
NORME INTERNATIONALE 1101/II

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

Dessins techniques — Tolérances de forme et tolérances de position — Partie II : Principe du maximum de matière

Technical drawings — Tolerances of form and of position — Part II : Maximum material principle

Première édition — 1974-05-01

CDU 744.43

Réf. N° : ISO 1101/II-1974 (F)

Descripteurs : dessin, dessin industriel, tolérance de dimension, jeu mécanique, spécification.

Prix basé sur 7 pages

AVANT-PROPOS

L'ISO (Organisation Internationale de Normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (Comités Membres ISO). L'élaboration de Normes Internationales est confiée aux Comités Techniques 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 1101/II (initialement ISO/DIS 2692) a été établie par le Comité Technique ISO/TC 10, *Dessins techniques*, et soumise aux Comités Membres en avril 1972.

Elle a été approuvée par les Comités Membres des pays suivants :

Afrique du Sud, Rép. d'	Hongrie	Portugal
Allemagne	Inde	Roumanie
Autriche	Irlande	Royaume-Uni
Belgique	Israël	Suède
Brésil	Italie	Suisse
Danemark	Japon	Tchécoslovaquie
Egypte, Rép. arabe d'	Norvège	Thaïlande
Espagne	Nouvelle-Zélande	Turquie
Finlande	Pays-Bas	U.R.S.S.
France	Pologne	

Les Comités Membres des pays suivants ont désapprouvé le document pour des raisons techniques :

Australie
Canada
U.S.A.

La présente Norme Internationale constitue une partie de la série suivante sous le titre général ISO 1101, *Dessins techniques – Tolérances de forme et tolérances de position* :

- *Partie I : Généralités, symboles, indications sur les dessins* (actuellement ISO/R 1101).
- *Partie II : Principe du maximum de matière.*
- *Partie III : Cotation et tolérances des profils* (actuellement ISO/R 1660).
- *Partie IV : Exemples d'inscription sur les dessins* (actuellement ISO/R 1661).

Dessins techniques – Tolérances de forme et tolérances de position – Partie II : Principe du maximum de matière

1 OBJET ET DOMAINE D'APPLICATION

La présente Norme Internationale décrit le principe du maximum de matière et spécifie son application aux diverses tolérances.

2 PRINCIPE DU MAXIMUM DE MATIÈRE

L'assemblage libre d'éléments dépend de l'effet combiné des dimensions réelles et des erreurs de forme ou de position des éléments à accoupler. Le jeu minimal de l'assemblage est réalisé lorsque les dimensions des éléments correspondent au maximum de matière, et qu'en outre les erreurs de forme et de position sont les plus désavantageuses.

Cependant, le jeu disponible pour l'assemblage est plus grand si les dimensions réelles des éléments assemblés s'éloignent des limites du maximum de matière et si les erreurs de forme ou de position n'atteignent pas les valeurs maximales tolérancées.

Il en résulte que si les dimensions réelles des pièces assemblées s'éloignent des limites du maximum de matière, on peut accepter un dépassement de la tolérance de forme ou de position spécifiée, sans mettre en danger la possibilité d'assemblage.

Cette augmentation de tolérance, en accord avec le principe du maximum de matière, qui s'applique aux tolérances dimensionnelles (voir figure 9) aussi bien qu'aux tolérances de position et à certaines tolérances de forme, est avantageuse pour la fabrication, mais peut être inadmissible au point de vue fonctionnel. Par exemple, dans le tolérancement de position, on peut en général admettre cet accroissement pour des entre-axes d'éléments d'assemblages tels que trous pour boulons, goujons, etc., mais ceci peut être inadmissible dans certains montages mécaniques, axes d'engrenages, etc. Dans tous les cas, le constructeur doit décider si l'application du principe du maximum de matière peut être admise ou non. Si elle peut être admise, il doit inscrire le symbole \textcircled{M} à côté de la tolérance en question (voir 4.8 de la partie I).

