

LE PROCESSUS DE CARACTERISATION DES PIECES

"La voix du client traverse le B.E."

Les normes I.S.O. de dessin

Introduction

L'ambition des concepteurs est de concevoir un produit répondant aux exigences des clients et aux objectifs de l'entreprise.

Avec "Le Processus de Caractérisation des Pièces", RENAULT tente de développer une logique de caractérisation qui intègre : le besoin du client, les conditions techniques, les calculs, la cotation fonctionnelle, la hiérarchisation des caractéristiques, le plan de surveillance, et enfin, tout le long du développement, les validations du produit et du processus.

L'alignement de nos normes de dessin sur celles de l'I.S.O. constitue une étape de ce projet.

Cette évolution normative entraîne une nouvelle façon de "coter" permettant de :

- **mieux traduire le besoin fonctionnel du client** en un ensemble de "jeux d'écriture" adéquats,
- **minimiser** les possibles ambiguïtés d'interprétation et de compréhension de nos dessins et documents de fabrication,
- **tolérer au "juste nécessaire"** pour réduire les coûts de production.

Changer de façon de faire, c'est apprendre : une formation de 4 jours est à la disposition des utilisateurs, appliquer, et surtout, s'approprier la nouveauté.

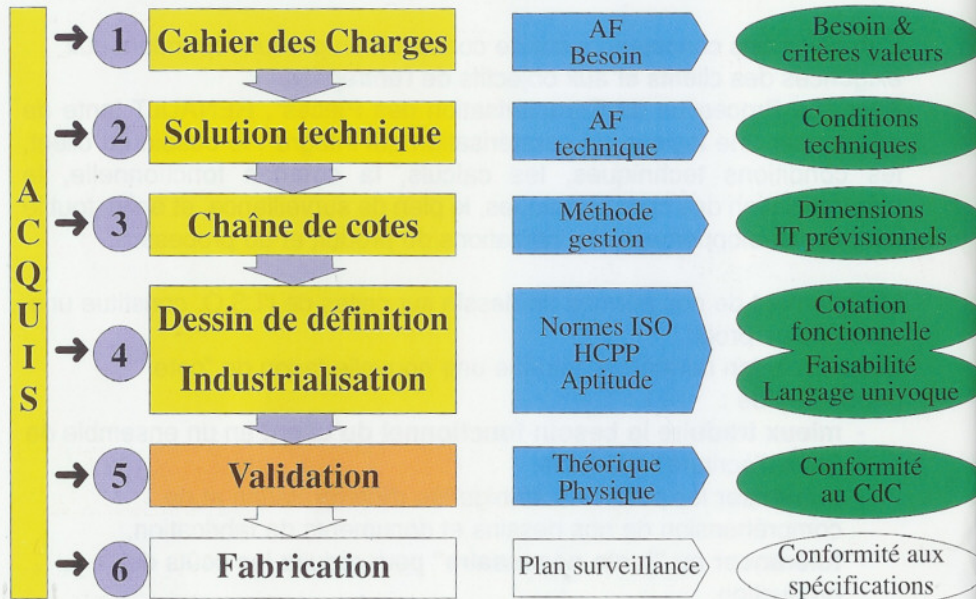
Le présent "Mémento des normes I.S.O. de dessin" est construit à partir de l'expérience acquise et se veut contribuer à l'application des normes. Il est réalisé avec un souci permanent de respect des normes et de clarté, tout en restant proche de la réalité industrielle.

Vous pouvez, au demeurant, nous aider à son amélioration, vos suggestions seront les bienvenues.

Attention:

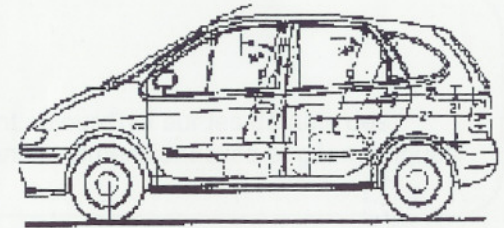
**Ce mémento ne se substitue pas aux normes officielles.
Chacun doit s'assurer de la validité des normes en vigueur.**

Processus de Caractérisation des Pièces : schéma de principe situant les normes ISO de dessin au sein des étapes.

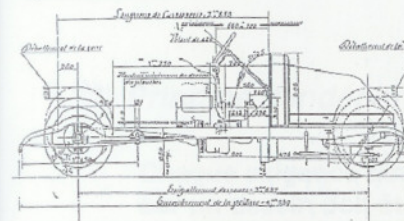


CONSTRUISONS ENSEMBLE

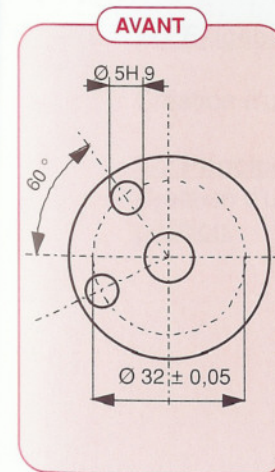
L'AUTOMOBILE EVOLUE



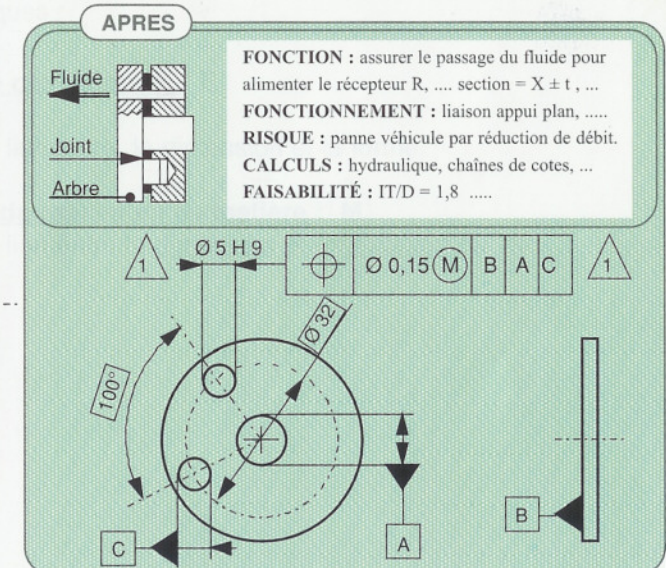
Automobiles RENAULT
 Louis RENAULT CONSTRUCTEUR 15 rue Gustave Gander - Billancourt (Seine)
 Voiture type 6 cyl 22HP 1914 direction à 700 du tablier
 Echelle 1/5
 Vue D'ensemble - Billancourt le 25 septembre 1915



LE DESSIN AUSSI..... EVOLUE



(cotation partielle)



Enjeux :

Cette norme lève l'ambiguïté existant aujourd'hui sur les défauts des éléments en fonction de leurs tolérances dimensionnelles et géométriques

Concept :

1) Principe d'indépendance

Chaque exigence dimensionnelle ou géométrique spécifiée sur un dessin doit être respectée en elle même.

2) Interdépendance entre dimension et géométrie

Pour des raisons fonctionnelles, il est possible de créer un lien entre 2 caractéristiques :

2-1 Exigence d'enveloppe : E

Création d'un lien entre la dimension et la forme.

2-2 Principe du maximum de matière : M

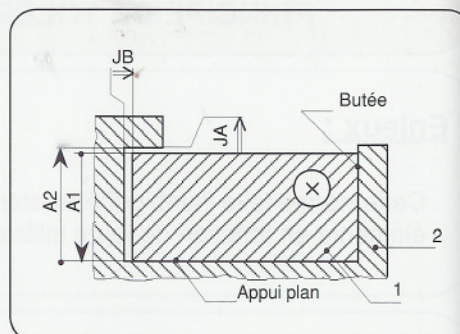
Création d'un lien entre la dimension et l'orientation ou la position.

1 - Condition fonctionnelle

Le guidage en translation de la pièce 1 dans la pièce 2 est assuré si les jeux fonctionnels JA et JB sont respectés.

Hypothèses :

- nous ne considérons que le paramètre JA,
- la pièce 2 est considérée théoriquement parfaite,
- nous étudions ici la cotation partielle de la pièce 1.

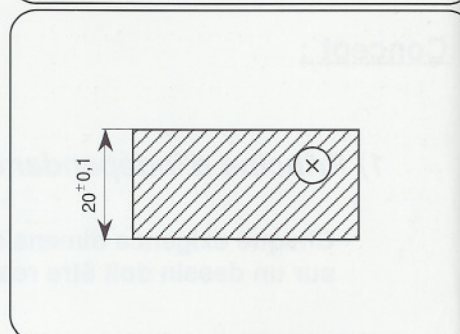


2 - Les différents principes

La chaîne de côtes issue de JA et le calcul des maillons, nous amène à coter l'épaisseur de la pièce (maillon A1= 20 ± 0,1).

Nous examinons la signification de 20 ± 0,1 selon :

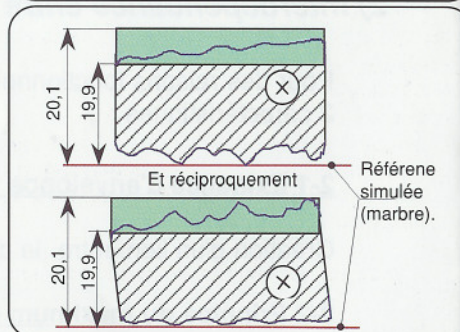
- le principe de "Taylor",
- le principe d'indépendance,
- l'exigence d'enveloppe,
- le tolérancement de localisation.



2 - 1 Principe de "TAYLOR"

signification :

- les côtes définissent des enveloppes qui ne doivent pas être franchies par la pièce réelle,
- ce principe est communément utilisé dans l'entreprise, mais n'est pas reconnu par les instances normatives.

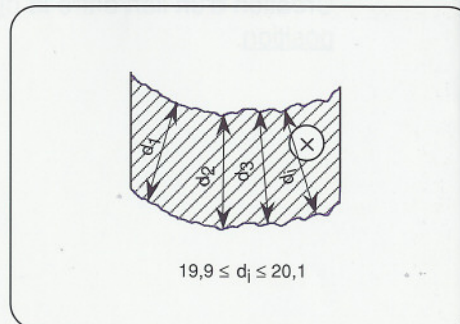


2 - 2 Principe d'indépendance

Chaque exigence dimensionnelle ou géométrique spécifiée sur un dessin doit être respectée en elle même (indépendamment), sauf si une relation particulière est spécifiée.

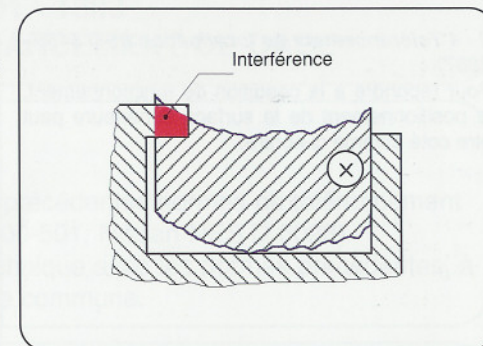
Ce principe devient le principe de base du tolérancement.

La signification suivant la norme I.S.O. 8015 (1985) est qu'une tolérance linéaire limite uniquement les dimensions locales réelles (distance entre 2 points) d'un élément mais pas ses écarts de forme.



Conséquence

Dans le cadre d'un assemblage cette cotation peut conduire à une non montabilité.



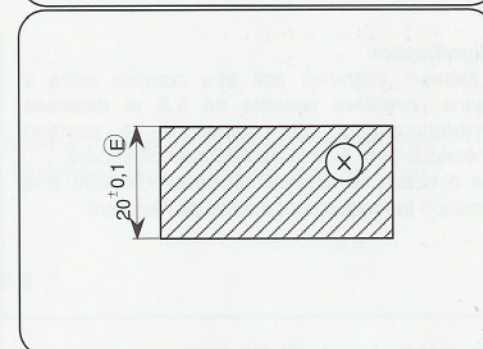
2 - 3 Exigence d'enveloppe E

Elle exprime une interdépendance entre la dimension et la géométrie.

L'exigence d'enveloppe peut être appliquée à

- un cylindre,
- 2 surfaces planes parallèles en vis à vis.

E implique que l'enveloppe de forme parfaite à la dimension au maximum de matière de l'élément ne doit pas être dépassée.



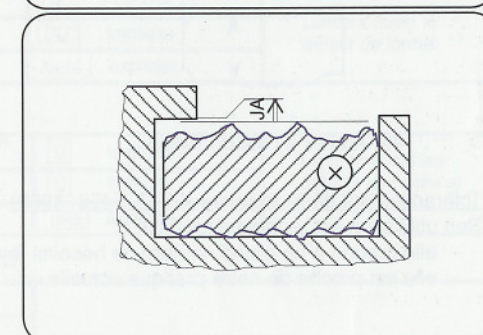
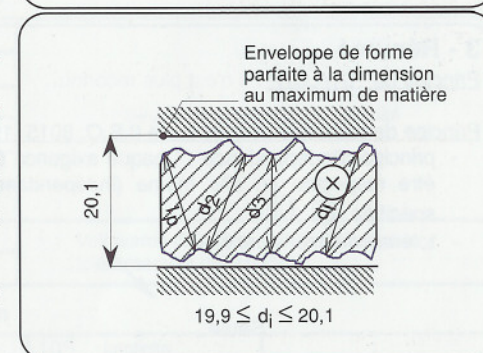
Signification

Cette cotation comporte 2 exigences fonctionnelles :

- chacune des dimensions locales réelles doit être comprise entre 19,9 et 20,1.
- la pièce réelle ne doit pas dépasser l'enveloppe parfaite à la dimension au maximum de matière constituée par 2 plans parallèles distants de 20,1.

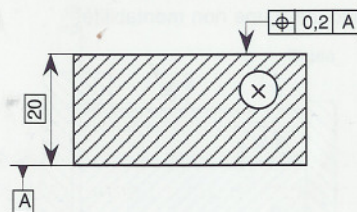
Nota : Le défaut de forme peut être au maximum de 0,2.

Le guidage est assuré



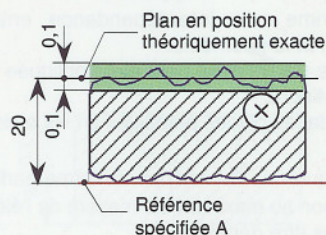
2 - 4 Tolérancement de localisation (ISO 5458 - 1987)

Pour répondre à la condition de fonctionnement, le positionnement de la surface supérieure peut être coté comme ci-contre.



Signification

L'élément tolérancé doit être compris entre 2 plans parallèles distants de 0,2 et disposés symétriquement par rapport à la position théoriquement exacte de l'élément considéré. La direction de mesure est perpendiculaire à la position théoriquement exacte de l'élément.

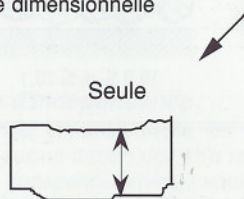


3 - Résumé

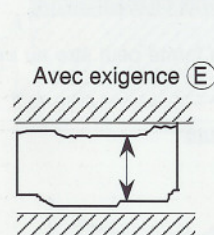
Principe de "TAYLOR" : Il n'est plus reconnu.

Principe de tolérancement de base (I.S.O. 8015 -1985) :

- principe d'indépendance : Chaque exigence dimensionnelle ou géométrique spécifiée doit être respectée en elle même (indépendamment) sauf si une relation particulière est spécifiée (E), (M).
- tolérance dimensionnelle



Inadaptée à l'assemblage



Adaptée à l'assemblage (Cylindre et plans //)

Tolérancement de localisation (I.S.O. 5458 -1998).

Son utilisation est recommandée car :

- elle répond à un grand nombre de besoins fonctionnels.
- elle est proche de notre pratique actuelle.

ISO 1101 - 1983 PRINCIPE DE TOLERANCEMENT DE BASE

Enjeux :

Cette norme annule et remplace les précédentes normes de tolérancement géométrique (Exemple : Renault 01-00-501, Nissan NES D 0023). Son contenu est en concordance technique avec les normes précédentes, à l'exception du tolérancement en zone commune.

Concept :

1) Tolérance géométrique :

Une tolérance géométrique appliquée à un élément, définit la zone de tolérance à l'intérieur de laquelle l'élément réel (surface, axe ou plan médian) doit être compris.

2) Typologie des tolérances :

Tolérances de forme

Eléments isolés	—	Rectitude	Seul le défaut de forme est limité
	▱	Planéité	
	○	Circularité	
	⊙	Cylindricité	
	⌒	Ligne quelconque	
	⌒	Surface quelconque	
Eléments associés	⌒	Ligne quelconque	Voir norme ISO 1660 - 1987 : Cotation et tolérancement des profils.
	⌒	Surface quelconque	

Tolérances d'orientation

Eléments associés	//	Parallélisme	0°	implicite	Limitent aussi le défaut de forme.
	⊥	Perpendicularité	90°	implicite	
	∠	Inclinaison	Angle	explicite	

Tolérances de position

Eléments associés	≡	Symétrie	0	implicite	Limitent aussi les défauts de forme et d'orientation.
	⊙	Coaxialité, Concentricité	0	implicite	
	⊕	Localisation	cote	explicite	

Tolérances de battement

Eléments associés	↗	Battement simple	
	↘	Battement total	

1 - Définitions

1 - 1 Tolérance géométrique

Une tolérance géométrique définit la zone de tolérance à l'intérieur de laquelle l'élément (surface, axe ou plan médian) doit être compris. La forme, l'orientation et la position peuvent être quelconques à l'intérieur de la zone de tolérance. Une même surface peut être tolérancée en combinant les tolérances de forme, d'orientation et de position.

1 - 2 Élément tolérancé

Quelle que soit la caractéristique tolérancée, la zone de tolérance s'y rapportant est toujours exprimée pour la totalité de cet élément.

En cas de besoin une :

- spécification restrictive (— — — —) ou
- spécification extensive (\textcircled{P}) est appliquée.

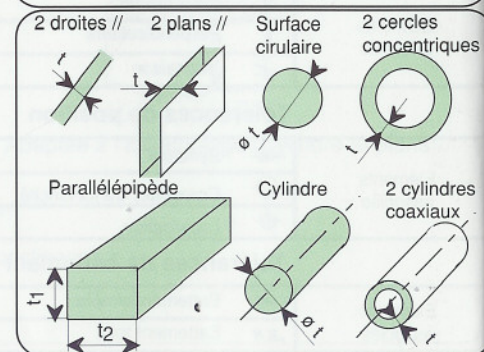
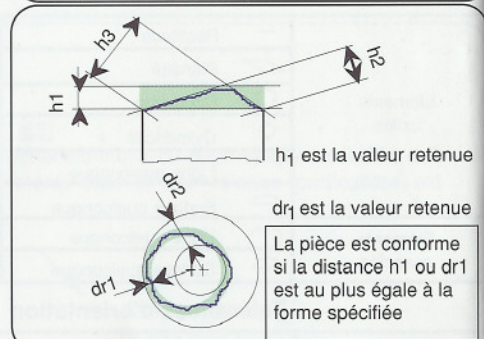
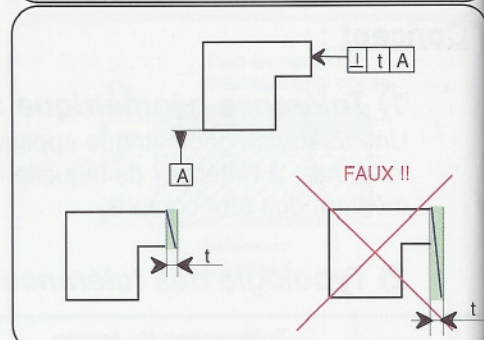
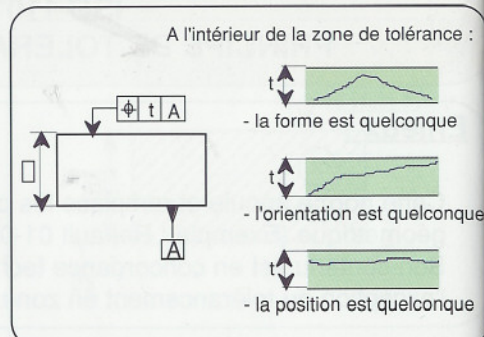
1 - 3 Choix de la surface géométrique idéale

Pour la définition de la rectitude ou de la planéité, la position de 2 droites ou de 2 plans parallèles doit être choisie de façon à ce que la distance entre eux soit minimale.

Pour la définition de la circularité et de la cylindricité, la position de 2 cercles concentriques ou de 2 cylindres coaxiaux doit être choisie de façon à ce que la distance radiale entre eux soit minimale.

1 - 4 Zone de tolérance

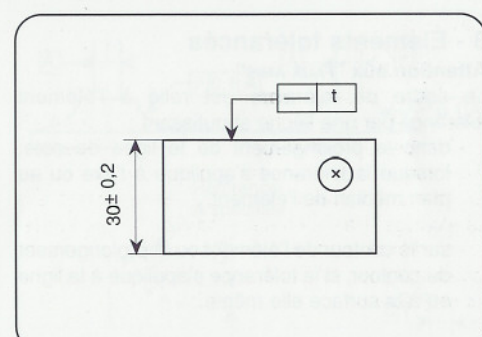
Les différents types de zone de tolérance sont :



2 - Analyse comparative

Nous considérons la cotation ci-contre sous 3 aspects différents :

- principe de "Taylor",
- principe d'indépendance,
- exigence d'enveloppe.



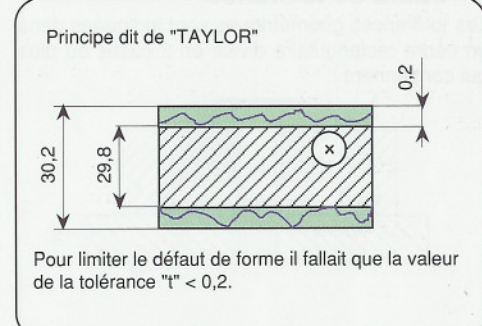
2 - 1 Signification "Taylorienne"

L'interprétation "Taylorienne" de la cote $30^{+0.2}$ est représentée ci-contre.

Le défaut de forme sur une face peut être au maximum de l'IT/2.

Ce qui explique qu'il fallait pour limiter la forme, une valeur de tolérance géométrique $t < IT/2$.

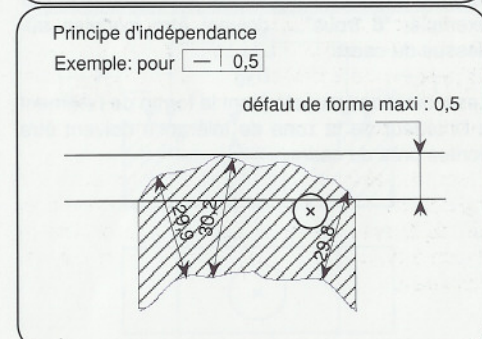
Attention, cette interprétation coutumière n'est pas conforme aux normes ISO.



2 - 2 Principe d'indépendance

Ce principe ne limite pas le défaut de forme de l'élément.

En cas de besoin, le défaut de forme de valeur "t" est spécifié, sa valeur peut être égale, sup. ou inf. à la valeur de l'IT de la cote dimensionnelle.



2 - 3 Exigence d'enveloppe

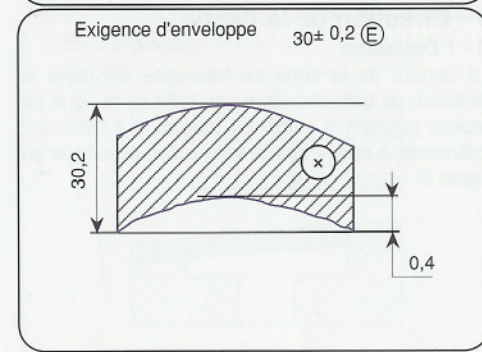
Si la cote dimensionnelle est la suivante :

$$30^{+0.2} \text{ (E)}$$

Elle doit répondre à l'exigence d'enveloppe. Cette exigence limite le défaut de forme qui peut être au maximum de la valeur de l'IT.

