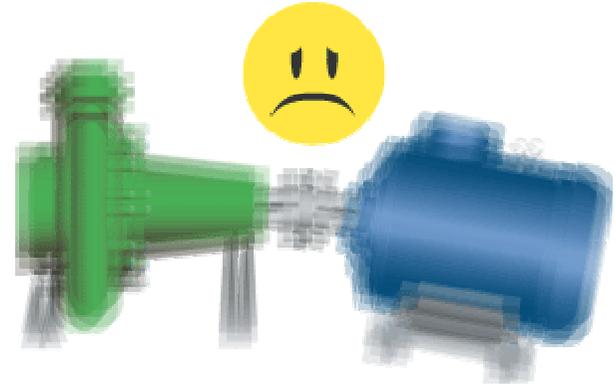


# EQUILIBRAGE des machines tournantes

Version 13 février 2014

## SOMMAIRE

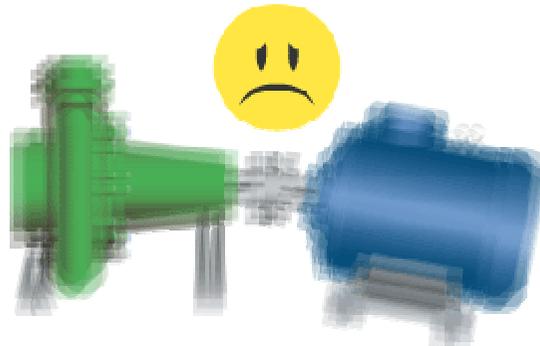
- 1 Le problème**
- 2 Equilibre statique et dynamique**
- 3 Equilibrage un et deux plans**
- 4 Principe de l'équilibrage**
- 5 Procédure d'équilibrage – méthode vectorielle**
- 6 Procédure d'équilibrage – Utilisation du logiciel d'équilibrage**
- 7 Niveaux d'équilibrage – Norme 1940**
- 8 Utilisation de l'abaque donnant le niveau d'équilibrage**
- 9 Calcul de la masse d'essai**
- 10 Détermination de la masse d'équilibrage**
- 11 Exemple d'équilibrage 2**



# 1 Problème de l'équilibrage

Soit un solide tournant en rotation autour d'un axe fixe

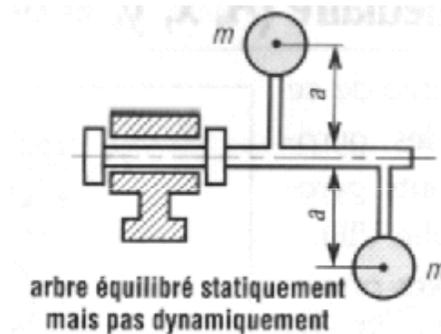
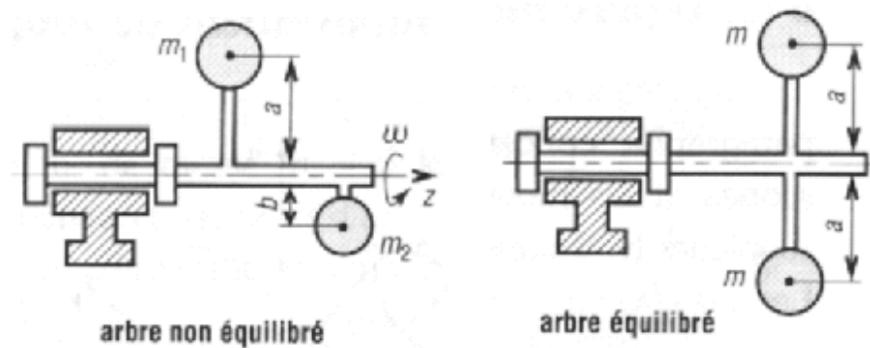
Lorsque la matière n'est pas répartie uniformément autour de cet axe, (on dit qu'il n'est pas équilibré) des forces dynamiques cycliques apparaissent, entraînant des vibrations. Celles-ci sont susceptibles d'endommager l'équipement: usure des paliers, dégradation des roulements, augmentation des jeux, fuites, bruit....



## 2 Equilibre Statique et Dynamique

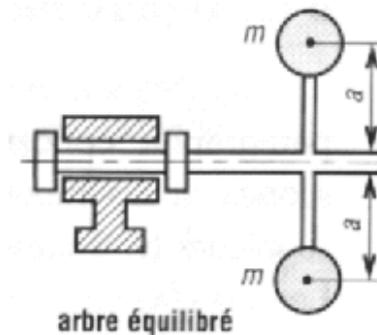
On distingue deux types d'équilibre: **Statique et Dynamique**.

On dit qu'un solide est en équilibre **statique** lorsque son centre de gravité est sur l'axe de rotation



Cet état ne suffit pas à supprimer toutes les vibrations. Par exemple ce système a son centre de gravité sur l'axe de rotation, mais la position des masses est décalée (On dit que l'axe de rotation n'est pas axe principal d'inertie) Cela entraînera des moments cycliques sur les paliers, donc des vibrations, donc des dommages.

On dit qu'un solide est en équilibre **dynamique** lorsque son axe de rotation est confondu avec un axe de symétrie de positionnement des masses (axe principal d'inertie)

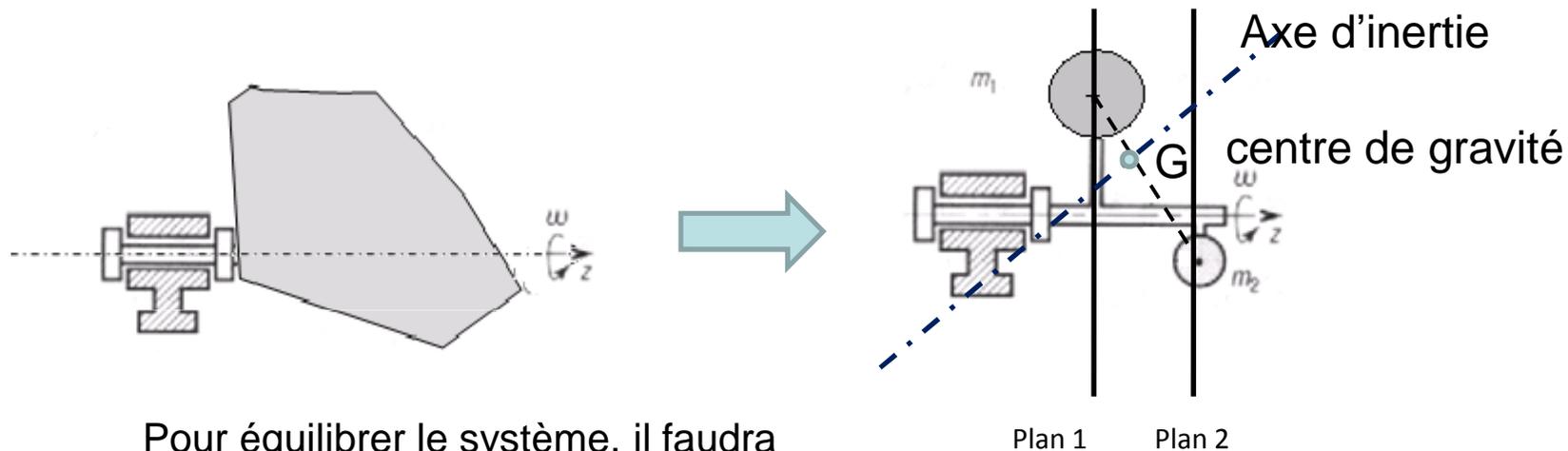


Un système non équilibré peut être équilibré. C'est l'opération **d'équilibrage**