Ce symbole indique que la tolérance qui lui est associée a été choisie en tenant compte des limites du maximum de matière de l'élément ou des éléments en question. Si l'un des éléments est exécuté à une dimension comprise entre celle correspondant au minimum de matière et celle correspondant au maximum de matière, la tolérance de forme ou de position spécifiée peut être élargie de la différence entre la dimension réelle de la pièce finie et la dimension correspondant au maximum de matière. Évidemment, cette augmentation ne doit jamais dépasser la valeur de la tolérance dimensionnelle de l'élément.

Il est important de remarquer que l'augmentation précitée de la tolérance peut être appliquée à l'une des pièces de l'assemblage, sans se préoccuper de l'autre. L'assemblage pourra s'effectuer, même si l'autre pièce est exécutée aux limites extrêmes des tolérances dans le sens le moins favorable à l'assemblage, parce que le total combiné des erreurs dimensionnelles et des erreurs de forme ou de position prescrites pour cette partie de l'assemblage n'est pas dépassé.

Lorsqu'une tolérance de forme ou de position est prescrite pour un élément relié à un élément de référence affecté de tolérances dimensionnelles, il peut être possible d'appliquer le principe du maximum de matière à l'élément de référence comme à l'élément tolérancé, pour obtenir l'avantage complet (voir figures 11 et 12). Dans de tels cas, le symbole \textcircled{M} doit être également inscrit à la suite de la lettre de référence (voir 4.8 et figures 24 et 25 de la partie I).

L'indication du «principe du maximum de matière» est donc donnée par le symbole (M) placé à la suite

- de la valeur de la tolérance (figure 1),
- de la lettre de référence (figure 2),
- de l'une et de l'autre (figure 3),

selon que le principe du maximum de matière s'applique respectivement à l'élément tolérancé, à l'élément de référence, ou à tous les deux.

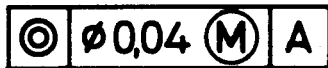


FIGURE 1

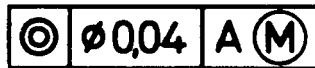


FIGURE 2

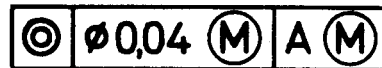


FIGURE 3

Le cadre est relié à l'élément tolérancé dans les conditions prévues par 4.2 et 4.3 de la partie I.

NOTE - Si le principe du maximum de matière n'est pas (ou ne peut pas être) appliqué aux tolérances de forme ou de position, ces dernières doivent être respectées indépendamment des dimensions effectives de l'élément considéré. Les erreurs de forme ou de position doivent donc être vérifiées séparément.

Si le principe du maximum de matière est appliqué, les erreurs de forme ou de position peuvent être vérifiées à l'aide de jauges de construction appropriées.

3 APPLICATION DU PRINCIPE DU MAXIMUM DE MATIÈRE

3.1 Perpendicularité

L'application du principe du maximum de matière à la perpendicularité est illustrée par les figures 4 a) à 4 d).

L'axe de la broche doit se trouver dans une zone cylindrique perpendiculaire au plan de référence A; le diamètre de cette zone varie de 0,04 à 0,06, suivant que le diamètre de la broche est 16 (maximum de matière) ou 15,98 (minimum de matière).