Pour restreindre le défaut de forme, il faut que :

$$t < IT$$



3 - Éléments tolérancés

Attention aux "FAUX AMIS"

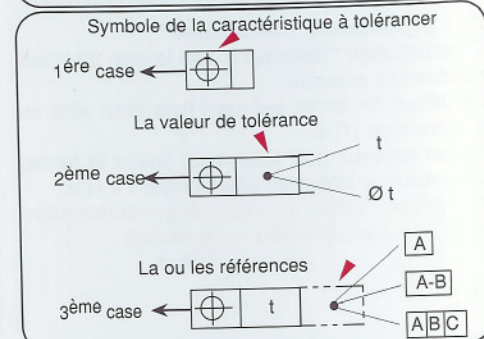
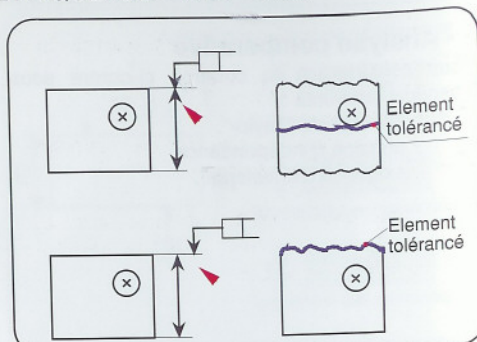
Le cadre de tolérance est relié à l'élément tolérancé par une flèche aboutissant :

- dans le prolongement de la ligne de cote, lorsque la tolérance s'applique à l'axe ou au plan médian de l'élément,

- sur le contour de l'élément ou le prolongement du contour, si la tolérance s'applique à la ligne ou à la surface elle même.

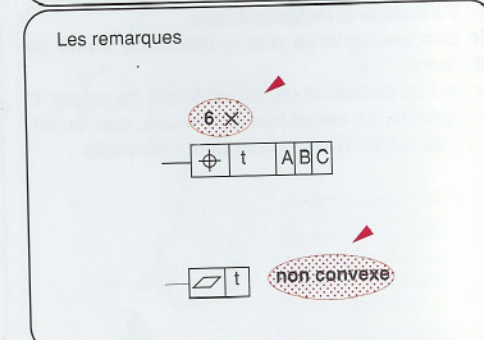
4 - Cadre de tolérance

Les tolérances géométriques sont indiquées dans un cadre rectangulaire divisé en 2 cases ou plus qui contiennent :



Les remarques se rapportant à la tolérance, par exemple, "6 trous"..., doivent être inscrites au-dessus du cadre.

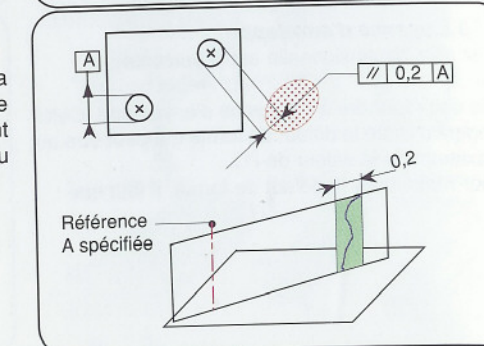
Les indications caractérisant la forme de l'élément à l'intérieur de la zone de tolérance doivent être écrites près du cadre.



5 - Direction de la flèche

5 - 1 Définition

La largeur de la zone de tolérance est dans la direction de la flèche située au bout de la ligne de repère joignant le cadre de tolérance à l'élément tolérancé, à moins que la valeur soit précédée du signe \varnothing .

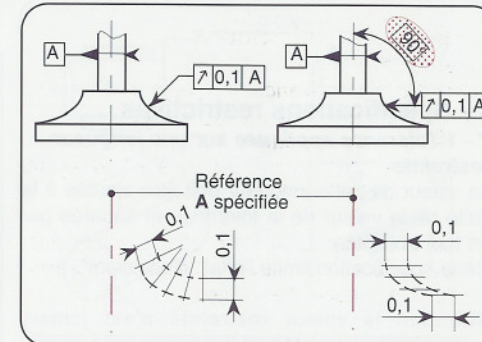


5 - 2 Direction de la largeur de la zone de tolérance

Elle est normale à la géométrie spécifiée de l'élément tolérancé.

Dans le cas contraire, la direction de la largeur de la zone de tolérance doit être indiquée.

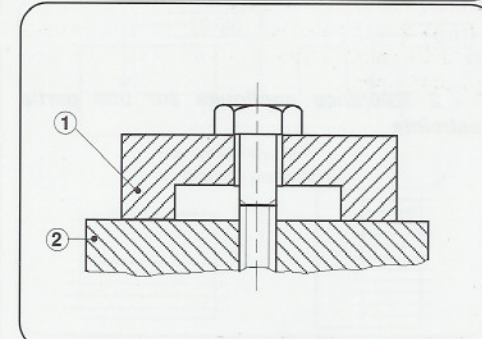
Faire attention en spécifiant l'angle que la zone de tolérance répond aux conditions fonctionnelles.



6 - Zone commune

6 - 1 Condition fonctionnelle

Nous voulons ici assurer un contact plan entre les pièces 1 et 2.

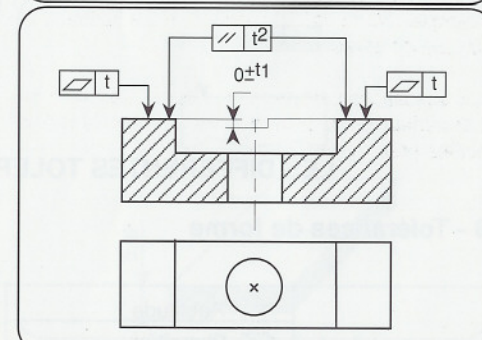


6 - 2 Ancienne pratique

Pour une surface de contact la plus grande possible, il faut :

- 2 tolérances de planéité,
- une tolérance de parallélisme,
- une cote dimensionnelle.

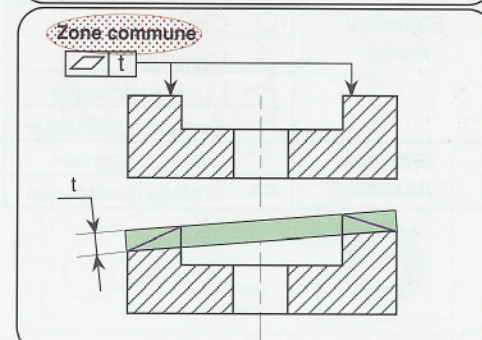
Ce principe de cotation ne doit plus être utilisé.



6-3 Cotation avec zone commune

Pour exprimer une planéité dans un plan commun, il suffit d'utiliser la zone commune.

L'exigence doit être indiquée par les mots "ZONE COMMUNE" au-dessus du cadre de tolérance.

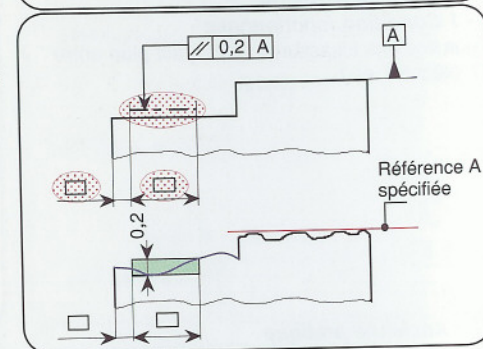
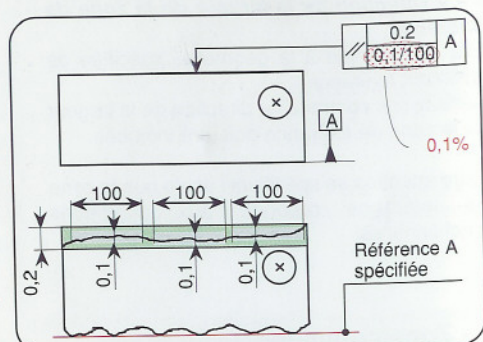


7 - Spécifications restrictives**7 - 1 Tolérance appliquée sur une longueur restreinte**

La valeur de cette longueur doit être ajoutée à la suite de la valeur de la tolérance et séparée par un trait oblique.

Cette spécification limite l'effet "d'escaliers".

Attention la valeur restreinte n'est jamais exprimée en pourcentage.

**7 - 2 Tolérance appliquée sur une partie restreinte****LES DIFFERENTES TOLERANCES GEOMETRIQUES****8 - Tolérances de forme**

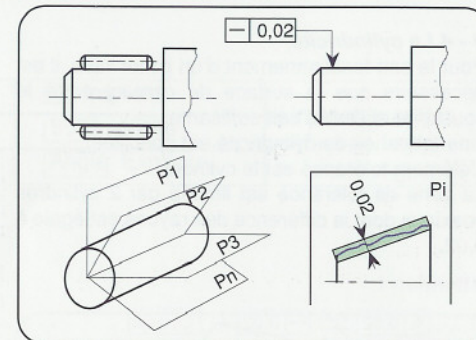
Eléments Isolés	— Rectitude	Seule le défaut de forme est limité
	▧ Planeité	
	○ Circularité	
	⊘ Cylindricité	
	⌒ Ligne quelconque	
Eléments Associés	⌒ Surface quelconque	Voir norme I.S.O. 1660 (1987) : cotation et tolérancement des profils
	⌒ Ligne quelconque	
	⌒ Surface quelconque	

8 - 1 La rectitude**8 - 1 - 1 génératrices d'un cylindre**

Pour assurer le fonctionnement des aiguilles, il faut que le contact soit linéique.

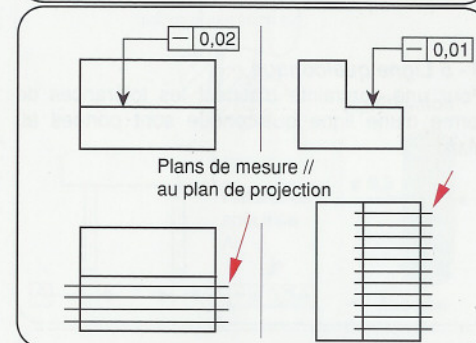
Les éléments tolérancés sont toutes les génératrices du cylindre.

La zone de tolérance est limitée par 2 droites parallèles distantes de 0,02 projetées dans chacun des plans radiaux P_i passant par l'axe du cylindre.

**8 - 1 - 2 Droites d'un plan**

Les éléments tolérancés sont toutes les lignes de la surface parallèles au plan de projection.

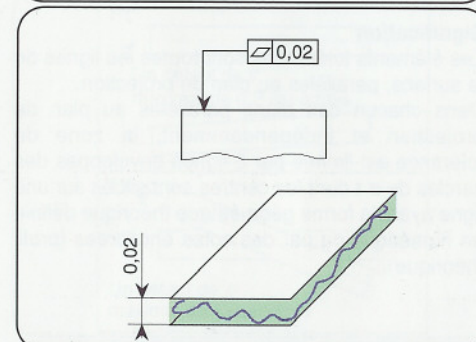
La zone de tolérance est limitée par 2 droites parallèles, distantes de la valeur de la tolérance, dans chacun des plans parallèles au plan de projection.

**8 - 2 La planéité**

Pour répondre à une contrainte d'étanchéité statique une tolérance de planéité de 0,02 est nécessaire.

L'élément tolérancé est la surface de la pièce.

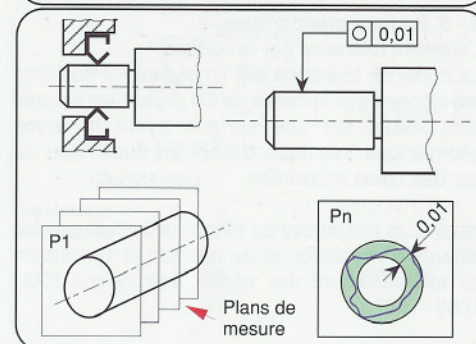
La zone de tolérance est limitée par 2 plans parallèles distants de 0,02.

**8 - 3 La circularité**

L'étanchéité dynamique est réalisée avec un joint à lèvres, le contact entre le joint et la portée cylindrique est circulaire. Pour éviter un défaut d'étanchéité, il faut tolérer le défaut de circularité.

Les éléments tolérancés sont tous les cercles des sections droites du cylindre.

La zone de tolérance, dans le plan considéré, est limitée par 2 cercles concentriques dont la différence des rayons est égale à 0,01.



8 - 4 La cylindricité

Pour le bon fonctionnement d'un palier lisse, il est nécessaire que la surface de contact entre le coussinet et l'arbre soit suffisante.

Une tolérance de cylindricité est spécifiée.

L'élément tolérancé est le cylindre.

La zone de tolérance est limitée par 2 cylindres coaxiaux dont la différence des rayons est égale à 0,02.

Attention !

$$\boxed{\text{Cylindricité } 0,02} \neq \boxed{\text{Parallélisme } 0,02} + \boxed{\text{Conicité } 0,02}$$

Ne limite pas la conicité

8 - 5 Ligne quelconque

Pour une contrainte d'aspect les tolérances de forme d'une ligne quelconque sont portées au plan.

Signification

Les éléments tolérancés sont toutes les lignes de la surface, parallèles au plan de projection.

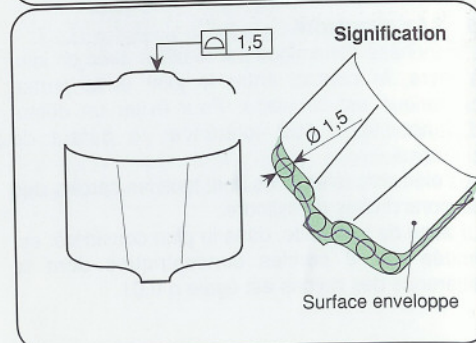
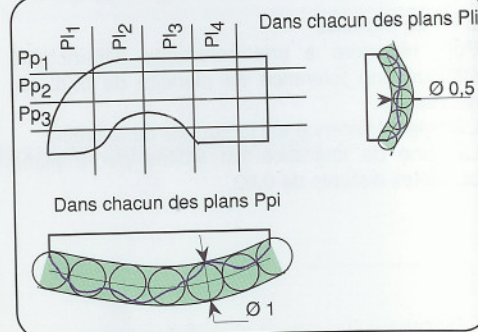
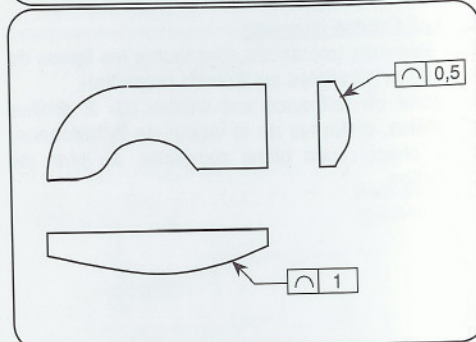
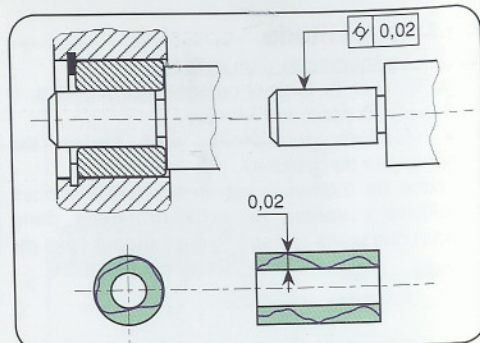
Dans chacun des plans parallèles au plan de projection et indépendamment, la zone de tolérance est limitée par 2 lignes enveloppes des cercles de ϕt dont les centres sont situés sur une ligne ayant la forme géométrique théorique définie en numérique ou par des cotes encadrées (profil théorique).

8 - 6 Surface quelconque

L'élément tolérancé est la surface.

La zone de tolérance est limitée par 2 surfaces enveloppes des sphères de $\phi 1,5$ dont les centres sont situés sur une surface ayant la forme géométrique théorique définie en numérique ou par des cotes encadrées.

Nota : Les tolérances de forme ne limitent pas les défauts d'orientation et de position (à l'exception du tolérancement des profils, voir norme ISO : 1660 -1987-).



9 - Tolérances d'orientation

Éléments Associés	// Parallélisme	0° Implicite	Limitent aussi le défaut de forme.
	\perp Perpendicularité	90° Implicite	
	\angle Inclinaison	Angle Explicite	

9 - 1 Le parallélisme

9 - 1 - 1 Droite/Droite

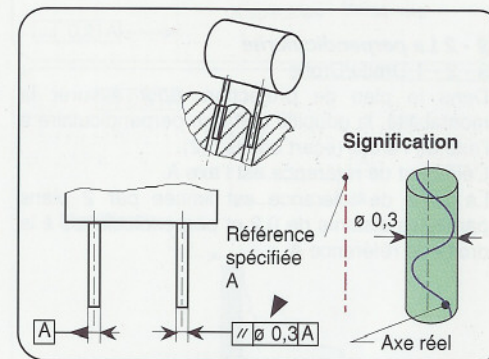
Cas 1 :

Pour un coulisement correct de l'appui tête, une tolérance de parallélisme est indiquée au plan.

L'élément tolérancé est l'axe du cylindre.

L'élément de référence est l'axe du cylindre.

La zone de tolérance est limitée par un cylindre de $\phi 0,3$ parallèle à la droite de référence.

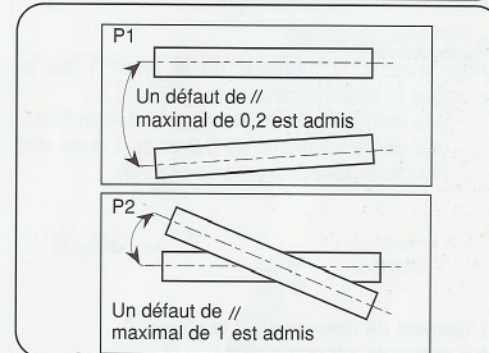


Conditions fonctionnelles

Cas 2 :

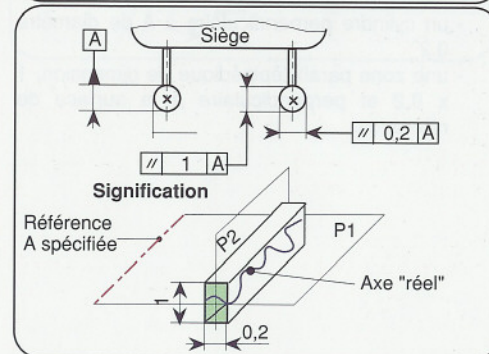
Pour assurer le déplacement axial d'un siège sur des rails, il faut :

- que les rails soient parallèles dans le plan P1 à 0,2
- une tolérance de 1 suffit dans le plan P2 car le système est moins sensible.



L'élément de référence est l'axe A.

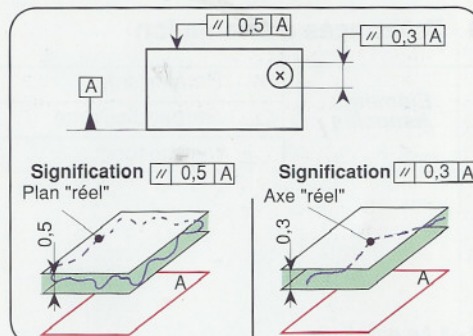
L'axe tolérancé doit être compris dans une zone de tolérance parallélépipédique de $0,2 \times 1,0$.



9 - 1 - 2 Plan/Droite ou Plan

L'élément de référence est le plan A.

La zone de tolérance est limitée par deux plans parallèles distants de la valeur de la tolérance et parallèles à la surface de référence, que l'élément toléré soit un autre plan ou un axe.



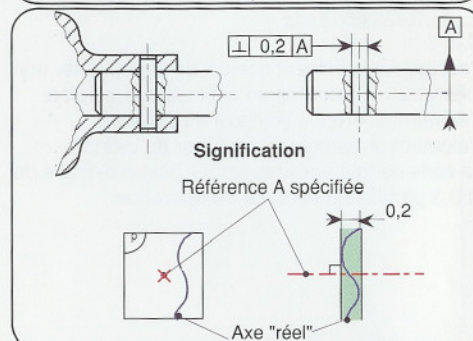
9 - 2 La perpendicularité

9 - 2 - 1 Droite/Droite

Dans le plan de projection, pour assurer la montabilité, la goupille doit être perpendiculaire à l'axe de l'arbre (écart admis 0,2).

L'élément de référence est l'axe A.

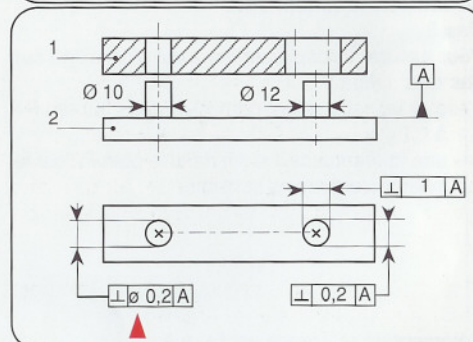
La zone de tolérance est limitée par 2 plans parallèles distants de 0,2 et perpendiculaires à la droite de référence A.



9 - 2 - 2 Plan/Droite

Pour assurer le montage de la pièce 1 sur le masque 2, la spécification est :

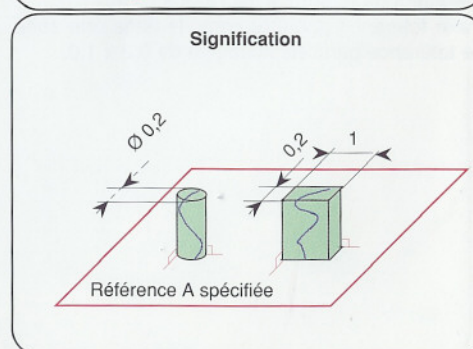
- une perpendicularité par rapport à A de $\varnothing 0,2$
- une perpendicularité de 0,2 et de 1 dans des directions respectives (trou oblong).



L'élément de référence est le plan A

les zones de tolérance sont :

- un cylindre perpendiculaire à A de diamètre 0,2
- une zone parallélépipédique de dimension, 1 x 0,2 et perpendiculaire à la surface de référence.



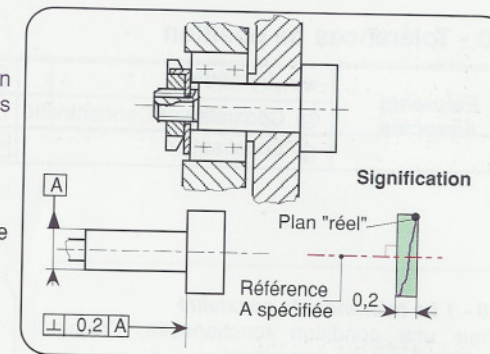
9 - 2 - 3 Droite/Plan

Conditions fonctionnelles

Centrage long prépondérant et appui plan nécessaire pour des raisons de contraintes axiales.

L'élément de référence est l'axe A.

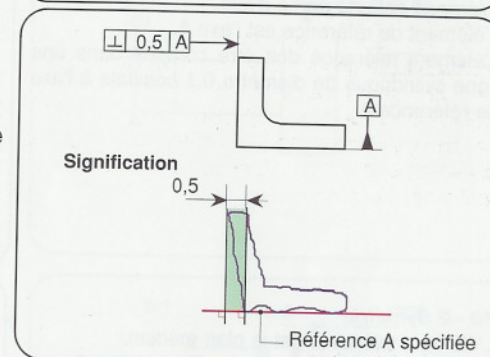
L'élément toléré doit être compris entre 2 plans parallèles distants de 0,2 et perpendiculaires à l'axe de référence spécifiée A.



9 - 2 - 4 Plan/Plan

L'élément de référence est le plan A.

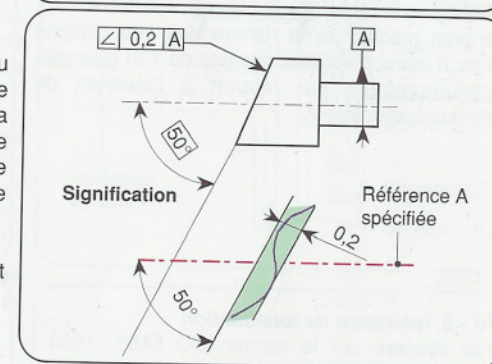
L'élément toléré doit être compris entre 2 plans parallèles distants de 0,5 et perpendiculaires à la surface de référence spécifiée A.



9 - 3 La tolérance d'inclinaison

Cette tolérance est la généralisation du parallélisme et de la perpendicularité (où l'angle entre l'élément de référence et l'orientation de la zone de tolérance est implicite 0° et 90°). Ici cette inclinaison peut être quelconque et doit être indiquée par une cote encadrée mentionnant cette inclinaison.

