



Analyses vibratoires machines tournantes

À propos d'équilibrage





Par **Henri CAMPAGNA**, pdg de dB Vib Groupe, et
Pierre CAMPAGNA, ingénieur d'affaires dB Vib
Consulting.

En maintenance conditionnelle, le niveau vibratoire à la vitesse de rotation nominale d'une machine tournante est un indicateur de la bonne santé de ses organes mécaniques.

Lorsqu'il est élevé, il induit divers gênes telles que le bruit sonore important et les vibrations nuisant au confort des locaux proches, mais surtout il accélère l'usure de la machine.

La cause principale de ce niveau vibratoire élevé est bien souvent "le balourd", c'est-à-dire une force tournante liée à l'arbre, générée par un déséquilibre de la masse tournante du rotor.

NOTRE GROUPE

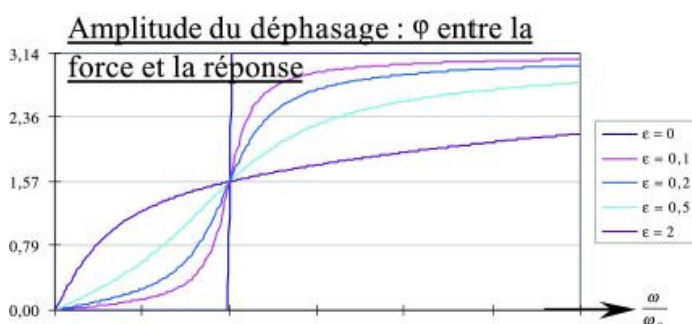
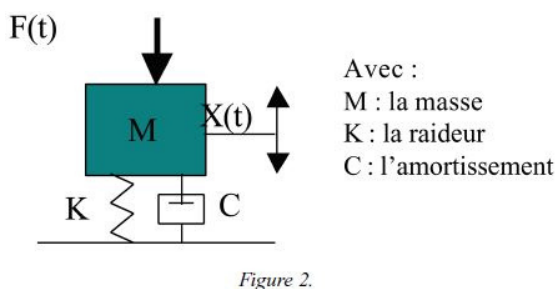
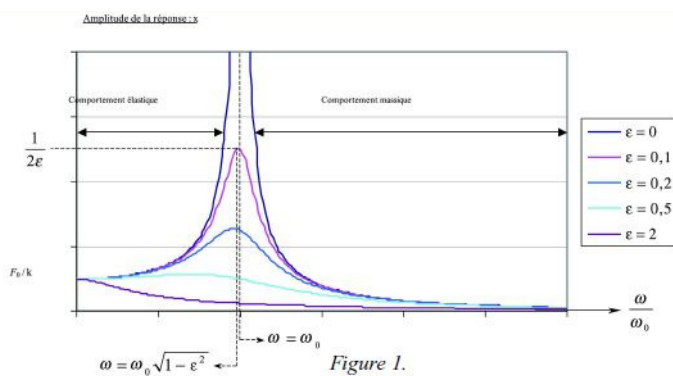


Expert du bruit, des vibrations, de la maintenance conditionnelle et du traitement de l'air



L'opération d'équilibrage consiste à améliorer la répartition des masses du rotor de façon à ce que les forces centrifuges ne dépassent pas les tolérances admises par les normes. Mais cette énergie vibratoire n'est pas toujours due à des phénomènes de balourd. Elle peut aussi être provoquée par une cause extérieure telle que des phénomènes magnétiques (pour les machines électriques), des chocs périodiques à la fréquence de rotation, la résonance de structure, etc.

L'objet de cet article est de ne parler que du déséquilibre de masse de rotors dits rigides et d'essayer de vulgariser l'équilibrage.



Notion de rotor rigide et de rotor flexible

Toute structure est composée d'éléments massiques élastiques et amortissants. L'assemblage est plus simple consiste à analyser un système à un degré de liberté. On montre que, pour un tel système soumis à une force sinusoïdale constante en amplitude et variable en fréquence, la réponse en déplacement passe par une fréquence de résonance et que son amplitude dépend de l'amortissement (voir figure 1,2 et 3).

À la résonance, le déplacement est maximum pour :

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \varepsilon^2}$$

(pseudo-pulsation avec $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$)

$$\text{et } \varepsilon = \frac{C}{2.M\omega_0}$$

Par ailleurs, si l'on regarde l'évolution de la phase entre la force et la réponse, cette dernière tourne de 180° en passant à la résonance à 90° soit 1,57 (rd).

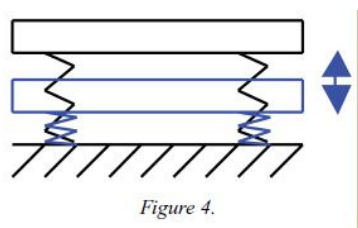
À la résonance, $\frac{d\phi}{d\omega}$ est maximum.

Avant la résonance, force et déplacement sont en phase, ce qui signifie que le mouvement

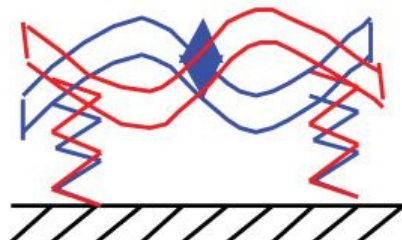
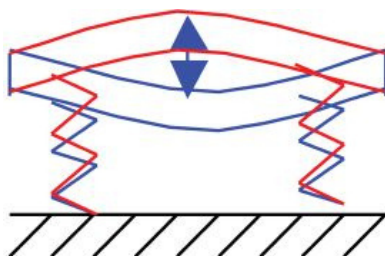
de la structure est régi par le ressort. Après la résonance, force et déplacement sont en opposition de phase, ce qui signifie que le mouvement de la structure est régi par la masse indéformable.

Quelle que soit la structure considérée, elle est assimilable à une somme de N systèmes à un degré de liberté ayant chacun leur masse, leur raideur de liaison et leur amortissement propre. Ainsi, on peut conclure que n'importe quelle structure comporte une infinité de fréquences de résonances.

