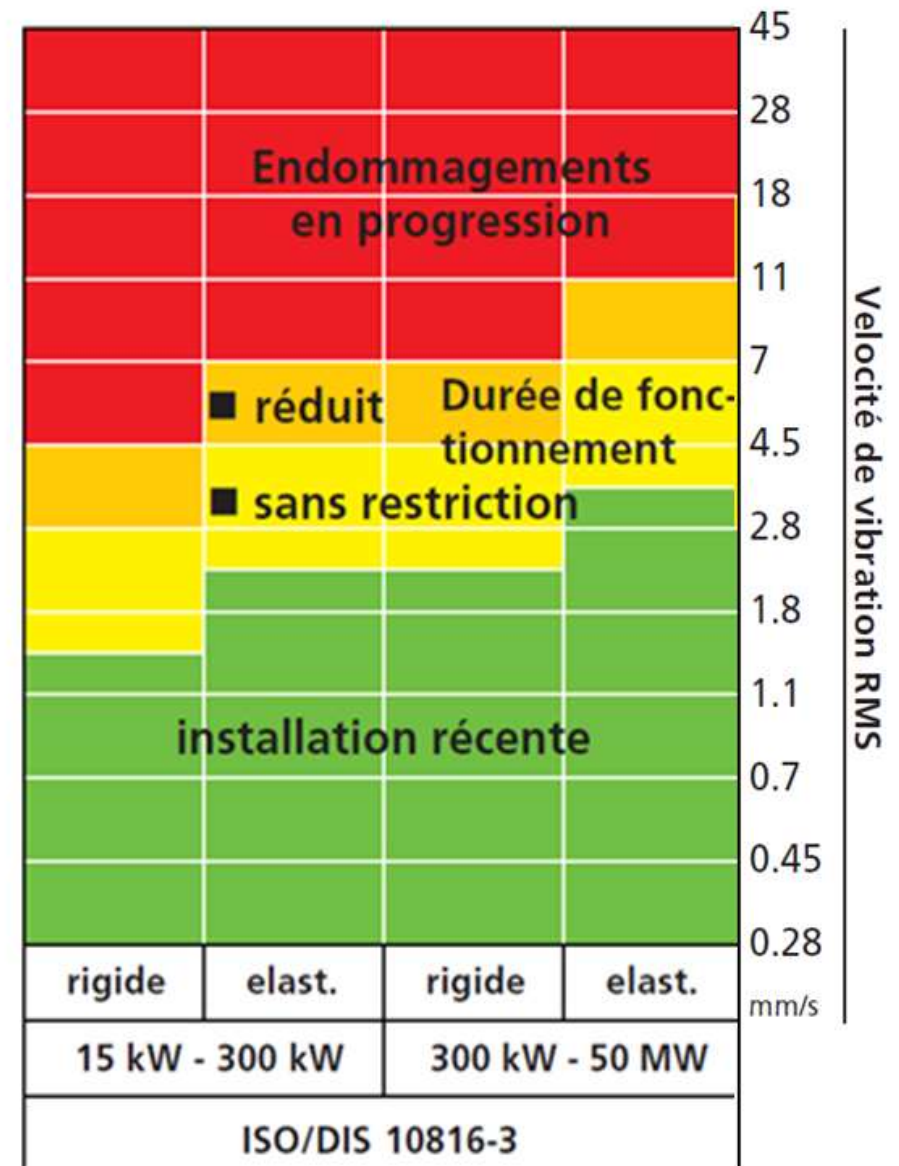
NORME ISO 10816-1

Evaluation de niveaux vibratoires mécaniques de machines par mesure sur des parties non rotatives et emplacement typiques des accéléromètres selon la norme ISO 10816.



Support élastique : la fréquence naturelle fondamentale du système machine/support est inférieure à sa fréquence d'excitation principale.

Support rigide : la fréquence naturelle fondamentale du système machine/support est supérieure à sa fréquence d'excitation principale.



