

NORME  
INTERNATIONALE

**ISO**  
**11342**

Première édition  
1994-11-01

---

---

**Vibrations mécaniques — Méthodes et  
critères d'équilibrage mécanique des rotors  
flexibles**

**iTeh STANDARD PREVIEW**

*Mechanical vibration. — Methods and criteria for the mechanical balancing  
of flexible rotors*

[standards.iteh.ai](https://standards.iteh.ai)

[ISO 11342:1994](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-f9095c3ff5d4/iso-11342-1994)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-f9095c3ff5d4/iso-11342-1994>



Numéro de référence  
ISO 11342:1994(F)

## Sommaire

	Page
<b>Section 1 Généralités</b> .....	<b>1</b>
1.1 Domaine d'application .....	1
1.2 Références normatives .....	2
1.3 Définitions .....	2
<b>Section 2 Méthodes d'équilibrage</b> .....	<b>3</b>
2.1 Principes fondamentaux de la dynamique des rotors flexibles et de leur équilibrage .....	3
2.2 Classification .....	6
2.3 Équilibrage des rotors de la classe 2 .....	10
2.4 Équilibrage des rotors des classes 3, 4 et 5 .....	12
<b>Section 3 Critères</b> .....	<b>16</b>
3.1 Évaluation du balourd final .....	16
3.2 Choix des critères .....	18
3.3 Recommandations relatives aux critères de vibrations dans le dispositif d'équilibrage .....	19
3.4 Recommandations pour l'établissement des critères relatifs au balourd résiduel admissible dans des plans de correction spécifiés .....	21

## Annexes

<b>A</b> Notes d'avertissement concernant les rotors à plusieurs travées in situ .....	<b>23</b>
<b>B</b> Équilibrage à basse vitesse dans trois plans des rotors de la classe 2d .....	<b>24</b>
<b>C</b> Facteurs de conversion .....	<b>25</b>
<b>D</b> Détermination expérimentale des balourds modaux résiduels équivalents .....	<b>26</b>
<b>E</b> Procédure à appliquer pour déterminer si un rotor est rigide ou flexible .....	<b>27</b>

© ISO 1994

Droits de reproduction réservés. Sauf prescription différente, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'éditeur.

Organisation internationale de normalisation  
Case Postale 56 • CH-1211 Genève 20 • Suisse

Imprimé en Suisse

<b>F</b>	Exemples d'utilisation des facteurs de conversion .....	<b>29</b>
<b>G</b>	Méthode de calcul de la correction du déséquilibre .....	<b>31</b>
<b>H</b>	Définitions extraites de l'ISO 1925:1990 concernant les rotors flexibles .....	<b>32</b>
<b>J</b>	Bibliographie .....	<b>33</b>

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

[ISO 11342:1994](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-f9095c3ff5d4/iso-11342-1994)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-f9095c3ff5d4/iso-11342-1994>

## 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 en général confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux. L'ISO collabore étroitement avec la Commission électrotechnique internationale (CEI) en ce qui concerne la normalisation électrotechnique.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour vote. Leur publication comme Normes internationales requiert l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

La Norme internationale ISO 11342 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 108, *Vibrations et chocs mécaniques*, sous-comité SC 1, *Équilibrage, y compris les machines à équilibrer*.

Cette première édition de l'ISO 11342 annule et remplace l'ISO 5406:1980 et l'ISO 5343:1983.

Les annexes A, B, C, D, E, F, G, H et J de la présente Norme internationale sont données uniquement à titre d'information.

iTeh STANDARD PREVIEW

(standards.iteh.ai)

ISO 11342:1994  
standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-  
f9095c3ff5d4/iso-11342-1994

## Introduction

Le but de l'équilibrage d'un rotor est d'en obtenir un fonctionnement lorsqu'il est installé in situ. Dans ce contexte, un «fonctionnement satisfaisant» signifie que le déséquilibre restant dans le rotor ne doit pas faire passer le niveau de vibration au-dessus de la limite acceptable. Dans le cas d'un rotor flexible, cette expression signifie aussi que, pour toute vitesse jusqu'à la vitesse maximale de service du rotor, la valeur de la déformation par flexion de ce dernier doit demeurer dans les limites acceptables.