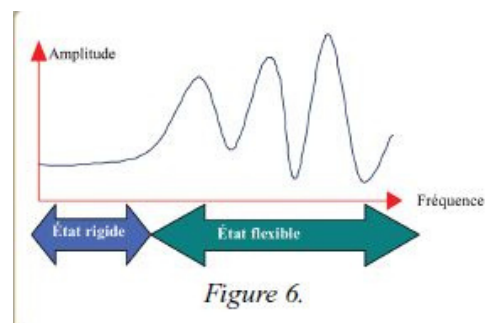
Un autre aspect de la fréquence de résonance est la manière dont se déforme la structure communément appelée déformée modale. Parmi ces fréquences de résonance, certaines sont appelées modes de corps solide, c'est-à-dire que tous les points de la masse se déplacent en phase. Il n'y a pas de déformation (voir figure 4).



D'autres de déforment, c'est-à-dire que tous les points de la structure ne vibrent pas en phase. On a alors une déformée modale de la structure. La figure 5a correspond à la première fréquence de résonance, la figure 5b correspond à la deuxième.



La vitesse pour laquelle on a résonance est appelée vitesse critique de la machine. Ainsi, on dira que le rotor a un comportement rigide lorsque sa vitesse de rotation n'est pas dans la bande passante de la résonance et est inférieure à la première vitesse critique (voir figure 6).



Pour l'arbre d'une machine tournante, il en est de même: lorsqu'il y a une coïncidence fréquentielle entre une excitation liée à l'arbre (le balourd par exemple) et la fréquence de résonance, ce dernier se met à vibrer et à se déformer sous l'action de nouvelles forces centrifuges dues à la déformation du rotor.

Aspects physiques du déséquilibre de rotor rigides

Pour étudier l'influence des différents déséquilibres sur le tenseur d'inertie, et donc sur les efforts aux paliers, on considère un rotor cylindriques de masse M , de longueur L et de rayon R , tournant à une vitesse constante ω autour de son axe (OZ). En lui rajoutant des masselottes à différentes positions, on modélise tous les cas possibles.

Cas du rotor équilibré

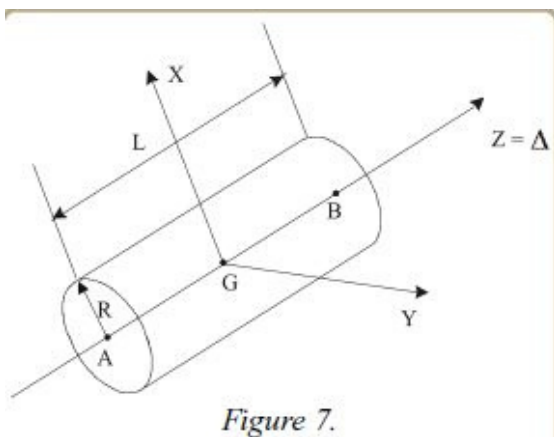
Un rotor est équilibré si un torseur dynamique est nul en tout point de son axe de rotation.

Ce qui a pour conséquence que son axe de rotation Z est confondu avec l'axe principal d'inertie Δ (voir figure 7).

$$\text{soit : } \{T_{Dyn}\} = 0$$

On appellera :

- G : centre de gravité de l'arbre "idéal" ;
- L : longueur du rotor ;
- M : masse du rotor ;
- Z : axe de rotation ;
- Δ : axe central d'inertie ;
- G' : centre de gravité de l'arbre déséquilibré (cylindre homogène + masses de déséquilibre).



Déséquilibre statique

On modélise ce déséquilibre par l'ajout d'une masse m sur le rotor située à mi-distance des paliers (voir figure 8).

Le torseur dynamique n'est plus nul :

$$\{T_{Dyn}\}_{(A)} = \sum \begin{matrix} F = \frac{mR\omega^2}{2} \neq 0 \\ M = 0 \end{matrix}$$

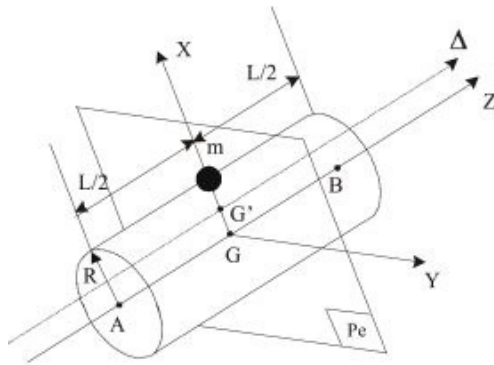


Figure 8.

Déséquilibre de couple dur

Le torseur de force engendré par ce déséquilibre est du type :

$$\left\{ T_{Dyn} \right\}_{(A)} = \begin{vmatrix} R = 0 \\ M = mL \neq 0 \end{vmatrix}$$

Ce déséquilibre est modélisé par 2 masses m aux points de coordonnées P et P' (voir figure 9).

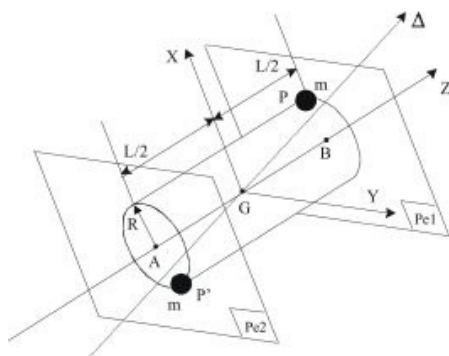


Figure 9.

Pour équilibrer ce système , il suffit d'ajouter 2 masses de correction diamétralement opposées aux mesures initiales dans les plans d'équilibrage Pe1 et Pe2. Les 2 axes Δ et Z sont concourants dans le même plan. 2 plans sont donc nécessaires et suffisants pour réaliser l'équilibrage.

Déséquilibre dynamique

Cet état est la superposition des 2 précédents (voir figure 10). :

- Un couple dur ;
- Un balourd statique.

Le torseur dynamique de ce système est :

$$T = \begin{vmatrix} R \neq 0 \\ M \neq 0 \end{vmatrix}$$

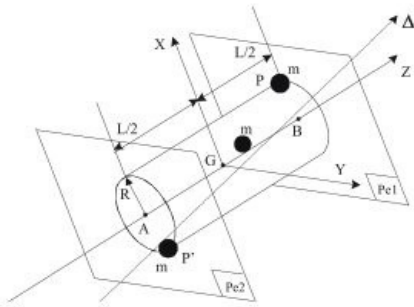


Figure 10.

