

INTERNATIONAL
STANDARD

ISO
1925

NORME
INTERNATIONALE

Third edition
Troisième édition
1990-05-15

AMENDMENT 1
AMENDEMENT 1
1995-11-15

**Mechanical vibration — Balancing —
Vocabulary —**

AMENDMENT 1

iTeh STANDARD PREVIEW

**Vibrations mécaniques — Équilibrage —
Vocabulaire —**

AMENDEMENT 1 1995

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4d09b4fa-df87-40a6-6025a8652166/iso-1925-1990-amd-1-1995>



Reference number
Numéro de référence
ISO 1925:1990/Amd.1:1995(E/F)

Foreword

ISO (the International Organization for Standardization) is a worldwide federation of national standards bodies (ISO member bodies). The work of preparing International Standards is normally carried out through ISO technical committees. Each member body interested in a subject for which a technical committee has been established has the right to be represented on that committee. International organizations, governmental and non-governmental, in liaison with ISO, also take part in the work. ISO collaborates closely with the International Electrotechnical Commission (IEC) on all matters of electrotechnical standardization.

Draft International Standards adopted by the technical committees are circulated to the member bodies for voting. Publication as an International Standard requires approval by at least 75 % of the member bodies casting a vote.

Amendment 1 to International Standard ISO 1925:1990 was prepared by Technical Committee ISO/TC 108, *Mechanical vibration and shock*, Subcommittee SC 1, *Balancing, including balancing machines*.

© ISO 1995

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from the publisher. /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.

International Organization for Standardization
Case postale 56 • CH-1211 Genève 20 • Switzerland

Printed in Switzerland/Imprimé en Suisse

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.

L'Amendement 1 à la Norme internationale ISO 1925:1990 a été élaboré par le comité technique ISO/TC 108, *Vibrations et chocs mécaniques*, sous-comité SC 1, *Équilibrage, y compris les machines à équilibrer*.

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4d09b41a-d167-4040-b6025a8652166/iso-1925-1990-amd-1-1995>

This page intentionally left blank

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

[ISO 1925:1990/Amd 1:1995](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4d09b4fa-df87-40a6-16025a8652166/iso-1925-1990-amd-1-1995)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4d09b4fa-df87-40a6-16025a8652166/iso-1925-1990-amd-1-1995>

Mechanical vibration — Balancing — Vocabulary

AMENDMENT 1

Vibrations mécaniques — Équilibrage — Vocabulaire

AMENDEMENT 1

Page 2, subclause 1.3

Amend definition to read:

1.3 critical speed/resonant speed: Characteristic speed at which resonance of a system is excited.

NOTE — For resonance, see ISO 2041:1990, subclause 2.72. Also, see subclause 2.80 for undamped natural frequency.

Page 3, subclause 2.8

Amend definition to read:

2.8 inboard rotor: Two-journal *rotor* which has its *centre of mass* between the *journals*.

NOTE — For a precise description of the rotor, it may be necessary to state the positions of the *centre of mass* and the *correction planes*.

Page 3, subclause 2.9

Amend definition to read:

2.9 outboard rotor: A two-journal *rotor* which has its *centre of mass* located other than between the *journals*.

NOTE — See note to 2.8.

2.9.1 overhung: Location outside bearing span; for example, overhung mass, overhung correction plane.

NOTE — See note to 2.8

Page 2, paragraphe 1.3

Modifier la définition de la manière suivante:

1.3 vitesse critique/vitesse de résonance: Vitesse caractéristique qui provoque la résonance d'un système excité.

NOTE — Pour résonance, voir ISO 2041:1990, paragraphe 2.72. Voir également paragraphe 2.80 pour fréquence propre non amortie.

Page 3, paragraphe 2.8

Modifier la définition de la manière suivante:

2.8 rotor entre paliers: *Rotor* à deux *tourillons* qui a son *centre de masse* entre les deux *tourillons*.

NOTE — Pour une description précise du rotor, il peut être nécessaire de définir les positions du *centre de masse* et des *plans de correction*.

Page 3, paragraphe 2.9

Modifier la définition de la manière suivante:

2.9 rotor en porte-à-faux: *Rotor* à deux *tourillons* dont le *centre de masse* est situé à l'extérieur des *tourillons*.

NOTE — Voir la note du 2.8.

2.9.1 porte-à-faux: Position extérieure à la portée du palier; par exemple, masse en porte-à-faux, plan de correction du porte-à-faux.

NOTE — Voir la note du 2.8

Page 4

Add the following new terms and definitions.

2.18 slow-speed runout: Total indicated runout measured on a *rotor* surface at a low speed; i.e. a speed where no significant vibration occurs caused by *unbalance*.