Nota : Une tolérance d'orientation limite le défaut de forme mais pas celui de position.



10 - Tolérances de position

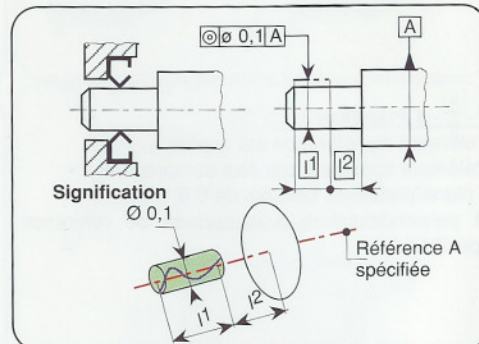
Eléments Associés	Symétrie	Implicite	Limitent aussi les défauts de forme et d'orientation.
	Coaxialité et Concentricité	Implicite	
	Localisation	Explicite	

10 - 1 La tolérance de coaxialité

Pour une condition fonctionnelle, l'élément tolérancé est une partie d'axe.

L'élément de référence est l'axe A.

L'élément tolérancé doit être compris dans une zone cylindrique de diamètre 0,1 coaxiale à l'axe de référence A.

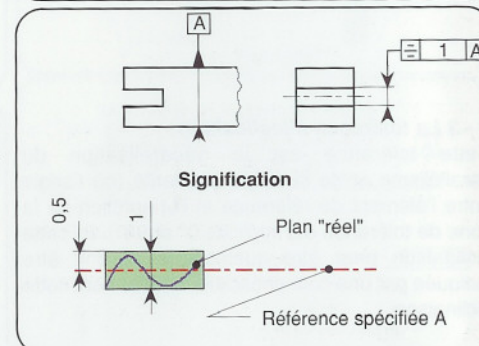


10 - 2 Symétrie

L'élément tolérancé est le plan médian.

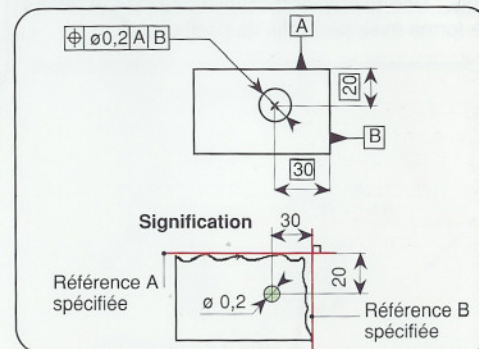
L'élément de référence est le plan médian A.

Le plan médian de la rainure doit être compris entre 2 plans parallèles distants de 1 et disposés symétriquement par rapport à l'élément de référence spécifiée A.



10 - 3 Tolérance de localisation

Voir chapitre sur la norme ISO 5458 -1998 - Tolérancement de localisation.



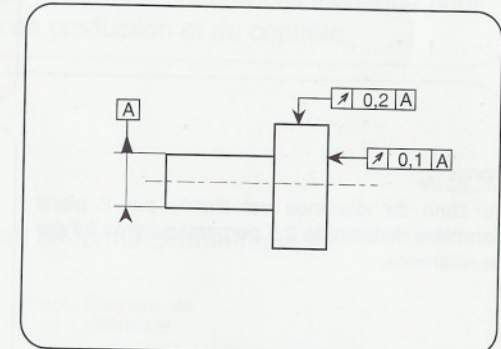
11 - Tolérances de battement

Eléments Associés	Battement simple	
	Battement total	

11 - 1 Le battement simple

Dans ces 2 cas :

- l'élément tolérancé est une ligne,
- la référence est l'axe de référence A.



Signification

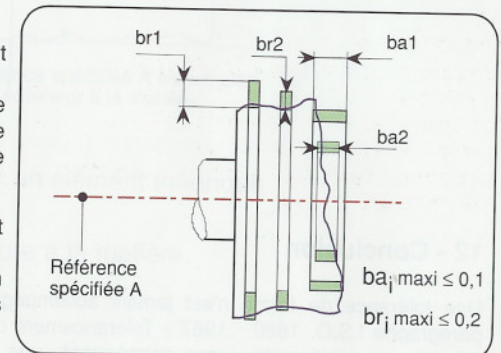
0.1 A : Ceci est une tolérance de battement simple axiale.

La zone de tolérance est limitée pour chaque position axiale par 2 circonférences distantes de 0,1 situées sur le cylindre de mesurage dont l'axe coïncide avec A (ba_i)

0.2 A : Ceci est une tolérance de battement simple radiale.

La zone de tolérance est limitée dans chaque plan de mesurage par 2 cercles concentriques distants de 0,2 centrés sur A (br_i)

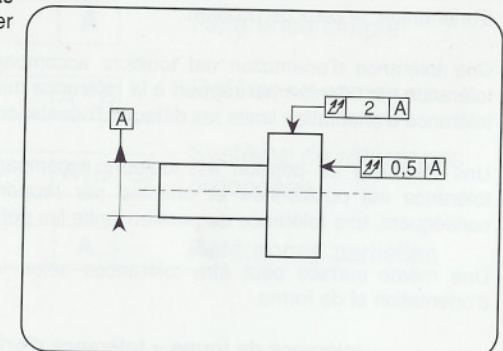
Nota: Si la direction de mesure n'est pas implicitement normale à la surface, il faut l'indiquer par une cote encadrée.



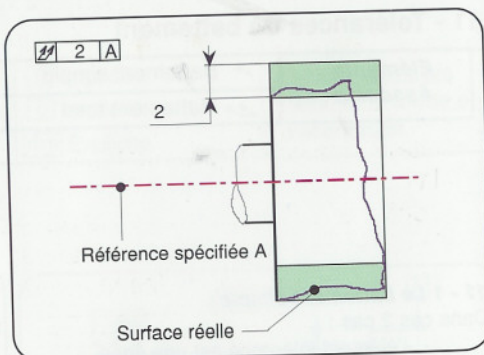
11 - 2 Le battement total

Dans ces 2 cas :

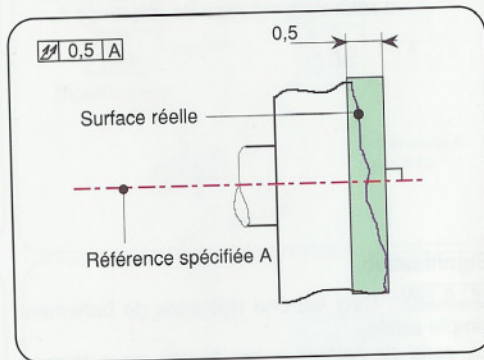
- l'élément tolérancé est une surface,
- la référence est l'axe de référence A.



La zone de tolérance est limitée par 2 surfaces cylindriques, distantes de 2 ayant pour axe commun l'axe de référence.



La zone de tolérance est limitée par 2 plans parallèles distants de 0,5 perpendiculaires à l'axe de référence.



12 - Conclusion

Une tolérance de forme n'est jamais accompagnée d'une référence sauf cas particulier (voir paragraphe I.S.O. 1660 - 1987 - Tolérancement de profil). La zone de tolérance n'est donc pas orientée ni positionnée ; par conséquent, une tolérance de forme ne limite ni les défauts d'orientation, ni ceux de position.

Une tolérance d'orientation est toujours accompagnée d'au moins une référence. La zone de tolérance est orientée par rapport à la référence mais n'est pas positionnée ; par conséquent, une tolérance d'orientation limite les défauts d'orientation et de forme.

Une tolérance de position est toujours accompagnée d'au moins une référence. La zone de tolérance est positionnée et orientée par rapport à une ou un système de références, par conséquent, une tolérance de position limite les défauts de position, d'orientation et de forme.

Une même surface peut être tolérancée selon les 3 caractéristiques combinées de position, d'orientation et de forme.

tolérance de forme < tolérance d'orientation < tolérance de position

Enjeux :

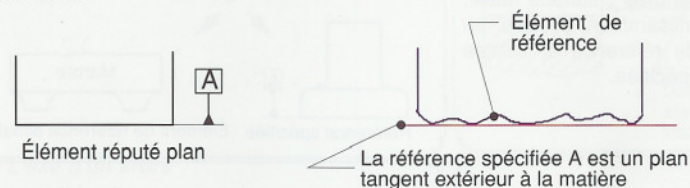
Cette norme complète la pratique actuelle et contribue à :

- la qualité du produit, par l'établissement d'un système de références conforme à l'isostatisme de la pièce dans son environnement,
- la réduction des coûts en utilisant un système de références identique pour la définition du produit, les moyens de production et de contrôle.

Concept :

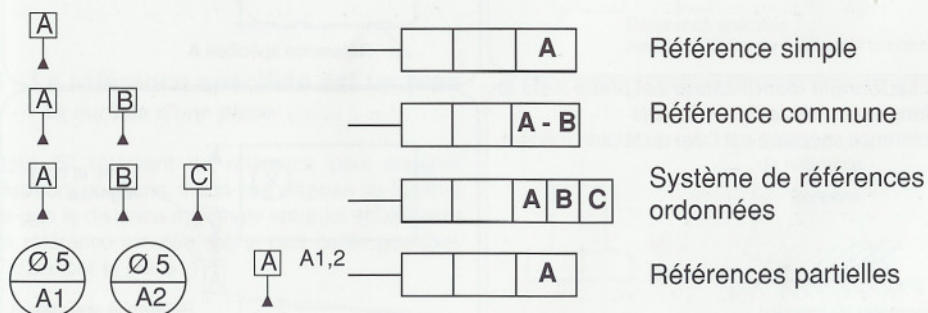
Construction d'une référence

A l'élément réel est associé un élément de forme géométrique parfaite.



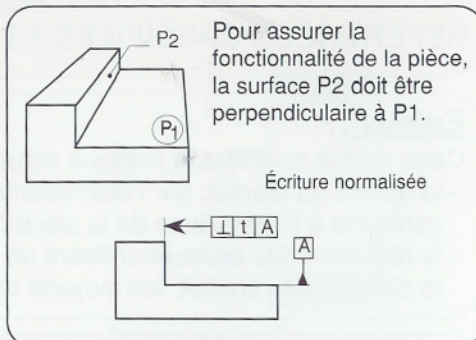
Norme

- 1) Une référence est représentée par un élément théorique (Point, Droite ou Plan).
- 2) Une référence est toujours extérieure à la matière.
- 3) Typologie de référence :



1 - Notion de référence

Pour répondre à un besoin fonctionnel il est courant qu'on veuille définir la position ou l'orientation d'un élément par rapport à un ou plusieurs éléments. Ces éléments constituent une référence ou un système de références.

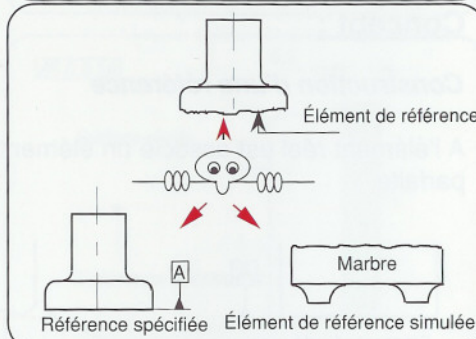


2- Définitions

Référence spécifiée : Forme géométrique théoriquement exacte, à laquelle se rapportent les éléments tolérancés.

Élément de référence : C'est l'élément réel de la pièce.

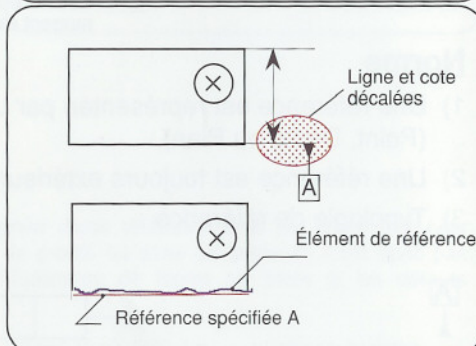
Élément de référence simulée : surface réelle, de forme adéquate et suffisamment précise, en contact avec l'élément de référence et utilisée pour établir la référence spécifiée.



3 - Attention aux faux amis !

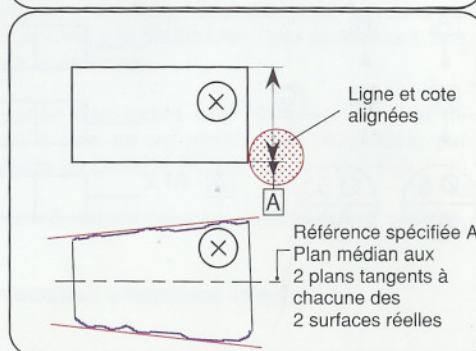
3 - 1 Le triangle identificateur est placé sur le contour de l'élément (mais clairement séparé de la ligne de cote)

La référence spécifiée est une droite ou un plan s'appuyant sur la ligne ou la surface considérée.



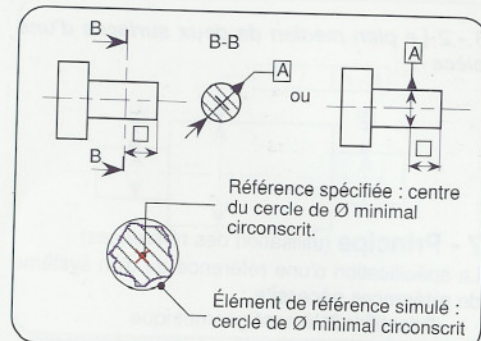
3 - 2 Le triangle identificateur est placé dans le prolongement de la ligne de cote

La référence spécifiée est l'axe ou le plan médian.



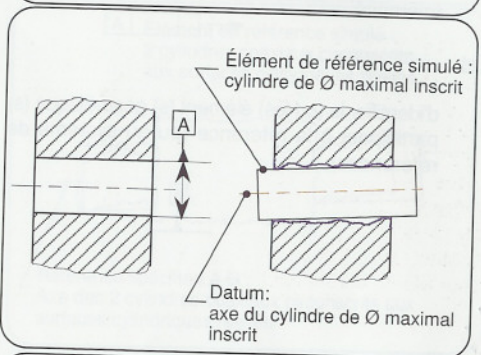
4 - La référence spécifiée est un point, centre d'une section circulaire

- dans un plan de coupe,
- dans un plan situé à \boxed{X} mm d'une surface de référence.

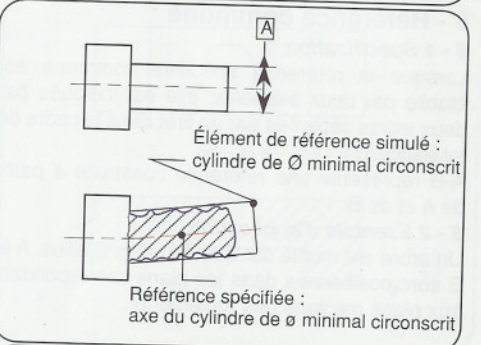


5 - La référence spécifiée est une droite

5 - 1 Axe d'un alésage



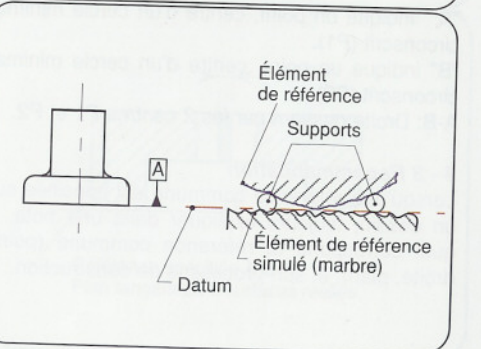
5 - 2 L'axe d'un arbre



6 - La référence spécifiée est un plan

6 - 1 La surface d'une pièce

Nota: Si l'élément de référence peut occuper plusieurs positions, il doit être disposé de façon à ce que la distance maximale entre lui et l'élément de référence simulée soit la plus petite possible. ("Balancer la pièce")

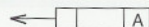


6 - 2 Le plan médian de deux surfaces d'une pièce

7 - Principe (utilisation des références)

La spécification d'une référence ou d'un système de références nécessite :

- d'identifier l'élément géométrique tolérancé.



et

- d'identifier le (ou les) élément(s) géométrique(s) participant à la référence (ou au système de références),



8 - Référence commune

8 - 1 Spécification

Lorsque la référence spécifiée commune est établie par deux éléments, elle est indiquée par deux lettres séparées par un tiret dans le cadre de tolérance.

A-B représente une référence construite à partir de A et de B.

8 - 2 Exemple d'application

Un arbre est monté sur 2 roulements à billes. A et B sont positionnés dans les plans correspondant aux plans médians des roulements.

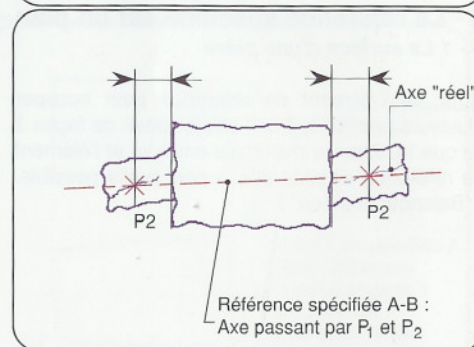
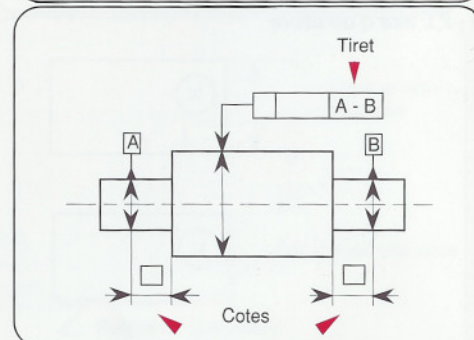
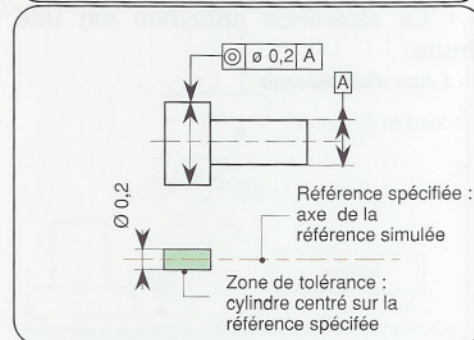
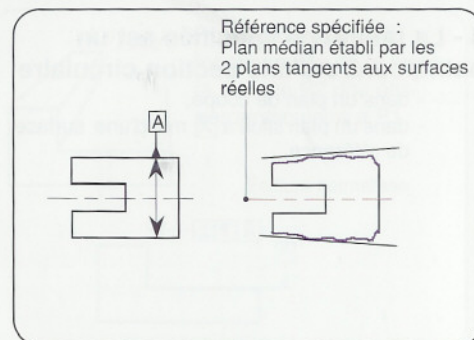
"A" indique un point, centre d'un cercle minimal circonscrit (P1).

"B" indique un point, centre d'un cercle minimal circonscrit (P2).

A-B: Droite passant par les 2 centres P1 et P2.

8 - 3 Recommandation

Lorsqu'une référence commune est spécifiée sur un dessin, toujours expliquer dans une note, à quoi correspond la référence commune (point, droite, plan), et son processus de construction.



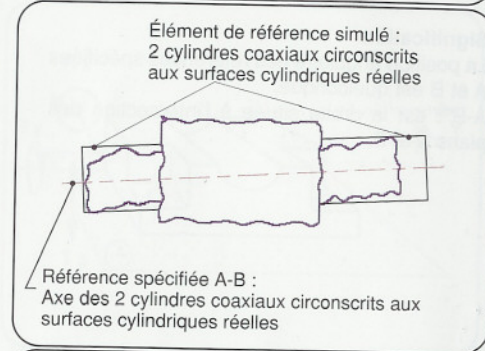
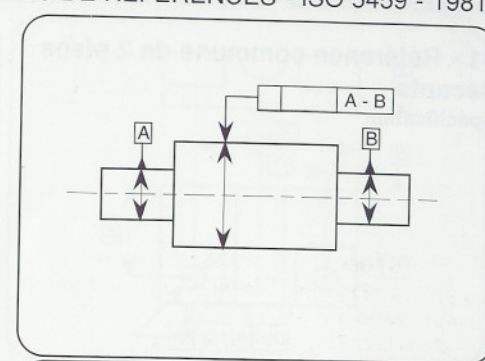
9 - Référence commune à 2 axes réputés coaxiaux

spécification

Signification

A - B : Axe de 2 cylindres coaxiaux de \varnothing minimaux circonscrits aux surfaces cylindriques réelles.

Nota : Vérifier la faisabilité industrielle avant de spécifier cette définition.

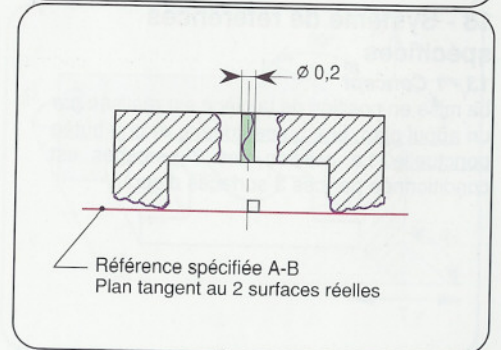
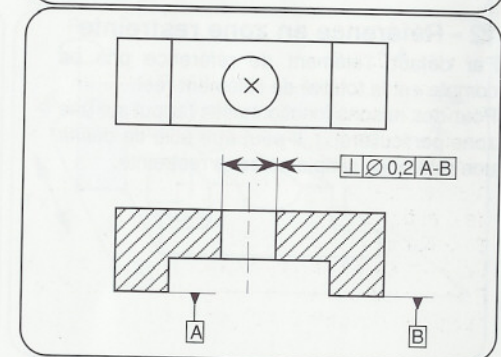
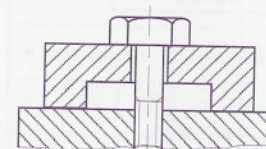


10 - Référence commune à deux surfaces planes

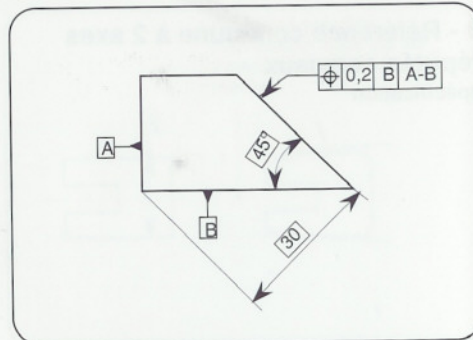
spécification

Signification

A - B : Plan tangent aux 2 surfaces réelles.

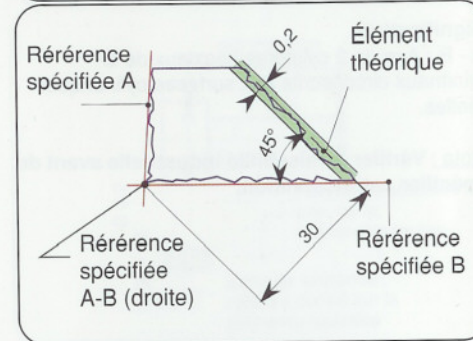


11 - Référence commune de 2 plans sécants spécification



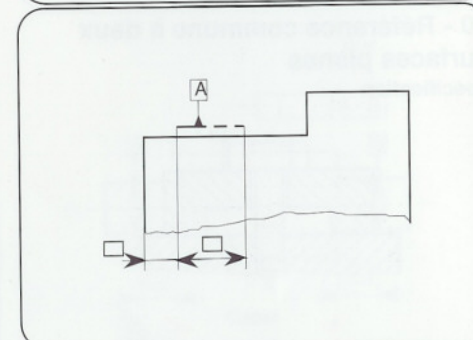
Signification

La position angulaire des références spécifiées A et B est quelconque.
A-B : est la droite située à l'intersection des plans A et B.



12 - Référence en zone restreinte

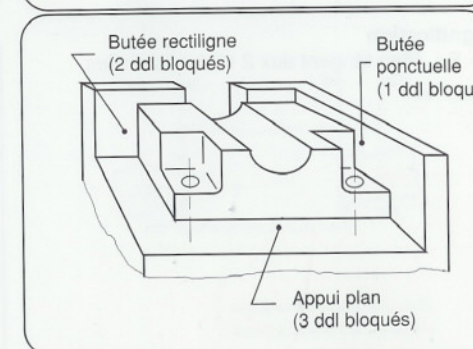
Par défaut, l'élément de référence pris en compte est la totalité de l'élément réel.
Pour des raisons fonctionnelles (appui sur une zone particulière...), il peut être utile de définir une référence simple en zone restreinte.