## 2 Equilibre Statique et Dynamique

On peut modéliser la répartition de la masse d'un solide en rotation par deux masses situées dans deux plans différents perpendiculaires à l'axe de rotation

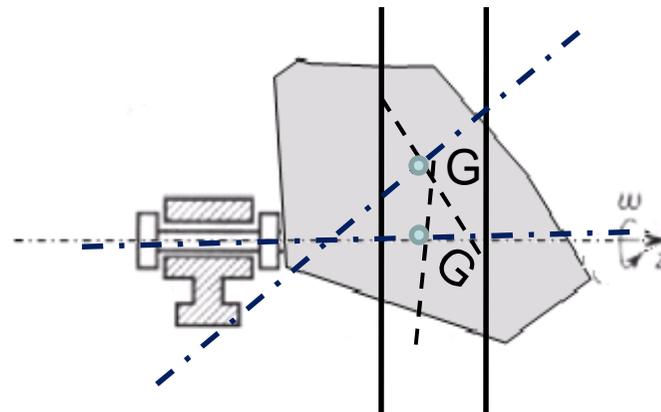
On définit le centre de gravité du système et l'axe passant par ce centre de gravité (ou axe d'inertie)



Pour équilibrer le système, il faudra

Ramener le centre de gravité sur l'axe de rotation (Equilibrage statique)

Faire coïncider l'axe d'inertie et l'axe de rotation (Equilibrage dynamique)

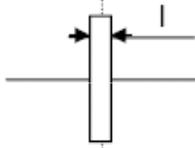
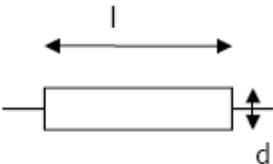
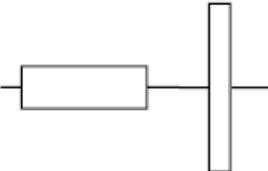
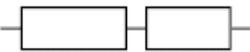


### 3 Equilibrage un ou deux plans

Pour un solide en rotation autour d'un axe fixe, si ses dimensions radiales sont importantes par rapport à ses dimensions longitudinales (sens de l'axe), alors on néglige la répartition des masses dans le sens de l'axe. On ramène le problème sur un plan. (on parle d'équilibrage un plan) L'opération consistera à ramener le CdG sur l'axe de rotation. Dans ce cas, équilibrages statique et dynamique sont confondus. Cet équilibrage se fera par adjonction ou enlèvement de matière dans le plan considéré.

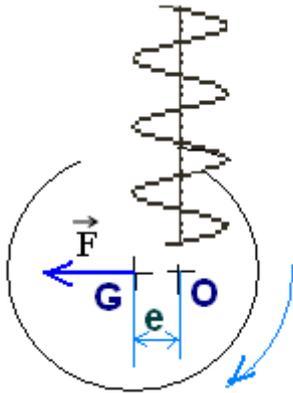
Dans le cas général, pour équilibrer dynamiquement un solide, il faudra ajouter deux masses dans deux plans distincts. (on parle d'équilibrage deux plans)

#### Choix du nombre de plans d'équilibrage

|   | $l/d$   | Nombre de plans                          | Exemples          |
|---|---------|--|-------------------|
|    | $< 0,5$ | 1 si $< 1000$ T/mn<br>2 si $> 1000$ T/mn | Ventilateur       |
|   | $> 0,5$ | 1 si $< 150$ T/mn<br>2 si $> 150$ T/mn   | Moteur électrique |
|  |         | 3<br>machine 1 plan +<br>machine 2 plans |                   |
|  |         | 4<br>2 machines 2 plans<br>accouplées    |                   |

## 4 Principe de l'équilibrage dans un plan

**Exposé du problème** Cause du déséquilibre : Le centre de gravité n'est pas sur l'axe de rotation. (ou il y a du jeu dans les paliers)



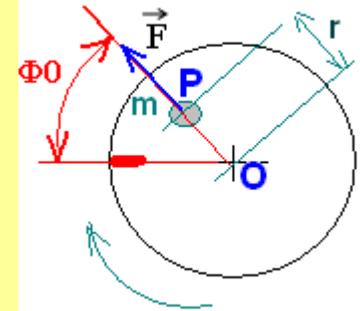
Le déplacement de G génère une force dynamique caractérisée par un vecteur tournant

$$\vec{F} = M \omega^2 \vec{e}$$

On définit un système équivalent (même effet).

On considère que le balourd initial est créé par une masse inconnue **m** dans une position inconnue placée en P et repérée par son angle et son excentration **r**.

$$\vec{F} = m \omega^2 \vec{r}$$



### Définitions

Unités pratiques :  $F = M \omega^2 e = m \omega^2 r$  d'où

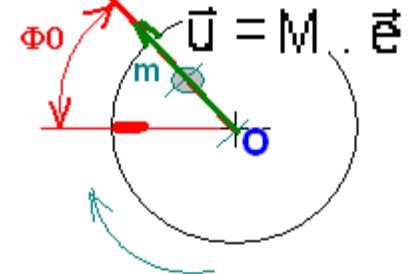
$$e = \frac{m}{M} \times r$$

e est appelé *balourd spécifique* en  $\mu\text{m}$  ou  $\text{g.mm/kg}$   
 m en g; M en kg

Vecteur déséquilibre:  $\vec{u} = m \cdot \vec{r} = M \cdot \vec{e}$  ( $\vec{OG} = \vec{e}$  ;  $\vec{OP} = \vec{r}$ )

