

---

# Norme internationale



# 5406

---

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION • МЕЖДУНАРОДНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ • ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION

---

## Équilibrage mécanique des rotors flexibles

*The mechanical balancing of flexible rotors*

Première édition — 1980-11-01

**iTeh STANDARD PREVIEW**  
**(standards.iteh.ai)**

ISO 5406:1980

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/511d62ec-49aa-44fb-b710-465399b1f634/iso-5406-1980>

---

CDU 62-253 : 62-755

Réf. n° : ISO 5406-1980 (F)

Descripteurs : rotor, équilibrage, généralités, classification, définition, essai, mesurage, matériel d'équilibrage, calcul.

Prix basé sur 30 pages

## Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique correspondant. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO, participent également aux travaux.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour approbation, avant leur acceptation comme Normes internationales par le Conseil de l'ISO.

La Norme internationale ISO 5406 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 108, *Vibrations et chocs mécaniques*, et a été soumise aux comités membres en février 1979.

Les comités membres des pays suivants l'ont approuvée : **ISO 5406:1980**

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/511d62ec-49aa-44fb-b710-465399b1f654/iso-5406-1980>

Afrique du Sud, Rép. d'	Espagne	Pologne
Allemagne, R. F.	Finlande	Royaume-Uni
Australie	Italie	Suède
Autriche	Jamahiriya arabe libyenne	Tchécoslovaquie
Belgique	Japon	USA
Bésil	Nouvelle-Zélande	
Chili	Pays-Bas	

Le comité membre du pays suivant l'a désapprouvée pour des raisons techniques :

France

## Sommaire

Page

0	Introduction .....	1
1	Objet et domaine d'application .....	1
2	Références .....	1
3	Définitions .....	1
4	Principe de la dynamique du rotor flexible en ce qui concerne l'équilibrage .....	2
5	Classification .....	6
6	Facteurs déterminant la classification des rotors de la classe 2 .....	7
7	Méthodes d'équilibrage .....	10
8	Évaluation du déséquilibre final .....	15
9	Critère de détermination de la qualité d'équilibrage .....	19

## Annexes

A	Théorie de la méthode matricielle des coefficients d'influence .....	20
B	Notes d'avertissement concernant les rotors à plusieurs travées <i>in situ</i> .....	22
C	Dérivation du déséquilibre initial maximal admissible .....	23
D	Méthode de calcul du déséquilibre .....	27
E	Équilibrage, à basse vitesse dans trois plans, des rotors de la classe 2d .....	28

**iTeh STANDARD PREVIEW**  
**(standards.iteh.ai)**

ISO 5406:1980

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/511d62ec-49aa-44fb-b710-465399b1f634/iso-5406-1980>

# Équilibrage mécanique des rotors flexibles

## 0 Introduction

La présente Norme internationale a pour but de classer les rotors en groupes correspondant aux exigences en matière d'équilibrage, d'établir des méthodes d'évaluation du déséquilibre final, et de fournir des premières directives pour la définition des degrés de qualité d'équilibrage, afin qu'ils puissent être établis pour tous les types de rotors flexibles.

Dans la phase suivante du développement de ces degrés de qualité, les critères pour l'évaluation du déséquilibre des rotors flexibles seront décrits en détail dans un additif de la présente Norme internationale.

La présente Norme internationale, à bien des égards, complémentaire de l'ISO 1940, il est recommandé lors des applications, de consulter ensemble ces deux documents.

## 1 Objet et domaine d'application

La présente Norme internationale classe les rotors en groupes correspondant aux exigences en matière d'équilibrage; elle détermine les méthodes d'évaluation du déséquilibre final et fournit les premières directives pour les critères de qualité d'équilibrage final.

Tous les rotors sont donc classés de manière à indiquer ceux qui peuvent être équilibrés par des techniques d'équilibrage de rotor rigide, normales ou modifiées et ceux qui demandent un équilibrage à vitesse élevée. La classification des rotors dans des catégories différentes permet l'emploi de méthodes d'équilibrage simplifiées pour quelques rotors et elle garantit, pour les autres rotors, une opération d'équilibrage qui est, si nécessaire, effectuée par une méthode appropriée.

Comme dans le cas de l'ISO 1940, le rôle de la présente Norme internationale n'est pas de servir de spécifications d'acceptation pour n'importe quel groupe de rotors, mais plutôt de donner des indications sur la façon d'éviter de graves erreurs ainsi que des exigences excessives ou impossible à satisfaire. Toutefois, elle peut servir de base pour des recherches plus poussées, par exemple, lorsque, dans des cas particuliers, il est nécessaire de déterminer avec plus d'exactitude la qualité d'équilibrage requise. Si les limites spécifiées ou les méthodes de fabrication et d'équilibrage sont respectées, des conditions de fonctionnement satisfaisantes peuvent probablement être escomptées. Toutefois, il peut se présenter des cas où des dérogations aux spécifications de la présente Norme internationale peuvent être nécessaires.