13 - Système de références spécifiées

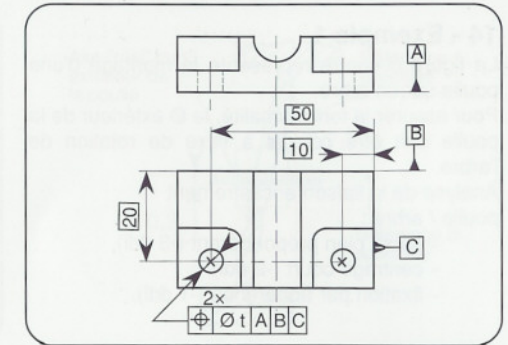
13 - 1 Concept

La mise en position de la pièce est réalisée par un appui plan, une butée linéaire et une butée ponctuelle. La position des 2 perçages est conditionnée par ces 3 surfaces d'appui.



13 - 2 Spécification

Les 2 perçages sont mis en position par rapport au système de références.

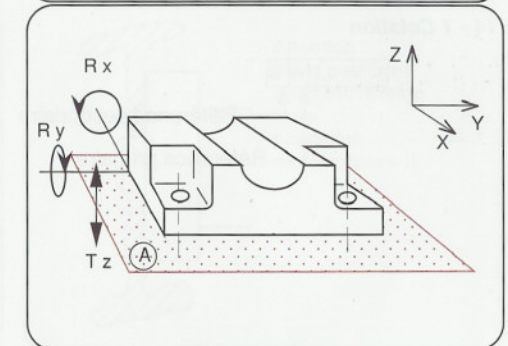


13 - 3 Signification

"A" : Référence primaire

Plan tangent à la surface réelle.
3 degrés de liberté bloqués (3ddl).

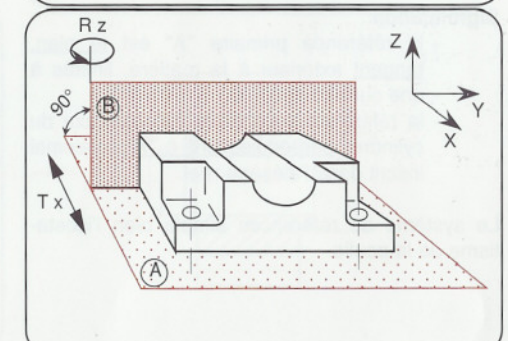
Translations			Rotations		
TX	TY	TZ	RX	RY	RZ



"B" : Référence secondaire

Plan tangent à la surface réelle, perpendiculaire à A.
2 degrés de liberté bloqués

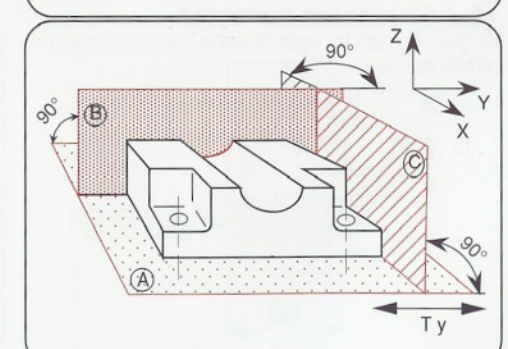
Translations			Rotations		
TX	TY	TZ	RX	RY	RZ



"C" : Référence tertiaire

Plan tangent à la surface réelle, perpendiculaire à A et B.
1 degré de liberté bloqué

Translations			Rotations		
TX	TY	TZ	RX	RY	RZ

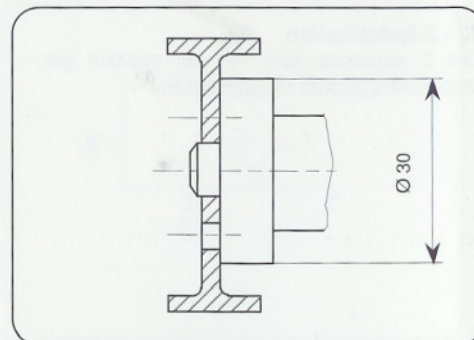


14 - Exemple 1

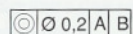
La figure ci-contre représente le montage d'une poulie sur un arbre.
Pour assurer la fonctionnalité, le Ø extérieur de la poulie doit être coaxial à l'axe de rotation de l'arbre.

Analyse de la liaison encastrement
poulie / arbre :

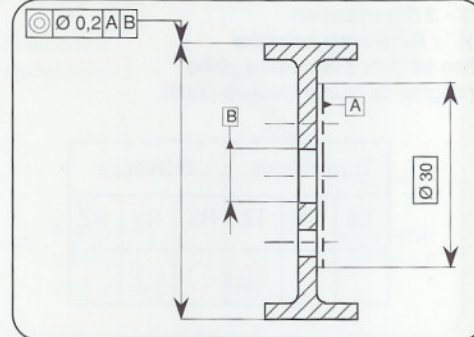
- appui plan prépondérant (-3 ddl),
- centrage court (-2 ddl),
- fixation par adhérence (-1 ddl).



14 - 1 Cotation



Référence secondaire
Référence primaire



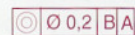
Signification

- la référence primaire "A" est le plan tangent extérieur à la matière, limitée à une surface de Ø 30.
- la référence secondaire "B" est l'axe du cylindre, perpendiculaire à "A", maximal inscrit dans l'alésage réel.

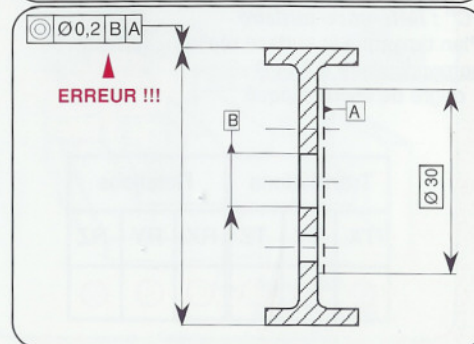
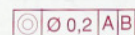
Le système de références simule bien l'isostaticisme de la poulie.

14 - 2 Attention aux faux amis !

Si par erreur la spécification du système de références est :



Au lieu de

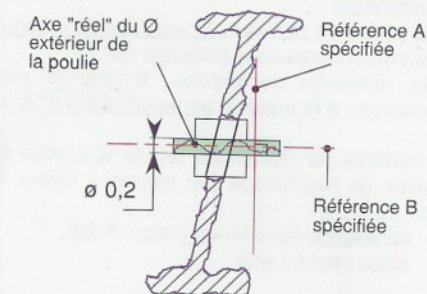


Signification

- la référence primaire "B" est l'axe du cylindre, maximal inscrit dans l'alésage réel,
- la référence secondaire "A" est le plan extérieur à la matière, limitée à une surface de Ø 30, perpendiculaire à "B".

Le système de références simule une mise en position de la poulie par rapport à l'arbre tel que :

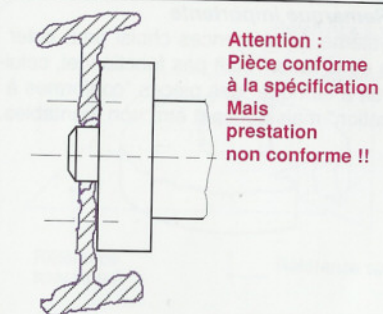
- centrage prépondérant (long - 4 ddl),
- appui plan (-1 ddl).



Conséquences

La mise en position réelle de la poulie étant réalisée par appui plan prépondérant et centrage court :

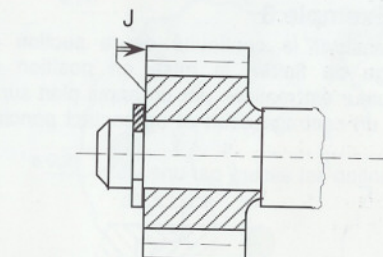
- le système de références ne simule pas la mise en position réelle,
- la fabrication et le contrôle posent des difficultés,
- une pièce fabriquée "conforme" à la spécification n'est pas "bonne" en prestation sur le véhicule.



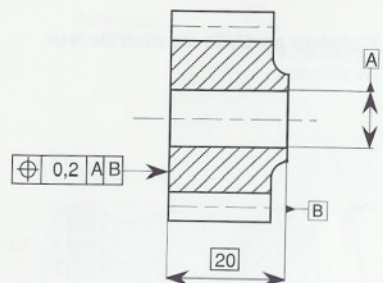
15 - Exemple 2

L'assemblage est obtenu par :

- un centrage cylindrique prépondérant (centrage long -4ddl),
- un appui plan (-1ddl, fonctionnellement le contact peut être ponctuel),
- adhérence (-1ddl).



15 - 1 Cotation



Signification

- la référence primaire "A" est l'axe du cylindre, maximal inscrit dans l'alésage réel,
- la référence secondaire "B" est le plan extérieur à la matière, perpendiculaire à "A".

Le système de références simule une mise en position de l'engrenage par rapport à l'arbre tel que :

- centrage prépondérant (long - 4 ddl),
- appui plan (-1 ddl).

15 - 3 Remarque importante

Si le système de références choisi pour coter la position de la face n'était pas fonctionnel, celui-ci conduirait à fabriquer des pièces "conformes à la spécification" mais pouvant être non montables.

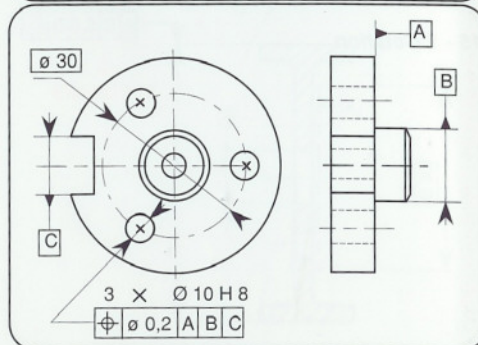
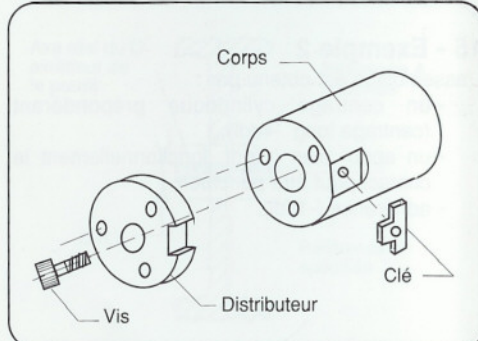
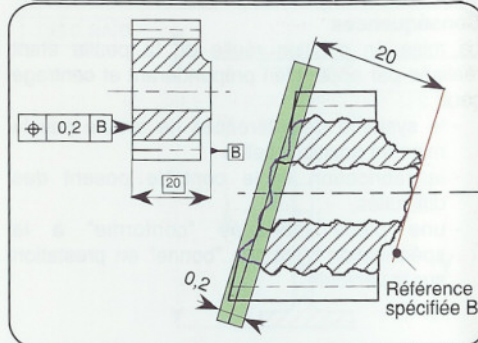
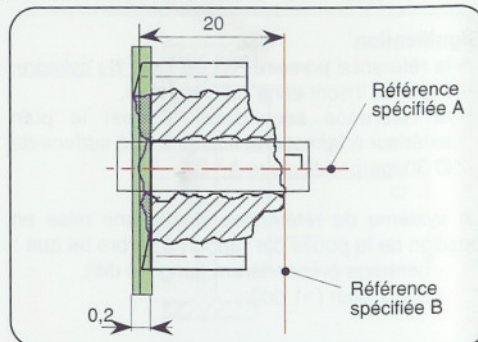
16 - Exemple 3

Pour assurer la continuité de la section de passage du fluide, la mise en position du distributeur est réalisée par un appui plan sur le corps, un centrage court et un contact ponctuel (clé).

Le maintien est assuré par une vis.



16 - 1 Cotation partielle du distributeur



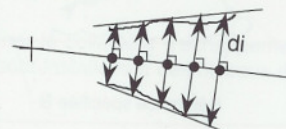
Signification

A : référence primaire (plan tangent extérieur à la matière).

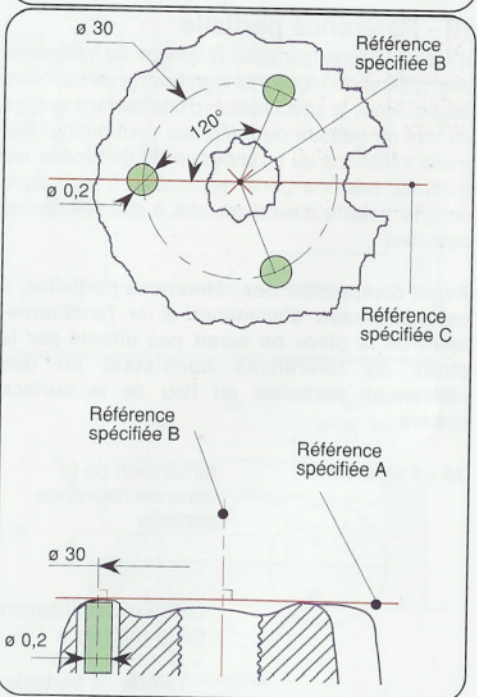
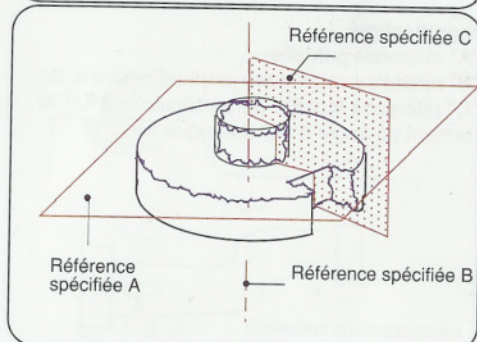
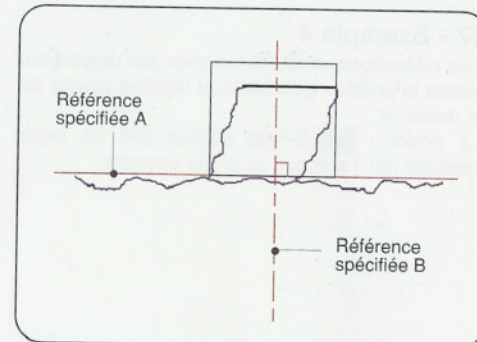
B : référence secondaire, droite perpendiculaire à "A" (Axe du cylindre de \varnothing minimal circonscrit perpendiculaire à "A").

C : référence tertiaire, plan perpendiculaire à "A" et contenant "B".

Il est défini tel qu'il minimise les distances entre lui et les deux plans en contact.



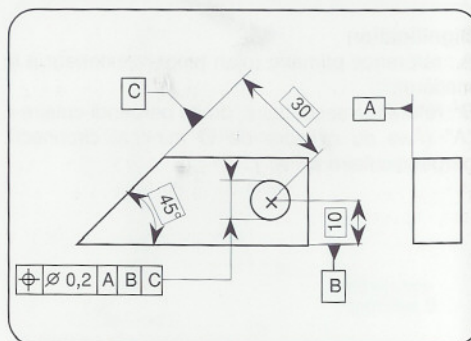
La zone de tolérance est définie par 3 cylindres, de \varnothing 0,2, en position théoriquement exacte par rapport au système de références.



17 - Exemple 4

Ces références prennent les unes par rapport aux autres la position géométrique réputée exacte sur le dessin.

La position exacte est définie soit de façon implicite (90°) soit par un angle encadré.

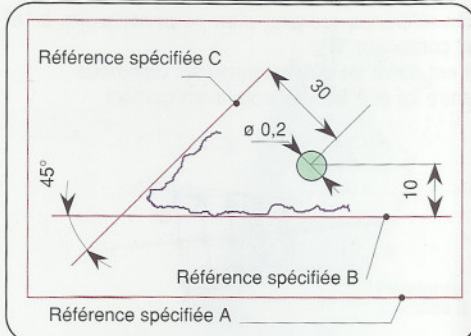


Signification

"A" référence primaire

"B" référence secondaire perpendiculaire à "A"

"C" référence tertiaire perpendiculaire à "A" et formant un angle à 45° théorique avec "B"

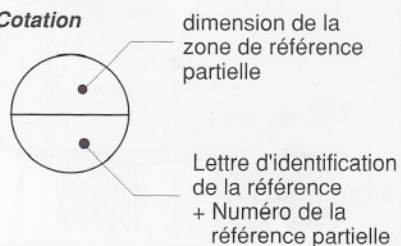


18 - Référence partielle

S'il s'agit d'une surface, l'élément de référence peut différer de façon très significative de sa forme idéale. Ainsi, la spécification d'une surface entière en tant qu'élément de référence peut donner lieu à des variations ou à l'impossibilité de répéter les mesures prises à partir de celui-ci. Il peut donc être nécessaire d'avoir recours à des références partielles.

Avant de spécifier des références partielles, il est nécessaire d'examiner si le fonctionnement de la pièce ne serait pas affecté par le choix de références consistant en des références partielles au lieu de la surface entière.

18 - 1 Cotation

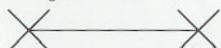


Une référence partielle peut être :

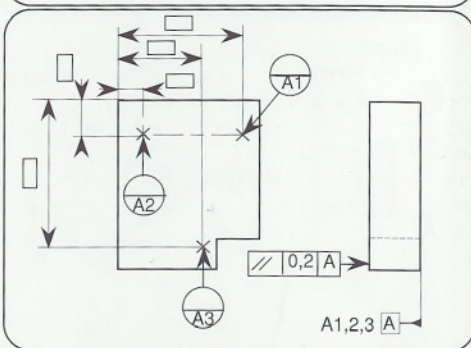
- un point



- une ligne



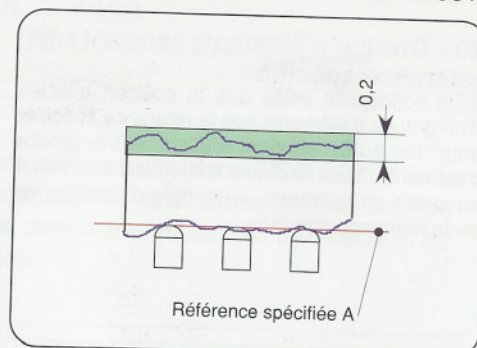
- une zone



Signification

La référence spécifiée A est établie à partir des 3 points A1, A2 et A3 (simulés par des pions à bout sphérique).

Nota: La référence spécifiée "A" n'est plus nécessairement tangente à la matière mais sécante avec elle.



19 - Construction d'une référence à l'extérieur de la matière

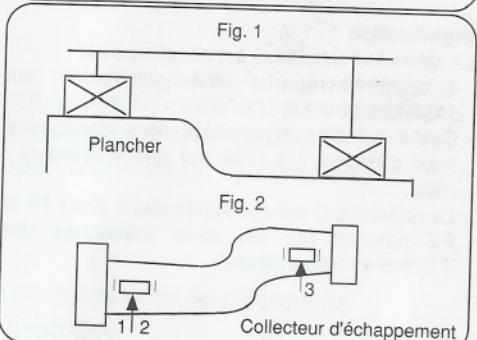
19 - 1 Condition fonctionnelle

Fig.1 :

Les 2 glissières du siège sont en appui sur 2 niveaux du plancher.

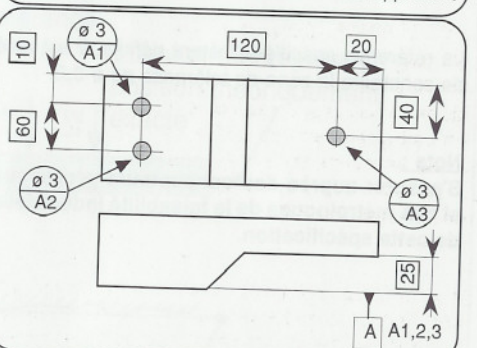
Fig. 2 :

Pour usiner le collecteur d'échappement 3 zones d'appui sont installées à des niveaux différents.



19 - 2 Principe

Pour des pièces de géométrie complexe, il est nécessaire pour simuler la mise en position lors de l'usinage ou dans le mécanisme, de construire une (des) référence(s) à l'extérieur de la matière. La référence doit être positionnée sur le dessin par des cotes encadrées.

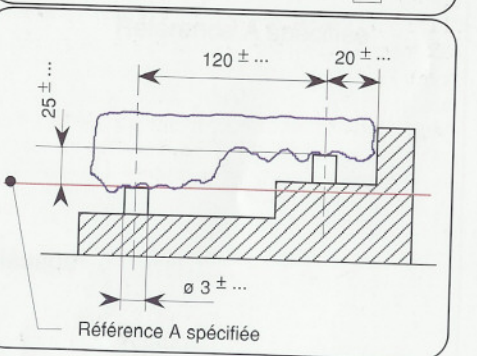


19 - 3 Remarque

Pour simuler cette référence il convient d'utiliser un montage.

Il appartient aux Méthodes de Fabrication et de contrôle de définir la tolérance sur les cotes encadrées pour la réalisation des outillages.

Ces tolérances seront définies en fonction de l'incertitude de mesure à ne pas dépasser en fonction de la valeur de tolérance géométrique faisant l'objet du contrôle.



20 - Groupe d'éléments formant une référence spécifiée

Si la conception exige que la position effective d'un groupe d'éléments soit la référence spécifiée pour un autre élément ou un autre groupe d'éléments, il faut l'indiquer sur le dessin en reliant au cadre de tolérance, le triangle d'identification de la référence spécifiée.

Signification

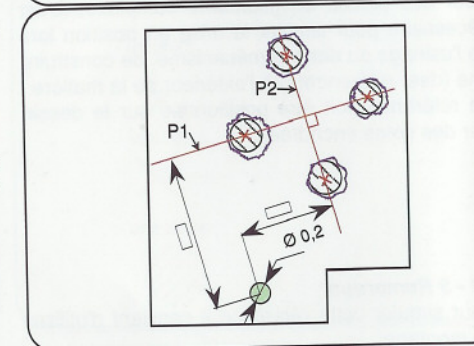
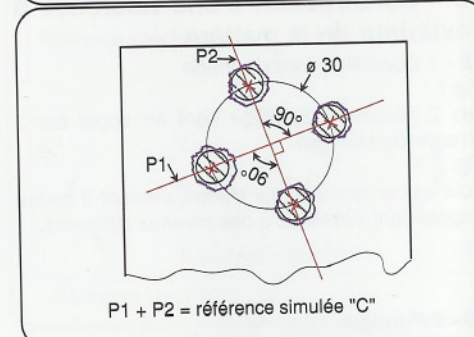
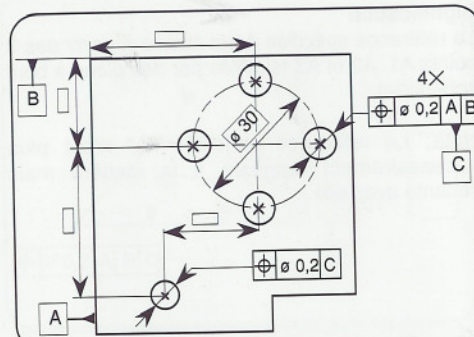
La référence simulée C est constituée par

- 4 cylindres répartis équiangulairement sur 1 cylindre de $\varnothing 30$,
- Ces 4 cylindres expensibles de \varnothing identique et maxi s'inscrivant à l'intérieur des 4 cylindres réels,
- La référence C est constituée des 2 plans P1 et P2 passant par les axes théoriques des 4 cylindres "expensibles".

La référence spécifiée C étant définie, il est aisé de construire la zone de tolérance de $\varnothing 0,2$.

Nota :

S'assurer auprès des concepteurs processus et des métrologues de la faisabilité industrielle de cette spécification.



ISO 5458 — 1998 TOLÉRANCEMENT DE LOCALISATION

Enjeux :

Cette norme détaille le concept de localisation traité dans l'ISO 1101-1983. Elle traduit bien la pensée du concepteur et du fabricant. Elle intègre clairement les notions de référence, de dimensionnement au théorique et de zone de tolérance précisément délimitée.