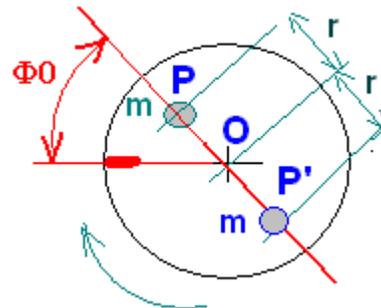
Le balourd **M.e** (ou **m.r**) est défini comme le produit de la masse de déséquilibre **M** par son excentration **e** et s'exprime en **gr. mm**.

$$\vec{F} = M \omega^2 \vec{e} = \vec{u} \omega^2$$



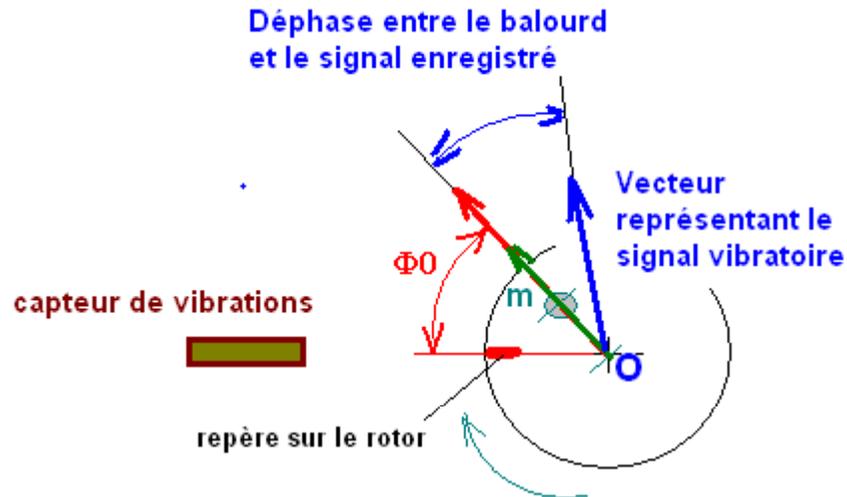
### Correction du déséquilibre :

La correction consistera en l'ajout d'une masse m à l'opposé de la masse créant le balourd (en P'), ou calculée et placée de manière à annuler l'effet dynamique de la masse créant le balourd.



### Mesure du signal vibratoire

Le capteur placé sur le bâti recueille un signal vibratoire correspondant au mouvement du bâti qui est excité par le mouvement du rotor. Ce mouvement peut être caractérisé par des vecteurs tournants, déplacement, vitesse ou accélération.



Il existe un déphasage entre le vecteur force agissant sur le rotor et les vecteurs recueillis et mesurés sur le bâti. Ce déphasage dépend de la rigidité des paliers.

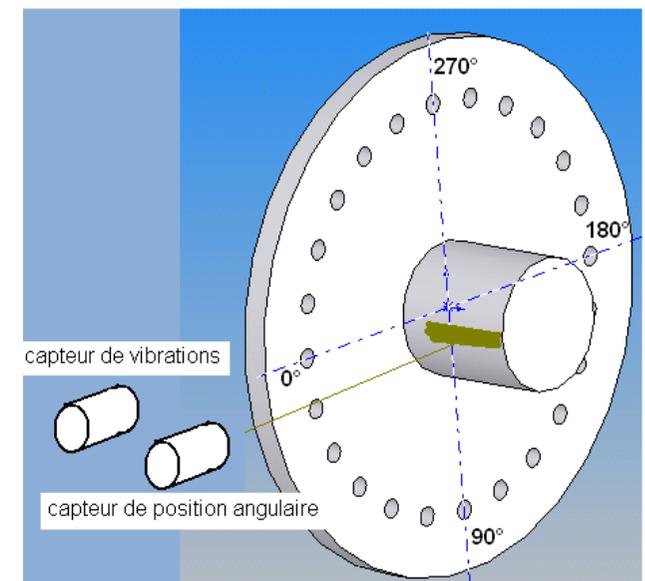
Dans une équilibreuse, le rotor est monté libre. Le signal vibratoire enregistré n'est pas déphasé par rapport au vecteur tournant balourd.

Si le bâti est considéré comme très rigide, on considère de la même manière qu'il n'y a pas de déphasage.

### Mise en place du système de mesure sur le banc de vibrations

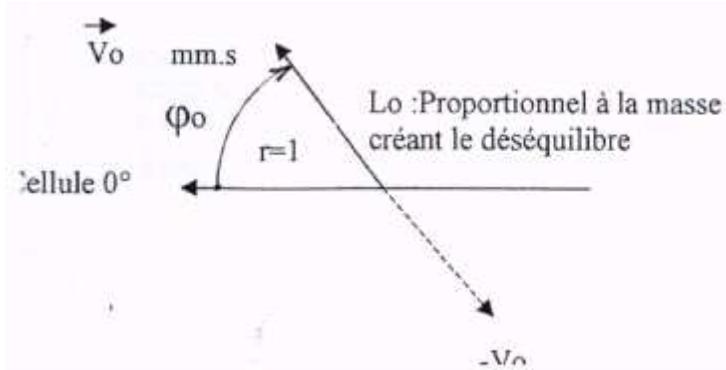
On place un capteur enregistrant l'amplitude vibratoire dans une direction radiale déterminée, le plus près possible du plan.

On repère la position angulaire du rotor avec un capteur.



## 5 Procédure d'équilibrage dans un plan – méthode vectorielle

### Mesure du balourd initial



Le balourd est représenté par un vecteur tournant  $\vec{V}_0$ . Ce vecteur est orienté selon la masse représentant le balourd

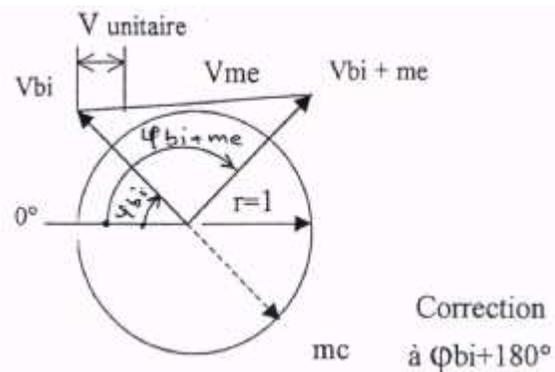
Module de  $V_0$  (mm/s):  $L_0 =$

Argument (phase) de  $V_0$  (degré) :  $\phi_0 =$

Pour réaliser l'équilibrage, il faut donc créer un vecteur  $-\vec{V}_0$  à l'aide d'une masse de compensation.

Afin de déterminer la masse inconnue qui crée le déséquilibre, on utilise une masse d'essai connue ( $m_e$ ) sur un rayon  $r$  également connu, avec une position arbitraire mais déphasée par rapport au balourd initial de manière à ce que son influence soit suffisante pour modifier significativement les mesures initiales.