## 2 Références

ISO 1925, *Équilibrage — Vocabulaire.*

ISO 1940, *Qualité d'équilibrage des corps rigides en rotation.*

ISO 2041, *Vibrations et chocs — Vocabulaire.*

ISO 2953, *Machines à équilibrer — Description, caractéristiques et possibilités.*

## 3 Définitions

**3.1** Les définitions de l'ISO 1925 ayant trait à l'équilibrage mécanique et plusieurs définitions de l'ISO 2041 ayant trait aux vibrations et chocs sont applicables dans le cadre de la présente Norme internationale.

**3.2** Pour faciliter la tâche de l'utilisateur de la présente Norme internationale, les définitions et termes suivants, identiques à ceux de l'ISO 1925, sont répétés (dans les cas de 3.4 et 3.15 les définitions sont adaptées de celles de l'ISO 1925).

**3.3 rotor rigide :** Un rotor est considéré comme rigide quand il peut être corrigé dans deux plans quelconques (choisis arbitrairement) et qu'après cette correction, son déséquilibre ne dépasse pas d'une façon significative les tolérances d'équilibrage (relatives à l'axe de l'arbre) pour toutes les vitesses jusqu'à la vitesse de fonctionnement maximale et lorsqu'il tourne dans des conditions qui s'approchent étroitement de celles du système d'appui définitif.

**3.4 rotor flexible :** Un rotor est flexible quand il ne satisfait pas à la définition 3.3 à cause d'une déformation par flexion.

**3.5 support du palier :** Partie ou ensemble des parties qui transmettent la charge du palier au corps principal de la structure.

**3.6 assise :** Structure sur laquelle repose le système mécanique.

### NOTES

1 L'assise peut être fixe dans l'espace ou être animée d'un mouvement constituant, le cas échéant, une excitation pour le système installé dessus.

2 En matière d'équilibrage et de vibration de machines tournantes, l'assise est habituellement la structure de base lourde sur laquelle la machine est montée.

**3.7 déséquilibre initial contrôlé :** Déséquilibre initial réduit au minimum par l'équilibrage individuel de chaque élément et/ou par le fait d'un choix judicieux de la conception, de la fabrication et de l'assemblage du rotor.

**3.8 vitesse critique de flexion (d'un rotor) :** Vitesse à laquelle un rotor atteint une flexion maximale et pour laquelle la flexion du rotor est plus importante que celle des paliers.

**3.9 mode principal de flexion (d'un rotor) :** Pour les ensembles rotor/paliers non amortis, mode caractérisé par la déformation élastique que prend le rotor à l'une de ses vitesses critiques de flexion.

**3.10 équilibrage modal :** Opération d'équilibrage des rotors flexibles au cours de laquelle sont effectuées des corrections en vue de réduire les amplitudes dans les différents modes principaux de flexion, afin qu'elles se tiennent dans les limites spécifiées.

**3.11 déséquilibre modal d'ordre  $n$  :** Déséquilibre qui n'affecte que le  $n^{\text{ème}}$  mode principal de la configuration de la déformation de l'ensemble rotor/paliers.

NOTE — Le déséquilibre modal d'ordre  $n$  n'est pas un déséquilibre simple mais représente la répartition  $u_n(z)$  des déséquilibres au  $n^{\text{ème}}$  mode principal. Il peut se représenter sous forme mathématique en fonction de son effet sur le  $n^{\text{ème}}$  mode principal par un vecteur de déséquilibre unique  $\vec{U}_n$  calculé d'après la formule :

$$\vec{U}_n = \int_0^1 \vec{u}_n(z) \phi_n(z) dz$$

où  $\phi_n(z)$  est la fonction modale.

**3.12 déséquilibre modal équivalent d'ordre  $n$  :** Déséquilibre unique minimal  $\vec{U}_{ne}$ , équivalent au déséquilibre modal d'ordre  $n$  de par ses effets sur le  $n^{\text{ème}}$  mode principal de la configuration de la déformation.

NOTES

1  $\vec{U}_n$  et  $\vec{U}_{ne}$  sont liés par la relation  $\vec{U}_n = \vec{U}_{ne} \phi_n(z_e)$  où  $\phi_n(z_e)$  est la valeur de la fonction modale pour  $z = z_e$ , coordonnée axiale du plan transversal sur lequel  $U_{ne}$  est appliqué.

2 L'ensemble des masses d'équilibrage réparties dans un nombre approprié de plans de correction et calculées de manière à agir sur le mode en question peut être désigné par les termes : « ensemble des déséquilibres modaux équivalents d'ordre  $n$  ».

3 Les déséquilibres modaux équivalents d'ordre  $n$  affecteront d'autres modes que le  $n^{\text{ème}}$ .

**3.13 tolérances de déséquilibre modal :** Pour un mode déterminé, grandeur du déséquilibre modal spécifiée comme étant la valeur maximale en dessous de laquelle un déséquilibre affectant ce mode est considéré comme acceptable.

**3.14 vibration à un multiple de la fréquence de rotation :** Vibration apparaissant à une fréquence égale à un multiple entier de la fréquence de rotation.