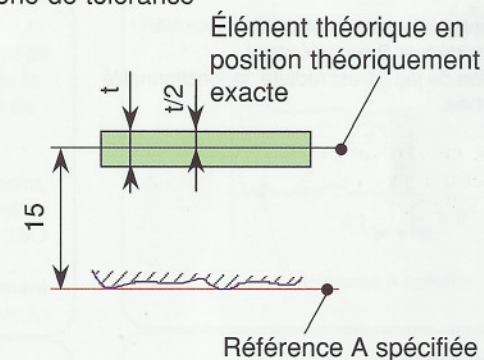
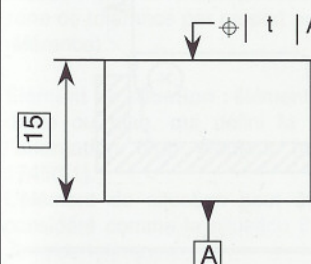
Son usage est quotidien.

Concept :

La zone de tolérance est disposée symétriquement par rapport à un élément théorique (point, droite ou plan), en position théoriquement exacte par rapport à une ou un système de référence.

Ceci implique :

- d'établir la référence ou le système de références
- de définir la position théorique
- de fixer la zone de tolérance

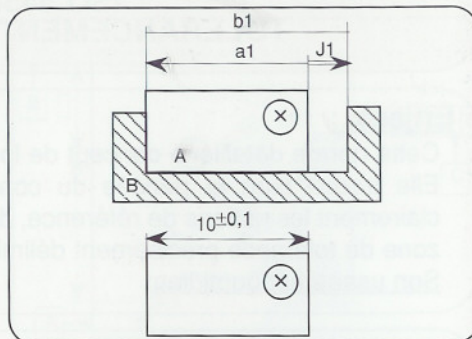


Domaines d'application :

- une surface réputée plane
- un plan médian
- l'axe d'un alésage
- double localisation d'un groupe d'alésage
- ...

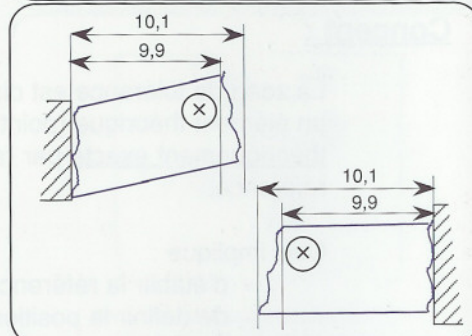
1 - Approche traditionnelle

Pour répondre à la condition de jeu "J1", une chaîne de cotes fonctionnelles est effectuée ainsi que le calcul des maillons correspondants. La cotation partielle de la pièce A est $10 \pm 0,1$.



1 - 1 Interprétation suivant le "principe de Taylor"

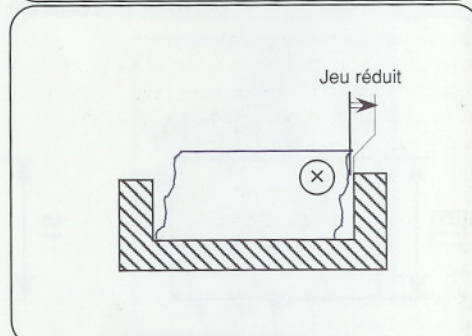
Cette pièce doit répondre à la condition de réciprocité. Elle est déclarée conforme à la spécification.



1 - 2 Assemblage des éléments

(nous considérons B au théorique)

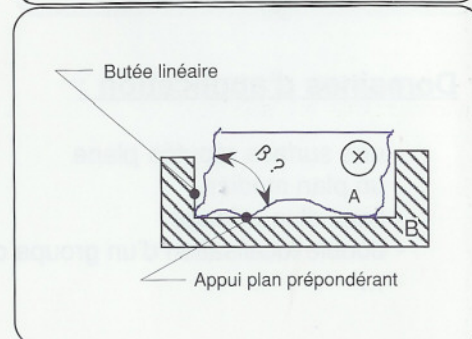
La condition de jeu J1 est réduite, la fonctionnalité est perturbée.



1 - 3 Explication

Lors des calculs, nous considérons des surfaces théoriques normales entre elles, alors que la direction de mesure de la dimension de la pièce est perpendiculaire à une des faces puis à l'autre. Ces faces ne sont pas obligatoirement parallèles. En outre, ce principe de cotation n'intègre pas :

- l'isostatisme de A sur B,
- les angles implicites de 90°,
- l'écart entre le théorique et le défaut de forme.



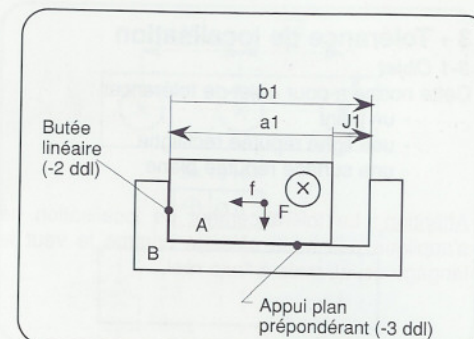
2 - Approche fonctionnelle et tolérance de localisation

2 - 1 Analyse fonctionnelle

La liaison cinématique est une glissière.

$$-5 \text{ ddl} = -3 \text{ ddl} - 2 \text{ ddl}$$

- Jeu : $J1 = 0,5 \pm 0,2$.
 - Sollicitations: $F = 100 \text{ daN}$
 $f = 20 \text{ daN}$
 - $a1$ calculée = $40 \pm 0,1$



2 - 2 Dessin de définition

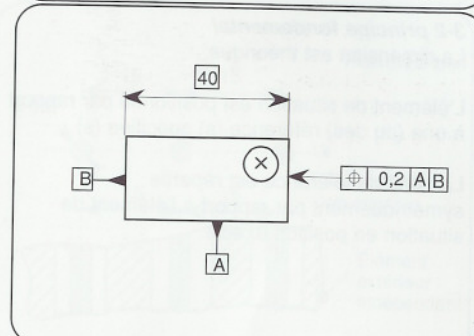
Le système de références reproduit l'isostatisme de la pièce.



Signification

La cote théorique de 40 est positionnée par rapport au système de références.

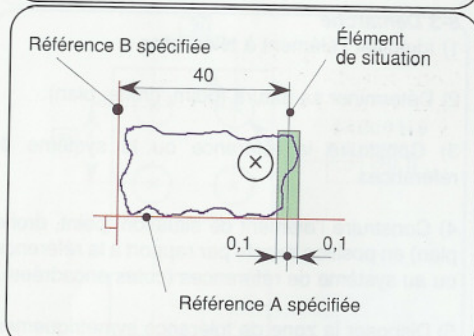
- l'angle théorique de 90° entre les références A et B est intégré,
- la zone de tolérance est univoque.



La zone de tolérance est répartie symétriquement de part et d'autre l'élément de situation (position théoriquement exacte de la zone de tolérance par rapport au système de référence).

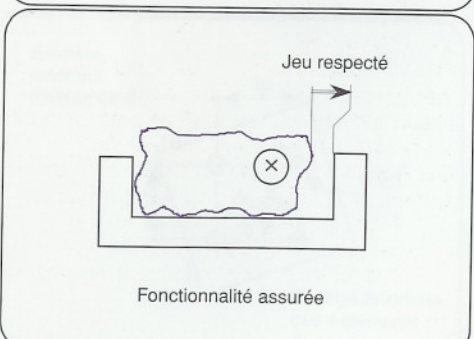
Élément de situation : élément de type point, droite ou plan, qui définit la position et/ou l'orientation d'un élément (définition ISO 17450-1).

L'élément de situation peut être également considéré comme la **situation théorique de la zone de tolérance**.



2 - 3 Assemblage des éléments

La fonctionnalité est assurée.



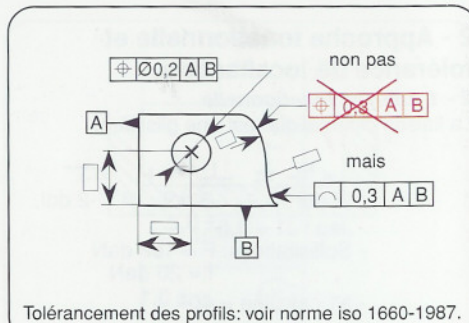
3 - Tolérance de localisation

3-1 Objet

Cette norme a pour objet de tolérer :

- un point
- une ligne réputée rectiligne
- une surface réputée plane

Attention : Le tolérancement de localisation ne s'applique pas à un alésage comme le veut le langage usuel, mais à l'axe réel.

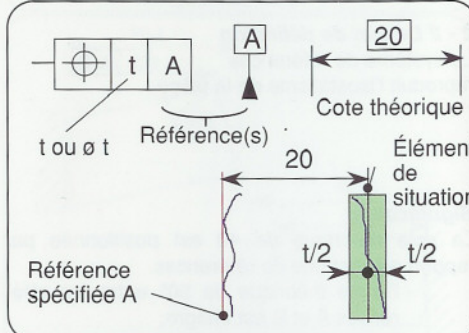


3-2 principe fondamental

La dimension est théorique.

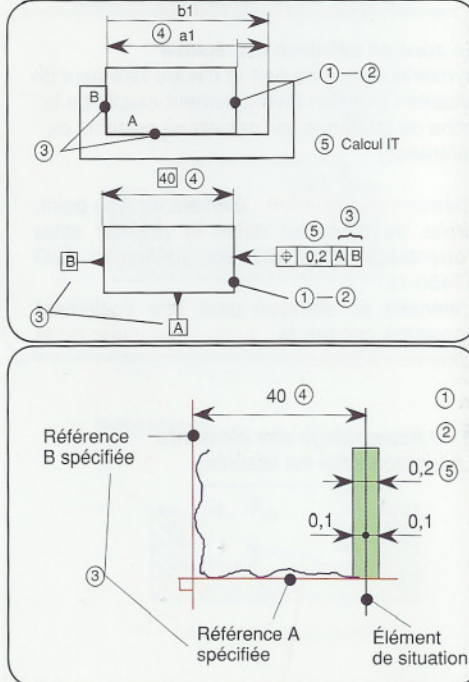
L'élément de situation est positionné par rapport à une (ou des) référence(s) spécifiée(s).

La zone de tolérance est répartie symétriquement par rapport à l'élément de situation en position exacte.



3-3 Démarche

- 1) Identifier l'élément à tolérer.
- 2) Déterminer sa nature (point, droite, plan).
- 3) Construire la référence ou le système de références.
- 4) Construire l'élément de situation (point, droite, plan) en position exacte par rapport à la référence, ou au système de références (cotes encadrées).
- 5) Disposer la zone de tolérance symétriquement par rapport à l'élément de situation.



4 - Éléments localisés entre eux

4 - 1 Éléments "alignés"

La condition fonctionnelle est d'assurer la montabilité des broches dans les 3 alésages sans tenir compte de l'environnement.

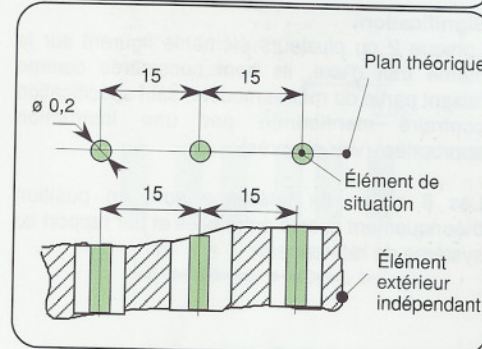
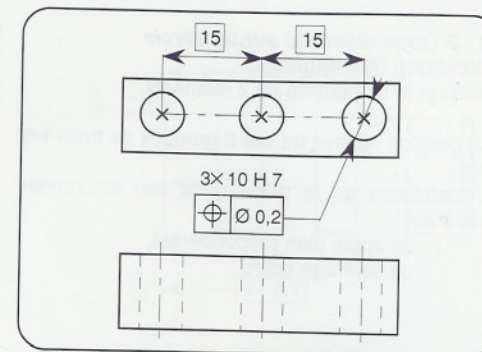


Signification

Les 3 axes théoriques sont coplanaires et distants de 15.

La zone de tolérance est constituée d'un cylindre de $\phi 0,2$ centré sur l'élément de situation.

En phase de mesurage, il faut "balancer" l'ensemble des zones de tolérance pour contenir au mieux les axes réels.

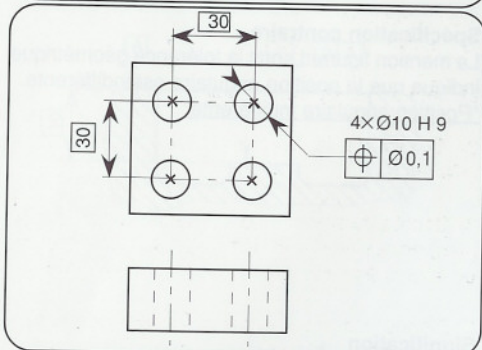


4 - 2 Groupes de trous

4 - 2 - 1 Disposés en coordonnées rectangulaires

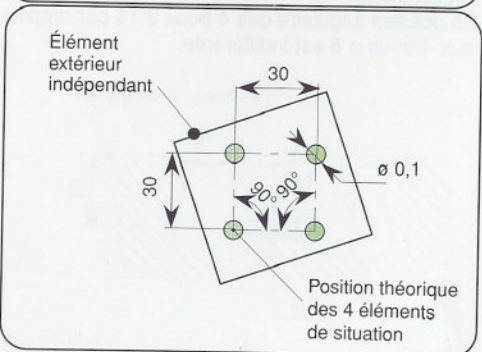
Condition fonctionnelle

Nous voulons assurer la montabilité de 2 éléments sans tenir compte de l'environnement.



Signification

L'axe réel de chacun des trous doit se situer à l'intérieur d'une zone de tolérance composée de 4 cylindres de $\phi 0,1$ centrés sur 4 éléments de situation en position théoriquement exacte les uns par rapport aux autres.



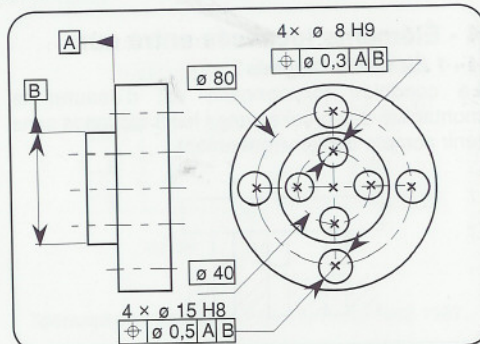
4 - 3 Trous disposés sur un cercle

Condition fonctionnelle
Assurer la montabilité de 2 éléments.

La position relative de ces 2 groupes de trous est liée.

L'isostatisme de la pièce dans son environnement est :

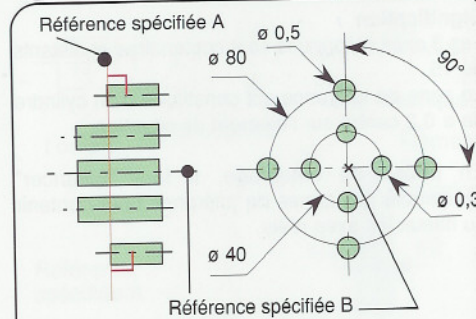
- un appui plan prépondérant,
- un centrage court.



Signification

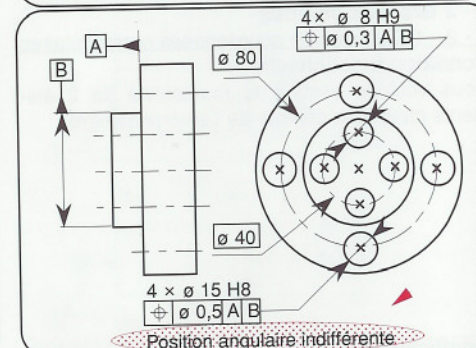
Lorsque 2 ou plusieurs éléments figurent sur le même trait d'axe, ils sont considérés comme faisant partie du même modèle, sauf spécification contraire mentionnée par une instruction appropriée. (voir ci-après)

Les 8 zones de tolérance sont en position théoriquement exacte entre elles et par rapport au système de références.



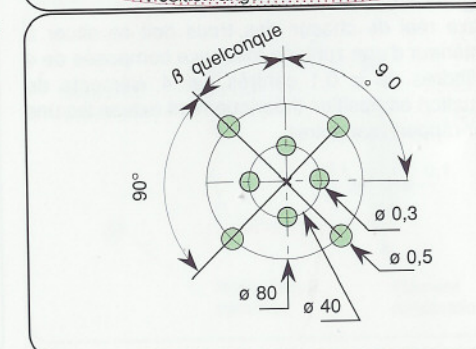
Spécification contraire

La mention figurant sous la tolérance géométrique indique que la position angulaire est indifférente. "Position angulaire indifférente"



Signification

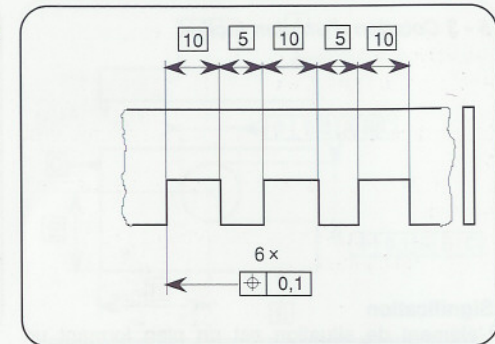
La position angulaire des 4 trous $\varnothing 15$ par rapport aux 4 trous $\varnothing 8$ est indifférente.



5 - Tolérancement de localisation dans une direction

5 - 1 Sans référence

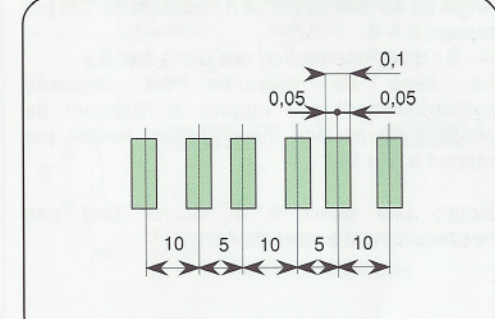
- cotation de dentures d'embrayage,
- cotation d'encoche de capteur magnétique,
- ...



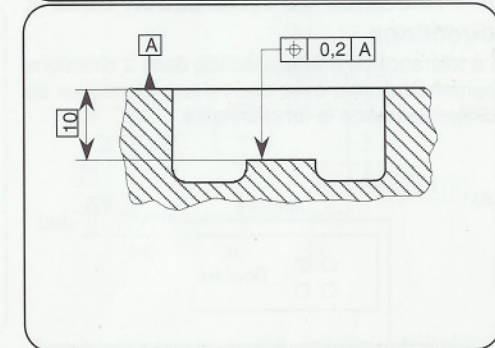
Signification

Chaque face réelle des encoches doit se situer dans une zone de tolérance constituée de 2 plans distant de 0,1 en position théoriquement exacte entre elles.

En phase de mesurage, il faut "balancer" l'ensemble des zones de tolérance pour contenir au mieux les faces réelles.

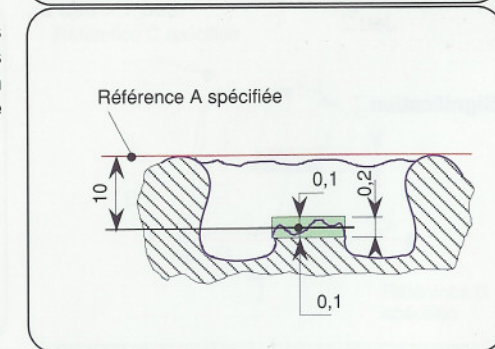


5 - 2 Surfaces planes



Signification

La surface réelle doit être comprise entre 2 plans parallèles distants de 0,2 et disposés symétriquement par rapport à la position théoriquement exacte de la surface considérée par rapport à la référence.



5 - 3 Cotation d'un plan incliné

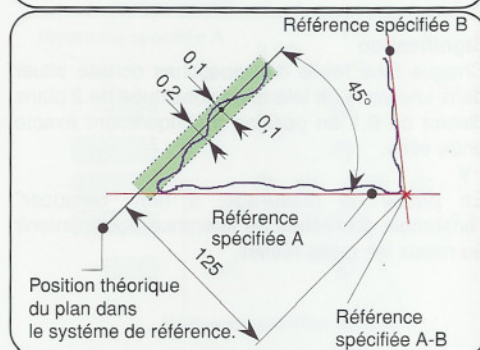
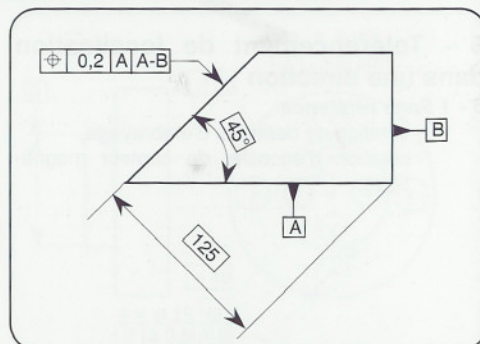
Signification

L'élément de situation est un plan formant un angle de 45° par rapport à A et distant de 125 par rapport à A-B.

A - B : droite intersection des plans A et B.

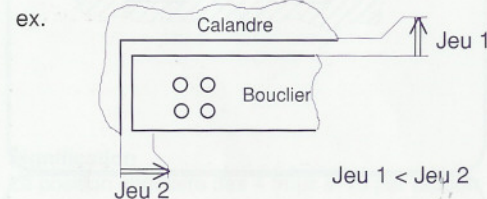
La zone de tolérance est disposée symétriquement par rapport à l'élément de situation en position théoriquement exacte par rapport à A et B.

Nota : Les plans A et B ne sont pas nécessairement perpendiculaires.

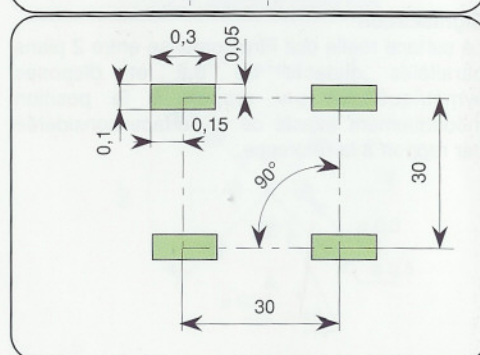
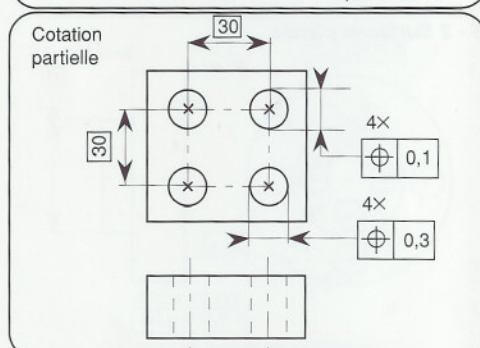


6 - Tolérance de localisation dans 2 directions

La tolérance peut être spécifiée dans 2 directions perpendiculaires, avec des valeurs identiques ou différentes selon la fonctionnalité.



Signification

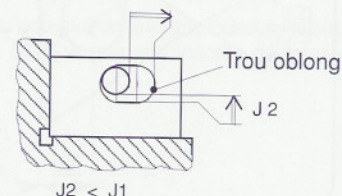


6 - 1 Exemple

Condition fonctionnelle

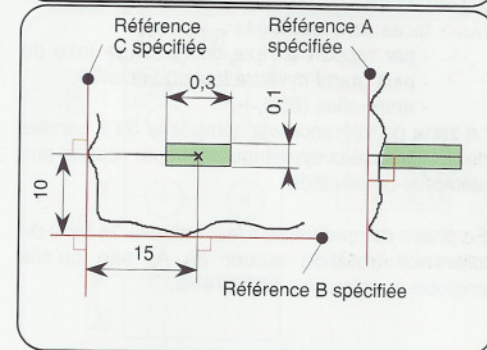
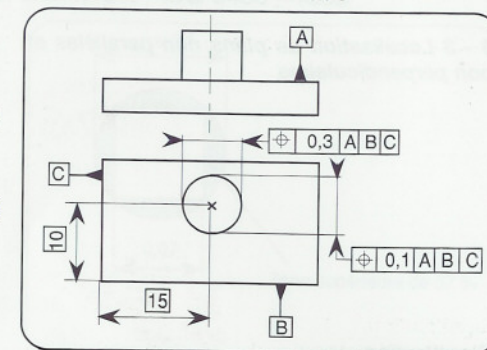
Assemblage d'un pion et d'un trou oblong.