### Mesure avec Masse d'essai



Le vecteur  $\vec{V}(m_{bi}+m_{ess})$  est la résultante du balourd initial  $\vec{V}(bi)$  et de celui de la masse d'essai choisie  $\vec{V}(me)$ :

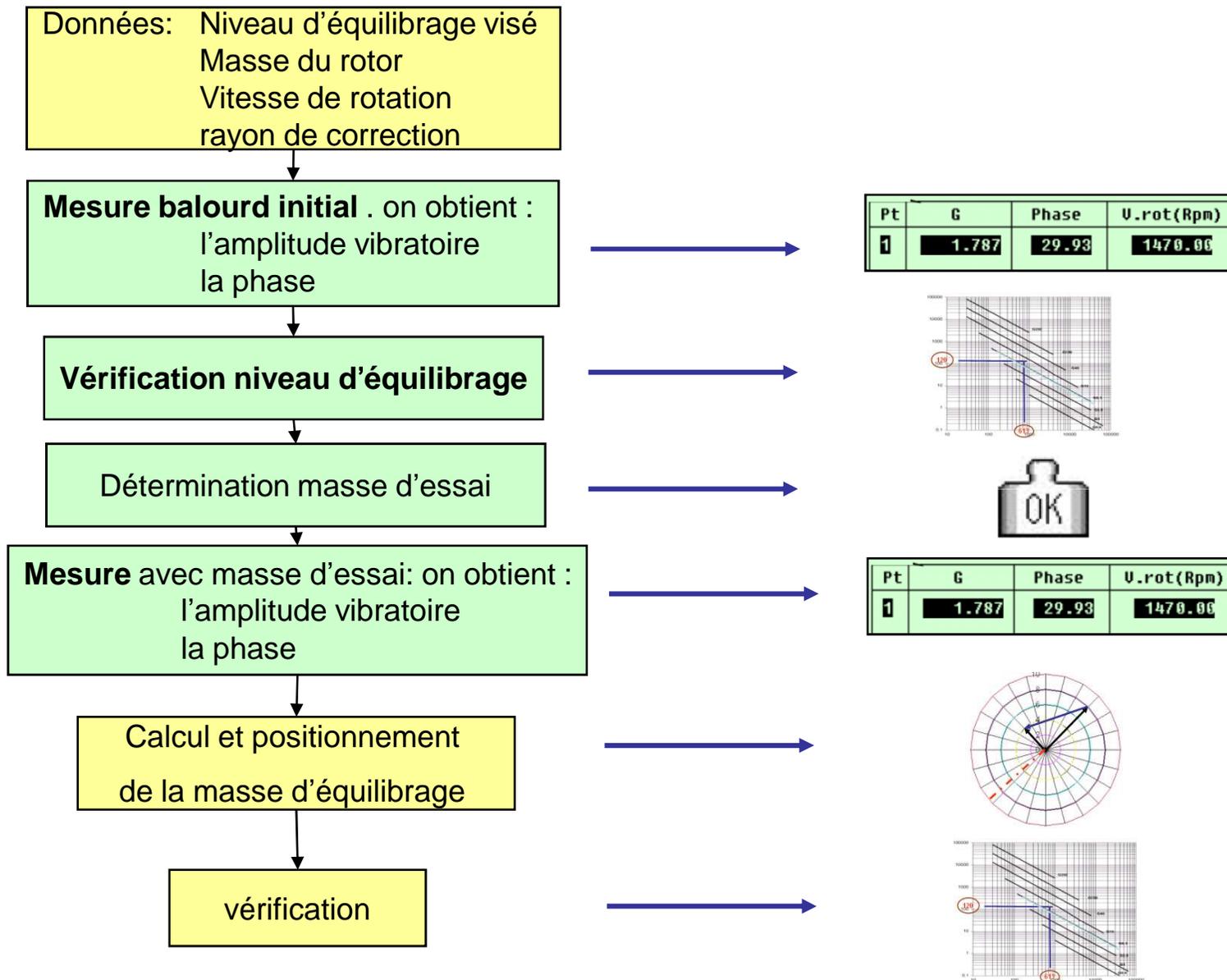
$$\vec{V}(m_{bi}+m_{ess}) = \vec{V}(m_{bi}) + \vec{V}(m_{ess})$$

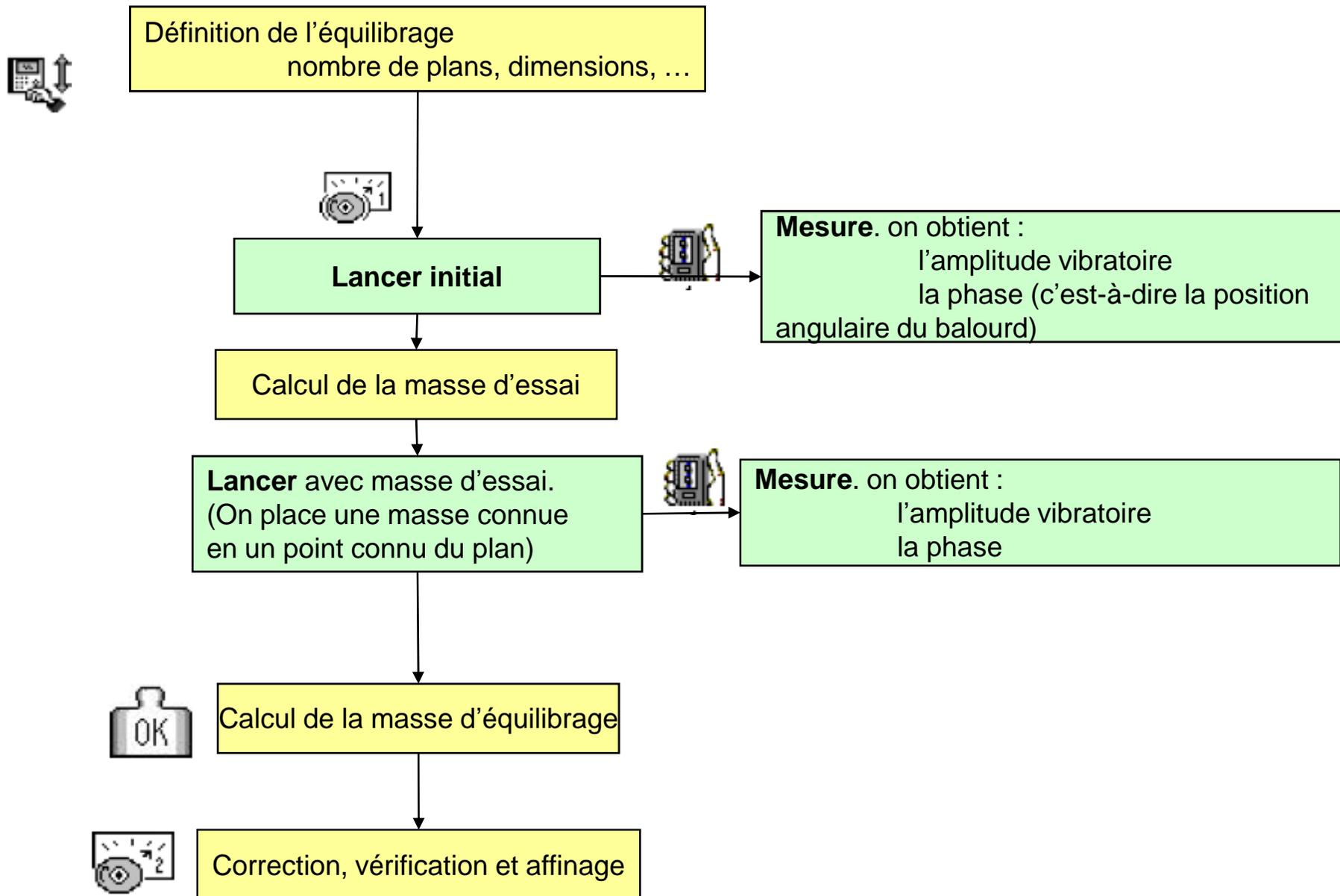
Faire le tracé et déterminer le vecteur  $\vec{V}(m_{ess})$  correspondant à la masse d'essai.