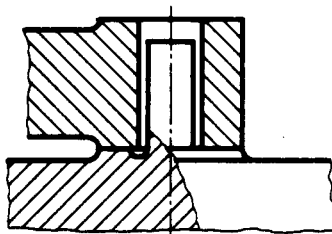


FIGURE 4 a) - Assemblage

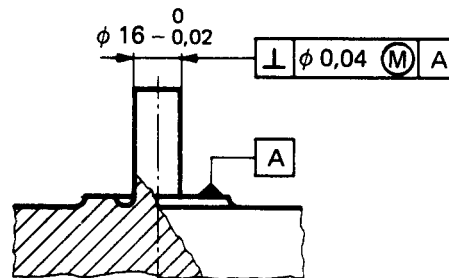


FIGURE 4 b) - Dessin de détail

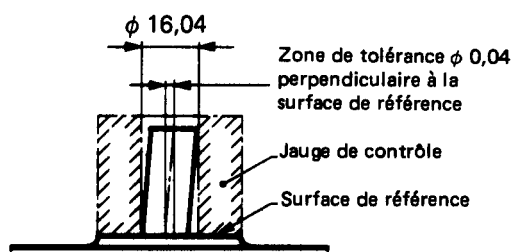


FIGURE 4 c) - Élément cylindrique au diamètre maximal (16,00), en contact avec la jauge - Tolérance effective de perpendicularité : $\phi 0,04$

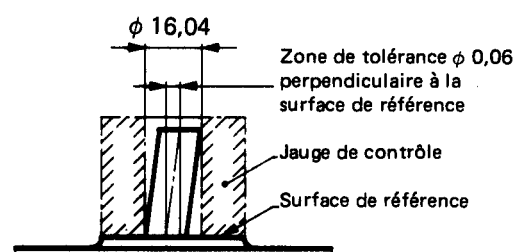


FIGURE 4 d) - Élément cylindrique au diamètre minimal (15,98), en contact avec la jauge - Tolérance effective de perpendicularité : $\phi 0,06$

Il est à noter que la jauge dans les figures 4 c) et 4 d) contrôle l'effet combiné de la perpendicularité et de la dimension.

La dimension de l'élément cylindrique doit être contrôlée séparément pour s'assurer que les limites de dimension ne sont pas dépassées.

Dans cet exemple, il n'est pas pris en considération un éventuel défaut de position par rapport à un autre élément.

3.2 Rectitude

L'application du principe du maximum de matière à la rectitude est illustrée par les figures 5 a) à 5 d).

L'axe de la goupille doit se trouver dans une zone cylindrique d'un diamètre variant de 0,01 à 0,03, suivant que le diamètre de la goupille est 10,0 (maximum de matière) ou 9,98 (minimum de matière).

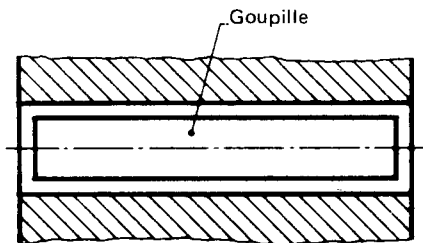


FIGURE 5 a) - Assemblage

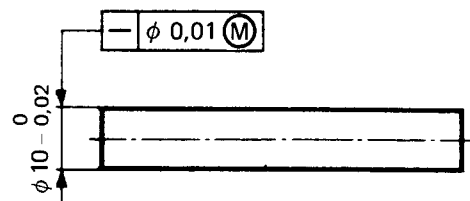


FIGURE 5 b) - Goupille

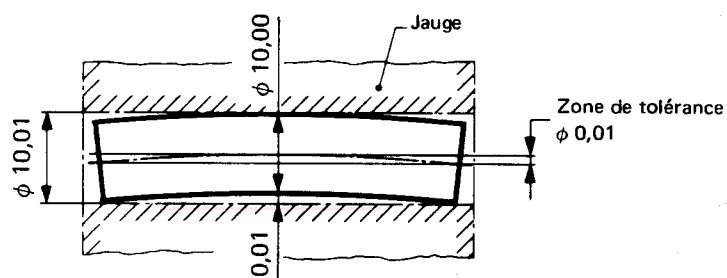


FIGURE 5 c) - Goupille au maximum de matière ($\phi 10$), en contact avec la jauge -
Tolérance effective de rectitude : $\phi 0,01$