NOTE — Cette vibration peut être causée par l'anisotropie du rotor, la non-linéarité des caractéristiques de l'ensemble rotor/paliers, ou d'autres phénomènes.

**3.15 déséquilibre causé par la condition thermique :** Variation du comportement d'un rotor dont l'état de déséquilibre est altéré de façon sensible par les changements de sa température.

NOTE — La variation du comportement peut être permanente ou temporaire.

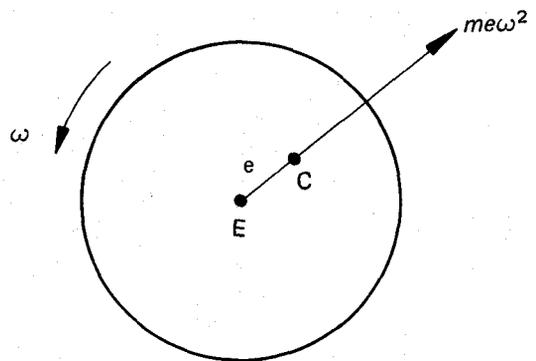
**3.16 équilibrage à basse vitesse (concerne les rotors flexibles) :** Méthode d'équilibrage à une vitesse pour laquelle le rotor à équilibrer peut être considéré comme rigide.

**3.17 équilibrage à haute vitesse (concerne les rotors flexibles) :** Méthode d'équilibrage à des vitesses pour lesquelles le rotor à équilibrer ne peut être considéré comme rigide.

**4 Principe de la dynamique du rotor flexible en ce qui concerne l'équilibrage**

**4.1 Mouvement d'un rotor flexible**

On considère une tranche d'un arbre perpendiculaire à l'axe de l'arbre (voir figure 1), où la section transversale de l'arbre est circulaire pour simplifier le schéma). On suppose que, lorsque l'arbre n'est pas entraîné en rotation, son axe rencontre la tranche en son centre géométrique E (dans la présente Norme internationale, on admettra que la déformation de l'arbre due à la pesanteur est négligeable). Le centre de masse C de la tranche est généralement décalé du point E d'une faible distance  $e$  due aux petites imperfections se produisant inévitablement dans l'arbre au cours de la fabrication (en raison des erreurs de moulage, des tolérances d'usinage etc.). La masse  $m$  de la tranche et la distance de décalage  $e$  constituent une mesure du déséquilibre dans la tranche considérée, à savoir,  $m \times e$ .



**Figure 1 — Force centrifuge agissant sur une tranche élémentaire d'un arbre entraîné en rotation autour de son centre géométrique**

Si l'arbre est initialement entraîné en rotation autour de son axe à une vitesse angulaire  $\omega$ , la tranche commence à tourner dans son propre plan, à une vitesse  $\omega$ , autour d'un axe passant par le point E. Une force centrifuge  $m e \omega^2$  s'exerce ainsi sur la tranche. Cette force est perpendiculaire à l'axe de l'arbre et peut être accompagnée, à d'autres sections transversales le long de l'arbre, de forces similaires susceptibles de varier en grandeur et direction le long dudit arbre. Ces forces provoquent une flexion de l'arbre, cette flexion modifiant les forces résultantes agissant sur l'arbre.

Un fonctionnement satisfaisant de l'arbre peut être spécifié en fonction de l'une des conditions suivantes :

- a) vibration causée par des forces de déséquilibre;
- b) limitations des forces résultantes exercées par l'arbre sur les paliers;
- c) déséquilibre résiduel.

Dans tous les cas où il est nécessaire de réduire les forces de déséquilibre, cette réduction est habituellement obtenue en fixant une répartition axiale appropriée des masses de correction le long de l'arbre. Il n'est pas pratique et, en fait, il n'est pas nécessaire, d'équilibrer l'arbre exactement (c'est-à-dire que  $e$  soit égal à zéro dans toutes les sections transversales le long de l'arbre), de sorte qu'il y aura toujours un déséquilibre résiduel réparti le long de l'arbre.

## 4.2 Répartition du déséquilibre

Si l'on fait abstraction de caractéristiques spéciales de construction, la répartition axiale du déséquilibre le long du rotor est vraisemblablement aléatoire. La répartition peut être influencée d'une manière importante par la présence de grands déséquilibres locaux provenant de disques ou accouplements ajustés de force.

La méthode de construction peut influencer notablement la grandeur et la répartition du déséquilibre le long d'un rotor. Des

rotors peuvent être usinés à partir d'une seule pièce forgée, ou construits par assemblage de plusieurs éléments. Par exemple, des rotors pour réacteurs sont construits en assemblant plusieurs éléments d'enveloppe et de disque, tandis que des rotors pour alternateurs sont habituellement fabriqués d'une seule pièce, bien qu'ils puissent toutefois comporter des éléments supplémentaires assemblés.