Pour équilibrer ce système, on démontre que 2 plans sont là encore suffisants et qu'il suffit de positionner 2 masses qui assurent à la fois le déséquilibre statique. Ce qui a pour conséquence d'avoir des masses de grandeurs différentes positionnées à des angles quelconques. Les 2 axes Δ et Z sont concourants mais pas dans le même plan.

Conclusion

Un déséquilibre est donc caractérisé par la non-coïncidence de l'axe principal d'inertie et l'axe de rotation. L'opération d'équilibrage consiste donc à ramener ces 2 axes confondus de manière à supprimer les forces transmises aux paliers.

Il paraît évident que l'équilibrage en un plan est très rare, il s'appliquera sur des rotors en forme de disque (un grand diamètre et une petite longueur).

En réalité, pour résoudre un problème de balourd, on l'équilibre pas, mais on déséquilibre autrement, en fonction de critères tels que la classe d'équilibrage G que l'on définit pour assurer un fonctionnement correct de la machine.

Des approches théoriques existent pour annuler le torseur des forces, et par conséquent pour équilibrer. Ce sont principalement pour les rotors :

- la méthode du torseur dynamique ;
- la méthode des coefficients d'influence

Le propos de cet article n'est pas de développer la théorie de l'équilibrage, mais d'essayer de comprendre physiquement l'équilibrage.

Principes généraux

La force de balourd, exprimée dans le repère de Fresnel par $F_b = M.e.\omega^2$, peut être compensée par une force de correction $F_c = m.R.\omega^2$ créée par une masse fixée à la périphérie du rotor (voir figure 11). Le balourd est noté B par AFNOR, U par l'ISO et les normes anglo-saxonnes.

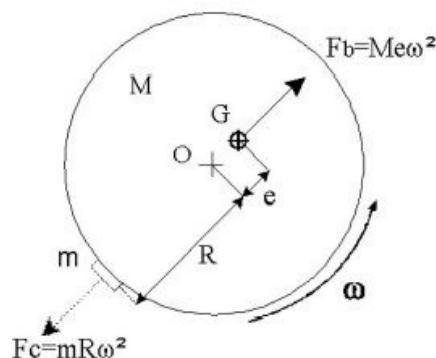


Figure 11.

Ainsi, lorsque l'équilibrage est réalisé :

$$F_b = F_c \\ \Rightarrow M.e.\omega^2 = m.R.\omega^2$$

La simplification par ω^2 nous conduit naturellement à poser $B = M.e. = m.R = K$ balourd exprimé en g.mm (K indépendant de la vitesse de rotation).

On en déduit : $e = m.R / M$:
 excentration du centre de masse en (g.mm / kg) ou (μm).
 > Exemple : sur une poulie de masse $M = 10 \text{ kg}$, un excès de masse $m = 5 \text{ g}$ sur un rayon de 200 mm correspond à une excentration du centre de masse G de $e = 100 \mu\text{m}$.

Si la poulie tourne à 3000 tr/min , la force centrifuge provoquée par cette excentration sera donc de presse 100 N .

Rappel : ω , vitesse angulaire
 vitesse angulaire de l'arbre, est liée aux paramètres suivants :

- N = vitesse de rotation en tr/min ;
- F = fréquence de rotation en Hz .
- T = période de la rotation en secondes.

On a : $N = F \cdot 60$

$$F = \frac{1}{T} \quad \omega = 2\pi f = 2\pi \frac{N}{60}$$

On note, à partir de la formule du balourd, que pour une masse de déséquilibre donnée, la force de balourd croît avec la distance e et avec le carré de la vitesse de rotation

Pour une vitesse de rotation donnée, et pour un rayon, il y a donc une relation linéaire entre la masse de déséquilibre et la force de balourd correspondant. La procédure d'équilibrage nécessiterait de déterminer cette force : cependant, celle-ci n'est pas mesurable car elle est liée à l'arbre tournant. Nous allons donc nous intéresser au mouvement de palier qu'elle génère, qui, pour sa part, est mesurable de manière simple.

Origine des vibrations

> Notion d'amplitude :
 Sous l'effet du balourd, le palier aura un mouvement appelé vibration autour de sa position d'équilibre représentée par sa position machine à l'arrêt, pour un palier à roulement.
 Projeté sur un axe de mesure, ce mouvement aura l'allure indiquée sur la figure 12.

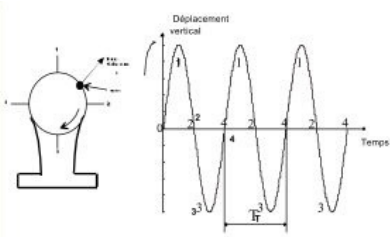


Figure 12 : vibration générée par le balourd.

Les repères 1, 2, 3 et 4 indiquent les correspondances entre la position verticale du capteur sur le palier et la position angulaire de la masse de déséquilibre. Ce mouvement est la vibration du palier générée par le balourd, elle s'exprime en déplacement, vitesse ou accélération.
 L'amplitude de cette vibration, pour une force de balourd donnée, dépend de la rigidité, de la masse et de l'amortissement du palier selon la direction de mesure. Ainsi un même balourd va générer une vibration différente sur 2 machines distinctes, ou pour 2 montages dissemblables d'une même machine, ou pour 2 points de mesure différents sur le même palier !

Cette notion de rapport entre la force de déséquilibre et la vibration mesurée au droit du palier est complexe ; elle dépend également de la fréquence. On l'appelle le transfert vibratoire, et c'est ce que l'on va déterminer lors de la procédure d'équilibrage. Sur ce simple exemple, on comprend pourquoi l'application des normes pour connaître la sévérité vibratoire d'une machine tournante n'a pas beaucoup de sens : en effet, elles définissent pour l'univers du parc machines des niveaux vibratoires à ne pas dépasser, alors qu'aucune machine n'est identique en termes de masse, raideur et amortissement !