NOTES

1 The once-per-revolution component of slow-speed runout is often measured so that it can be subtracted vectorially from a subsequent measurement taken on the same surface at a higher speed to isolate the component of the measurement caused by *unbalance*.

2 A slow-speed runout may contain mechanical and electrical components.

2.19 electrical runout: Term applied to certain errors which may be introduced into runout measurements when using non-contacting sensors. Such errors may arise from residual magnetism or electrical inhomogeneity in the measured component or other effects which affect the calibration of the sensor.

2.20 total indicated runout: Difference between the maximum and minimum values of the radii of the boundary of a planar surface, when they are measured from a fixed *axis of rotation* normal to the plane.

2.21 fitment: Component without its own shaft which has to be mounted on a shaft or *mandrel* so that its *unbalance* can be determined.

NOTE — Examples of fitments include couplings, pulleys, pump impellers, blower fans, grinding wheels.

2.22 isotropic bearing support: *Bearing support* having the same dynamic characteristics in any radial direction.

2.23 pilot: See spigot.

2.24 spigot (rabbet, pilot): Type of interface used in the coupling of *rotor* components to maintain concentricity.

Page 4, subclause 3.3

Amend definition as follows:

Replace "*centre of gravity*" in line 4 with "*centre of mass*".

Page 4

Ajouter les nouveaux termes et définitions suivants.

2.18 excentricité à basse vitesse: Excentricité totale indiquée mesurée sur la surface du *rotor* à basse vitesse, c'est-à-dire à une vitesse pour laquelle il n'existe aucune vibration significative due au *balourd*.

NOTES

1 La composante «par tour» de l'excentricité à basse vitesse est souvent mesurée de sorte qu'elle puisse être soustraite vectoriellement de la mesure suivante prise sur la même surface à vitesse plus élevée afin de séparer la composante de la mesure provoquée par le *balourd*.

2 Une excentricité à basse vitesse peut contenir des composantes mécaniques et des composantes électriques.

2.19 excentricité électrique: Terme appliqué à certaines erreurs pouvant être introduites dans les mesures d'excentricité lorsqu'on utilise des capteurs sans contact. De telles erreurs peuvent se produire à cause du magnétisme résiduel ou de défaut d'homogénéité électrique pour la composante mesurée ou à cause d'autres facteurs affectant la calibration du détecteur.

2.20 excentricité totale indiquée: Différence entre les valeurs minimale et maximale des rayons de la périphérie d'une surface plane lorsqu'ils sont mesurés à partir d'un *axe de rotation* fixe normal au plan.

2.21 accessoire: Élément ne disposant pas d'arbre propre et devant être monté sur un arbre ou un faux arbre avant de pouvoir déterminer son *balourd*.

NOTE — On peut citer comme exemples d'accessoires les accouplements, les poulies, les hélices de pompes, les ventilateurs, les roues de meules.

2.22 support de palier isotrope: *Support de palier* ayant les mêmes caractéristiques dynamiques qu'elle que soit la direction radiale.

2.23 pion de centrage: Voir goujon.

2.24 goujon (épaulement, pion de centrage): Type d'interface utilisée dans l'accouplement des composants d'un *rotor* servant à maintenir la concentricité.

Page 4, paragraphe 3.3

Modifier la définition de la manière suivante:

Remplacer en ligne 4 «*centre de gravité*» par «*centre de masse*».

Page 5, subclause 3.7

Amend definition as follows:

Replace "centre of gravity" in line 3 with "centre of mass".

Page 5, subclause 3.8

Amend definition and note 1 as follows:

Replace "centre of gravity" in line 3 of the definition and in line 3 of note 1 with "centre of mass".

Page 6, note to subclause 3.13

Amend note as follows:

Replace "centre of gravity" in line 2 with "centre of mass".

Page 6, subclause 3.14

Amend definition as follows:

Replace "centre of gravity" in line 3 with "centre of mass".

Page 6, subclause 3.15

Amend definition as follows:

Replace "centre of gravity" in line 4 with "centre of mass".

Page 9

Add the following new terms and definitions.

4.25 progressive balancing: Method by which one or two components are added to a balanced shaft, the *unbalance* of the assembly being then corrected in the component(s); the next set of components is then added and the entire assembly is again corrected in the last added set of components, until the assembly is completed.

NOTE — This procedure is sometimes called "balance-as-you-build".

4.26 plane transposition: Process of determining the *unbalance* values in planes other than where they are initially measured.

4.27 trim balancing: Term sometimes used for correcting small *residual unbalances* in a *rotor*, often *in situ*.