Calculer la masse du balourd initial  $m_{bi}$  qui sera égale à la masse de correction (si celle-ci est placée sur le même rayon que la masse d'essai)

$$\frac{m_{ess}}{V_{m_{ess}}} = \frac{m_{bi}}{V_{m_{bi}}}$$

$m_{bi}$  : balourd initial;  
 $m_{ess}$  : masse d'essai;  
 $mc$  : masse de correction





## 7 Niveau d'équilibrage - Norme 1940

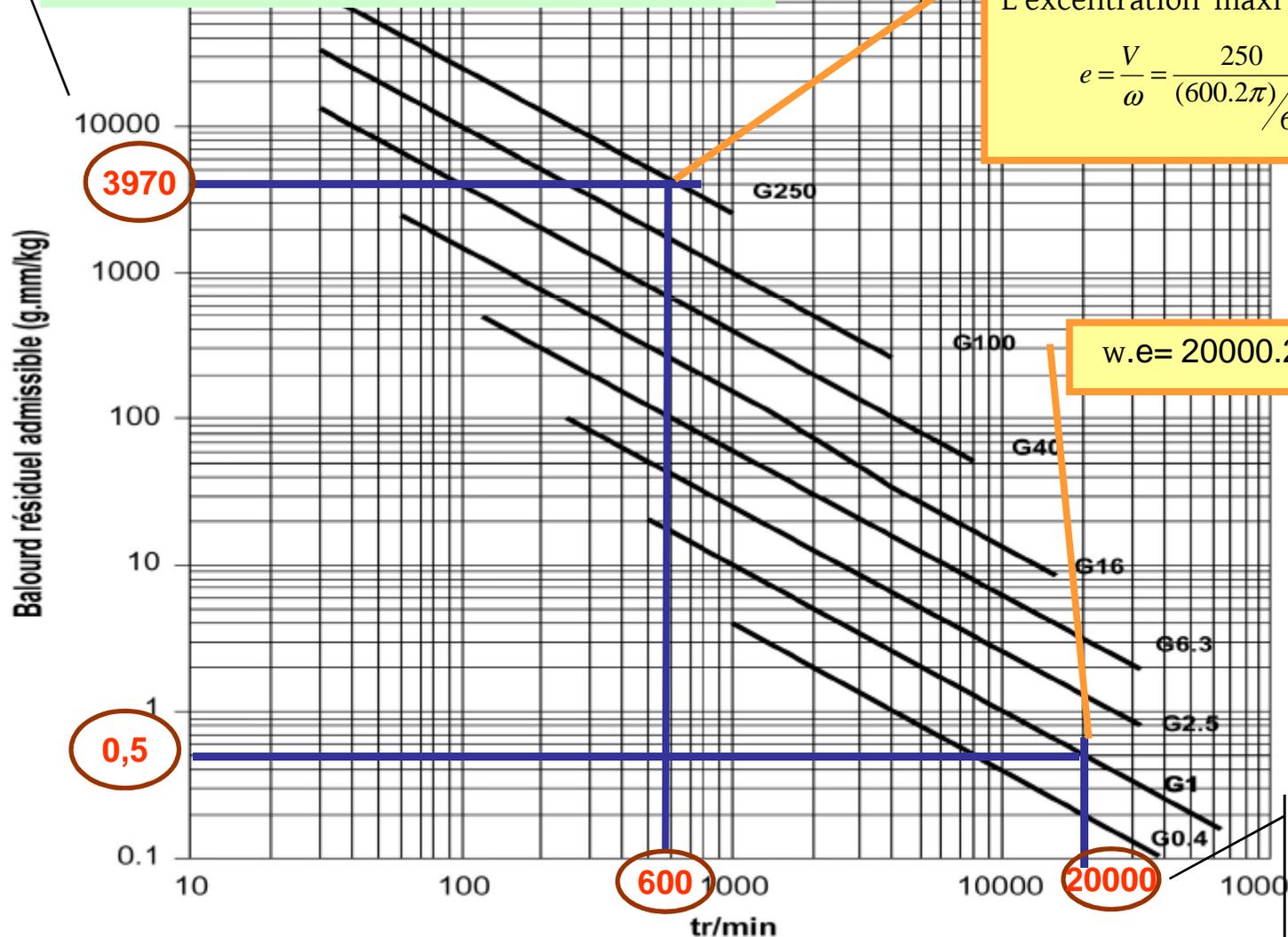
La norme d'équilibrage indique des niveaux d'équilibrage en fonction du type de machine.