La plupart des rotors sont équilibrés par leur constructeur avant l'assemblage de la machine car ultérieurement il se peut, par exemple, que l'accès au rotor soit limité. En outre, l'équilibrage du rotor est souvent le stade de sa construction où ce rotor reçoit l'approbation de l'acheteur. Ainsi, bien que l'objectif final soit un fonctionnement satisfaisant in situ, la qualité de l'équilibrage du rotor fait généralement l'objet d'une évaluation initiale dans un dispositif d'équilibrage. Dans la plupart des cas, un fonctionnement satisfaisant in situ est jugé sur la base de toutes les vibrations observées, quelle qu'en soit l'origine alors que, dans le dispositif d'équilibrage, ce sont essentiellement les effets de révolution qui sont pris en considération.

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-19095c3ff5d4/iso-11342-1994>

La section 2 de la présente Norme internationale donne une classification des rotors en différents groupes correspondant aux exigences en matière d'équilibrage et la section 3 détermine des méthodes d'évaluation du balourd résiduel.

La présente Norme internationale montre également dans la section 3 comment les critères à utiliser dans le dispositif d'équilibrage peuvent être déduits soit des limites de vibrations spécifiées pour la machine montée et en place, soit des limites de déséquilibre spécifiées pour le rotor. En l'absence de ce type de limites, la présente Norme internationale montre comment il est possible de les déduire à partir de l'ISO 10816-1 et des parties 1 à 4 de l'ISO 7919, si l'on souhaite obtenir des limites en termes de vibration, ou à partir de l'ISO 1940-1 si l'on souhaite obtenir des limites en termes de balourd résiduel admissible.

L'ISO 1940-1 concerne la qualité de l'équilibrage de corps rigides en rotation et elle n'est donc pas directement applicable aux rotors flexibles du fait que ces derniers peuvent subir une déformation par flexion significative. Cependant, dans les paragraphes 2.3 et 3.4 de la présente Norme internationale sont présentées des méthodes visant à adapter aux rotors flexibles les critères de l'ISO 1940-1.

La présente Norme internationale étant complémentaire, sur bien des points, des parties 1 et 2 de l'ISO 1940, il est recommandé à l'utilisateur de les consulter de pair chaque fois que c'est possible.

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

ISO 11342:1994

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-f9095c3ff5d4/iso-11342-1994>

# Vibrations mécaniques — Méthodes et critères d'équilibrage mécanique des rotors flexibles

## Section 1: Généralités

### 1.1 Domaine d'application

La présente Norme internationale classe les rotors en groupes en fonction des exigences en matière d'équilibrage; elle décrit des procédures d'équilibrage, fournit des méthodes d'évaluation de l'état final du balourd et des directives concernant les critères de qualité en matière d'équilibrage.

Tout rotor peut être classé dans l'une des trois catégories suivantes: rotor pouvant être équilibré selon des techniques d'équilibrage de rotors rigides normales ou modifiées, ou encore selon des techniques d'équilibrage à grande vitesse (rotor flexible).

Deux méthodes sont spécifiées pour évaluer la qualité de l'équilibrage d'un rotor flexible dans un dispositif d'équilibrage avant l'assemblage de la machine; la première évalue le niveau de vibration et la seconde évalue le balourd résiduel du rotor. Si les tolérances d'équilibre du rotor suggérées dans la présente Norme internationale sont satisfaites au cours de la correction dans un dispositif d'équilibrage, il est extrêmement probable que les limites de vibration spécifiées de la machine assemblée (voir ISO 10816-1 et parties 1 à 4 de l'ISO 7919) seront satisfaites. En conséquence, les critères spécifiés sont ceux qui doivent être satisfaits lorsque le rotor est testé dans le dispositif d'équilibrage, mais ils sont déduits des critères spécifiés pour l'ensemble de la machine, après installation, ou de valeurs dont on sait qu'elles garantissent un fonctionnement satisfaisant du rotor en place.