Du fait que le déséquilibre le long d'un rotor est aléatoire, la répartition du déséquilibre le long de deux rotors identiques peut être similaire, mais les répartitions seront rarement identiques. En effet, les différences significatives dans le déséquilibre initial et le déséquilibre résiduel sont les mêmes pour des rotors identiques. La répartition du déséquilibre a une plus grande importance dans un rotor flexible que dans un rotor rigide, car elle détermine le degré de vibration auquel n'importe quel mode de flexion est excité. De plus, l'amplitude de la force du déséquilibre en n'importe quel point le long du rotor dépend de la déformation par flexion du rotor en ce point.

La correction du déséquilibre dans des plans axiaux le long du rotor autres que ceux dans lesquels le déséquilibre est créé, peut provoquer des vibrations à des vitesses différentes de celles pour lesquelles le rotor a été initialement équilibré. Dans certains cas, les vibrations peuvent dépasser les tolérances spécifiées, en particulier aux vitesses critiques.

Les rotors qui s'échauffent en cours de fonctionnement sont susceptibles de subir des déformations thermiques qui peuvent entraîner des variations dans le déséquilibre.

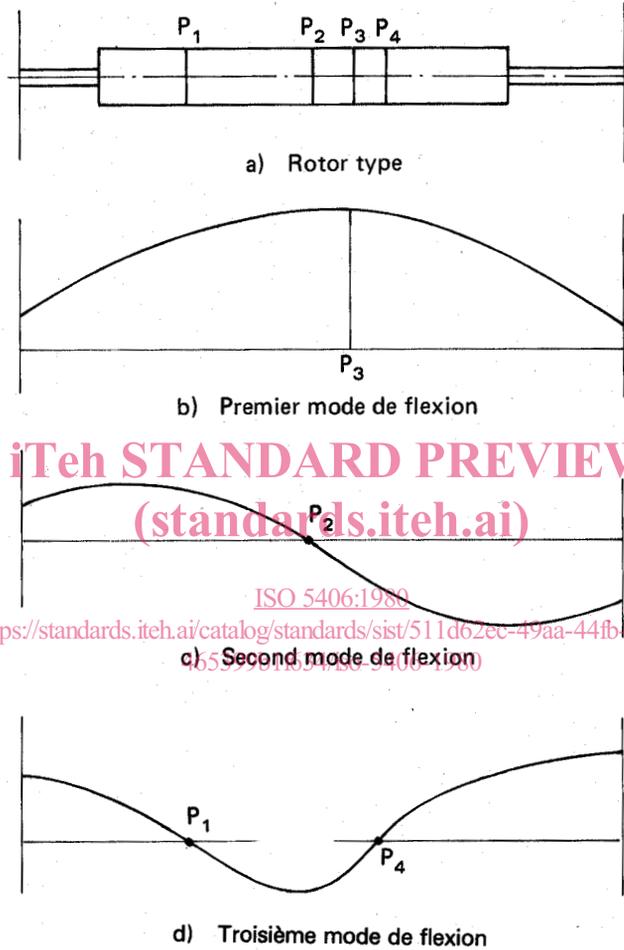
ISO 5406:1980

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/511d62ec-49aa-44fb-b710-465399b1f634/iso-5406-1980>

4.3 Formes de modes d'un rotor flexible

Si l'amortissement est négligé, les modes d'un rotor sont les modes principaux de flexion et, dans le cas d'un rotor supporté par les paliers «isotropiques», ces modes de flexion sont des

courbes planes en rotation autour de l'axe de l'arbre. Les courbes typiques pour les trois modes principaux les plus bas, d'un rotor simple, supporté par des paliers flexibles à proximité de ses extrémités, sont illustrées à la figure 2.



iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

ISO 5406:1980

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/511d62ec-49aa-44fb-b710-555555555555>

555555555555

Figure 2 — Formes de modes typiques pour des rotors flexibles montés sur des supports flexibles