Le système est de sensibilité différente suivant les 2 directions.



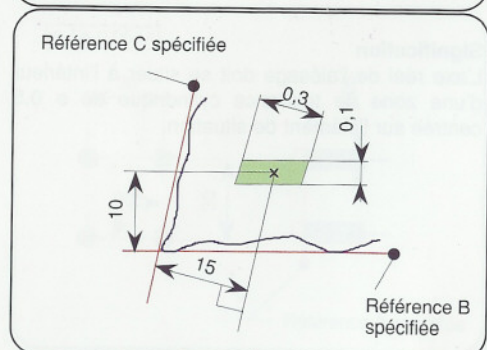
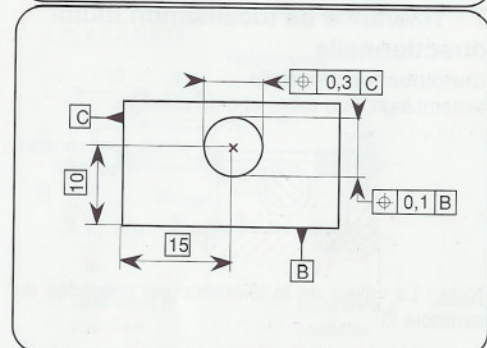
Signification

ATTENTION la tolérance n'est pas précédée du symbole Ø



6 - 2 Attention aux faux amis !

Dans certains cas, des conditions fonctionnelles conduisent à avoir des références indépendantes.



Signification

Dans la réalité, les références spécifiées B et C ne sont pas perpendiculaires (les références sont simples, il ne s'agit pas d'un système de références), la zone de tolérance n'est plus rectangulaire.

6 - 3 Localisation de plans non parallèles et non perpendiculaires

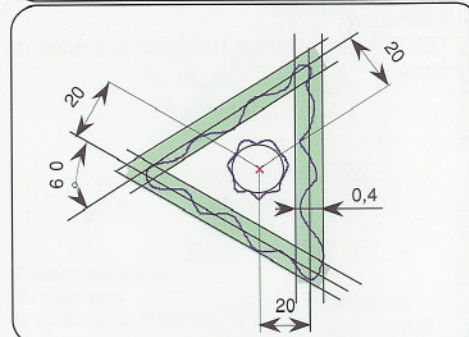
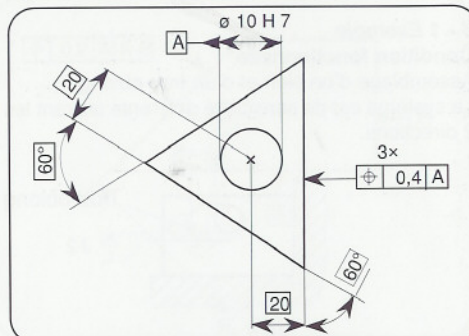
Signification

Les 3 faces sont localisées :

- par rapport à l'axe de l'alésage (axe du plus grand cylindre inscrit) : cote 20,
- entre-elles (60°).

La zone de tolérance est composée de 3 bandes de 0,4 disposées symétriquement par rapport aux éléments de situation.

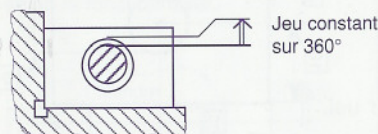
En phase de mesurage, il faut balancer la zone de tolérance (rotation autour de A) afin qu'elle englobe au mieux les plans réels.



7 - Tolérance de localisation multi-directionnelle

Condition fonctionnelle

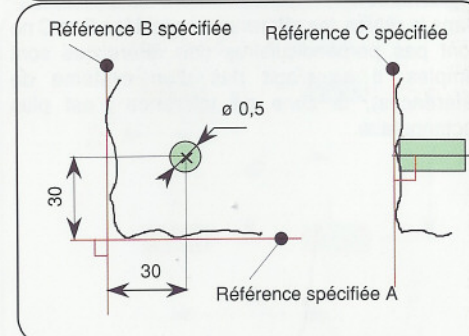
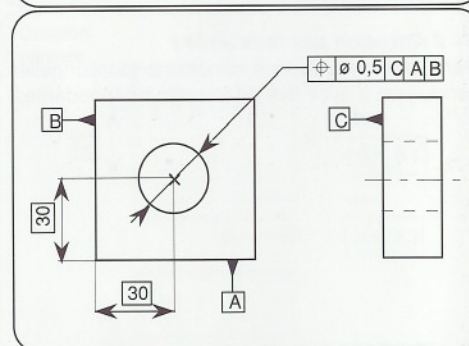
assemblage d'un arbre et d'un alésage.



Nota : La valeur de la tolérance est précédée du symbole \varnothing .

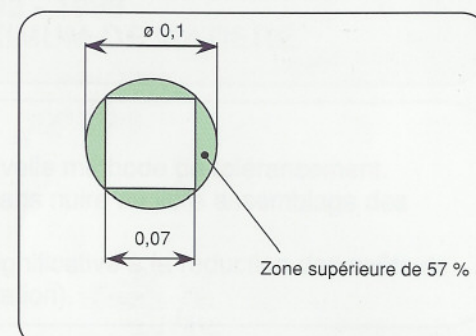
Signification

L'axe réel de l'alésage doit se situer à l'intérieur d'une zone de tolérance cylindrique de $\varnothing 0,5$ centrée sur l'élément de situation.



Nota : Dans le cas d'un assemblage de 2 éléments cylindriques, le système est d'égale sensibilité dans toutes les directions. Une zone de tolérance cylindrique est appropriée.

Il est à noter qu'une aire de tolérance circulaire est supérieure de 57 % à une aire inscrite de forme carrée.



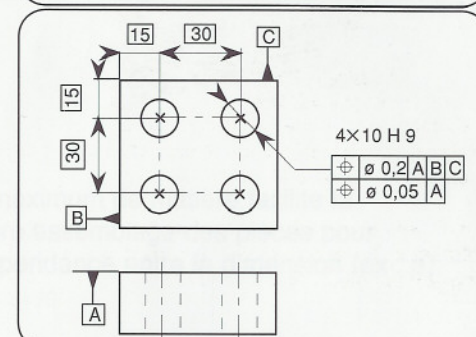
8 - Combinaison de tolérances de localisation

Condition fonctionnelle

Assurer la montabilité de 4 broches.

Isostatisme de la pièce :

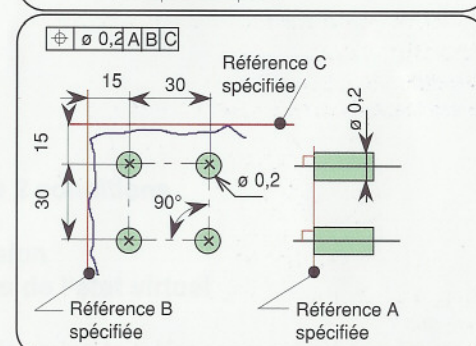
- appui plan prépondérant sur A,
- les appuis plans B et C ne sont pas prépondérants.



Signification

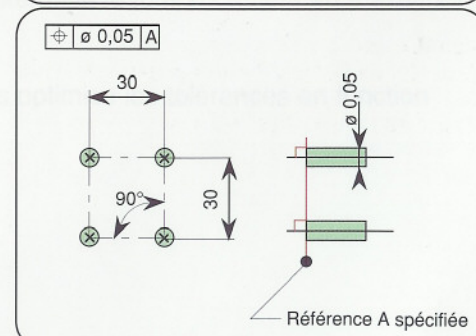
D'une part :

L'axe réel de chacun des 4 alésages doit se trouver dans une zone de tolérance cylindrique de $\varnothing 0,2$ en position théoriquement exacte par rapport au système de références composé de A, B et C.



D'autre part :

L'axe réel de chacun de 4 alésage doit se trouver dans une zone de tolérance cylindrique de $\varnothing 0,5$ perpendiculaire à A.



ISO 2692 - 1988 PRINCIPE DU MAXIMUM DE MATIÈRE

Enjeux :

Cette norme correspond à notre nouvelle méthode de tolérancement. Son utilisation facilite la fabrication sans nuire au libre assemblage des éléments.

Cette norme contribue de manière significative à la réduction des coûts de fabrication (Investissement et exploitation).

Concept :

L'utilisation du principe du maximum de matière facilite la fabrication sans nuire au libre assemblage des pièces pour lesquelles il y a une interdépendance entre la dimension (ex : \varnothing) et la géométrie (ex. \oplus).

Norme :

L'élément réel doit satisfaire **2 conditions** :

- respecter la dimension
- respecter les limites de l'état virtuel

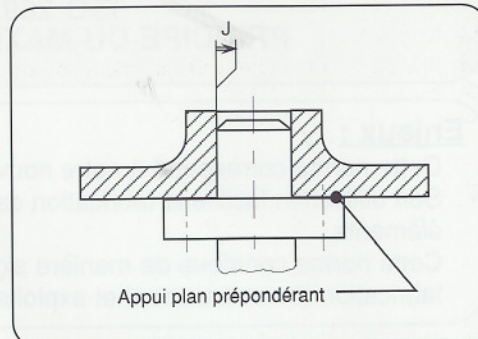
Le concepteur du produit détermine le tolérancement au maximum de matière.

Le concepteur du processus optimise les tolérances en fonction du processus retenu.

1 - Condition fonctionnelle

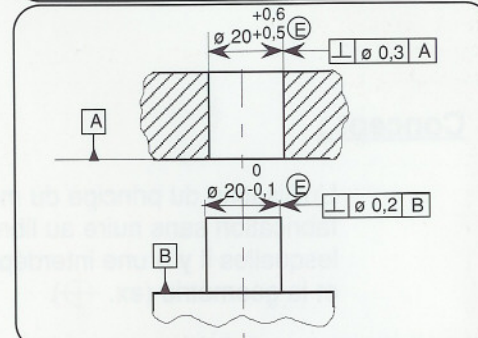
L'assemblage du centreur avec le carter nécessite un jeu ≥ 0 .

L'appui plan est prépondérant.



2 - Exemple de cotation

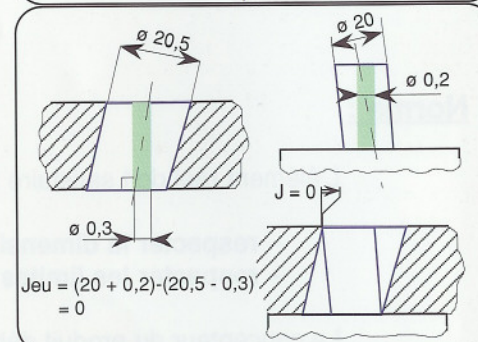
La dimension et l'orientation sont maîtrisées indépendamment.



2- 1 Assemblage

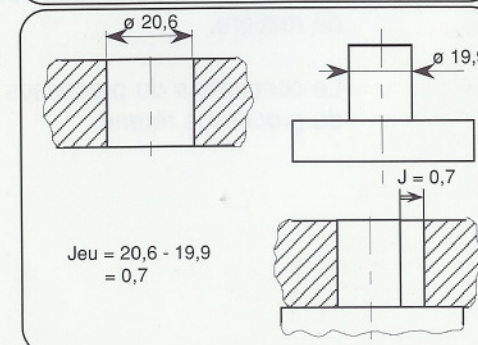
Le jeu d'assemblage est minimum lorsque :

- les dimensions sont au maximum de matière (\varnothing maxi pour un arbre et \varnothing mini pour un alésage),
- les écarts géométriques sont au maximum.



Le jeu d'assemblage est maxi lorsque :

- les dimensions sont au minimum de matière (\varnothing mini pour un arbre et \varnothing maxi pour un alésage)
- les écarts géométriques sont nuls.



3 - Analyse

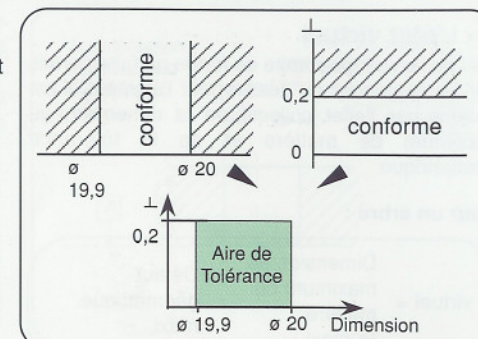
Considérons l'arbre (le raisonnement serait identique avec l'alésage).

La pièce est déclarée conforme si :

$$- 19,9 \leq \varnothing \leq 20$$

et indépendamment,

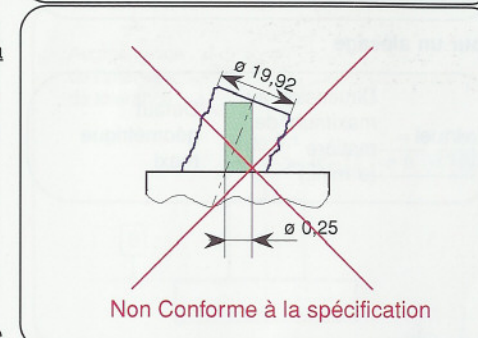
$$- 0 \leq \text{défaut de perpendicularité} \leq 0,2.$$



Conséquence

Un arbre réalisé au $\varnothing 19,92$

et avec une \perp de 0,25 est déclaré non conforme à la spécification.

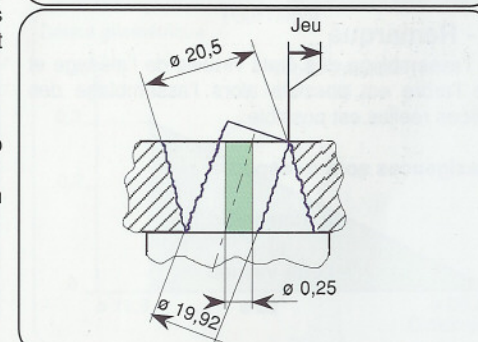


Pourtant, l'assemblage de cet arbre non conforme à la spécification avec un alésage conforme (pris dans le pire des cas) de $\varnothing 20,5$ et avec un défaut de perpendicularité de 0,3, est possible.

La condition d'assemblage jeu ≥ 0 est vérifiée.

Nota : Le principe de cotation retenu est trop sévère.

Pour y remédier, utiliser le principe du maximum de matière.



4 - Principe du maximum de matière

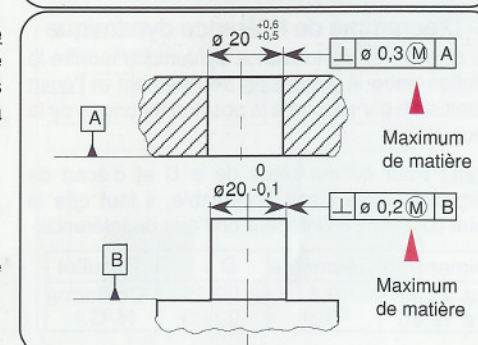
Si les dimensions réelles d'un élément conjugué n'atteignent pas leurs dimensions au maximum de matière, les tolérances géométriques indiquées peuvent être augmentées sans nuire à l'assemblage avec l'autre pièce.

Spécification :



Élément conjugué :

élément pour lequel il y a interdépendance entre la dimension et la géométrie.



5 - L'état virtuel

État de l'enveloppe limite de forme parfaite permis par les exigences du dessin pour l'élément. Il est généré par l'effet collectif de la dimension au maximum de matière et de la tolérance géométrique.

Pour un arbre :

$$\sigma_{\text{virtuel}} = \text{Dimension au maximum de matière } (\sigma_{\text{maxi.}}) + \text{Défaut géométrique maxi}$$

Pour un alésage :

$$\sigma_{\text{virtuel}} = \text{Dimension au maximum de matière } (\sigma_{\text{mini.}}) - \text{Défaut géométrique maxi}$$

6 - Remarque

Si l'assemblage des états virtuels de l'alésage et de l'arbre est possible alors l'assemblage des pièces réelles est possible.

2 exigences sont à respecter :

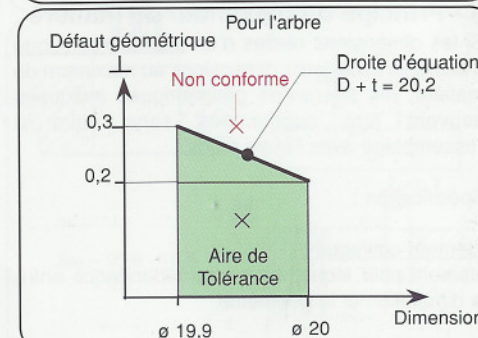
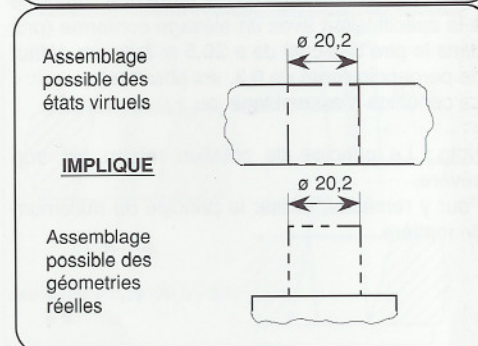
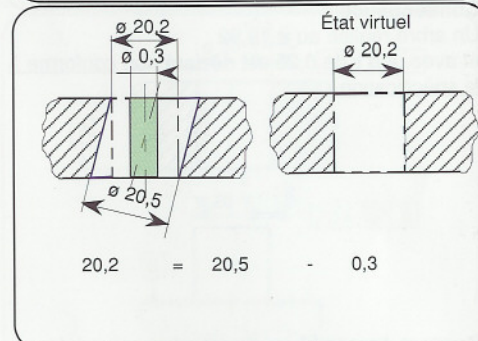
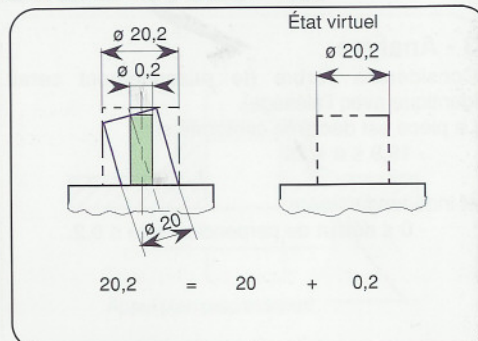
- la dimension,
- et
- l'état virtuel.

7 - Diagramme de tolérance dynamique

Le diagramme de tolérance dynamique montre la relation entre la dimension de l'élément et l'écart admissible par rapport à la position théorique de la géométrie.

Nota : Pour qu'une pièce de σ D et d'écart de perpendicularité t soit acceptable, il faut que le point (D, t) soit à l'intérieur de l'aire de tolérance.

Dimension	Géométrie	D + t	Résultat
σ 19,95	0,1	20,05	Conforme
σ 19,95	0,3	20,25	N. C.



8 - Tolérancement géométrique zéro

Dans l'exemple précédent, la tolérance est répartie entre la dimension et la géométrie. Le cas extrême est d'attribuer toute la tolérance à la dimension et d'indiquer une tolérance géométrique de 0.

Calcul : σ alésage

$$\sigma_{\text{Virtuel}} = D - t$$

si $t = 0$, alors

$$\sigma_{\text{Virtuel}} = D \text{ au maximum de matière}$$

$$\sigma 20^{+0,6}_{+0,5} \text{ devient } \sigma 20^{+0,6}_{+0,2}$$

et $t = 0$

$$\perp \sigma 0 (M) A$$

Calcul : σ arbre

$$\sigma_{\text{Virtuel}} = D + t$$

si $t = 0$, alors

$$\sigma_{\text{Virtuel}} = D \text{ au maximum de matière}$$

$$\sigma 20^{-0,1}_{-0,1} \text{ devient } \sigma 20^{-0,2}_{-0,1}$$

et $t = 0$

$$\perp \sigma 0 (M) B$$

9 - Signification

Le σ virtuel est inchangé = 20,2

L'aire de tolérance est augmentée puisque pour un défaut de perpendicularité nul, un σ supérieur est autorisé.

10 - Comparaison des 3 solutions pour une même condition fonctionnelle

Fig. 1 Cotation sans maximum de matière :

- il y a indépendance entre la dimension et la géométrie,
- l'aire de tolérance est la plus faible.

Fig. 2 Cotation avec maximum de matière et tolérance géométrique non nulle :

- il y a dépendance entre la dimension et la géométrie,
- l'aire de tolérance est plus importante.

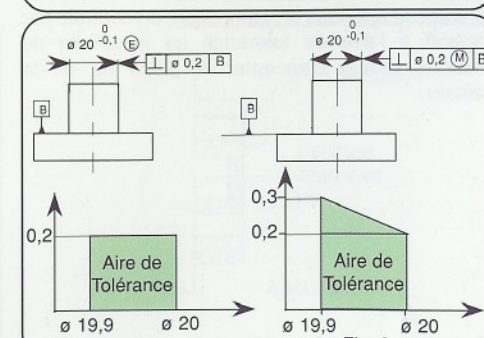
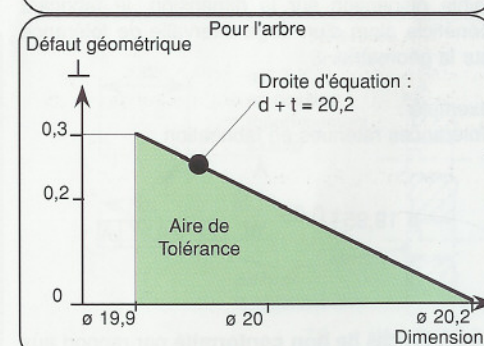
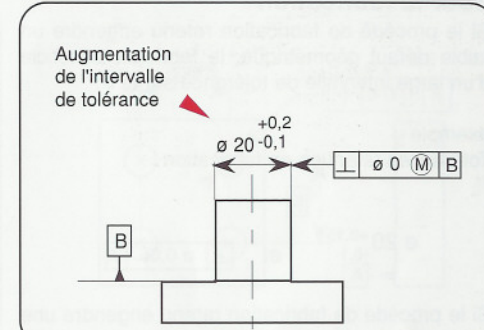
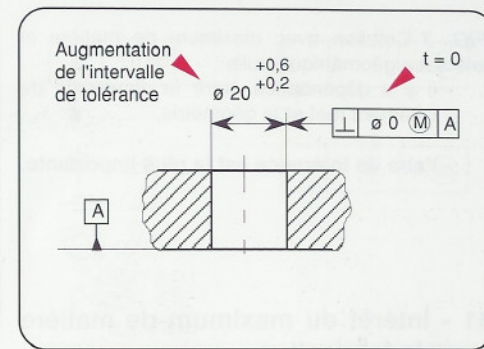


FIG. 3 Cotation avec maximum de matière et tolérance géométrique nulle :

- il y a dépendance entre la dimension de l'élément réel et la géométrie,

- l'aire de tolérance est la plus importante.