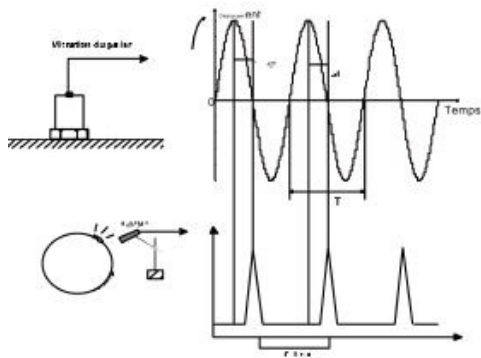


Figure 13 : décalage temporel vibration/top-tour.

> En résumé :

L'amplitude de la vibration générée par le balourd est directement proportionnelle à la force de déséquilibre, qui elle-même dépend de la masse m (pour un rayon et une vitesse de rotation donnés). Du fait du transfert vibratoire (arbre + palier), le rapport masse (m)/vibration mesuré sur le palier doit être déterminé pour chaque machine, pour un montage donné, en un point de mesure donné (un palier, une direction), à une vitesse de rotation donnée.

> Notion de phase :

Nous nous sommes penchés ci-dessus sur le rapport masse/amplitude vibratoire. Il serait intéressant de connaître la position de l'arbre lorsque, par exemple, la vibration passe par un maximum, car c'est dans la direction opposée que l'on mettra les masses de correction. On utilise pour cela un top-tour.

L'objectif d'un top-tour est de générer une référence de rotation d'un arbre. On peut réaliser celle-ci par la mise en place d'un scotch brillant à un endroit donné de la périphérie de l'arbre, utilisé comme repère de position ; une cellule photo-électrique placée rapidement à l'arbre délivrera alors une impulsion électrique à chaque passage.

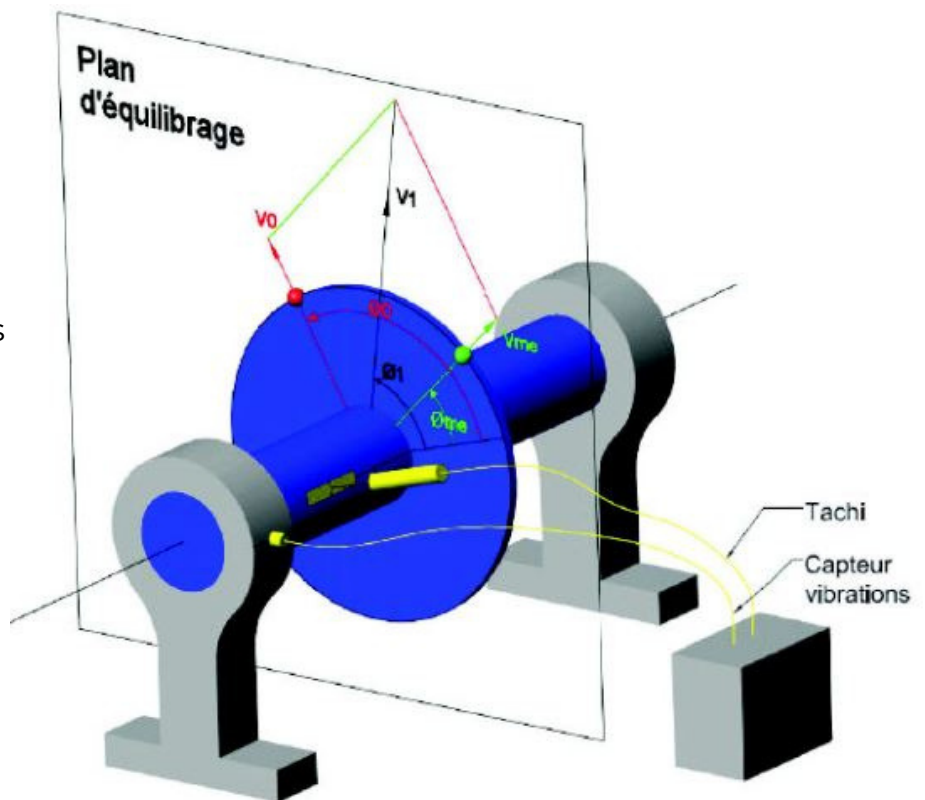


Figure 14 : procédure d'équilibrage.

L'équilibrage en un plan in situ : aspect physique diagramme de Fresnel

Phase entre la vibration et le top-tour

La mesure simultanée de la vibration sinusoïdale générée par le balourd et des impulsions générées par le top-tour permet de déterminer le décalage temporel séparant ces 2 signaux. Ce décalage est constant si le scotch ne se déplace pas et si le vecteur balourd lié à l'arbre ne change pas en amplitude et en direction.

Afin d'adapter cette information de décalage temporel à une position radiale de l'arbre, on ramène la durée d'un tour (période) à un angle de 360° . Le "retard" ou "l'avance" de la vibration par rapport au top-tour correspondra alors à un angle ϕ , en degrés ; c'est ce que l'on appelle la phase entre le top-tour et la vibration mesurée. On a $\omega \cdot \Delta t = \phi$ en radian, soit en degré ($\phi^\circ = \omega \cdot \Delta t \cdot 180/\pi$). Remarque : l'utilisation de la notion de phase permet de s'affranchir de la vitesse de rotation de la machine : pour 2 vitesses de rotation, la période d'un tour est différente alors que la phase entre le top-tour et le vecteur balourd sera toujours constante.

Phase et position angulaire de la masse de déséquilibre

Il ne faut pas confondre la phase entre le top-tour et la vibration d'une part, avec l'angle entre le top-tour et la masse de déséquilibre d'autre part. En effet, le transfert force/vibration évoqué au paragraphe précédent affecte également la phase. Néanmoins, le déphasage introduit par le transfert est constant pour une fréquence, un point de mesure, une machine et un montage donnés.

Cette amplitude de vibration A_0 et la phase ϕ_0 mesurées sont les coordonnées du vecteur V_0 , caractéristique de l'état initial du rotor que l'on veut équilibrer (voir figure 14).

À ce stade d'avancement, on ne connaît pas la direction de la masse de déséquilibre avec exactitude, ni la valeur de cette masse qui crée la force de déséquilibre initial.