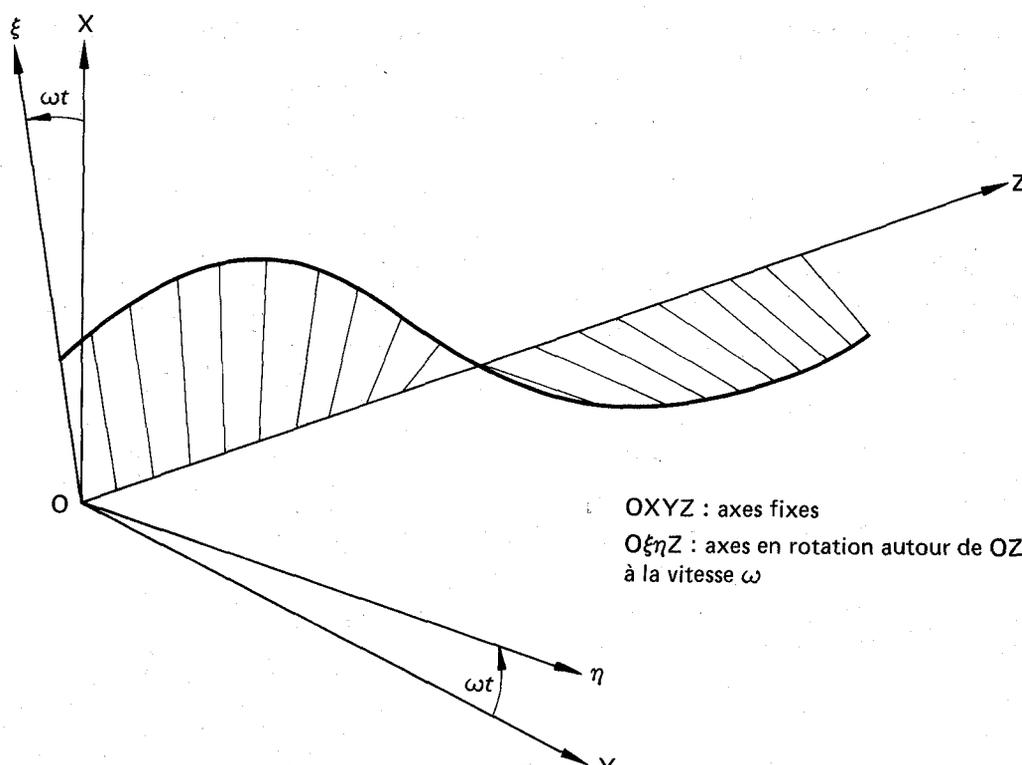


Figure 3 — Deuxième forme éventuelle de mode amorti

Pour un ensemble rotor/palier amorti, les modes de flexion peuvent être des courbes dans l'espace, en rotation autour de l'axe de l'arbre, particulièrement dans le cas d'un amortissement important obtenu éventuellement par des paliers à film fluide. Un second mode sensiblement amorti est illustré à la figure 3. Dans certains cas, les modes amortis peuvent être approximativement traités comme des modes principaux et, dès lors, considérés comme des courbes planes en rotation. Il y a lieu de souligner que les formes des modes et la réponse du rotor sont fortement influencées par les propriétés dynamiques et les emplacements axiaux des paliers et de leurs assises.

#### 4.4 Réponse d'un rotor flexible au déséquilibre

La répartition du déséquilibre peut être exprimée en fonction des éléments modaux et la flexion dans chaque mode est provoquée par des éléments modaux de déséquilibre correspondants. De plus, la réponse du rotor à proximité d'une vitesse critique est habituellement prédominante dans le mode associé. La réponse modale du rotor est maximale lorsque la vitesse critique du rotor correspond à ce mode. En conséquence, lorsqu'un rotor est entraîné en rotation à une vitesse voisine de la vitesse critique, il est convenu d'adopter une forme de flexion correspondant au mode associé à cette vitesse critique. Le degré pour lequel le rotor présente dans ces circonstances de grandes amplitudes de flexion, est déterminé à la fois par la composante du déséquilibre dans le mode en question et par la valeur des amortissements créés par le système du rotor, dans ces conditions.

Si la composante du déséquilibre dans un mode particulier est réduite par un nombre de masses discrètes, la composante modale de flexion correspondante est alors réduite d'une manière similaire. Cette réduction des composantes modales forme la base de deux des méthodes d'équilibrage décrites en annexe A.

Si le rotor a une vitesse voisine de sa première vitesse critique, la forme de flexion du rotor tend à s'approcher de la forme de flexion illustrée à la figure 2 b). Les formes de flexion du rotor en rotation à une vitesse voisine de sa deuxième ou troisième vitesse critique, ressemblent de la même façon aux formes de flexion représentées aux figures 2 c) et 2 d). Les mêmes commentaires s'appliquent aux modes plus élevés.

Des modes principaux du type représenté aux figures 2 b) à 2 d) déterminent les composantes modales du déséquilibre. De plus, l'effet d'équilibrage produit par une correction donnée dans un mode particulier dépend de l'ordonnée sur la courbe de forme de mode à l'emplacement axial de la correction. De cette façon, une masse d'équilibrage fixée au rotor à la figure 2 a) dans le plan  $P_2$  ne provoquera pas de changement de réponse dans le deuxième mode. Une masse de correction fixée, soit en  $P_1$ , soit en  $P_4$ , n'affectera pas non plus la réponse dans le troisième mode. Réciproquement, une masse d'équilibrage dans le plan  $P_3$  provoquera l'effet maximal sur le premier mode. Si l'ensemble rotor/palier a un amortissement important, la flexion du rotor formera des courbes dans l'espace, qui sont en relation avec les formes de mode amorties, mentionnées ci-dessus. Dans de telles circonstances, pour des vitesses voisines de la deuxième vitesse critique, une courbe de flexion type ressemblerait à celle illustrée à la figure 3.

#### 4.5 Buts de l'équilibrage d'un rotor flexible

Il a déjà été observé qu'il n'est pas pratique d'équilibrer un rotor, avec exactitude c'est-à-dire, d'assurer que le décalage  $\epsilon$  soit égal à zéro pour toutes les sections le long du rotor. En effet, les buts de l'équilibrage sont nombreux, et sont déterminés en premier lieu par les exigences de fonctionnement de la machine. Avant d'équilibrer un rotor particulier, il est souhaitable de décider quels sont les critères d'équilibrage les plus

appropriés. De cette façon, le procédé d'équilibrage peut être rendu efficace et économique et peut satisfaire encore aux besoins de l'utilisateur.