Comme dans le cas des parties 1 et 2 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; elle vise plutôt à donner des indications sur la manière d'éviter de graves erreurs et/ou des exigences restrictives inutiles. La présente Norme internationale peut servir de base à des recherches plus poussées, par exemple lorsqu'une détermination plus exacte de la qualité requise de l'équilibrage est nécessaire. Si les méthodes de fabrication et les limites de déséquilibre spécifiées sont respectées, on peut très probablement escompter des conditions de fonctionnement satisfaisantes.

Il existe des cas dans lesquels un rotor par ailleurs équilibré d'une façon acceptable présente in situ un niveau de vibration inacceptable par suite de résonance. Un état résonant ou proche de la résonance dans une structure légèrement amortie peut entraîner une réponse vibratoire excessive à un petit déséquilibre. En pareil cas, il peut être nécessaire de modifier la fréquence naturelle ou l'amortissement de la structure que de chercher à ramener le balourd à des niveaux très bas qui peut s'avérer impossible à maintenir dans le temps.

La question des résonances structurelles et de leurs modifications n'entre pas dans le domaine de la présente Norme internationale.

Les méthodes et critères indiqués sont le résultat de l'expérience acquise dans le domaine général des machines industrielles. Ils peuvent ne pas être applicables directement à tel équipement spécialisé ou à des circonstances particulières. C'est pourquoi il peut

être nécessaire, dans certains cas, de s'écarter de la présente Norme Internationale<sup>1)</sup>.

## 1.2 Références normatives

Les normes suivantes contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui en est faite, constituent des dispositions valables pour la présente Norme internationale. Au moment de la publication, les éditions indiquées étaient en vigueur. Toute norme est sujette à révision et les parties prenantes des accords fondés sur la présente Norme internationale sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des normes indiquées ci-après. Les membres de la CEI et de l'ISO possèdent le registre des Normes internationales en vigueur à un moment donné.

ISO 1925:1990, *Vibrations mécaniques — Équilibrage — Vocabulaire*.

ISO 1940-1:1986, *Vibrations mécaniques — Exigences en matière de qualité dans l'équilibrage des rotors rigides — Partie 1: Détermination du balourd résiduel admissible*.

ISO 1940-2:—<sup>2)</sup>, *Vibrations mécaniques — Exigences en matière de qualité dans l'équilibrage des rotors rigides — Partie 2: Erreurs dans l'équilibrage*.

ISO 2041:1990, *Vibrations et chocs — Vocabulaire*.

ISO 2953:1985, *Machines à équilibrer — Description, caractéristiques et possibilités*.

ISO 7919-1:1986, *Vibrations mécaniques des machines non alternatives — Mesurages sur les arbres*

*tournants et évaluation — Partie 1: Directives générales*.

ISO 7919-2:—<sup>2)</sup>, *Vibrations mécaniques des machines non alternatives — Mesurages sur les arbres tournants et évaluation — Partie 2: Directives concernant les turbo-alternateurs installés sur fondation radier*.

ISO 7919-3:—<sup>2)</sup>, *Vibrations mécaniques des machines non alternatives — Mesurages sur les arbres tournants et évaluation — Partie 3: Directives concernant les machines industrielles couplées*.

ISO 7919-4:—<sup>2)</sup>, *Vibrations mécaniques des machines non alternatives — Mesurages sur les arbres tournants et évaluation — Partie 4: Directives concernant les turbines à gaz*.

ISO 8821:1989, *Vibrations mécaniques — Équilibrage — Conventions relatives aux clavettes d'arbres et aux éléments rapportés*.

ISO 10816-1:—<sup>2)</sup>, *Vibrations mécaniques — Évaluation des vibrations des machines par mesurages des pièces non rotatives — Partie 1: Directives générales*.

## iTeh STANDARD PREVIEW

(standards.iteh.ai)

## 1.3 Définitions

Pour les besoins de la présente Norme internationale, les définitions concernant l'équilibrage mécanique contenues dans l'ISO 1925 et un grand nombre des définitions relatives aux vibrations contenues dans l'ISO 2041 s'appliquent.