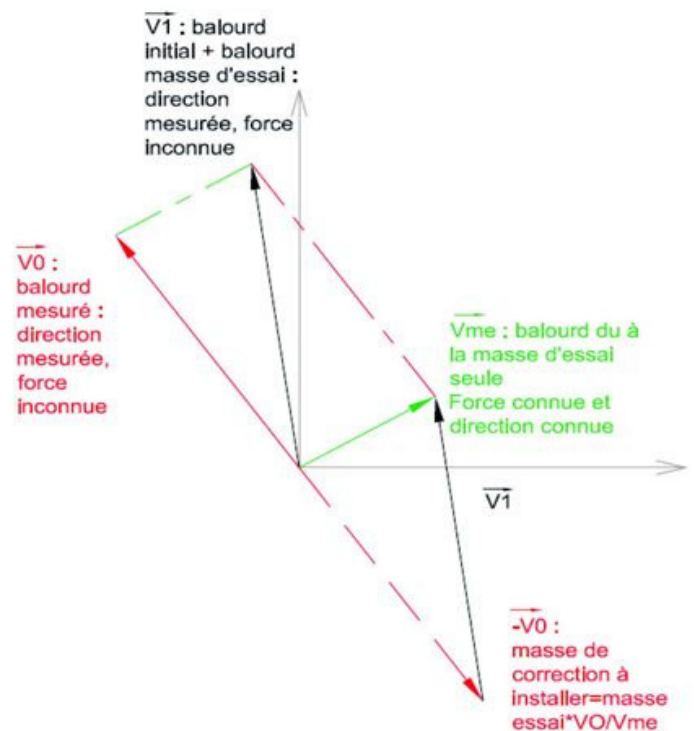


Figure 15 : diagramme de Fresnel.

La procédure d'équilibrage consiste à connaître cette valeur en maîtrisant le transfert. C'est ce qu'on appelle le coefficient d'influence entre une force unitaire positionnée sur le rotor et la vibration mesurée au droit du palier

Arrêtons la machine et positionnons une masse d'essai que l'on aura pesée préalablement (voir figure 14).

Positionnons-la n'importe où, le rotor subira un nouveau déséquilibre : en effet, les 2 vecteurs, force initiale plus celui de la masse d'essai, vont se composer pour créer un balourd caractéristique d'un état appelé V_I , qui est la somme vectorielle des 2 balourds précédemment décrits auxquels correspondent, à travers la fonction de transfert du palier, une amplitude A_I et une nouvelle phase ϕ_I .

Nous pouvons écrire vectoriellement que $V_I = V_0 + V_{me}$.

Ainsi, $V_{me} = V_I - V_0$. Si nous construisons un diagramme de Fresnel à l'échelle, nous sommes capables de quantifier la vibration générée par la mise en place d'une masse m sur un rayon R pour une vitesse ω (voir figure 15).

Nous venons de faire une opération de tarage pour ainsi dire entre l'action d'une force tournante positionnée sur l'arbre et le niveau vibratoire mesuré sur le palier, ce qui nous permet de savoir combien de grammes il faut mettre pour annihiler le déséquilibre initial dans la direction représentée par le vecteur initial $-V_0$. Son positionnement peut se faire soit par rapport au top-tour, soit par rapport à la position de la masse représentée par V_{me} .

Ce raisonnement peut se faire pour 2 plans d'équilibrage, la procédure est la même et nécessite de mettre 2 masses d'essais, une dans chaque plan d'équilibrage. Ceci démontre qu'il est impossible de prévoir le comportement vibratoire d'une machine sans en connaître la fonction de transfert entre une force appliquée à l'arbre et le niveau vibratoire mesuré au droit du palier. In situ, la difficulté principale est trouver 1 ou 2 plans (suivant le cas) d'équilibrage disponibles pour appliquer les masses d'essais et d'équilibrage.

Les précautions à prendre pour équilibrer

Erreurs et incertitudes

La procédure d'équilibrage progresse par essais successifs, pour lesquels on obtient un niveau vibratoire qui va en diminuant. Il est souhaitable de connaître les sources d'erreurs, qu'elles soient aléatoires ou systématiques, afin de savoir quel résultat on peut attendre de la procédure d'équilibrage.

Reproductibilité des mesures

L'expérience montre que plusieurs mesures faites dans des conditions identiques, mais lors de démarrages distincts, conduisent à des résultats sensiblement différents. Afin de considérer une mesure comme bonne, il convient que sa distribution ne s'écarte pas de plus de 10 à 20% d'une valeur moyenne. Par exemple en figure 16, le vecteur moyen est égal à 4,8 mm/s à 57,75°.

Influence de la reproductibilité des mesures :

- mesure 1 : 5,0 mm/s à 63° ;
- mesure 2 : 4,0 mm/s à 60° ;
- mesure 3 : 5,7 mm/s à 51° ;
- mesure 4 : 4,5 mm/s à 57°.

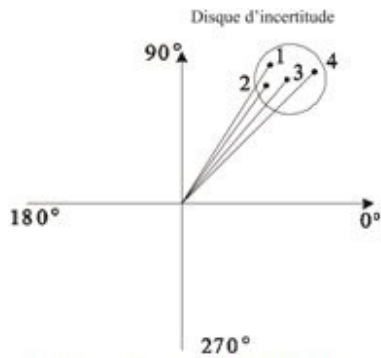


Figure 16 : disque d'incertitude.

Linéarité du système

Lorsque l'amplitude du vecteur balourd est très importante, le mouvement du palier n'est plus sinusoïdal. Il est écrêté car on est dans une zone où le comportement du palier n'est plus linéaire.

Cette non-linéarité est à vérifier lorsque les mesures montrent un niveau vibratoire initial trop important, surtout lorsque les fondations sont souples.

Pour vérifier la linéarité du système, on peut (voir figure 18) :

- mesurer la vibration due au balourd initial (a) ;
- faire 4 mesures de tarage avec une même masse disposée successivement à 0°, 90°, 180°, 270° sur le rotor (b1, b2, b3, b4).

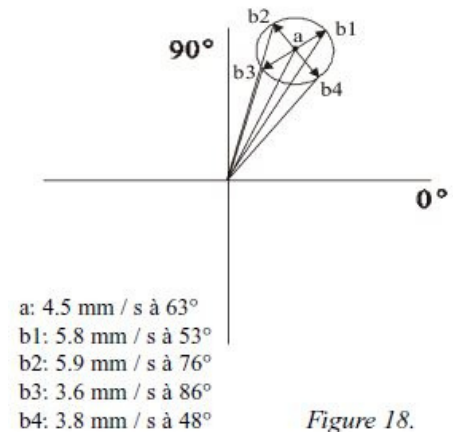


Figure 18.