Niveaux d'alarme

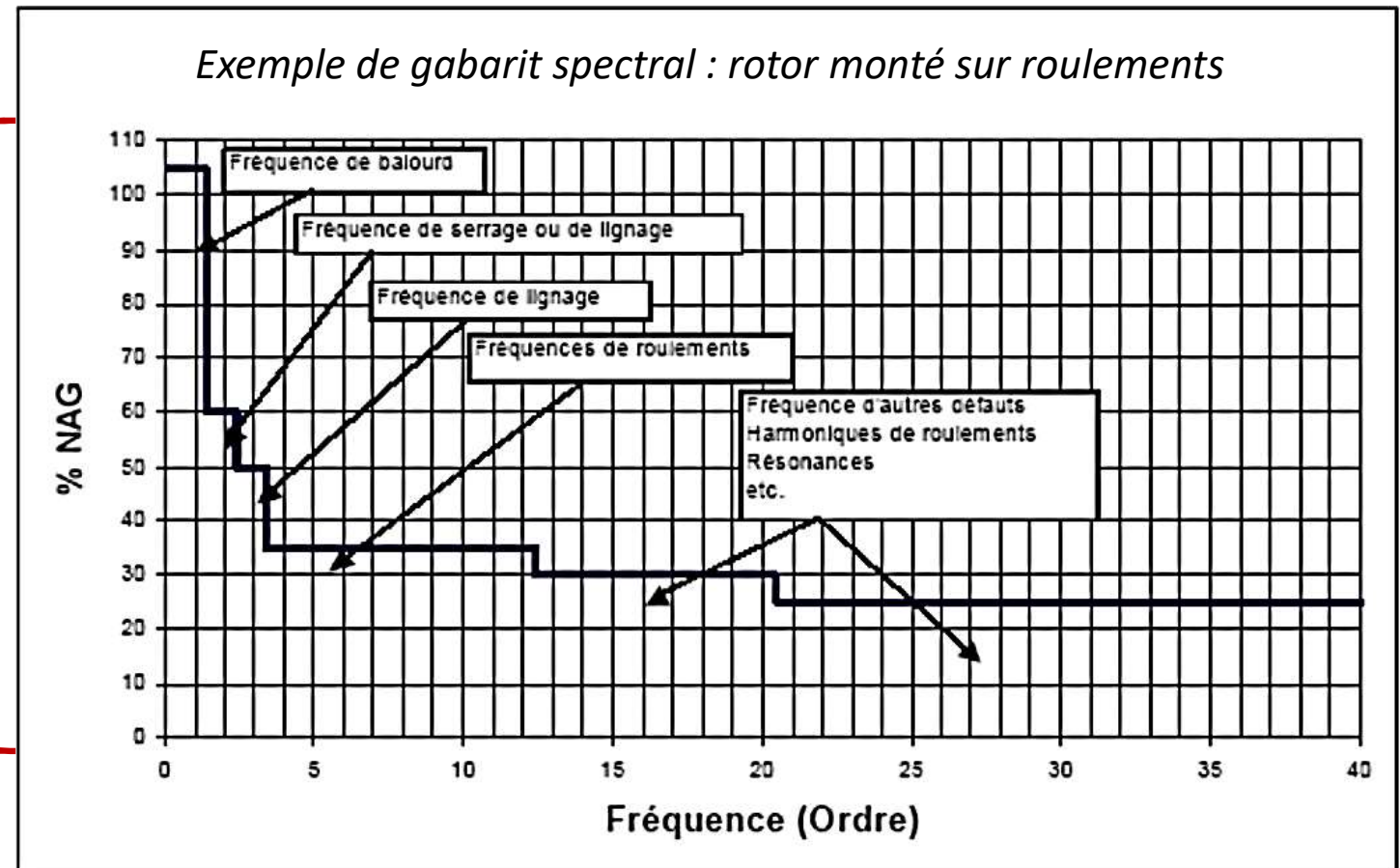
Pour chaque machine, il existe un **gabarit spectral**, découpant la gamme fréquentielle en 6 bandes dont les largeurs dépendent des défauts attendus et les hauteurs sont connues selon le type de machine.