En général, l'équilibrage est habituellement un procédé où la vibration du rotor, la vibration du palier ou les forces du palier sont réduites à des tolérances appropriées spécifiées. Pour certaines applications, il est seulement nécessaire d'équilibrer les rotors à une seule vitesse, mais dans bien des cas, les vibrations ou les forces oscillatoires dues au déséquilibre doivent être réduites à des valeurs inférieures suivant une gamme de vitesses comprenant plusieurs vitesses critiques.

Il y a également lieu de ne pas perdre de vue que le but définitif de l'équilibrage est d'assurer un fonctionnement satisfaisant du rotor dans ses conditions de fonctionnement et non seulement dans les conditions plus favorables de l'équilibrage. En conséquence, il peut être souhaitable de simuler des conditions de support de service en spécifiant des paliers pour les conditions de l'équilibrage. Les paliers et les supports utilisés pour l'équilibrage, devraient ainsi reproduire, dans la mesure requise, la masse et la rigidité des paliers de service.

#### 4.6 Dispositions nécessaires pour des plans de correction

Des masses de correction sont fixées à un rotor pour compenser l'effet d'un défaut initial d'équilibrage. Bien que le déséquilibre ait invariablement une répartition aléatoire le long du rotor, les masses correctrices ont des valeurs discrètes distribuées le long de l'axe du rotor et angulairement sur le pourtour de ce rotor. Les rotors sont souvent équilibrés par la méthode modale; dans ce cas, des masses correctrices sont placées le long du rotor de façon qu'à chaque stade de la procédure les nouvelles masses correctrices ne perturbent pas les modes déjà équilibrés (voir annexe A). Le nombre exact d'emplacements axiaux le long du rotor, nécessaires pour cette méthode, dépend dans une certaine mesure de la procédure particulière adoptée. En général, si la vitesse de fonctionnement du rotor dépasse la  $n^{\text{ième}}$  vitesse critique, au moins  $(n + 2)$  plans correcteurs (transversaux à l'axe du rotor) sont alors nécessaires le long du rotor.

Dans la pratique, le nombre d'emplacements axiaux disponibles pour une utilisation comme plans de correction se trouve souvent réduit par des considérations de conception (et dans l'équilibrage sur place par des limites d'accessibilité). Un nombre approprié de plans de correction devrait être prévu au stade de la conception. Pour des rotors de turbines, deux plans d'extrémité et un plan médian sont normalement disponibles. Pour des rotors de générateurs, un minimum de deux plans d'extrémité et un plan médian sont habituellement disponibles dans les conditions d'équilibrage. Pour des machines plus grandes (avec plus de rotors flexibles et plus de vitesses critiques inférieures à la vitesse de fonctionnement maximale), quelques fabricants ont utilisé deux plans supplémentaires ou des plans multiples. Des rotors pour compresseurs centrifuges sont habituellement équilibrés ensemble dans les plans d'extrémité seulement après que chaque disque et l'arbre aient été équilibrés séparément sur une machine à équilibrer à faible vitesse. Compte tenu de ces limites, une haute ingéniosité est souvent requise de la part du spécialiste de l'équilibrage.

#### 4.7 Rotors accouplés

Lors de l'évaluation de rotors accouplés, la nomenclature des vitesses critiques demande à être clarifiée pour la raison suivante. On considère deux rotors. Chaque rotor présente une série de vitesses critiques et une série de formes de modes, habituellement différentes de celles de l'autre rotor. Lorsque les deux rotors sont accouplés, l'ensemble aura également une série de vitesses critiques et une série de formes de modes. Toutefois, ces vitesses ne sont ni égales aux vitesses critiques ni en relation avec les vitesses critiques des rotors non accouplés. De plus, la forme de flexion de chaque partie de l'ensemble accouplé, lorsqu'il est en vibration dans un des modes principaux accouplés, ne doit pas être simplement en relation avec n'importe quelle forme de mode du rotor non accouplé correspondant. Théoriquement, la répartition du déséquilibre le long de deux ou plusieurs rotors accouplés devrait être traitée en fonction des éléments modaux par rapport au système accouplé et non par rapport aux modes des rotors non accouplés.