- reporter ces mesures sur un diagramme polaire. Si le système est linéaire en amplitude et en phase, les vecteurs ab1, ab2, ab3, ab4 doivent être perpendiculaires et égaux en norme.

Exemple : mise en évidence de la linéarité du système.

Le choix de la masse d'essai

La masse de tarage doit influencer la machine de manière cohérente : si elle est trop importante, le comportement de la machine risque de sortir de sa zone de linéarité ; si elle est trop faible, il restera dans sa zone d'incertitude. La mise en place de la masse d'essai doit conduire à une représentation graphique telle que le vecteur V1-V0 de tarage soit du même ordre d'importance que le vecteur balourd initial V0.

La masse d'essai doit au moins faire varier l'amplitude de la vibration de 20 % ou sa phase de 20°.

Une méthode généralement employée est de calculer une masse m qui génère une force équivalente au dixième du poids du rotor, soit :

$$m = \frac{1}{N} \times \frac{1}{R} \times \frac{M}{10} \times \frac{9.81 \times 3600}{4\pi^2} \times \frac{1}{V^2}$$

Avec :

- N : nombre de plans ;
- R : rayon de situation de la masse d'équilibrage ;
- V : vitesse de rotation en tr/min ;
- M : masse du rotor en kg.

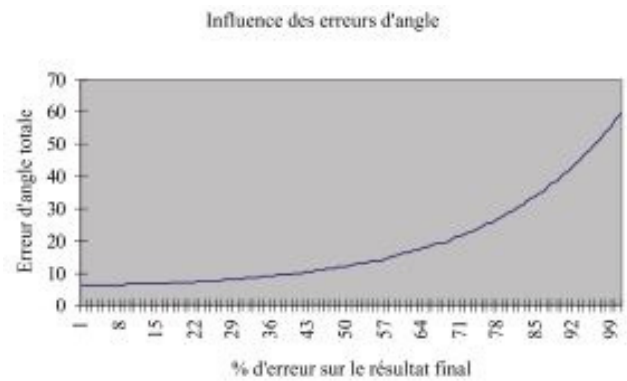


Figure 19.

L'influence des erreurs d'angle

Ces erreurs peuvent apparaître par exemple à cause :

- d'une fixation imprécise de la masse de tarage ;
- d'une fixation imprécise du top-tour ;
- de calculs imprécis ;
- d'une fixation imprécise de la masse de compensation.

L'erreur d'angle influe directement sur le résultat final selon la courbe présentée en figure 19.

Les limites mécaniques

- Des jeux liés au montage des paliers ;
- des jeux des paliers ;
- du caractère aléatoire de la lubrification (température des films d'huile...) ;
- et en général de tous les jeux de montage ou issus des tolérances de fabrication ;
- se rappeler aussi des hypothèses faites sur la rigidité de l'arbre, des liaisons ou de la structure.

Les critères d'équilibrage

Le but théorique de l'équilibrage est de créer une distribution parfaite des masses d'un rotor autour de son axe de rotation. Cette action permettra d'éliminer toute force centrifuge.

En pratique, on essaie de trouver un compromis entre un niveau de vibration acceptable et le temps nécessaire à l'amélioration. On vient de voir qu'on ne pourra d'ailleurs jamais obtenir un équilibrage parfait. On définit donc des tolérances.

Celles-ci seront variables selon les conditions de service du rotor, par exemple : vilebrequins de moteurs diesels, ventilateurs, poulies, gyroscopes.

On définit donc des groupes de rotors qu'on distingue par exemple par leur qualité d'équilibrage G. Le calcul de cette qualité n'est correct qu'en cas d'utilisation d'un banc d'équilibrage. Lors d'un équilibrage sur site, on fera particulièrement attention à la linéarité du système, et au fait que l'influence croisée (séparation de plans) est négligeable

Qualité d'équilibrage G

Les tolérances d'équilibrage sont décrites dans la norme AFNOR E 90-600 vibrations et chocs mécaniques. Critères d'équilibrage des rotors en état rigide". Cette norme présente une large concordance avec l'ISO 1940-1. Elle définit 2 types de critères de qualité : le critère Q est lié à la force au niveau des paliers. Il est plus particulièrement destiné aux bureaux d'études. Le critère G est lié à la vitesse de rotation. Il est utilisé dans la plupart des cas. Il correspond à la vitesse circonférentielle du centre de masse autour de l'axe de rotation à la vitesse maximale de service du rotor.

$G = e \cdot \omega$ Où :

- G = critère de qualité (mm/s)
 - ;
 - e = excentration du centre de masse (mm) ;
 - ω = vitesse angulaire maximale du rotor.
- (Ne pas confondre G = centre de masse et le critère de qualité).

> Application :

- arbre à équilibrer : masse 1 000 kg ;
- rayon d'équilibrage : 200 mm ;
- classe d'équilibrage demandée ;
- $G = 6.3 \text{ mm/s}$;
- vitesse de rotation : 500 tr/min.

Calcul du balourd résiduel admissible :

$$\begin{cases} B = Me = M \frac{G}{\omega} \\ \omega = 2\pi \times \frac{500}{60} = 52.35 \text{ rad/s} \\ B = \frac{1000 \times 6.3}{52.35} = 120 \text{ Kg mm} \end{cases}$$

Calcul de la masse résiduelle admissible :

$$m = \frac{B}{r} = \frac{120}{200} = 0,6 \text{ kg}$$

Le balourd résiduel issu de la procédure d'équilibrage est soit donné directement par un appareillage fixé sur le banc d'équilibrage, soit recalculé à partir d'un programme d'équilibrage en introduisant en entrée les valeurs des amplitudes et phases vibratoires en fin d'équilibrage. Ce sont les masses résiduelles qu'il faudrait mettre pour améliorer l'équilibrage. Si la somme de ces masses résiduelles est inférieure à la masse résiduelle admissible calculée en fonction du critère d'équilibrage G choisi, on peut arrêter l'équilibrage. Dans le cas contraire, il faut l'affiner.

À titre d'exemple, on trouvera ci-après un extrait du tableau définissant le type de machine pour chaque classe d'équilibrage G qui varie entre G4000 et G0,4.