Les définitions de l'ISO 1925 concernant les rotors flexibles sont données pour information en annexe H.

1) Toute information sur ces exceptions serait la bienvenue et il convient de la communiquer à l'organisme national de normalisation du pays d'origine qui fera suivre au secrétariat de l'ISO/TC 108.

2) À publier.



## Section 2: Méthodes d'équilibrage

### 2.1 Principes fondamentaux de la dynamique des rotors flexibles et de leur équilibrage

#### 2.1.1 Répartition du déséquilibre

La conception et la méthode de construction du rotor peuvent influencer notablement la valeur et la répartition du déséquilibre le long d'un rotor. Les rotors peuvent être usinés à partir d'une seule et même pièce de forge ou construits par assemblage de plusieurs éléments. Les rotors pour turboréacteurs, par exemple, sont construits par assemblage de nombreux éléments d'enveloppe, de disque et de lame. Les rotors de générateurs, en revanche, sont généralement construits d'une seule pièce bien qu'ils puissent comporter des éléments supplémentaires assemblés. La répartition du déséquilibre peut également être influencée de façon significative par la présence d'importants déséquilibres locaux provenant de disques, accouplements, etc. emmanchés à chaud.

Comme la répartition du déséquilibre le long d'un rotor est aléatoire, la répartition le long de deux rotors de conception identique est en principe différente. La répartition du déséquilibre revêt une plus grande importance dans un rotor flexible que dans un rotor rigide car elle détermine le degré de vibration auquel est excité un mode quelconque de flexion. En outre, l'effet d'un déséquilibre en un point quelconque le long d'un rotor dépend de la déformation de flexion du rotor en ce point.

La correction du déséquilibre dans des plans transversaux le long d'un rotor autres que ceux dans lesquels le déséquilibre intervient peut entraîner des vibrations à des vitesses autres que celle pour laquelle le rotor a été initialement équilibré. Ces vibrations peuvent dépasser les tolérances spécifiées, en particulier aux vitesses critiques ou au voisinage de ces vitesses.

En outre, certains rotors qui s'échauffent en cours de fonctionnement sont sujets à des déformations d'origine thermique qui peuvent engendrer des variations dans le déséquilibre. Si le déséquilibre du rotor ne varie pas de manière significative d'un cycle à l'autre, il peut s'avérer impossible de l'équilibrer suffisamment pour qu'il soit dans les tolérances.

#### 2.1.2 Formes de modes d'un rotor flexible

Si l'effet de l'amortissement est négligé, les modes d'un rotor sont les modes principaux de flexion et, dans le cas particulier d'un rotor supporté par des paliers isotropiques, ce sont des courbes planes en rotation. La figure 1 représente des courbes typiques pour les trois modes principaux les plus bas d'un rotor simple supporté par des paliers flexibles proches de ses extrémités.