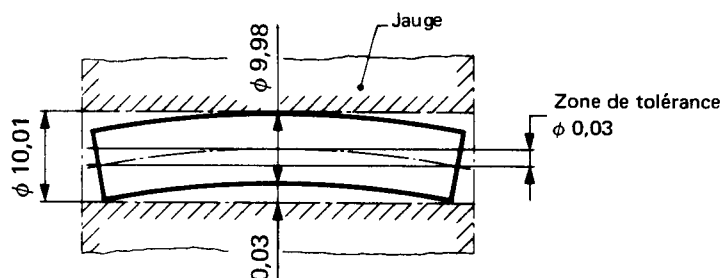


FIGURE 5 d) - Goupille au minimum de matière ($\phi 9,98$), en contact avec la jauge -
Tolérance effective de rectitude : $\phi 0,03$

Il est à noter que la jauge dans les figures 5 c) et 5 d) contrôle l'effet combiné de la rectitude et de la dimension. La dimension de la goupille doit être contrôlée séparément pour s'assurer que les limites de dimension ne sont pas dépassées.

S'il est nécessaire que la goupille reste sur toute sa longueur à l'intérieur d'un cylindre du diamètre maximum permis par la tolérance du diamètre (principe de Taylor), la tolérance de rectitude est à indiquer sur la génératrice au lieu de l'axe (voir paragraphe 4.2 de la partie I).

3.3 Perpendicularité avec tolérance de forme zéro

S'il est nécessaire de spécifier que certaines erreurs d'orientation sont limitées par la condition du maximum de matière, ceci doit être signalé comme indiqué à la figure 6. Cet exemple signifie que si l'élément est exécuté à sa dimension maximale, sa forme doit être parfaite. Une erreur de forme n'est alors admise que dans la mesure où la dimension s'écarte du maximum, sans toutefois dépasser la limite inférieure en n'importe quel point.

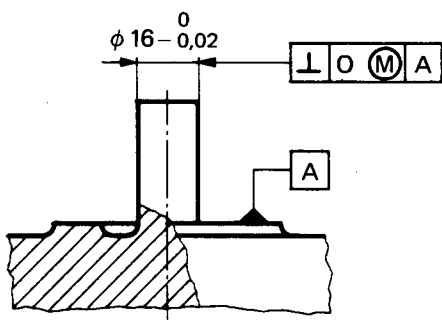


FIGURE 6

Il est à remarquer qu'une tolérance de forme ou de position, dont la valeur prescrite est zéro, est nécessairement associée à la condition du maximum de matière. Indiquée isolément, elle signifierait que la pièce doit être parfaite.

3.4 Distance d'entre-axes

La figure 7 illustre un cas simple de tolérancement d'entre-axes et montre deux pièces qui peuvent être assemblées librement, même dans les conditions les plus défavorables pouvant résulter des tolérances, soit :

- pièce supérieure : entre-axes et diamètre des broches au maximum;
 - pièce inférieure : entre-axes et diamètre des trous au minimum;
- ou
- pièce supérieure : entre-axes au minimum et diamètre des broches au maximum;
 - pièce inférieure : entre-axes au maximum et diamètre des trous au minimum.

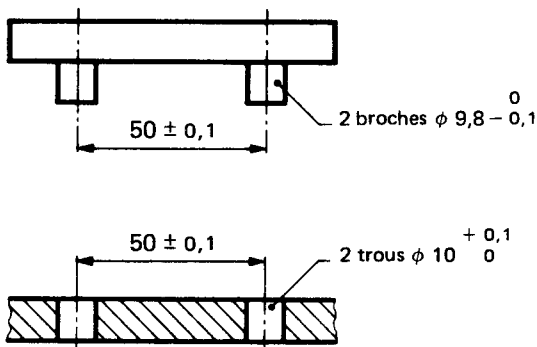


FIGURE 7

La figure 8 montre les cas extrêmes de la pièce inférieure de la figure 7 dans le cas du maximum de matière.