Ces niveaux correspondent à la vitesse vibratoire du CdG excentré de  $e$ . ( $\omega \cdot e = Cste$ )

$e$ : Déplacement du centre de gravité (en  $\mu\text{m}$ )  
ou  
Balourd spécifique (en  $\text{g}\cdot\text{mm}/\text{kg}$ )

Si le rotor tourne à **600 tr/mn**  
Si la vitesse vibratoire est limitée à **250 mm/s**  
L'excentration maxi (balourd) maxi sera de:

$$e = \frac{V}{\omega} = \frac{250}{\frac{(600 \cdot 2\pi)}{60}} = 3,97 \text{ mm} \quad (3,97 \mu\text{m})$$



$$\omega \cdot e = 20000 \cdot 2\pi / 60 \times 0,5 \cdot 10^{-3} = 1 \text{ mm/s}$$

Fréquence du balourd  
(vitesse nominale du rotor)

## Caractéristiques typique de degrés de qualité

| Degré | Exemples de rotors   | Degré | Exemples de rotors   |
|-------|--|-------|--|
| 630   | Grand moteur quatre temps tournant lentement, vilebrequin    | 6,3   | Rotors de soufflerie et de ventilateur. Roues d'avion. Pièces générales de machines. Armatures de moteur électrique et de générateur |
| 250   | Moteur diesel rapide à 4 cylindres, vilebrequin              | 2,5   | Rotors de turbine. Pièces d'entraînement de machines-outils. Armatures de petits moteurs électriques                                 |
| 100   | Moteur diesel rapide à 6 ou plus de 6 cylindres, vilebrequin | 1     | Platines de tourne-disque et de magnétophone. Pièces d'entraînement de tours   |
| 40    | Roues de véhicules. Vilebrequin de moteur de véhicule        | 0,4   | Rotors de tour de précision. Gyroscopes  |
| 16    | Rotors et arbres d'entraînement non critiques                |       |  |

| Qualité | Type de machines   |
|---------|--|
| G 4000  | Entraînement par vilebrequin des moteurs diesel marins à vitesse lente, montage rigide avec un nombre de cylindres impair  |
| G 1600  | Entraînement par vilebrequin, montage rigide des gros moteurs à deux temps   |
| G 630   | Entraînement par vilebrequin, montage rigide des gros moteurs à quatre temps<br>Entraînement par vilebrequin, montage élastique des moteurs diesel marins  |
| G 250   | Entraînement par vilebrequin, montage rigide des moteurs diesel rapides à quatre cylindres   |
| G 100   | Entraînement par vilebrequin des moteurs diesel rapides avec six cylindres ou plus<br>Moteurs complets (essence ou diesel) pour voitures, camions et locomotives   |
| G 40    | Roues de voitures, jantes de roues, ensembles de roues, arbres d'entraînement<br>Entraînement par vilebrequin, montage élastique des moteurs à quatre temps avec six cylindres ou plus<br>Entraînement par vilebrequin pour voitures, camions et locomotives   |
| G 16    | Arbres d'entraînement (hélice, cardan) avec exigences particulières<br>Pièces de machines à broyer<br>Pièces de machines agricoles<br>Pièces détachées de moteurs (essence ou diesel) pour voitures, camions et locomotives<br>Entraînement par vilebrequin pour moteurs avec six cylindres ou plus dans des conditions particulières  |
| G 6.3   | Eléments de machines de transformation<br>Engrenage de turbines marines principales (marine marchande)<br>Tambours centrifuges<br>Ventilateurs<br>Montage de rotor avec turbines à gaz pour l'aéronautique<br>Volants<br>Impulseurs de pompes<br>Machines-outils et pièces de machines courantes<br>Armatures électriques normales<br>Pièces détachées de moteurs avec exigences particulières |
| G 2.5   | Turbines à gaz et à vapeur y compris les turbines marines principales (marine marchande)<br>Rotor de turbo-générateurs rigides<br>Turbo-compresseurs<br>Entraînements de machines-outils<br>Armatures électriques grandes et moyennes avec exigences particulières<br>Petites armatures électriques<br>Pompes à entraînement par turbine   |
| G 1     | Entraînements de magnétophones<br>Entraînement de meules<br>Petites armatures électriques avec exigences particulières   |
| G 0.4   | Broches, disques et armatures de meules de précision<br>Gyroscopes   |

## 8 Utilisation de l'abaque donnant le niveau d'équilibrage. (exemple)

### Données initiales

Type de machine: Ventilateur G=6,3

Fréquence de rotation: 913 tr/mn

### Résultats de la mesure d'équilibrage::

niveau vitesse vibratoire:  $v=11,5\text{mm/s}$

déphasage  $f$

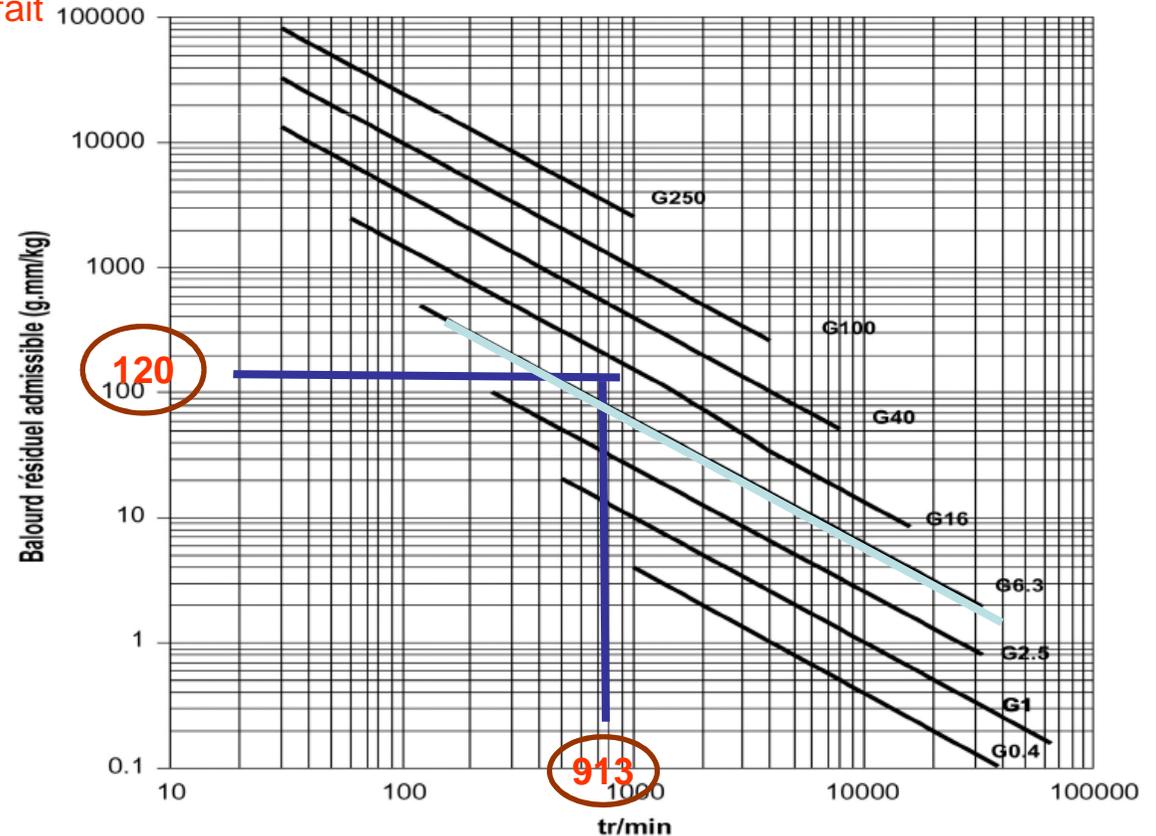
### Vérifications::

Calcul déplacement du CdG:

$$e = \frac{v}{\omega} = \frac{11,5}{2\pi \cdot \frac{913}{60}} = 0,120\text{mm} = 120\mu\text{m}$$

Report des valeurs sur l'abaque et conclusions.