Dans la pratique, il est souhaitable d'équilibrer chaque rotor séparément comme un arbre non accouplé pour simplifier le procédé de production. Bien qu'aucune indication générale simple ne puisse être formulée, il est souvent possible de comparer approximativement les formes de modes accouplés et non accouplés et les vitesses critiques, et dans la plupart des cas, une telle méthode approximative est suffisante pour assurer un fonctionnement satisfaisant des rotors accouplés. Le degré d'application de cette technique simple, dépend des formes de modes et des vitesses critiques des rotors accouplés et non accouplés, de la rigidité de l'accouplement et des sections de l'arbre d'accouplement, de la répartition du déséquilibre (laquelle est inconnue) et du déséquilibre et en particulier des erreurs d'usinage de l'ensemble de l'accouplement. Cette technique est satisfaisante si l'accouplement est flexible. Il y a toutefois lieu, de noter qu'à strictement parler, chaque rotor ne peut être considéré séparément pour l'équilibrage qu'à condition que ses formes de flexion modale, lorsqu'elles font partie de l'ensemble accouplé, ne diffèrent pas sensiblement des formes de modes non accouplés.

D'autre part, l'équilibrage d'un rotor à simple travée conformément à ses formes de modes n'est pas un but en soi. Si des techniques d'équilibrage modal sont utilisées, le but final est de recueillir des informations aussi exactes que possible en ce qui concerne le déséquilibre et sa répartition le long du rotor, et de le corriger le mieux possible dans une gamme de vitesses. Si ce but est atteint, il n'est pas nécessaire d'avoir les mêmes formes modales ou les mêmes fréquences naturelles pendant l'équilibrage et pendant le fonctionnement du rotor *in situ*.

Lorsque deux rotors, montés chacun séparément dans ses propres paliers, sont accouplés, il est probable que chaque rotor puisse être équilibré séparément, en tant que rotor indépendant, à condition que l'accouplement ne constitue pas une masse importante en porte à faux sur l'un des rotors, comparativement à la masse de l'ensemble du rotor.

### 5 Classification

5.1 Compte tenu de l'objet de la présente Norme internationale, les rotors ont été divisés en cinq classes principales, comme indiqué ci-dessous et dans le tableau. Chaque classe requiert des techniques d'équilibrage différentes.

Classe 1 — Rotor dont le déséquilibre peut être corrigé dans deux plans (choisis arbitrairement) de façon qu'après correction, son déséquilibre ne change pas notablement à une vitesse quelconque jusqu'à la vitesse maximale de service. Les rotors de ce type peuvent être corrigés par des méthodes d'équilibrage de rotor rigide.<sup>1)</sup>

Classe 2 — Rotor qui ne peut être considéré comme rigide, mais qui peut être équilibré en utilisant des techniques modifiées d'équilibrage de rotor rigide.

Classe 3 — Rotor qui ne peut être équilibré en utilisant des techniques modifiées d'équilibrage de rotor rigide, mais qui requiert l'utilisation de méthodes d'équilibrage à vitesse élevée.

Classe 4 — Rotor qui pourrait appartenir à la classe 1, 2 ou 3, mais présentant un ou deux éléments supplémentaires flexibles ou fixés flexiblement.

Classe 5 — Rotor qui pourrait appartenir à la classe 3 mais qui, pour certaines raisons, par exemple d'économie, est équilibré à une seule vitesse de fonctionnement.

NOTE — Le nombre de modes pris en considération dans l'opération d'équilibrage n'est pas nécessairement une indication du nombre de vitesses critiques, par lesquelles passe le rotor lorsqu'il est entraîné à la vitesse maximale de service.

**5.2** Les rotors de la classe 2 sont subdivisés comme suit (voir le tableau) :

- a) rotors dont la répartition axiale du déséquilibre est connue (classe 2a, 2b, 2c et 2d; également la classe 2e dont la répartition axiale est en partie connue);
- b) rotors dont la répartition axiale du déséquilibre est inconnue (classes 2f, 2g et 2h).

La subdivision des rotors de la classe 2 indique les raisons pour lesquelles les rotors peuvent souvent être équilibrés d'une manière satisfaisante à faible vitesse comme des rotors rigides, même s'ils sont flexibles. Certains rotors s'appliqueront à plus d'une catégorie de la subdivision.

**5.3** La classe 3 est subdivisée (voir le tableau), du fait que les techniques d'équilibrage, les critères et les exigences des paliers peuvent différer sensiblement pour différents rotors.

**5.4** Une subdivision des rotors de la classe 4 est indiquée en 7.4.

## 6 Facteurs déterminant la classification des rotors de la classe 2

### 6.1 Généralités

Une machine à équilibrer à basse vitesse prend seulement en considération les déséquilibres statiques et de couple d'un rotor et n'évalue pas l'effet de flexion dû aux éléments modaux du

déséquilibre. Certains rotors, équilibrés sur une machine à équilibrer à basse vitesse, peuvent par conséquent vibrer excessivement en passant à la fois par les vitesses critiques et par la vitesse de service. Il est toutefois possible, dans certains cas, d'équilibrer un rotor avec une machine à équilibrer à basse vitesse, de façon que non seulement les déséquilibres statiques et de couple soient annulés, mais également, que les déséquilibres modaux restants soient suffisamment faibles pour assurer un fonctionnement satisfaisant lorsque le rotor est placé dans son environnement final.

La valeur du déséquilibre modal restant dans un rotor, après correction des déséquilibres statiques et de couple, dépendra en partie des formes modales du rotor et des positions axiales des déséquilibres par rapport aux plans de correction utilisés.