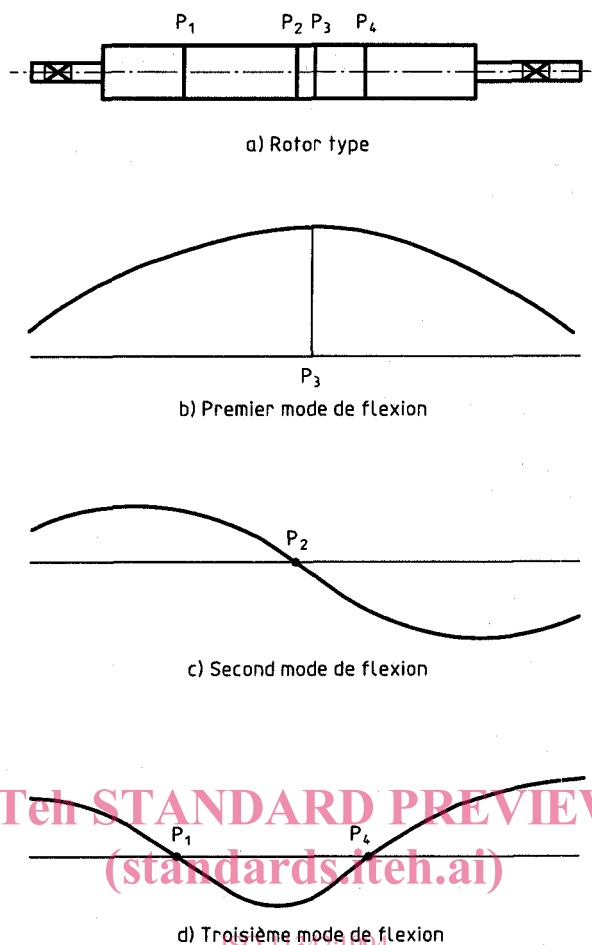
Pour un ensemble rotor/paliers amorti, les modes de flexion peuvent être des courbes dans l'espace tournant autour de l'axe de l'arbre, en particulier dans le cas où l'amortissement est important comme avec des paliers à film fluide. La figure 2 illustre un second mode possible sensiblement amorti. Dans de nombreux cas, les modes amortis peuvent être traités approximativement comme des modes principaux et être considérés, par conséquent, comme des courbes planes en rotation.

Il convient de souligner que les formes de modes et la réponse du rotor au déséquilibre sont fortement influencées par les propriétés dynamiques et les emplacements axiaux des paliers et de leurs supports.

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

La répartition du déséquilibre peut être exprimée en termes de balourds modaux. La déformation par flexion dans chaque mode est causée par le balourd modal correspondant. Lorsqu'un rotor tourne à une vitesse proche d'une vitesse critique, c'est généralement le mode associé à cette vitesse critique qui domine la flexion du rotor. La mesure dans laquelle interviennent en pareilles circonstances de fortes amplitudes de flexion du rotor est déterminée par:

- la valeur des balourds modaux;
- la proximité entre les vitesses critiques associées et les vitesses de marche; et
- la valeur des amortisseurs de l'ensemble rotor/supports.



iTeH STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

NOTE —  $P_1$  à  $P_4$  sont des plans de correction. <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-f095c3ff5d4/iso-11342-1994>

**Figure 1 — Formes de modes typiques pour des rotors flexibles montés sur des supports flexibles**

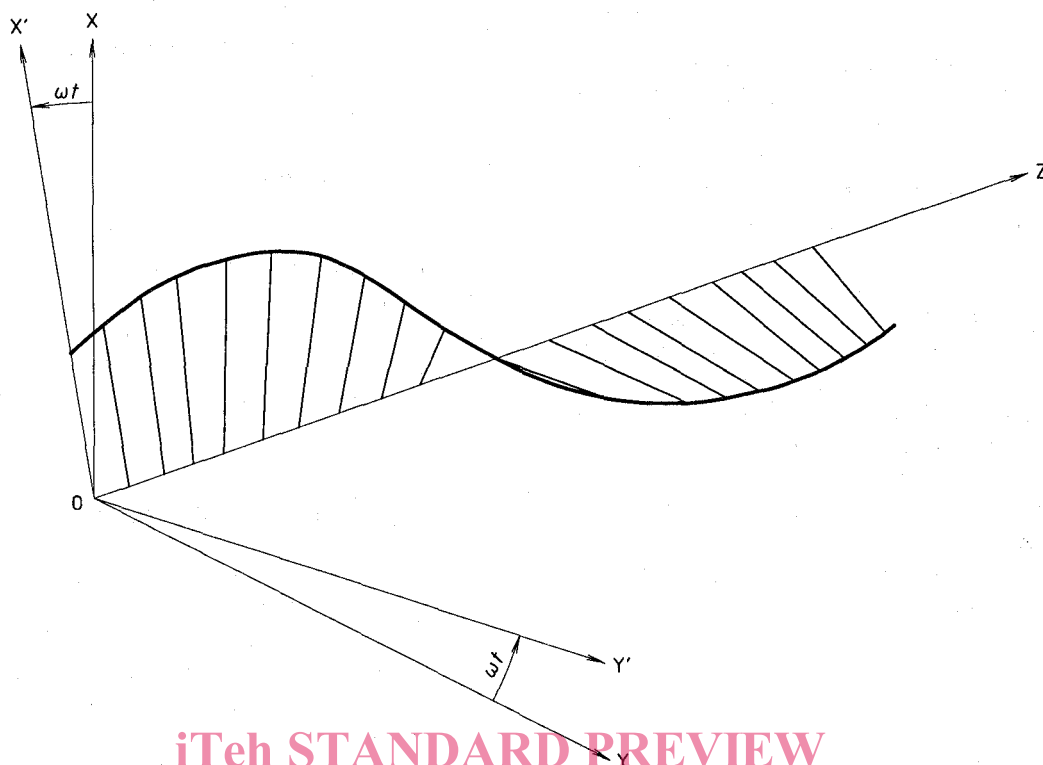
Si un balourd modal particulier est réduit par l'ajout d'un certain nombre de masses de correction discrètes, la composante modale de flexion correspondante est alors réduite d'une manière similaire. Cette méthode de réduction des balourds modaux est à la base des procédures d'équilibrage décrites dans la présente Norme internationale.