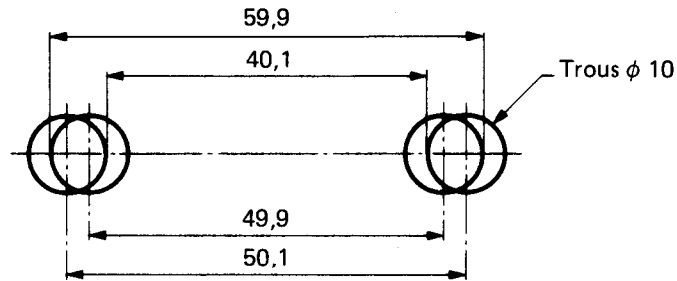


FIGURE 8

L'assemblage est possible si les deux conditions suivantes sont remplies :

- 1) entre-axes des broches, augmenté du demi-diamètre de chacune d'elles, égal ou plus petit que 59,9;
- 2) entre-axes des broches, diminué du demi-diamètre de chacune d'elles, égal ou plus grand que 40,1.

Si les broches sont à leur diamètre minimal, soit 9,7, leur entre-axes peut varier entre les limites

$$59,9 - 9,7 = 50,2 \quad \text{et} \quad 40,1 + 9,7 = 49,8$$

ce qui correspond à la tolérance $\pm 0,2$, au lieu de $\pm 0,1$ selon le dessin.

Cette possibilité d'augmentation de l'erreur admissible peut être appliquée avantageusement, en spécifiant que la condition du maximum de matière s'applique à l'entre-axes des broches de la pièce supérieure.

Le principe du maximum de matière peut être spécifié à la pièce inférieure de la figure 7, avec les mêmes avantages.

Si le principe du maximum de matière est appliqué, il peut être spécifié

- selon la figure 9, qui montre la pièce inférieure : symbole (M) placé à la suite de la tolérance de l'entre-axe;
- selon la figure 10, qui montre la même pièce : symbole (M) placé à la suite de la tolérance de position des trous, ce qui signifie que les zones de tolérance sont circulaires pour les centres des trous.

La seule différence entre les exigences des figures 9 et 10 est que la figure 10 spécifie des zones circulaires de tolérance pour les centres des trous.

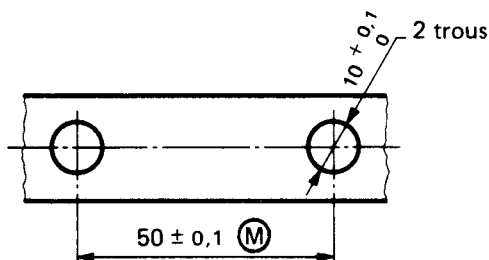


FIGURE 9

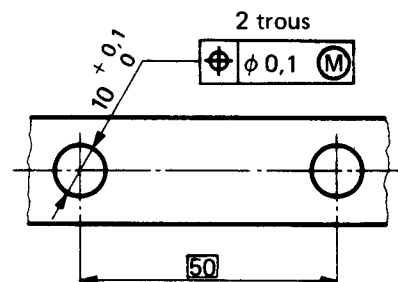


FIGURE 10

3.5 Tolérances de position

La figure 11 illustre un autre exemple de tolérance de position et montre un cas dans lequel le principe du maximum de matière est appliqué aux trous tolérancés, ainsi qu'à l'élément de référence. Si les trous et le cylindre de référence sont à leur maximum de matière, les axes des trous doivent se trouver dans une zone de tolérance cylindrique d'un diamètre 0,2, dont les axes sont dans la position théorique. Si les dimensions effectives des huit trous et du cylindre de référence s'écartent des dimensions du maximum de matière, il en résulte une possibilité d'augmentation des tolérances de position des trous.

Les différences entre les diamètres effectifs des trous et la dimension correspondant au maximum de matière déterminent le supplément possible des tolérances de position, en relation avec les autres. Lorsque le diamètre effectif du cylindre de référence s'écarte de celui correspondant au maximum de matière, il en résulte une augmentation supplémentaire possible de la tolérance de position de tous les alésages en relation avec le cylindre de référence, mais non de celle des trous entre eux.