Pour évaluer dans quelle mesure l'équilibrage à basse vitesse pourra être satisfaisant, il est nécessaire de considérer les facteurs mentionnés ci-après.

### 6.2 Répartition de la masse du rotor

On ne peut établir de règle générale quant à la répartition de la masse du rotor, à l'exception si les positions axiales des déséquilibres sont connues, que les plans d'équilibrage doivent être prévus dans les positions axiales les plus appropriées pour annuler l'effet des déséquilibres.

### 6.3 Rotors composés d'éléments individuels

Lorsqu'un rotor est composé d'éléments séparés, répartis axialement et montés concentriquement sur un arbre, la probabilité d'équilibre satisfaisant serait largement accrue en adoptant l'une des méthodes de fabrication suivantes, ou les deux :

- a) Chaque élément et l'arbre devraient être équilibrés individuellement comme un rotor rigide, aux tolérances spécifiées avant le montage. De plus, les concentricités des diamètres de l'arbre ou d'autres caractéristiques d'emplacement déterminant la position des éléments individuels sur l'arbre devraient être maintenues dans d'étroites tolérances relatives à l'axe de l'arbre.

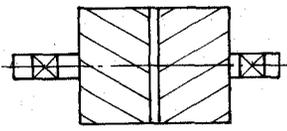
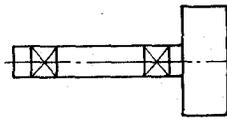
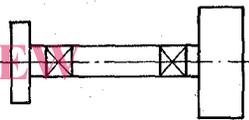
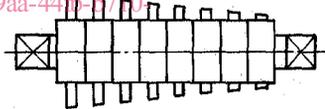
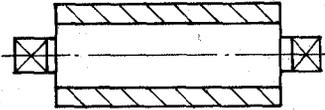
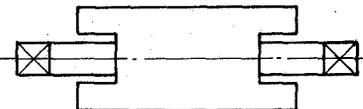
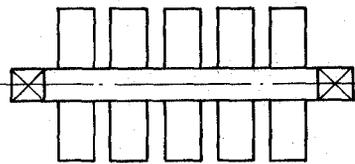
Les concentricités des diamètres du faux arbre (arbre d'équilibrage) ou d'autres caractéristiques d'emplacement déterminant chaque élément individuel sur le faux arbre devraient également être maintenues dans d'étroites tolérances relatives à l'axe du faux arbre. La concentricité du faux arbre peut être vérifiée en tournant la pièce usinée dans le faux arbre de 180°.

Lorsque les éléments de l'arbre sont équilibrés individuellement, il faudrait tenir compte de toutes caractéristiques asymétriques (telles que par exemple les clavettes) appartenant au rotor complet, mais qui ne peuvent pas être utilisées pour l'équilibre individuel des éléments séparés.

Il est recommandé de contrôler par le calcul le déséquilibre produit par les excentricités, pour les tolérances minimales de fabrication.

1) Des recommandations pour l'équilibrage des rotors rigides sont données dans l'ISO 1940.

Tableau — Classification des rotors

Classe de rotor	Description	Exemple
<b>Classe 1</b> (rotors rigides)	Rotor dont le déséquilibre peut être corrigé dans deux plans (choisis arbitrairement) de façon qu'après correction, son déséquilibre ne change pas notablement à une vitesse quelconque jusqu'à la vitesse maximale de service.	 Engrenage
<b>Classe 2</b> (rotor quasi-rigide)	<i>Rotor ne pouvant être considéré comme rigide, mais pouvant être équilibré en utilisant des techniques modifiées d'équilibrage du rotor rigide.</i>	—
<b>Rotor dont la répartition axiale du déséquilibre est connue</b>		
<b>Classe 2a</b>	Rotor ayant un seul plan transversal de déséquilibre, par exemple une masse unique sur un arbre flexible léger, dont le déséquilibre peut être négligé.	 Meule
<b>Classe 2b</b>	Rotor ayant deux plans transversaux de déséquilibre, par exemple deux masses sur un arbre léger, dont le déséquilibre peut être négligé.	 Meule avec poulie
<b>Classe 2c</b>	Rotor ayant plus de deux plans transversaux de déséquilibre.	 Rotor de compresseur
<b>Classe 2d</b>	Rotor ayant un déséquilibre uniformément ou linéairement variable.	 Rouleau de presse d'impression
<b>Classe 2e</b>	Rotor constitué d'une masse rigide d'une longueur axiale importante soutenue par des arbres flexibles dont le déséquilibre peut être négligé.	 Tambour de mémoire d'ordinateur
<b>Rotors dont la répartition axiale du déséquilibre est inconnue</b>		
<b>Classe 2f</b>	Rotor symétrique ayant deux plans de correction en bout, dont la vitesse maximale ne s'approche pas sensiblement de la seconde vitesse critique, et dont la gamme de vitesses de service n'inclut pas la première vitesse critique, et qui possède un déséquilibre initial contrôlé.	 Pompe centrifuge à étages multiples