Les balourds modaux pour une répartition donnée du déséquilibre sont fonction des modes du rotor flexible. En outre, l'effet produit dans un mode particulier par une correction donnée dépend de l'ordonnée sur la courbe de forme de mode à l'emplacement axial de la correction. Considérons un exemple dans lequel les courbes des figures 1 b) à 1 d) sont les formes de mode du rotor de la figure 1 a). Une masse de correction fixée au rotor de la figure 1 a), dans le plan  $P_2$  ne produit pas de changement de réponse dans le deu-

xième mode. De la même manière, une masse de correction fixée soit dans le plan  $P_1$ , soit dans le plan  $P_4$ , n'effecte pas la réponse dans le troisième mode. À l'inverse, une masse de correction dans le plan  $P_3$  produit l'effet maximum dans le premier mode.

#### 2.1.4 Objectifs de l'équilibrage des rotors flexibles

Les objectifs de l'équilibrage sont déterminés par les exigences de fonctionnement de la machine. Avant d'équilibrer un rotor donné, il est souhaitable de déterminer quels sont les critères d'équilibrage que l'on peut considérer comme satisfaisants. De cette manière, le procédé d'équilibrage peut être rendu efficace et économique tout en continuant de répondre aux besoins de l'utilisateur.



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

NOTE — OX, OY et OZ sont des axes fixes. OX' et OY' sont des axes tournant autour de l'axe OZ à la vitesse  $\omega$ .

**Figure 2 — Deuxième forme possible de mode amorti**

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/8b95f538-4b61-4dc6-af8d-f9095c3ff5d4/iso-11342-1994>

Les critères de l'équilibrage sont spécifiés pour donner les conditions suivantes:

- valeurs acceptables des vibrations de la machine et de la déformation par flexion de l'arbre;
- valeurs acceptables des forces de balourd appliquées aux paliers.

Le cas idéal, lorsqu'on équilibre des rotors flexibles, serait de corriger le déséquilibre local qui intervient sur chaque longueur élémentaire en faisant des corrections de balourd au niveau de l'élément lui-même. Il en résulterait un rotor dans lequel le centre de gravité de chaque longueur élémentaire se trouverait sur l'axe de l'arbre.

Un rotor ainsi équilibré de façon idéale ne présenterait ni déséquilibre statique, ni couple de balourd, ni composantes modales de balourd. Du strict point de vue du déséquilibre, ce rotor parfaitement équilibré fonctionnerait donc de façon satisfaisante à toutes les vitesses.

Dans la pratique, la réduction indispensable des balourds-forces est généralement obtenue en ajoutant ou en retirant des masses dans un nombre limité de plans de correction. Après l'équilibrage, il existe invariablement un certain balourd résiduel réparti.