11 - Intérêt du maximum de matière pour la fabrication

Si le procédé de fabrication retenu engendre un faible défaut géométrique, le fabricant bénéficie d'un large intervalle de tolérance sur le σ .

exemple :

Tolérances retenues en fabrication :

$$\sigma 20^{+0,15}_{-0,1} \text{ et } \boxed{\perp \sigma 0,05 \mid A}$$

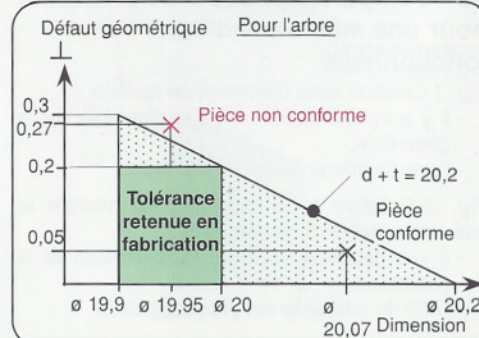
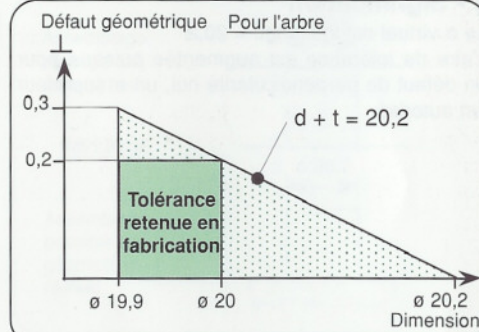
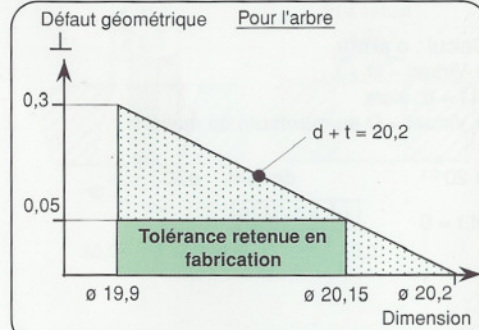
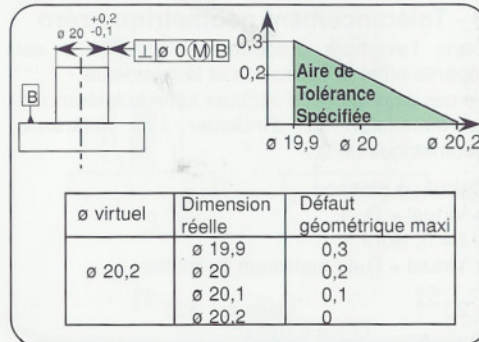
Si le procédé de fabrication retenu engendre une faible dispersion sur la dimension, le fabricant bénéficie alors d'un large intervalle de tolérance sur la géométrie.

exemple :

Tolérances retenues en fabrication :

$$\sigma 19,95 \pm 0,05 \text{ et } \boxed{\perp \sigma 0,2 \mid A}$$

nota : En cas de **non conformité** par rapport aux tolérances retenues en fabrication, un contrôle par rapport à l'aire de tolérance au maximum de matière permet d'accepter la pièce ou de la refuser.



12 - Application

Le principe du maximum de matière s'applique sur :

- la tolérance seule,
- la référence seule,
- la tolérance et la référence.

Elle s'emploie principalement pour des tolérances :

- d'orientation,
- de position.

Elle est plus rarement employée pour des tolérances de forme.

12 - 1 Application sur la tolérance seule

Signification

La pièce est conforme à la spécification si le calibre fonctionnel peut être assemblé avec la pièce.

Le calibre fonctionnel est constitué de 4 cylindres parallèles de $\sigma 7,8$ en position théoriquement exacte entre eux et par rapport au plan A.

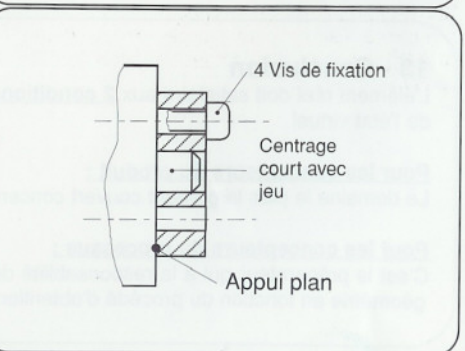
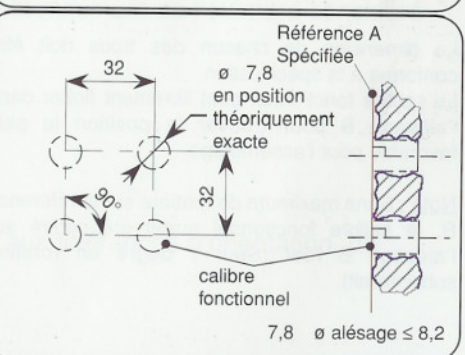
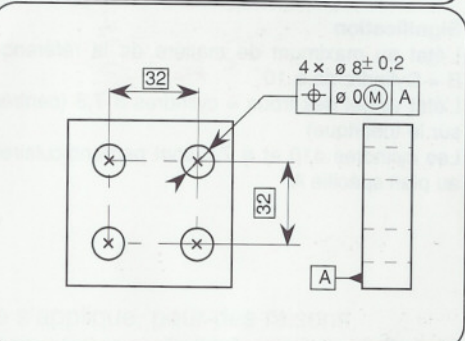
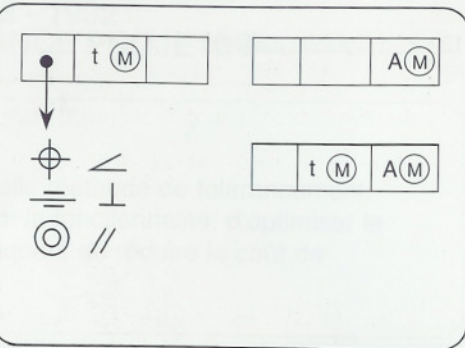
De plus chaque perçage doit respecter la cote :

$$\sigma 8^{+0,2}$$

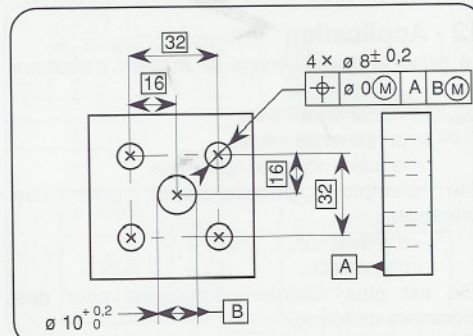
12 - 2 Application sur la tolérance et la référence

Condition fonctionnelle

L'emploi du maximum de matière sur la référence autorise à l'assemblage réel un jeu limité permettant à la pièce de "flotter" pour assurer la montabilité (des vis par exemple).

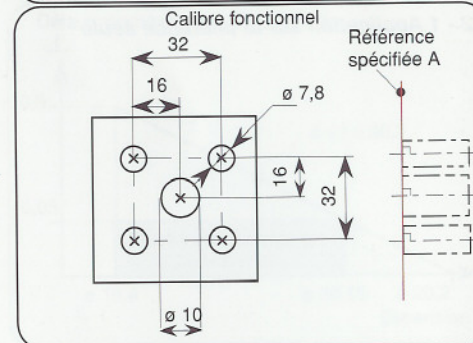


12 - 2 - 1 Cotation partielle



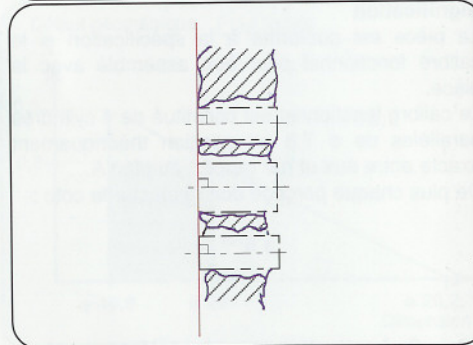
Signification

L'état au maximum de matière de la référence
B = Cylindre de $\varnothing 10$
L'état virtuel des trous = cylindres $\varnothing 7,8$ (centrés
sur le théorique)
Les cylindres $\varnothing 10$ et $\varnothing 7,8$ sont perpendiculaires
au plan spécifié A.



La dimension de chacun des trous doit être
conforme à la spécification.
Le calibre fonctionnel peut librement flotter dans
l'alésage B pour trouver la position la plus
favorable pour l'assemblage.

Nota : Sans maximum de matière sur la référence
B, le calibre fonctionnel aurait été centré sur
l'alésage B réel (Seul 1 degré en rotation
subsisterait).



13 - Conclusion

L'élément réel doit satisfaire aux **2 conditions** : Respecter les dimensions et respecter les limites
de l'état virtuel

Pour les concepteurs du produit :

Le domaine le plus largement couvert concerne les **assemblages statiques** :

Pour les concepteurs du processus :

C'est le préparateur qui a la responsabilité de la répartition de la tolérance sur la dimension et la
géométrie en fonction du procédé d'obtention prévu.

ISO 10578 - 1992
ZONE DE TOLÉRANCE PROJETÉE

Enjeux :

Cette norme correspond à notre nouvelle méthode de tolérancement.
Son utilisation permet, tout en assurant la fonctionnalité, d'optimiser le
tolérancement du produit et par conséquent de réduire le coût de
production.

Concept :

La zone de tolérance projetée s'applique, pour des raisons
fonctionnelles, au prolongement minimum de l'élément considéré
et non à l'élément lui-même.

Norme :

Cette spécification s'applique aux tolérances d'orientation, de
position et de battement.

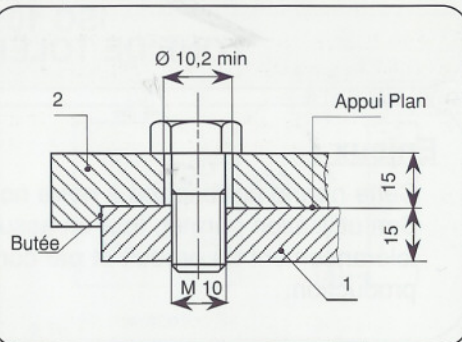
1 - Condition fonctionnelle

La pièce 1 est en appui plan sur la pièce 2 et orientée par la butée.

Pour assurer la montabilité de la vis il faut un jeu entre le corps de la vis et l'alésage de la pièce 2.

Hypothèses :

- seul est pris en compte le jeu axial de 0,2 entre le corps de la vis et l'alésage (ce jeu est attribué à la tolérance de positionnement du taraudage dans le plan de projection considéré),
- la pièce 2 est considérée théoriquement parfaite,
- cotation partielle de la pièce 1.

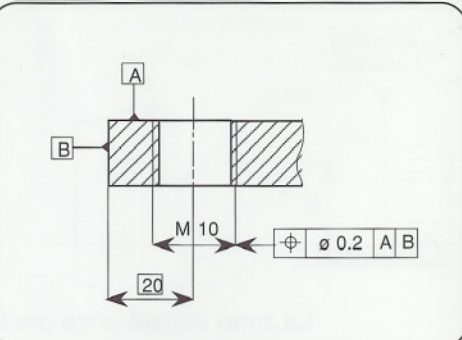


2 - Cotation actuelle

Pour répondre à la condition de montabilité, le positionnement du taraudage dans le plan peut être coté comme ci-contre.

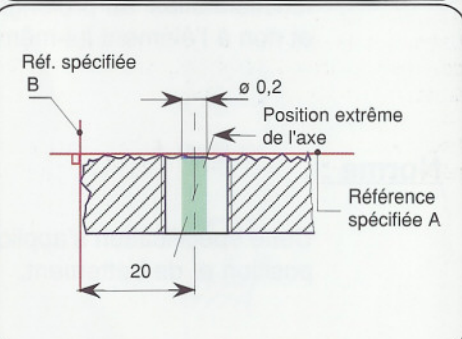
A = Référence primaire (Appui plan).

B = Référence secondaire (Butée).



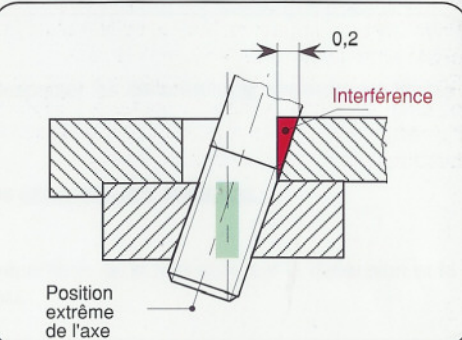
Signification

L'axe réel du taraudage doit être compris à l'intérieur d'un cylindre de Ø 0,2 et disposé autour d'un axe en position théoriquement exacte par rapport au système de références spécifié.



Conséquence

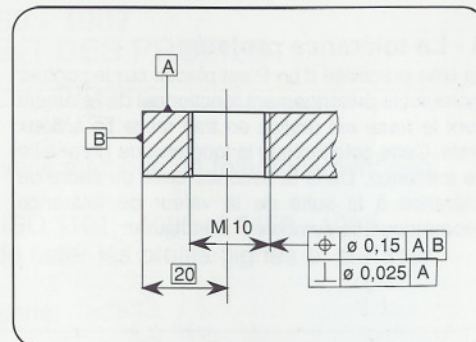
Dans le cas où l'axe réel du taraudage occupe une position extrême, le montage de la vis est impossible.



3 - Évolution de la cotation actuelle

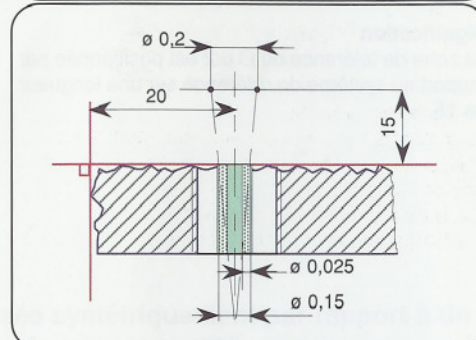
Les solutions possibles pour remédier à cette non montabilité sont :

- d'augmenter le diamètre de l'alésage (limité par la condition de contrainte sous la tête de vis),
- diminuer la tolérance de position,
- ajouter une tolérance d'orientation.



Signification

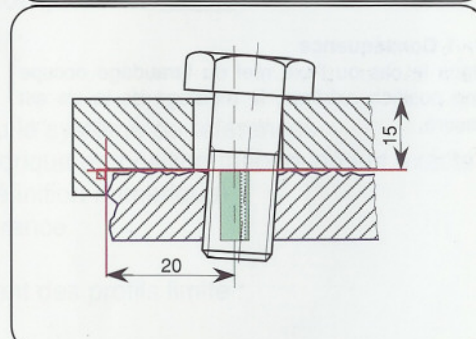
Cette évolution de la cotation assure la montabilité.



3 - 1 Remarques

Cependant la réduction de l'I.T. à Ø 0,15 et l'ajout de la perpendicularité de Ø 0,025 conduisent à un surcoût (fabrication + contrôle).

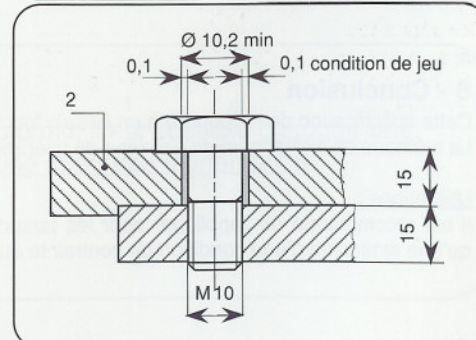
Pour répondre au besoin fonctionnel, au juste nécessaire, utiliser la zone de tolérance projetée.



4 - Condition fonctionnelle

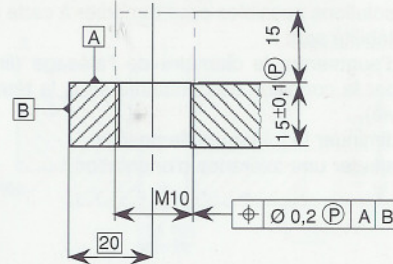
Pour assurer la montabilité, il suffit qu'un jeu existe entre le corps de la vis et l'alésage.

En supposant l'axe de la vis confondu avec celui du taraudage, pour assurer la montabilité, il faut et il suffit de tolérer le prolongement de l'axe du taraudage au niveau de la pièce voisine.



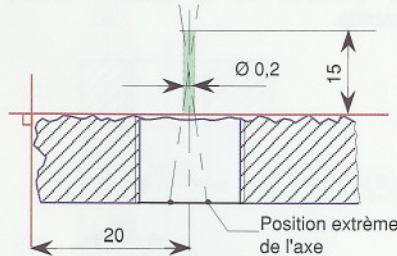
5 - La tolérance projetée

La cote précédée d'un P est placée sur le contour montrant le prolongement fonctionnel de l'élément dont le tracé est réalisé en trait mixte fin à deux tirets. Cette cote indique la longueur de l'intervalle de tolérance. Dans la seconde case du cadre de tolérance à la suite de la valeur de tolérance géométrique, le symbole P doit figurer.



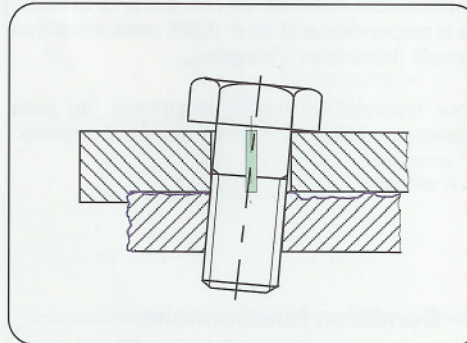
Signification

La zone de tolérance de Ø 0,2 est positionnée par rapport au système de référence sur une longueur de 15.



5 - 1 Conséquence

Dans le cas où l'axe réel du taraudage occupe une position extrême, le montage de la vis est assuré.



6 - Conclusion

Cette spécification doit répondre à un besoin fonctionnel. La méthode de tolérancement par zone de tolérance projetée assure la fonctionnalité au juste coût.

Utilisations :

Il est recommandé de l'appliquer pour les taraudages, les pieds de centrage,.... et chaque fois qu'une extension d'une condition de contrainte aurait conduit à réduire la valeur des tolérances.

ISO 1660 - 1987 TOLÉRANCEMENT DES PROFILS

Enjeux :

Cette norme correspond à notre nouvelle méthode de tolérancement des profils.

Elle est en relation avec les normes ISO 1101 - 1983 et 5458 - 1998.

Elle présente les différentes façons de coter les profils (lignes et surfaces quelconques).

Son emploi est quotidien en carrosserie.

Concept :

La zone de tolérance est disposée symétriquement par rapport à un profil théorique en position théoriquement exacte.

Ceci implique :

- d'établir la référence ou le système de références
- de définir l'élément théorique en position théoriquement exacte (cotes encadrées ou définition numérique)
- de fixer la zone de tolérance

La cotation par le tolérancement des profils limite :

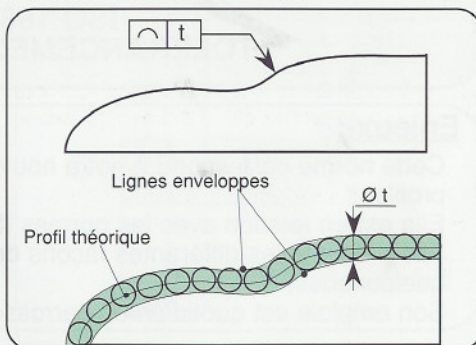
- la position
- l'orientation
- la forme

A une tolérance de position du profil, il est possible d'ajouter une tolérance de forme mais pas une tolérance d'orientation.

1 - Profil théorique et zone de tolérance

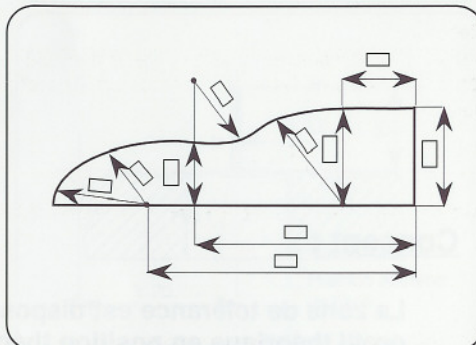
Le profil théorique est l'élément théoriquement parfait d'une pièce autour duquel la zone de tolérance est disposée symétriquement.

Dans chacun des plans parallèles au plan de projection et indépendamment, la zone de tolérance engendrée par une tolérance de forme d'une ligne quelconque est limitée par 2 lignes enveloppes des cercles de diamètre "t" centrés sur le profil théorique.



2 - Cotation du profil

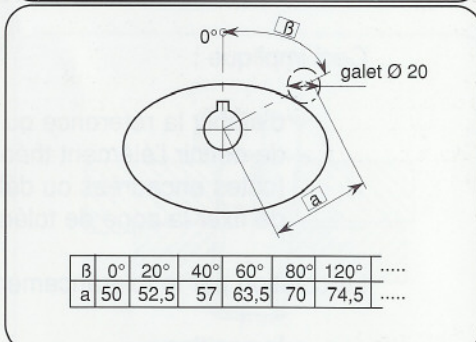
Le profil théorique doit être défini par des cotes encadrées ou défini numériquement.



Autre mode de cotation

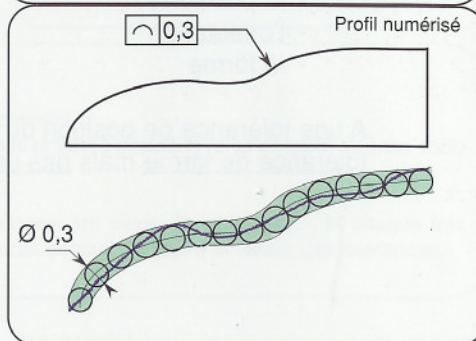
Il peut être nécessaire d'ordonner la cotation en fonction d'un galet en contact avec le profil ; la cote "a" doit alors être indiquée sur le dessin.

α et β sont des théoriques.



3 - Tolérance de forme sans élément associé

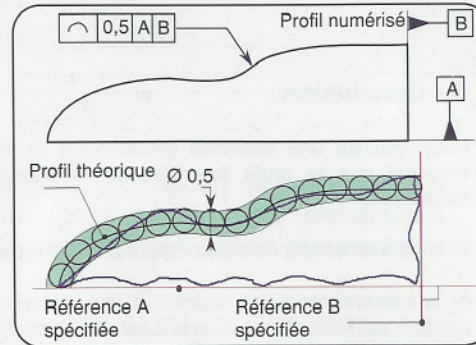
Cette tolérance n'étant pas associée à un élément de référence, le profil théorique peut être déplacé en translation et en rotation dans le plan afin de contenir au mieux la ligne réelle (seul le défaut de forme est limité).



3 - 1 La tolérance est rapportée à des éléments de références

Le profil théorique est défini par rapport à des éléments de référence qui la positionne dans le plan de projection.

Le profil théorique est fixe. Les défauts de position, d'orientation et de forme sont limités.

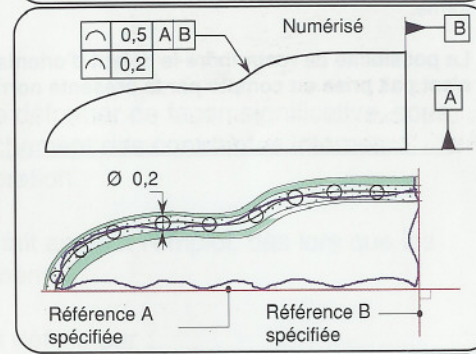


Remarque

Il peut être nécessaire de restreindre le défaut de forme plus qu'il ne l'est déjà, par la spécification suivante :

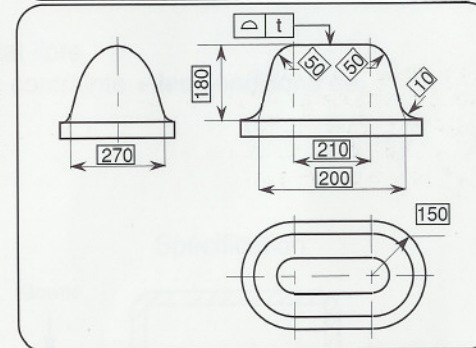


Avec : Tolérance de forme < Tolérance de position



4 - Surface de forme quelconque

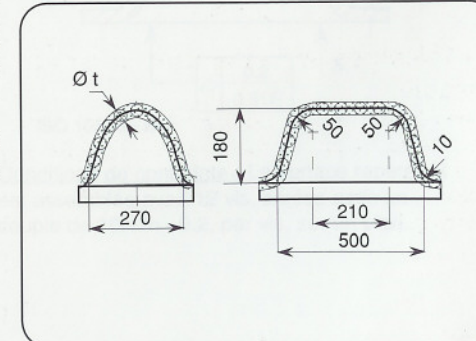
Comme pour la ligne de forme quelconque, la tolérance géométrique de surface de forme quelconque sans référence associée ne limite que le défaut de forme. Si cette tolérance géométrique est rapportée à des éléments de référence, les défauts de position, d'orientation et de forme sont limités.



Signification

La zone de tolérance d'une surface profilée est répartie symétriquement de part et d'autre du profil théorique, défini lui-même par des dimensions théoriquement exactes.

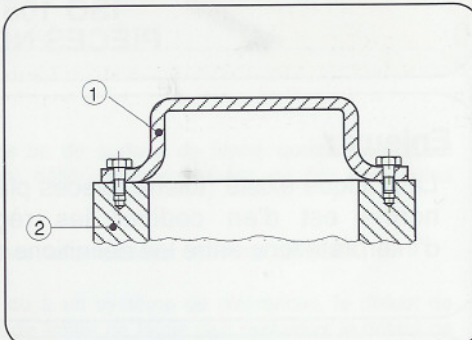
La zone de tolérance est définie par les 2 surfaces enveloppes des sphères de ϕt , centrées sur le profil théorique.