G (mm/s)	Machines
6,3	Éléments de machines de transformation. Engrenages de turbines marines principales (marine marchande). Tambours centrifuges. Ventilateurs. Volants. Montage de rotors avec turbines à gaz pour l'aéronautique. Impulseurs de pompes. Machines-outils et pièces de machines courantes. Armatures électriques normales.

Pour une vitesse de fonctionnement donnée, il est possible par l'abaque proposé en figure 20, qui reprend la relation précédemment exposée, de déterminer rapidement le déséquilibre résiduel admissible et surtout de connaître le maximum d'excentration e en microns du centre de gravité du rotor.

Ce dernier point doit interpellé tous les constructeurs de machines, qui doivent vérifier si l'assemblage des différents composants de la machine ne dépasse pas le maximum d'excentration toléré pour une classe d'équilibrage donnée.

Équilibrage sur banc

Principe et intérêts

L'équilibrage sur banc consiste à démonter le rotor de la machine et à l'équilibrer sur une installation spécifique prévue à cet effet. Un banc d'équilibrage est donc constitué globalement :

- de 2 paliers supports du rotor à équilibrer ;
- d'un système d'entraînement de rotor (moteur à vitesse variable, en général relié au rotor par des cardans ou des courroies) ;
- d'un système de mesure et de calcul intégré permettant de déterminer les masses de correction nécessaires et leur emplacement.

Les intérêts de l'utilisation d'un banc sont :

- de s'affranchir de l'influence de la machine et de son montage, le montage et la structure du banc (donc son transfert) étant invariables dans le temps ;
- sa souplesse d'utilisation (disponibilité, maîtrise de la vitesse de rotation) ;
- l'accessibilité du rotor pour la mise en place des masses.

Les inconvénients sont, bien entendu, la nécessité de démonter le rotor, son convoyage au banc adapté le plus proche, et le temps perdu correspondant à ces opérations.

Les différents types d'équilibreuses

Il existe 2 types d'équilibreuses (voir figure 21).

> Les équilibreuses à **paliers rigides**, aussi appelées "sous-critiques" ou "mesure de force". La vitesse de rotation pour l'équilibrage est en dessous de la fréquence de résonance du système (arbre plus paliers équilibreuse). Le système a donc un comportement élastique et on peut écrire que la force de balourd est compensée par la réaction d'un ressort.

On peut écrire : $F = mrw^2 = Kx$.

Le déplacement mesuré suivra la loi de variation $x = (mr/K)w^2$.

Pour une masse de déséquilibre donnée, le niveau vibratoire mesuré dépendra fortement de la vitesse d'équilibrage.

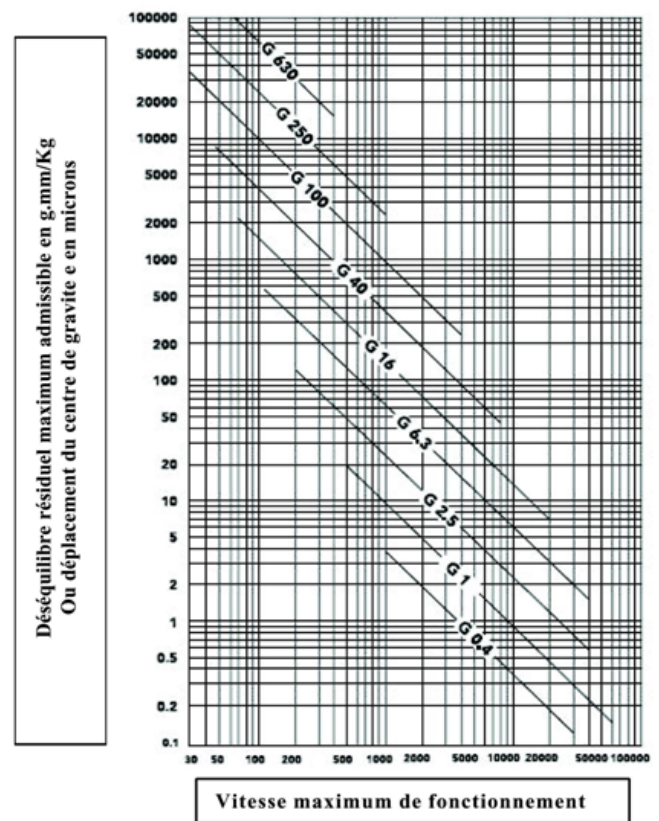


Figure 20.

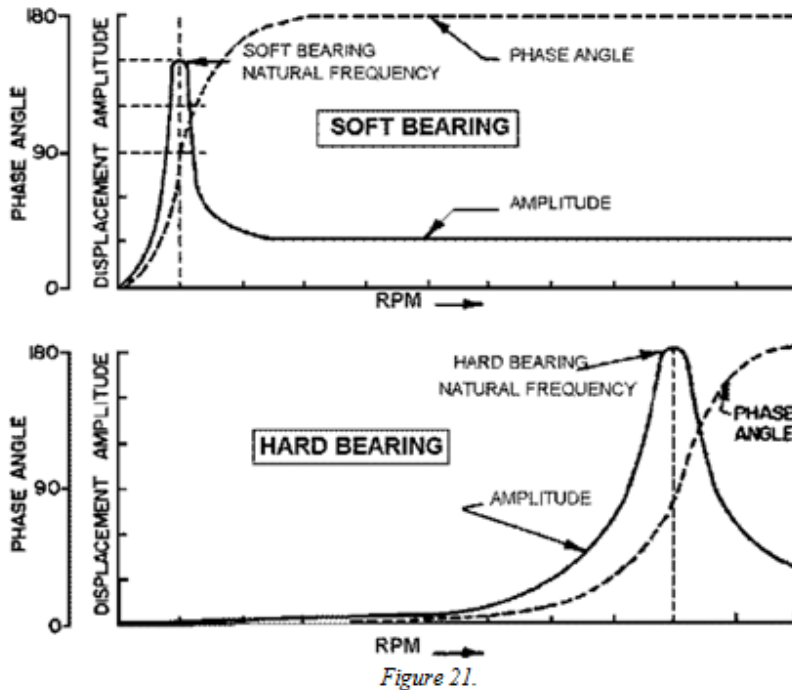


Figure 21.