Les forces vibratoires ou oscillatoires dues au balourd résiduel doivent être ramenées à des valeurs acceptables sur toute une gamme de vitesses comportant une ou plusieurs vitesses critiques. Ce n'est que dans quelques cas particuliers que l'on peut se contenter d'équilibrer les rotors flexibles pour une seule vitesse. Il convient de noter qu'un rotor, équilibré de façon satisfaisante pour une plage de vitesses de service donnée, peut très bien continuer de subir des vibrations excessives s'il doit passer par une vitesse critique pour atteindre sa vitesse de service. Équilibrer un rotor pour ses formes de mode n'est pas une fin en soi. Quelle que soit la technique d'équilibrage utilisée, l'objectif final est de répartir les corrections de balourd pour minimiser les effets du déséquilibre jusqu'à la vitesse de service et la survitesse éventuelle.

### 2.1.5 Dispositions concernant les plans de correction

Les rotors sont souvent équilibrés par la méthode modale. Au cours de ce processus, des masses de correction sont placées le long du rotor de telle sorte qu'à chaque étape de la procédure d'équilibrage, les nouvelles masses de correction ne perturbent pas notablement les modes déjà équilibrés.

Le nombre exact des emplacements axiaux le long du rotor, qui sont nécessaires lors de ce processus dépend dans une certaine mesure de la procédure d'équilibrage adoptée. Les rotors pour compresseurs centrifuges, par exemple, sont quelquefois équilibrés ensemble dans les plans d'extrémité seulement, après équilibrage séparé de chaque disque et de l'arbre sur une machine à équilibrer à basse vitesse. En général, cependant, si la vitesse du rotor approche ou dépasse sa  $n^{\text{ième}}$  vitesse critique, il faut au minimum  $n$  et en général  $(n + 2)$  plans de correction le long du rotor.

Au stade de la conception, il convient de prévoir un nombre adéquat de plans de correction en des emplacements axiaux appropriés. Dans la pratique, le nombre des plans de correction est souvent limité par des considérations de conception et, dans l'équilibrage sur place, par des limites d'accessibilité.

### 2.1.6 Rotors accouplés

Lorsque deux rotors sont accouplés, l'ensemble qu'ils forment possède une série de vitesses critiques et de formes de modes. En général, ces vitesses ne sont ni égales, ni même simplement associées aux vitesses critiques des différents rotors non accouplés. En outre, la forme de flexion de chacune des parties de l'ensemble accouplé ne doit pas simplement être en relation avec n'importe quelle forme de mode du rotor non accouplé correspondant. En théorie, par conséquent, il convient d'évaluer la répartition du déséquilibre le long de deux ou de plusieurs rotors accouplés en termes de balourds modaux par rapport au système accouplé et non aux modes des rotors non accouplés.

Pour des raisons pratiques, il est souvent nécessaire d'équilibrer séparément chaque rotor comme s'il s'agissait d'un arbre non accouplé. Dans bien des cas, cette procédure assure un fonctionnement satisfaisant des rotors accouplés. La mesure dans laquelle cette technique est utilisable dépend, par exemple, des formes de modes et des vitesses critiques des

rotors non accouplés et des rotors accouplés ainsi que de la répartition du déséquilibre.

S'il est nécessaire d'effectuer en outre un équilibrage in situ, il convient de se reporter à l'annexe A.

## 2.2 Classification

Pour les besoins de la présente Norme internationale, les rotors ont été répartis en cinq classes principales énumérées en 2.2.1 à 2.2.5 et dans le tableau 1. Chaque classe exige des techniques d'équilibrage différentes. On trouvera dans l'annexe E une procédure permettant de déterminer si un rotor est rigide ou flexible.

### 2.2.1 Classe 1: Rotors rigides

Un rotor est considéré comme rigide lorsque son déséquilibre peut être corrigé dans deux plans quelconques (choisis arbitrairement). Après correction, son balourd résiduel ne change pas de façon significative (par rapport à l'axe de l'arbre) pour toutes vitesses jusqu'à la vitesse de service maximale en tournant dans des conditions proches de celles déterminées par le système d'appui définitif. Les rotors de ce type peuvent être corrigés par application des méthodes d'équilibrage des rotors rigides (voir ISO 1940-1).