1 - Exemple 1

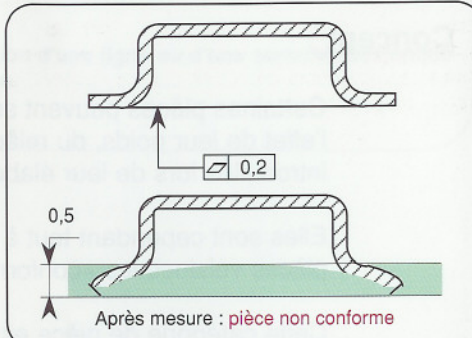
1.1 - Condition fonctionnelle

L'étanchéité statique doit être assurée entre les pièces 1 et 2.



1.2 - Cotation actuelle

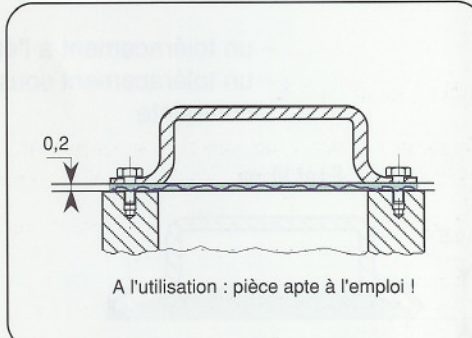
Une planéité de 0,2 est nécessaire.
Sous l'effet du poids, et du relâchement des contraintes internes introduites lors de l'emboutissage du carter en tôle, le défaut de planéité peut être supérieur à la tolérance (pièce à l'état libre). La pièce peut alors être jugée inapte à l'emploi.



1.3- Montage

A l'état libre le défaut de planéité est de 0,5, mais en fonctionnement, le carter est maintenu en position par 12 vis M10 serrées à $10\text{Nm} \pm 0,2$. De ce fait, sous la pression exercée par les vis, le carter est ramené dans la tolérance spécifiée. Bien qu'initialement jugée inapte à l'emploi, la pièce ainsi assemblée remplit sa fonction.

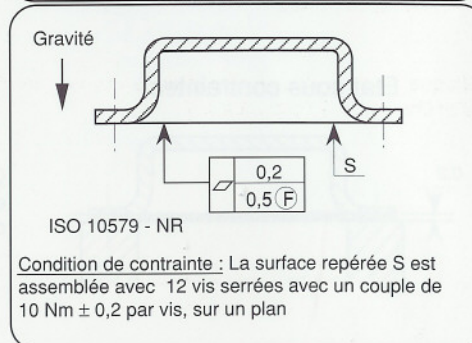
Nota : L'utilisation du tolérancement des pièces non rigides peut remédier à cette contradiction.



1.4 - Indications sur le dessin

Il faut spécifier :

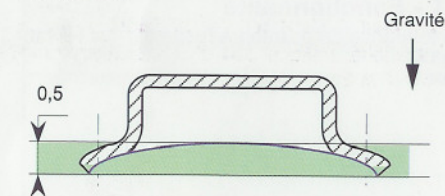
- les conditions dans lesquelles la pièce doit être contrainte pour mesurer le défaut de planéité (ici conditions d'assemblage + gravité),
- les variations géométriques admises à l'état libre, avec le symbole modificateur (F) dans le cadre de tolérance,
- les variations géométriques admises à l'état contraint,
- la référence à la norme.



1.5- Signification

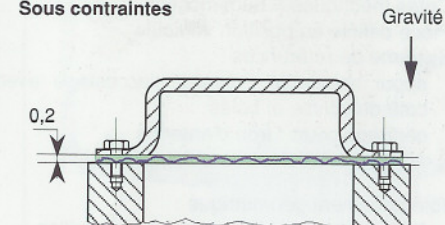
Lorsque la seule contrainte exercée sur la pièce est la gravité, le défaut ne doit pas exéder la valeur admise à l'état libre : 0,5.

A l'état libre



Lorsque la pièce est soumise aux contraintes subies dans les conditions de fonctionnement normales, ce même défaut ne doit pas exéder la valeur admise à l'état contraint : 0,2.

Sous contraintes



Pièce assemblée avec 12 vis serrées avec un couple de $10\text{ Nm} \pm 0,2$ par vis, sur un plan

1.6 - Remarques :

Toutes les conditions de contrainte susceptibles d'avoir une influence sur la caractéristique à tolérer doivent être écrites sur le plan. Ces conditions de contrainte peuvent être de différentes natures :

- effort ponctuel (vis, ressort, point de soudure, ...)
- effort linéique (joint d'étanchéité, ...)
- couple
- pression (statique, dynamique, adhésif, ...)
- température
- sens de la gravité
- ...

Chaque caractéristique géométrique (forme, orientation, position, battement) peut être tolérancée à l'état libre et/ou à l'état contraint.

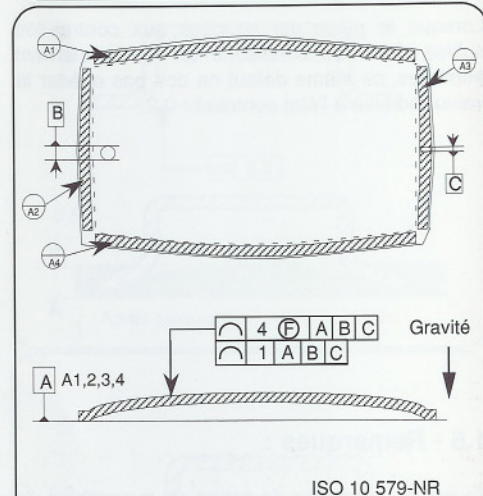
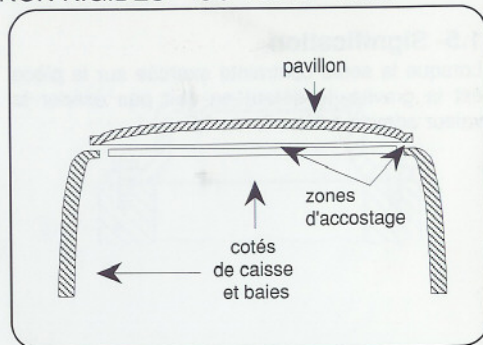
2 - Exemple 2

2.1 - Fonctionnalité

La tolérance de position à respecter est : 1 mm

2.2 - Indications sur le dessin

- Cotes théoriques = numérisation
- Pièce définie en position véhicule
- Système de références :
 - . appui horizontal : zones d'accostage avec coté de caisse et baies
 - . centrage court : trou d'antenne
 - . arrêt en rotation : trou oblong à l'arrière
- Tolérancement géométrique :
 - . Élément tolérancé : le dessus du pavillon.
 - ° pièce à l'état libre : $\boxed{\text{4 } \textcircled{F} \text{ A B C}}$
 - ° pièce sous contrainte : $\boxed{\text{1 } \textcircled{F} \text{ A B C}}$
 - + conditions de contraintes.
 - ° référence à la norme : ISO 10 579-NR



Conditions de contrainte :

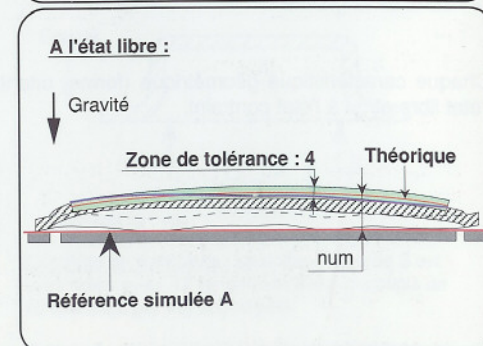
- Gravité: La pièce est orientée en position véhicule
- bridage sur la référence A à l'aide de n points de serrage de $x \text{ daN}^{\pm y}$, répartis régulièrement.

2.3 - Signification : pièce à l'état libre

- la référence "A" est définie par 4 références simulées au théorique.
- construction du théorique : à la num par rapport au système de référence.
- la zone de tolérance de 4mm est construite de part et d'autre de la surface théorique.

Nota : la surface de référence réelle "A" de la pièce ne porte que sur quelques points (la seule contrainte est la gravité).

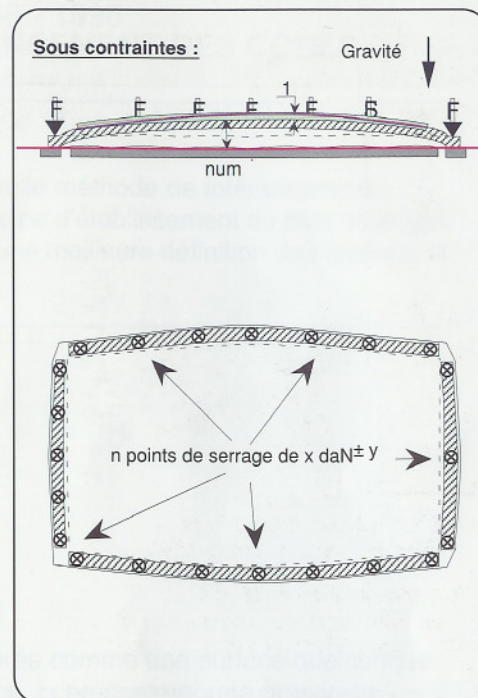
La surface réelle doit être contenue à l'intérieur de la zone de tolérance de 4 mm.



2-4 Pièce sous contrainte

Lorsque la pièce est bridée sur la référence, elle est conformée, et les déformations s'atténuent.

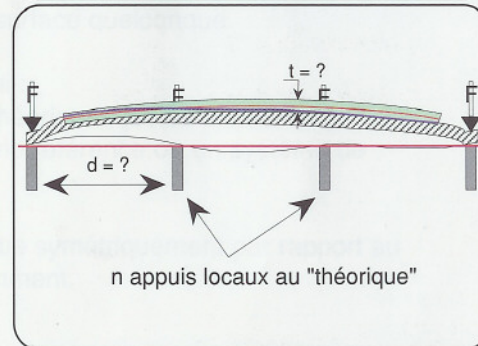
Dans ces conditions de mise en référence, comparables à celles obtenues lorsque la pièce est assemblée sur le véhicule, le défaut de position de l'élément tolérancé ne doit pas excéder 1 mm.



2-5 Attention

La matérialisation pratique de la spécification (§ 2.2), selon le schéma ci contre, met en évidence des écarts par rapport à la norme.

Ceux ci doivent être estimés pour établir la représentativité de cette matérialisation par rapport au besoin réel.



6 - Recommandation

Norme à utiliser avec attention.

La tolérance à l'état libre doit être définie conjointement par le BE et les Méthodes. Les concepteurs produit et processus doivent tenir compte :

- des conditions fonctionnelles,
- des contraintes statiques résultantes (pouvant pénaliser la durée de vie du produit) pour définir les tolérances à l'état libre et sous contraintes.

ISO 3040 - 1990 COTATION ET TOLÉRANCEMENT DES CONES

Enjeux :

Cette norme correspond à notre nouvelle méthode de tolérancement.
La cotation évolue par rapport au principe d'établissement du plan de jauge.
L'apport réside essentiellement dans une meilleure définition du théorique et de la zone de tolérance.

Concept :

La surface conique est considérée comme une surface quelconque.
Pour tolérer une telle surface, la présente norme préconise l'utilisation d'une tolérance de surface quelconque.

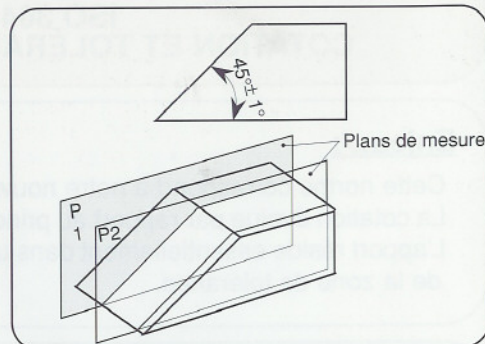
Le tronc de cône doit être défini :

- à partir de dimensions théoriques (cotes encadrées),
- et si besoin, à partir d'une référence ou un système de références.

La zone de tolérance est répartie symétriquement par rapport au cône théorique défini précédemment.

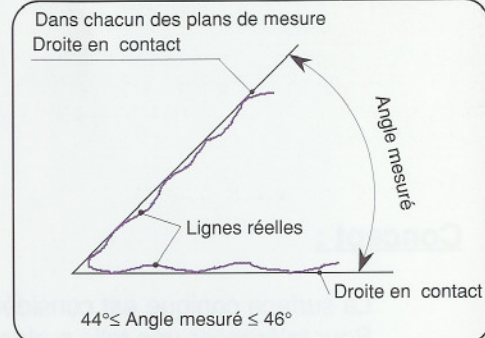
1 - Rappel du tolérancement angulaire I.S.O. 8015 -1985-

Une tolérance angulaire, spécifiée en unité angulaire, limite uniquement l'orientation générale des lignes ou des éléments linéaires de surfaces.



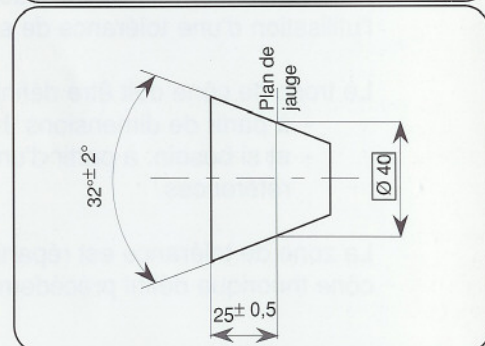
1 - 1 Commentaire

Cette cotation limite le défaut d'orientation de la ligne dans un plan. La position et l'orientation des lignes entre elles ne sont pas limitées. Des "escaliers" longitudinaux sont autorisés.



2 - Tolérancement des cônes

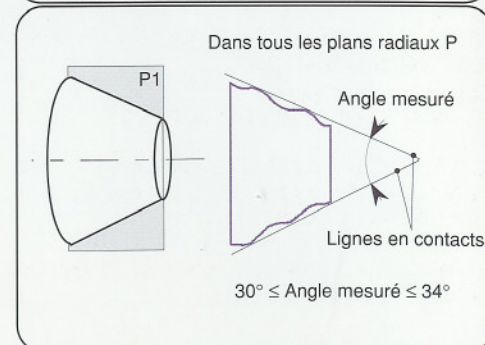
2 - 1 Cotation actuelle



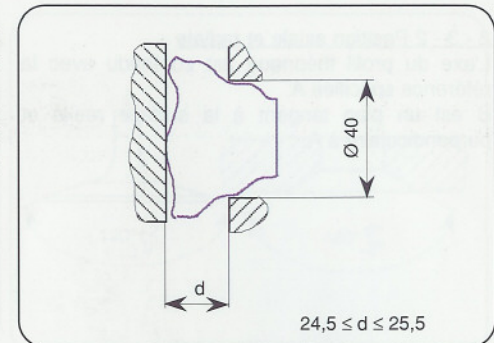
Signification

Dans chaque plan radial "P", l'angle mesuré entre les droites en contacts doit être compris entre 30° et 34°.

Le défaut de forme n'est pas limité.



La distance "d", est la distance mesurée entre un cercle de Ø 40 du cône et un plan parallèle. Cette distance doit être comprise entre 24,5 et 25,5. Cette interprétation n'est pas conforme à la norme I.S.O. 8015-1985 car la cote $25 \pm 0,5$ doit être considérée comme une distance de bipoints, ce qui est ici impossible.

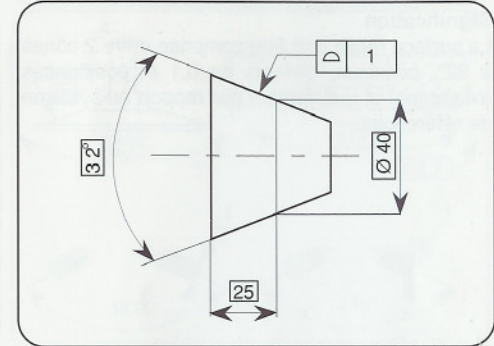


2-2 Tolérancement géométrique des cônes

2 - 2 - 1 Concept

Il consiste à définir un profil théorique à l'aide de cotes encadrées et de définir une zone de tolérance répartie symétriquement par rapport à ce profil théorique.

2 - 2 - 2 Géométrie seule du cône



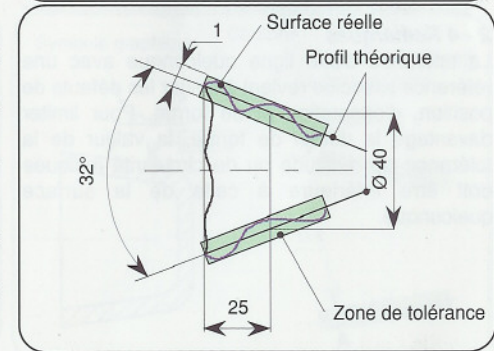
Signification

La méthode de construction de la zone de tolérance est la suivante :

- construction du profil théorique à partir des cotes encadrées,
- la zone de tolérance est disposée symétriquement par rapport au profil théorique.

La surface réelle doit être comprise entre 2 cônes à 32°, coaxiaux distants de 1.

Les défauts de position et d'orientation du cône ne sont pas limités.



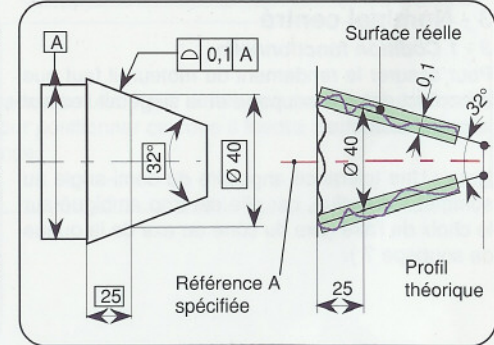
2 - 3 Tolérancement géométrique du cône avec une référence spécifiée

2 - 3 - 1 Position radiale

Le profil théorique est positionné par rapport à l'axe "A" de l'arbre.

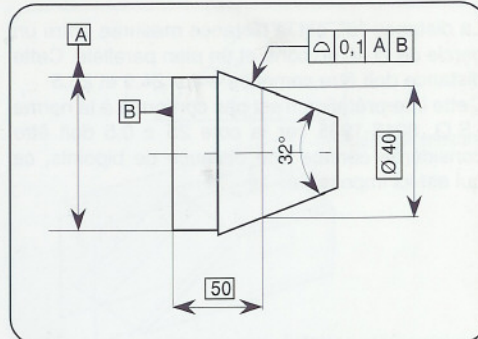
La surface réelle doit être comprise entre 2 cônes à 32°, coaxiaux, distants de 0,1 et dont l'axe est confondu avec l'axe de référence.

Nota : Le profil théorique n'est pas positionné axialement.



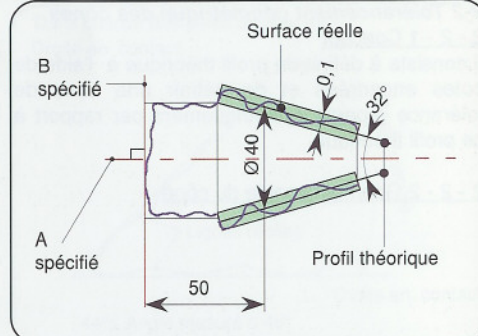
2 - 3 - 2 Position axiale et radiale

L'axe du profil théorique est confondu avec la référence spécifiée A.
B est un plan tangent à la surface réelle et perpendiculaire à A.



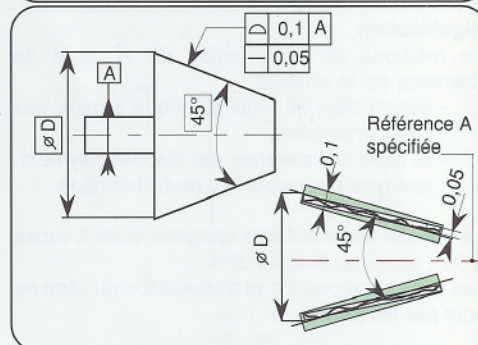
Signification

La surface réelle doit être comprise entre 2 cônes à 32°, coaxiaux, distants de 0,1 et positionnés axialement et radialement par rapport au système de références.



2 - 4 Remarques

La tolérance d'une ligne quelconque avec une référence associée revient à limiter les défauts de position, d'orientation et de forme. Pour limiter davantage le défaut de forme, la valeur de la tolérance de rectitude ou de circularité indiquée doit être inférieure à celle de la surface quelconque.

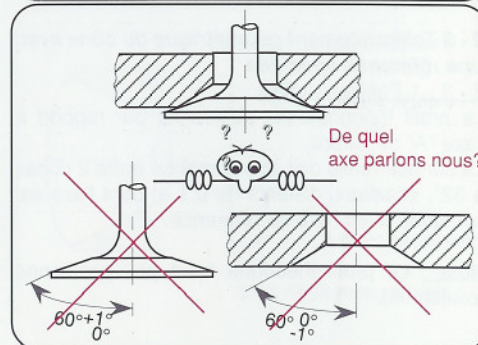


3 - Nominal centré

3 - 1 Condition fonctionnelle

Pour assurer le rendement du moteur, il faut que le contact entre la soupape et le siège ait lieu sur le grand diamètre.

Nota : Une tolérance angulaire du demi-angle au sommet est exclue, car elle est trop ambiguë sur le choix de l'axe (axe du cône ou axe de la queue de soupape ?).



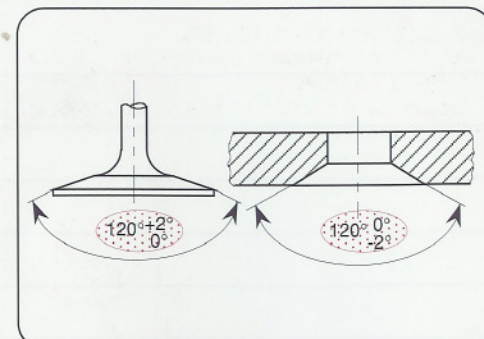
3 - 2 Cotation actuelle partielle

Tolérance angulaire

Pour assurer le contact sur le grand diamètre, nous imposons un angle plus ouvert sur la soupape que sur le siège.

conséquences :

- des nominaux identiques.
- des intervalles de tolérance asymétriques.

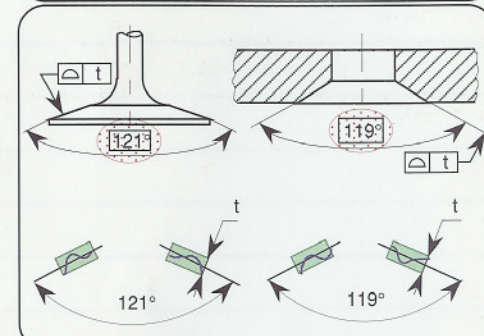


3 - 3 Cotation suivant la norme I.S.O. 3040 -1990 -

L'élément tolérancé est la surface réelle.

La surface réelle doit être comprise entre 2 cônes coaxiaux distants de "t", et d'angle au sommet 121° pour la soupape et 119° pour le siège.

Nota : Une tolérance géométrique définit un intervalle de tolérance centré sur un élément théorique ce qui implique des nominaux différents.



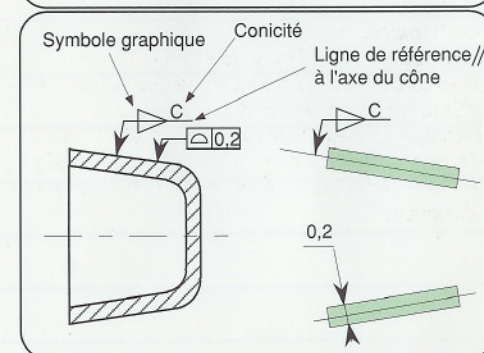
4 - Indication de la conicité

L'orientation du symbole graphique doit être la même que celle du cône.

Indiquer la conicité équivaut à imposer un angle au sommet.

Cette écriture est utilisée en cas de faible pente.

Exemple: Obturateur.



5 - Conclusion

Un cône théorique est défini par des cotes encadrées. Le défaut admis est mentionné par une tolérance géométrique de surface quelconque. Pour positionner ce cône il faudra une référence ou un système de références associé à cette tolérance.