4.28 quarter points (as applied to balancing of *quasi-rigid rotors*): Term used to describe the positions of the optimum *correction planes* in a class 2d *quasi-rigid rotor* in accordance with ISO 11342:1994.

Page 5, paragraphe 3.7

Modifier la définition de la manière suivante:

Remplacer en ligne 3 «centre de gravité» par «centre de masse».

Page 5, paragraphe 3.8

Modifier la définition et la note 1 de la manière suivante:

Remplacer en ligne 2 de la définition et en ligne 4 de la note 1 «centre de gravité» par «centre de masse».

Page 6, note du paragraphe 3.13

Modifier la note de la manière suivante:

Remplacer en ligne 2 «centre de gravité» par «centre de masse».

Page 6, paragraphe 3.14

Modifier la définition de la manière suivante:

Remplacer en ligne 3 «centre de gravité» par «centre de masse».

Page 6, paragraphe 3.15

Modifier la définition de la manière suivante:

Remplacer en ligne 5 «centre de gravité» par «centre de masse».

Page 9

Ajouter les nouveaux termes et définitions suivants.

4.25 équilibrage progressif: Méthode par laquelle un ou deux composants sont ajoutés à un *arbre d'équilibrage* puis le *balourd* de l'ensemble corrigé au niveau du (des) composant(s), le jeu de composants suivant étant à son tour monté et l'ensemble entier à nouveau corrigé au niveau du dernier jeu de composants, jusqu'à ce que l'ensemble soit complet.

NOTE — Cette procédure est parfois nommée «équilibrez au montage».

4.26 transposition de plan: Procédé de détermination des valeurs des *balourds* dans des plans autres que ceux dans lesquels ils avaient été mesurés à l'origine.

4.27 équilibrage de compensation: Terme parfois employé dans la correction des *balourds résiduels* dans le *rotor*, souvent *in situ*.

4.28 points de quadrature (s'applique à l'équilibrage des *rotors quasi rigides*): Terme utilisé pour décrire les positions des *plans de correction* optimum d'un *rotor quasi rigide* de 2^e catégorie selon l'ISO 11342:1994.

Page 14

Add the following new terms and definitions.

5.48 bob weight: Attachment to the crankshaft pins during *balancing* to simulate part of the rotating and reciprocating mass of the piston/connecting rod assembly.

5.49 phantom unbalance indication: False *unbalance* indication resulting from once-per-revolution signals produced by conditions other than *unbalance*.

NOTES

1 Phantom unbalance indication may be caused by lack of vertical freedom (see 5.47) when balancing in sleeve or rolling element bearings, by a binding universal joint in a Cardan shaft, by alternating bearing forces caused by a bent *rotor* shaft, by rotating magnetic fields or other similar conditions.

2 For rigid *rotors*, the phantom unbalance indication may be separated from the *unbalance* indication by observing the change in indication at different *balancing speeds*.

5.50 double compensator: Facility built into a *balancing machine* which eliminates the effects on the *unbalance* indication of systematic errors caused by tooling.

5.51 slave (balancing) bearings: Special rolling element bearings, often having reduced clearance, for supporting a *rotor* in a low-speed *balancing machine*.

NOTE — Slave (balancing) bearings, are primarily used for jet engine *rotor balancing* because the large clearances in cold engine bearings (which accommodate expansion at service temperatures) can cause significant random *balancing* errors.

Page 15, subclause 6.6

Delete definition and note to 6.6.

Add: See 6.18.

Page 16

Add the following new terms and definitions.

6.13 susceptibility to unbalance: Indication of the likelihood of a machine having a significant change of *unbalance* over a certain period of operation.

6.14 sensitivity to unbalance: Measure of the change in vibration response of a machine to a change of *unbalance*. It is expressed numerically as the magnitude of the ratio of the vector change of vibration to a vector change of *unbalance*.

Page 14

Ajouter les nouveaux termes et définitions suivants.

5.48 masse de compensation: Petite masse fixée aux tourillons d'un vilebrequin pendant l'*équilibrage* pour simuler une partie de la masse tournante et alternative de l'ensemble tige/piston.

5.49 indication de balourd fictif: Fausse indication de *balourd* résultant des signaux «par tour» produits par des conditions autres que le *balourd*.

NOTES

1 Une fausse indication de balourd peut être causée par un manque de liberté verticale (voir 5.47) lorsque l'équilibrage se fait en coussinet ou sur des paliers d'éléments de roulage, au moyen d'un joint universel de liaison dans un arbre à cardan, par des forces alternatives causées par un arbre de *rotor* incliné, par la rotation de champs magnétiques ou par des conditions similaires exercées sur les paliers.