### 2.2.2 Classe 2: Rotors quasi rigides

Un rotor qui ne peut pas être considéré comme rigide mais qui peut être équilibré en appliquant des techniques modifiées d'équilibrage des rotors rigides est considéré comme un rotor quasi rigide.

Les rotors de la classe 2 sont subdivisés (voir tableau 1) en deux catégories:

- les rotors dans lesquels la répartition axiale du déséquilibre est connue (classes 2a, 2b, 2c et 2d; également la classe 2e dans laquelle la répartition axiale est partiellement connue);
- les rotors dans lesquels la répartition axiale du déséquilibre n'est pas connue (classes 2f, 2g et 2h).

Cette subdivision des rotors de la classe 2 montre les nombreuses raisons pour lesquelles des rotors peuvent souvent être équilibrés de façon satisfaisante à basse vitesse comme s'il s'agissait de rotors rigides même s'il s'agit de rotors flexibles. Certains rotors peuvent entrer dans plusieurs catégories de la subdivision.

**2.2.3 Classe 3: Rotors flexibles**

Un rotor qui ne peut pas être équilibré en appliquant les techniques modifiées d'équilibrage des rotors rigides mais qui impose, au contraire, l'emploi des méthodes d'équilibrage à grande vitesse, est considéré comme un rotor flexible.

La classe 3 (voir tableau 1) comporte des subdivisions car les techniques d'équilibrage, les critères et les exigences des paliers peuvent différer sensiblement d'un rotor à l'autre.

**2.2.4 Classe 4**

Un rotor qui pourrait entrer dans la classe 1, 2 ou 3 mais qui possède en outre un ou plusieurs éléments

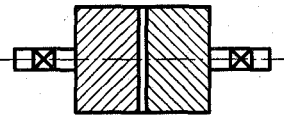
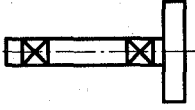
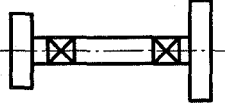
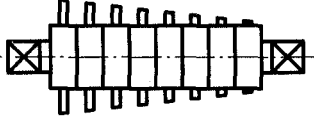
qui sont eux-mêmes flexibles ou qui lui sont associés par un accouplement élastique est considéré comme un rotor de la classe 4.

La subdivision des rotors de la classe 4 est donnée en 2.4.2.

**2.2.5 Classe 5**

Un rotor qui pourrait entrer dans la classe 3 mais qui, dans certains cas, n'est équilibré que pour une seule vitesse de service est considéré comme un rotor de la classe 5. Pour que des rotors puissent être traités comme des rotors de la classe 5, ils doivent satisfaire aux conditions indiquées en 2.4.3.

**Tableau 1 — Classification des rotors**

Classe du rotor	Description	Exemple
Classe 1: Rotors rigides	Rotor dont le déséquilibre peut être corrigé dans deux plans quelconques (choisis arbitrairement) de telle sorte qu'après correction son balourd ne change pas de façon significative pour toutes vitesses jusqu'à la vitesse maximale de service (voir 2.2.1).	 <p>Roue d'engrenage</p>
Classe 2: Rotors quasi rigides	Rotor qui ne peut pas être considéré comme rigide mais qui peut être équilibré en appliquant des techniques modifiées d'équilibrage des rotors rigides (voir 2.2.2).	
<b>Rotors dans lesquels la répartition axiale du déséquilibre est connue</b>		
Classe 2a	Rotor possédant un seul plan transversal de déséquilibre, par exemple une masse unique sur un arbre léger et souple dont le déséquilibre peut être négligé.	 <p>Meule</p>
Classe 2b	Rotor possédant deux plans transversaux de déséquilibre, par exemple deux masses sur un arbre léger dont le déséquilibre peut être négligé.	 <p>Meule avec poulie</p>
Classe 2c	Rotor possédant plus de deux plans transversaux de déséquilibre.	 <p>Rotor de compresseur</p>