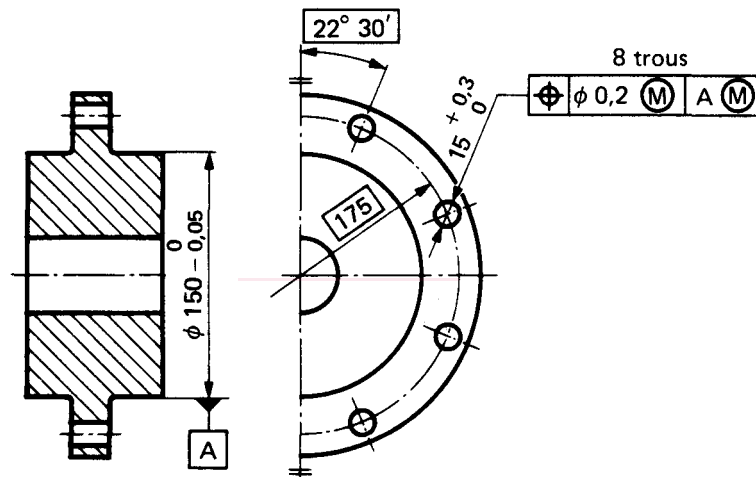


FIGURE 11

3.6 Coaxialité

L'application du principe du maximum de matière à la coaxialité est illustrée par la figure 12. L'axe de la tête de la broche doit se trouver dans une zone de tolérance cylindrique dont l'axe coïncide avec celui du corps de la broche, et dont le diamètre varie de 0,05 à 0,165 selon que les dimensions de la tête et du corps correspondent au maximum (figure 13) ou au minimum de matière (figure 14).

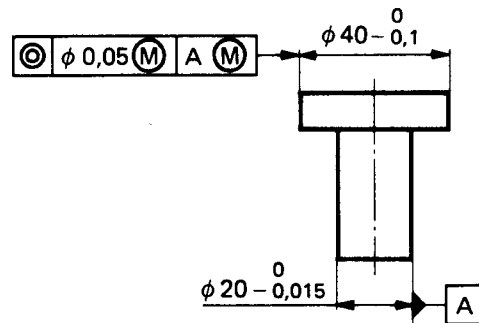


FIGURE 12

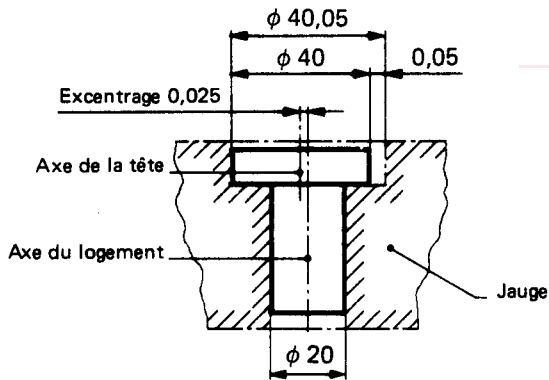


FIGURE 13

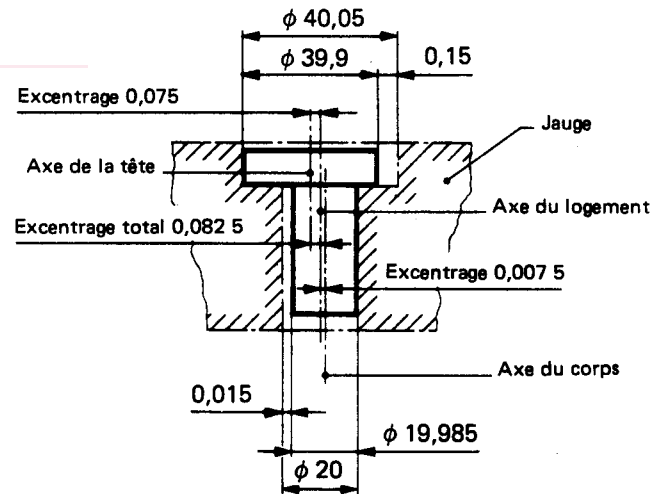


FIGURE 14