2 Pour des *rotors* rigides, l'indication de balourd fictif peut être isolée de l'indication du *balourd* en observant les variations de l'indication à des *vitesse*s d'équilibrage différentes.

5.50 compensateur double: Dispositif monté sur une *machine à équilibrer* éliminant les effets de l'indication de *balourd* des erreurs systématiques causées par l'outillage.

5.51 paliers esclaves: Paliers d'éléments de roulage spéciaux, ayant souvent un jeu réduit, destinés à supporter le *rotor* d'une *machine à équilibrer* à basse vitesse.

NOTE — Les paliers esclaves, appelés parfois aussi paliers d'équilibrage, sont principalement utilisés pour équilibrer le *rotor* des moteurs à réaction car les jeux importants des paliers des moteurs froids (qui supportent la dilatation aux températures de service) peuvent provoquer des erreurs d'équilibrage aléatoires significatives.

Page 15, paragraphe 6.6

Supprimer la définition et la note du 6.6.

Ajouter: Voir 6.18.

Page 16

Ajouter les nouveaux termes et définitions suivants.

6.13 susceptibilité au déséquilibre: Indication de la probabilité qu'une machine a de présenter une variation de *balourd* au bout d'une certaine période de fonctionnement.

6.14 sensibilité au déséquilibre: Mesure de la variation de la réponse aux vibrations donnée par une machine face à une variation de *balourd*. Elle est exprimée numériquement par le module du rapport entre la variation du vecteur de vibration à la variation du vecteur *balourd*.

6.15 local sensitivity: Magnitude of the ratio of the change of the displacement or velocity vector in a specified *measuring plane* to a change of the *unbalance* in a specified plane in the *rotor* at a specified speed.

NOTE — The local sensitivity is frequently referred to as the "influence coefficient". It is a dimensional quantity.

6.16 mode function, $\phi_n(z)$: Mathematical expression for the deflection shape of the *rotor* in the corresponding mode.

NOTE — In deriving the definitions 6.16 to 6.23 of modal terms, it is assumed that the normal modes are orthogonal and the system is axially symmetric.

6.17 modal mass, m_n : Scaling factor with dimensions of mass used in part to describe the *mode function*, expressed by

$$m_n = \int_0^L \mu(z) \phi_n^2(z) dz$$

where $\mu(z)$ is the mass per unit length of the *rotor* and L is the *rotor* length.

6.18 n th modal unbalance: That *unbalance* which affects only the n th principal mode of the deflection configuration of a *rotor/bearing* system.

NOTES

1 A measure of this component of *unbalance* is given by

$$\bar{u}_n = \int_0^L \mu(z) \bar{e}(z) \phi_n(z) dz = \bar{e}_n m_n$$

where $\bar{e}(z)$ is the eccentricity of the local mass centre at point z along the *rotor*.

2 The n th modal unbalance is not a single *unbalance* but an *unbalance* distribution in the n th mode

$$\bar{u}_n(z) = \bar{e}_n \mu(z) \phi_n(z) = \frac{\bar{U}_n}{m_n} \mu(z) \phi_n(z)$$

It can be mathematically represented with respect to its effect on the n th principal mode by the single *unbalance* vector \bar{U}_n as:

$$\begin{aligned} & \int_0^L [\bar{e}_n \mu(z) \phi_n(z)] \phi_n(z) dz \\ &= \bar{e}_n \int_0^L \mu(z) \phi_n^2(z) dz = \bar{e}_n m_n = \bar{U}_n \end{aligned}$$

6.15 sensibilité locale: Module du rapport entre la variation du vecteur de déplacement ou du vecteur de vitesse dans un *plan de mesure* spécifié et une variation du *balourd* dans le *rotor* dans un plan spécifié et à une vitesse donnée.

NOTE — La sensibilité locale est souvent désignée par «coefficient d'influence». C'est une grandeur dimensionnelle.

6.16 fonction modale, $\phi_n(z)$: Expression mathématique qui décrit la forme de la déformation du *rotor* dans le mode correspondant.

NOTE — En déclinant du terme «modal» les définitions 6.16 à 6.23, il est supposé que les modes normaux sont orthogonaux et que le système est axialement symétrique.

6.17 masse modale, m_n : Facteur d'échelle dimensionnel de la masse servant en partie à décrire la *fonction modale*, exprimée par:

$$m_n = \int_0^L \mu(z) \phi_n^2(z) dz$$

où $\mu(z)$ est la masse par unité de longueur du *rotor* et L la longueur du *rotor*.

6.18 balourd modal d'ordre n : *Balourd* qui n'affecte que le n ^{ième} mode principal de la configuration de déformation de l'ensemble *rotor/paliers*.