Le niveau requis d'équilibrage n'est pas satisfait



### Données initiales

Type de machine: Ventilateur G=6,3  
Fréquence de rotation: 913 tr/mn  
Masse rotor: M = 30 kg  
Rayon correction éventuelle: r=337mm

### Résultats de la mesure d'équilibrage::

niveau vitesse vibratoire: v=11,5mm/s  
déphasage f

1- Calcul déplacement du CdG: 
$$e = \frac{v}{\omega} = \frac{11,5}{2\pi \cdot \frac{913}{60}} = 0,120 \text{ mm} = 120 \mu\text{m}$$

2 - calcul de la masse du déséquilibre admissible ( $m_{\text{admi}}$ ):

$$m_{\text{admi}} = \frac{e}{r} \times M = \frac{120}{337} \times 30 = 10,68 \text{ g}$$

3 -Masse d'essai à utiliser:

-Pour 1 plan  $5 \times m_{\text{admi}} < m_{\text{ess}} < 10 \times m_{\text{admi}}$  -Pour 2 plans prendre la moitié:

Dans l'exemple, 
$$m_{\text{ess}} = 7,5 \times m = 7,5 \times 10,68 = 80 \text{ g}$$

4- Vérification de l'évolution des mesures suite à l'essai:

La valeur de la masse d'essai doit générer une variation supérieure à 25 % de la vitesse vibratoire (règle de l'art).  
La position de la masse d'essai sur la circonférence doit générer une variation supérieure à 25 degrés de la mesure de phase (règle de l'art).

**Données:**

**Résultats mesures balourd initial :**

l'amplitude vibratoire:  $V_{bi} = 8\text{mm/s}$   
la phase  $f=135^\circ$

**Masse d'essai (25g), rayon de correction (30 cm)**

**Résultats mesures avec masse essai :**

l'amplitude vibratoire  $V=4\text{mm/s}$   
la phase  $f=45^\circ$

Tracé vecteur  $V_{bi}$

Tracé vecteur  $V_{bi + me}$

Tracé  $\vec{V}_{me}$

Détermination amplitude  $V_{me}$

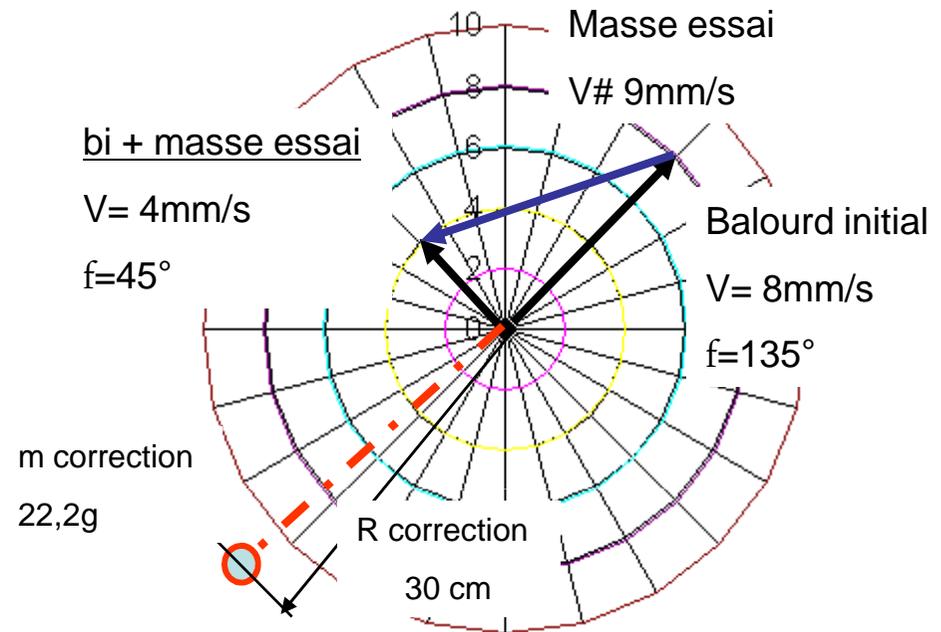
Phase  $f_{me}$

**Calcul de la masse de correction:**

**Positionnement de la masse de correction :**

A l'opposé du balourd initial

Au rayon de correction

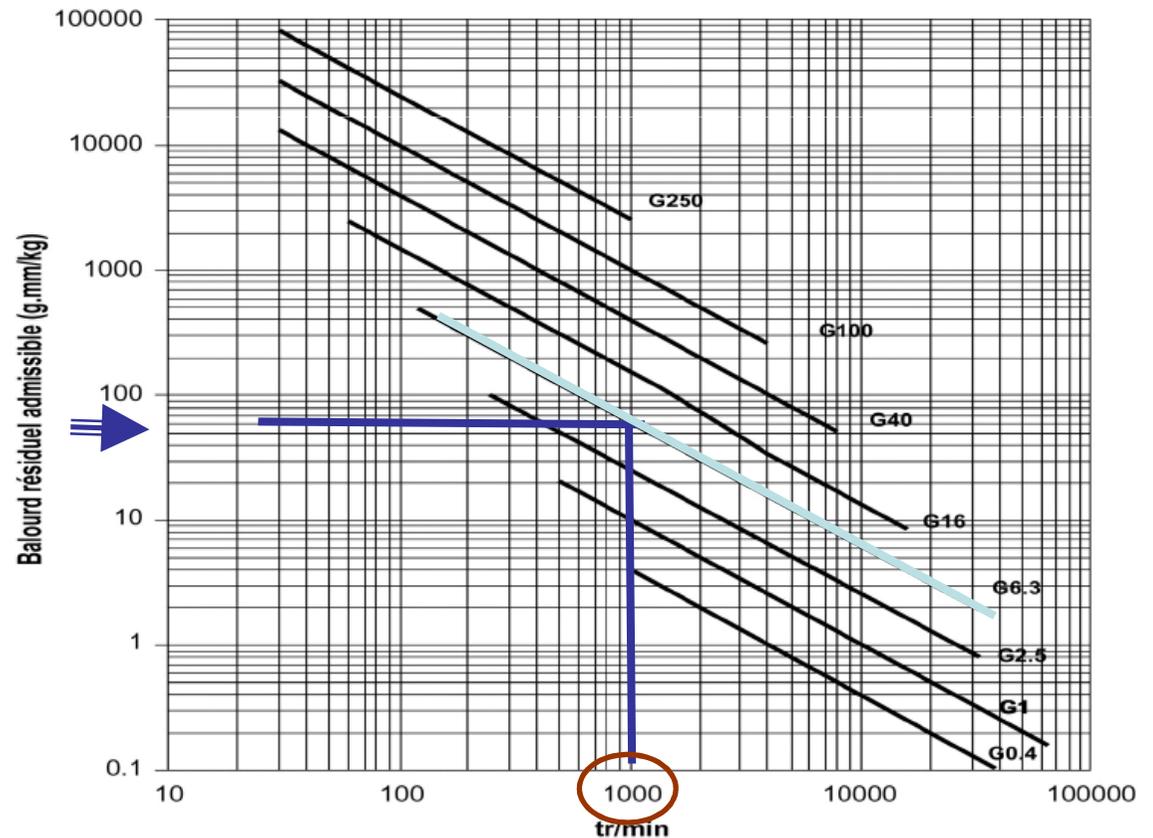
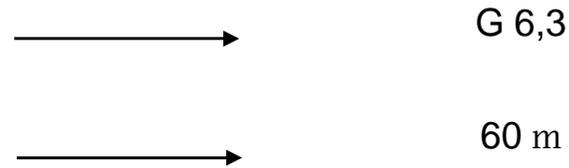