Les paliers ayant un mouvement très petit sous l'effet des forces, ce sont des capteurs de forces placés sur ceux-ci qui mesureront directement le balourd. Aucun étalonnage vibration/force n'est donc nécessaire.

> Les équilibrees à **paliers souples**, aussi appelés “surcritiques” ou “mesure de déplacement”. La vitesse de rotation pour équilibrage est en dessus de la fréquence de résonance du système (arbre plus paliers équilibrée). Le système a donc un comportement massique et on peut écrire que la force de balourd est compensée par la réaction inertielle.

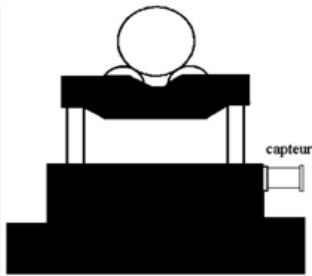


Figure 22.

On peut écrire : $F = mr\omega^2 = M \cdot y$

On montre que $y = x \cdot \omega^2$, soit : $F = mr\omega^2 = M \cdot x \cdot \omega^2$.

On en déduit que $(mr/M) = x$.

Le déplacement est indépendant de la vitesse de rotation choisie pour l'équilibrage.

Les machines d'équilibrage à paliers rigides

Grâce à leur conception, elles sont mieux adaptées pour être installées de façon permanente pour un équilibrage grande vitesse (voir figure 22).

Elles ne sont pas adaptées au transport pour les raisons suivantes : la performance de ces machines dépend du positionnement de la fréquence de résonance masse du rotor/rigidité de l'ensemble palier plus bâti, qui doit se trouver en hautes fréquences.

Pour ce faire, les fondations sont en ciment spécial et le moindre changement de rigidité peut avoir de grandes conséquences sur la sensibilité globale de l'étalonnage. Les machines étant conçues pour mesurer des forces de déséquilibre, lesquelles sont proportionnelles au carré de la vitesse de rotation, la sensibilité à un niveau de balourd donné est dépendante de la vitesse : plus la vitesse de rotation des rotors est élevée, plus la sensibilité est grande. Par conséquent, les machines à paliers rigides ne sont pas les mieux adaptées à l'équilibrage à basse vitesse.

Les spécifications de construction rigide ne tiennent pas compte de l'utilisation de rouleaux universels à alignement automatique. Les rouleaux bombés sont utilisés pour équilibrer des rotors de poids plus lourds. Cependant, la charge concentrée sur ces types de rouleaux peut causer des dommages aux soies des gros rotors à paliers lisses.

Ce type d'équilibreuse permet l'équilibrage de rotors dits flexibles.

Ces déformations modales génèrent un balourd virtuel supplémentaire, que l'on peut corriger par la mise en place de masses à 180° des "ventres" de déformation. Il faudra donc rajouter autant de plans d'équilibrage que de ventres, donc que de vitesses critiques. Les méthodes de calcul et de mesure prenant en compte ce type de comportement sont complexes et souvent laissées à la charge du constructeur qui le fait souvent sous vide afin de s'affranchir de l'action de l'air sur le rotor en haute vitesse de rotation.

Les machines d'équilibrage à paliers souples

Au contraire des machines à paliers rigides, elles sont idéalement conçues pour être transportables, en particulier les machines dont la conception comprend des suspensions pendulaires, car elles ont un minimum de rigidité et une grande sensibilité au déplacement (voir figure 23).

La gamme de vitesse d'équilibrage de ce type de machine est au-dessus de la fréquence propre du système de suspension et le rotor est essentiellement isolé par l'action pendulaire des suspensions. Sa performance n'est donc pas influencée par la masse et/ou la rigidité de la structure et des fondations.

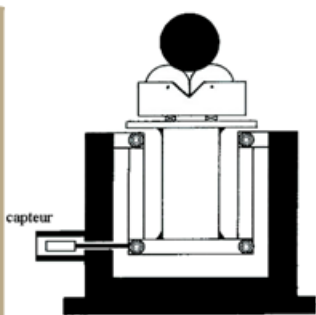


Figure 23.

Ainsi, la machine peut être montée très facilement et rapidement à n'importe quel emplacement capable de supporter son poids statique et celui du rotor.

Les suspensions libres et les rouleaux de support fournissent un degré de sensibilité élevé, ce qui assure une précision d'équilibrage optimale à des vitesses de rotation lentes et une réponse linéaire en déplacement vibratoire quelle que soit la gamme de vitesse d'équilibrage.

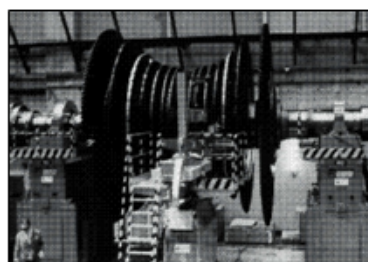
Le principe de fonctionnement est tel que les machines peuvent être fabriquées en utilisant une construction mécanosoudée légère. De plus, une puissance minimale est nécessaire pour entraîner les rotors à des vitesses de rotation faibles.

Le système est compact, autonome et léger, il est idéal pour le transport.

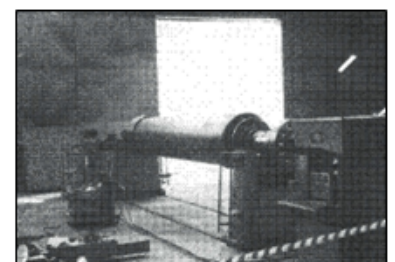
Ce type de machine est facilement "installable" sur le terrain, et permet de manipuler les rotors de tout type et de toute taille sans affecter le degré élevé de sensibilité d'équilibrage. Ces machines fonctionnent également très bien lorsqu'elles sont utilisées avec une instrumentation d'équilibrage intégrée ou avec une unité portable, facilement détachable pour des applications d'équilibrage in situ.

Les rouleaux à alignement automatique, montés à cardan, pallient le besoin de procédures de nivellement et d'alignement. Ils assurent le contact linéaire avec les paliers lisses du rotor, sous des conditions normales de fonctionnement, pour une large gamme de diamètres de paliers lisses.

Exemples d'équilibrage de rotor



Rotor turbine.



Rouleau de papeterie.