Valeur connue
selon type de machine

Niveau d'alarme global

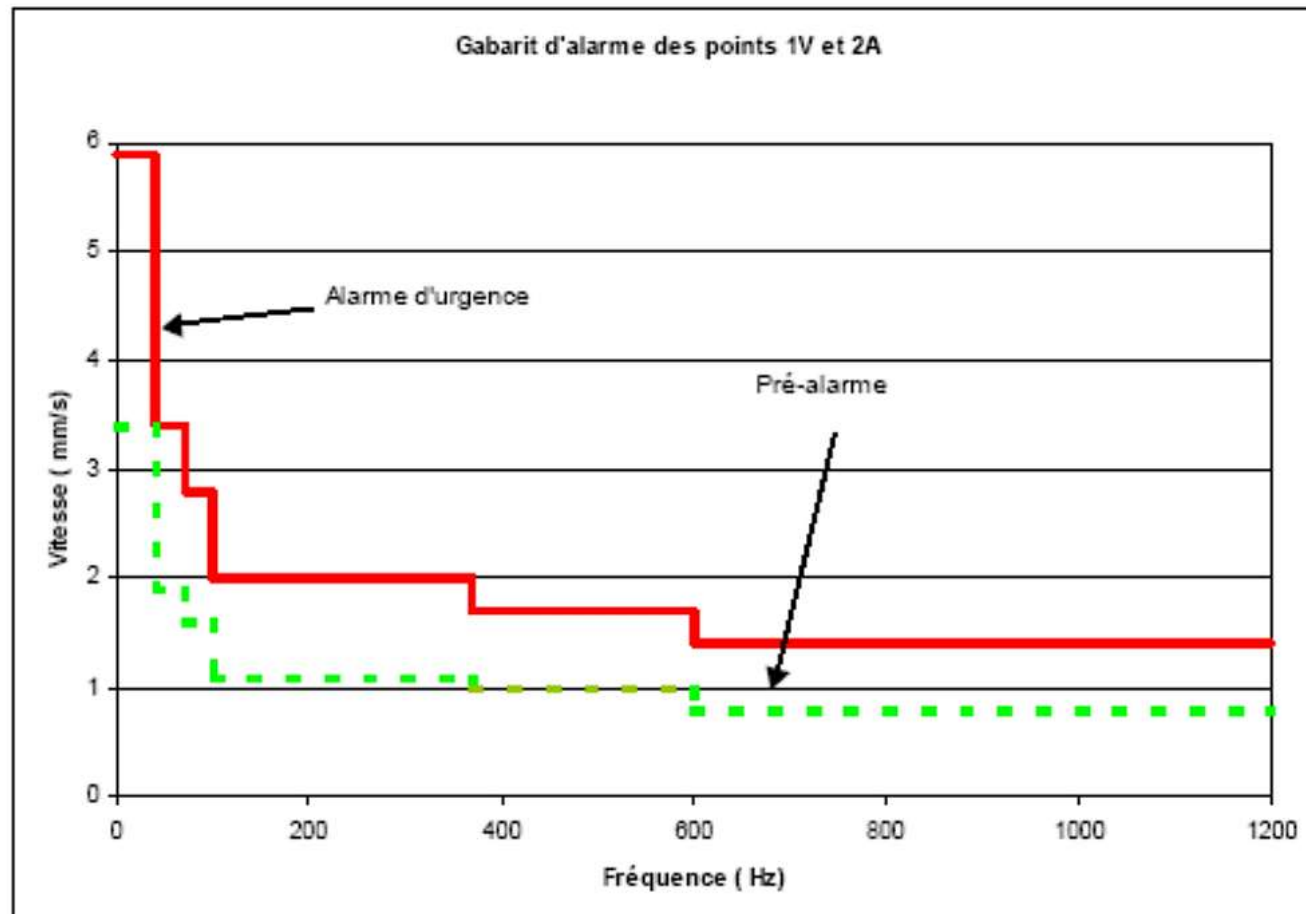
$$NAG = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^6 Al_i^2}$$

Al_i = niveau d'alarme pour une bande i



Niveaux d'alarme

Connaissant le NAG et la fréquence fondamentale de la machine, on déduit du gabarit spectral, le gabarit d'alarme des points de mesures (-> voir TD).



Exemple de gabarit d'alarme : rotor monté sur roulements