$$\vec{V}(m_{ess}) = \vec{V}(m_{bi} + m_{ess}) - \vec{V}(m_{bi})$$

$$m_{corr} = m_{bi} = \frac{m_{ess}}{V_{m_{ess}}} \times V_{m_{bi}} = \frac{25}{9} \times 8 = 22,2\text{g}$$

## 11 Equilibrage d'un arbre. (exemple 2 -1/4)

- Un ventilateur axial de 10 kg tourne à 1000 rpm dans le sens horaire et doit être équilibré de façon statique. La mesure de vibration initiale montre une amplitude de vitesse de 8 mm/s avec une phase de 135 degrés.
- a) Quelle qualité d'équilibrage préconisez vous d'après la norme ISO 1940.
- b) Quel est le balourd résiduel admissible selon la norme ISO 1940.



## 11 Equilibrage d'un arbre. (exemple 2 - 2/4)

---

- Un ventilateur axial de 10 kg tourne à 1000 rpm dans le sens horaire et doit être équilibré de façon statique. La mesure de vibration initiale montre une amplitude de vitesse de 8 mm/s avec une phase de 135 degrés.
- Quelle masse d'essai préconisez vous pour faire les essais d'équilibrage, si on la pose à un rayon de 30 cm.

1- Calcul déplacement du CdG: 
$$e = \frac{v}{\omega} = \frac{8}{2\pi \cdot \frac{1000}{60}} = 0,076mm = 76\mu$$

2 - calcul de la masse du déséquilibre admissible ( $m_{admi}$ ):

$$m_{admi} = \frac{e}{r} \times M = \frac{76}{300} \times 10 = 2,53g$$

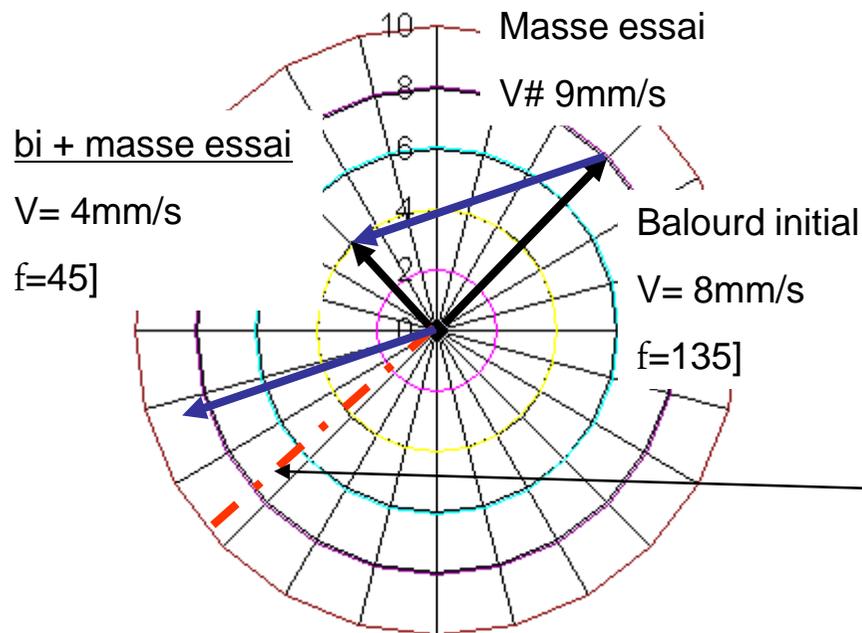
3 - Masse d'essai à utiliser:

In situ      mess #10 x  $m_{admi}$       =25g

Equilibreuse      mess #10 x  $m_{admi}$

## 11 Equilibrage d'un arbre. (exemple 2 - 3/4)

- Un ventilateur axial de 10 kg tourne à 1000 rpm dans le sens horaire et doit être équilibré de façon statique. La mesure de vibration initiale montre une amplitude de vitesse de 8 mm/s avec une phase de 135 degrés.
- a) Après avoir posé la masse d'essai à un rayon de 30 cm, la vibration tombe à 4 mm/s avec une phase de 45 degrés. Déterminez la masse d'équilibrage à poser à un rayon de 30 cm ainsi que sa position par rapport à la masse d'essai.



$$m_{corr} = \frac{m_{ess}}{V_{m_{ess}}} \times V_{m_{bi}} = \frac{25}{9} \times 8 = 22,2g$$

Position de la masse de correction / repère rotor:

$$135 + 180 = 315^\circ$$

### 11 Equilibrage d'un arbre. (exemple 2 - 4/4)

- Un ventilateur axial de 10 kg tourne à 1000 rpm dans le sens horaire et doit être équilibré de façon statique. La mesure de vibration initiale montre une amplitude de vitesse de 8 mm/s avec une phase de 135 degrés.
- Après avoir installé la masse d'équilibrage, la vibration tombe à 1 mm/s. Est-ce que l'équilibrage est suffisant?

$$e = \frac{v}{\omega} = \frac{1}{2\pi \cdot \frac{1000}{60}} = 0,0095\text{mm} = 0,9\mu$$

L'équilibrage est excellent