NOTES

1 Une mesure de cette composante du *balourd* est donnée par:

$$\bar{u}_n = \int_0^L \mu(z) \bar{e}(z) \phi_n(z) dz = \bar{e}_n m_n$$

où $\bar{e}(z)$ est l'excentricité du centre de masse local au point z le long du *rotor*.

2 Le balourd modal d'ordre n n'est pas un *balourd* unique; il est caractérisé par une répartition des *balourds* au n ^{ième} mode

$$\bar{u}_n(z) = \bar{e}_n \mu(z) \phi_n(z) = \frac{\bar{U}_n}{m_n} \mu(z) \phi_n(z)$$

Il peut être défini sous forme mathématique par son effet sur le n ^{ième} mode principal par le vecteur *balourd* unique \bar{U}_n , tel que:

$$\begin{aligned} & \int_0^L [\bar{e}_n \mu(z) \phi_n(z)] \phi_n(z) dz \\ &= \bar{e}_n \int_0^L \mu(z) \phi_n^2(z) dz = \bar{e}_n m_n = \bar{U}_n \end{aligned}$$

6.19 modal amplification factor, M_n : Ratio of the magnitude of the modal vibration displacement vector to the magnitude of the modal eccentricity. It is a non-dimensional quantity. It is expressed for the n th mode as

$$M_n = \frac{\left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + 4\zeta_n^2 \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}}$$

where

- Ω is the rotational speed/frequency;
- ω_n is the undamped natural angular frequency;
- ζ_n is the modal damping ratio.

6.20 modal sensitivity: Magnitude of the ratio of the change of the amount of the modal displacement vector to a change of the amount of the modal eccentricity (modal *unbalance* divided by modal mass). It is a non-dimensional quantity.

NOTES

- 1 In practical determinations of modal sensitivity, care should be taken to extract the relevant modal components.
- 2 The modal sensitivity for the n th mode is equal in magnitude to the modal amplification factor M_n .

6.21 non-dimensional speed (n th mode): Ratio of the shaft speed to the corresponding critical speed [resonant speed], that is Ω/ω_n , sometimes expressed as η_n .

6.22 modal damping ratio, ζ_n : Measure of the damping effect on the n th mode.

NOTE — The damping in the n th mode is sometimes expressed in terms of the factor Q_n , which is the value of the modal amplification factor for $\Omega/\omega_n = 1$. That is

$$Q_n = \frac{1}{2\zeta_n}$$

6.23 modal eccentricity (specific modal unbalance) (n th mode): The n th modal *unbalance* divided by the n th modal mass

$$\vec{e}_n = \frac{\vec{U}_n}{m_n}$$

6.19 facteur modal d'amplification, M_n : Rapport entre le module du vecteur de déplacement de la vibration modale et le module de l'excentricité modale. C'est une grandeur sans dimension. Elle s'exprime pour le $n^{\text{ième}}$ mode par:

$$M_n = \frac{\left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + 4\zeta_n^2 \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}}$$

où

- Ω est la vitesse de rotation;
- ω_n est la vitesse critique (de résonance) d'ordre n ;
- ζ_n est le rapport modal d'amortissement.

6.20 sensibilité modale: Module du rapport entre la variation de la valeur du vecteur de déplacement modal et une variation de la valeur de l'excentricité modale (*balourd* modal divisé par masse modale). C'est une grandeur sans dimension.

NOTES

- 1 Dans la détermination pratique de la sensibilité modale, il convient d'extraire avec soin les composantes modales correspondantes.
- 2 La sensibilité modale pour le $n^{\text{ième}}$ mode est égale en module au facteur modal d'amplification M_n .

6.21 vitesse sans dimension ($n^{\text{ième}}$ mode): Rapport entre la vitesse de l'arbre et la vitesse critique (de résonance) correspondante, Ω/ω_n , parfois exprimé comme η_n .

6.22 rapport modal d'amortissement, ζ_n : Mesure de l'effet d'amortissement sur le $n^{\text{ième}}$ mode.

NOTE — L'amortissement dans le $n^{\text{ième}}$ mode est parfois exprimé par le facteur Q_n , qui caractérise la valeur du facteur modal d'amplification pour $\Omega/\omega_n = 1$. Soit

$$Q_n = \frac{1}{2\zeta_n}$$

6.23 excentricité modale (balourd modal spécifique) ($n^{\text{ième}}$ mode): Balourd modal d'ordre n divisé par la masse modale d'ordre n , soit:

$$\vec{e}_n = \frac{\vec{U}_n}{m_n}$$