



**TECHNIQUES**  
**DE L'INGÉNIEUR**

Réf. : **AG2464 V1**

Date de publication :  
**10 décembre 2018**

# Bases de la cotation ISO avec approche fonctionnelle

Cet article est issu de : **Génie industriel | Conception et Production**

par **Bernard ANSELMETTI**

## Mots-clés

Norme ISO/CEI | normes | CAO  
| cotation fonctionnelle | CAO |  
modèle CAO

**Résumé** Le langage de cotation des normes ISO (cotes, éléments tolérancés, zones de tolérances, systèmes de références, groupe, entité combinée et répétition) est décrit en développant la signification physique des nouveaux modificateurs introduits par les dernières normes. L'approche proposée ici respecte les normes mais adopte une présentation originale dans le contexte de la chaîne numérique 3D, en intégrant la problématique de métrologie avec un nombre limité de points mesurés.

## Keywords

ISO/IEC standard | standards |  
CAO | functional dimensioning |  
CAD | CAD model

**Abstract** The tolerancing language of ISO standards (local dimensions, tolerance zones, datum systems, combined feature and duplication) is described by examining the physical meaning of the new modifiers introduced by the latest standards.

The approach proposed follows the standards, but adopts an original presentation in the context of the 3D digital chain, by integrating the metrology issue with a limited number of measured points.

## Pour toute question :

Service Relation clientèle  
Techniques de l'Ingénieur  
Immeuble Pleyad 1  
39, boulevard Ornano  
93288 Saint-Denis Cedex

## Par mail :

infos.clients@teching.com

## Par téléphone :

00 33 (0)1 53 35 20 20

Document téléchargé le : **12/05/2024**

Pour le compte : **7200023220 - universite de lorraine // 193.50.135.4**

© Techniques de l'Ingénieur | Tous droits réservés

# Bases de la cotation ISO avec approche fonctionnelle

par **Bernard ANSELMETTI**

Ancien Professeur des universités  
Université Paris Saclay (Cachan, France)

<b>1. Principe de cotation</b> .....	AG 2 464 - 3
1.1 Terminologie du tolérancement .....	— 3
1.2 Désignation des surfaces .....	— 4
1.3 Conditions de mesure.....	— 5
<b>2. Cotes</b> .....	— 6
2.1 Tolérancement dimensionnel .....	— 6
2.2 Cotation des filetages .....	— 8
2.3 Cotation des congés et des chanfreins .....	— 8
<b>3. Zones de tolérances</b> .....	— 10
3.1 Tolérancement par zone de tolérance .....	— 10
3.2 Forme, orientation, position et battement .....	— 11
3.3 Élément tolérancé et zone de tolérance .....	— 13
<b>4. Système de références</b> .....	— 19
4.1 Association d'un modèle nominal à la pièce réelle .....	— 19
4.2 Analyse des critères d'association .....	— 22
<b>5. Entités spécifiées composées</b> .....	— 27
5.1 Entité spécifiée constituée de plusieurs surfaces.....	— 27
5.2 Répétition.....	— 31
5.3 Zones partielles.....	— 31
<b>6. Synthèse</b> .....	— 33
<b>7. Conclusion</b> .....	— 33
<b>8. Annexes</b> .....	— 35
8.1 Annexe – Méthode des moindres carrés pondérée .....	— 35
8.2 Annexe 2 – Influence du nombre de points de mesure .....	— 35
8.3 Annexe 3 – Fiche de lecture des spécifications ISO .....	— 36
<b>9. Glossaire</b> .....	— 36
<b>Pour en savoir plus</b> .....	Doc. AG 2 464

**L**es normes ISO de cotation sont aujourd'hui reconnues et indispensables pour établir les dessins de définition contractuels entre les entreprises, surtout dans le contexte des échanges internationaux. Le format général d'écriture de ces spécifications de cotation à l'aide d'un cadre de tolérance n'a pas changé, mais les nouveaux modificateurs, les nouveaux critères d'association des références et des surfaces spécifiées apportent une véritable révolution dans l'approche de cotation, en permettant maintenant l'expression au juste nécessaire du comportement des assemblages et des exigences fonctionnelles pour maximiser les tolérances et réduire les coûts de contrôle.

Depuis les années 2000, les concepteurs, les fabricants et les métrologues ont appris à manipuler des spécifications avec des symboles définis dans les normes valides à la date de rédaction de cet article, entre autres, NF EN ISO

1101 : 2017, NF EN ISO1660 : 2017, NF EN ISO 2692 : 2015 et NF EN ISO 5459 : 2011 et NF EN ISO 5458 : 1999.

Depuis 2011, les normes ont ajouté un très grand nombre de modificateurs et changé le sens de certaines spécifications pourtant très utilisées. Les projets de normes DIS 5459.2 : 2017, WD 2692 : 2018 et DIS 5458 : 2017 imposent de nouveaux changements. Comme une spécification doit être lue selon les normes en vigueur à la date de création du dessin, il y aura inévitablement des problèmes, surtout durant la phase transitoire d'installation de ces nouvelles normes dans les entreprises.

Ce document de synthèse est très incomplet et ne peut pas remplacer les milliers de pages contenues dans la trentaine de normes dédiées à la cotation. Seuls les documents publiés par l'ISO donnent les définitions officielles pour régler les éventuels litiges.

Les normes sont très compliquées, encore incomplètes, parfois inutilement contraignantes et parsemées d'erreurs ou d'incohérences notamment dûs au décalage des publications. Malgré ces points faibles, le langage de cotation ISO est un outil formidable qui doit être largement utilisé.

Pour expliquer simplement ce langage, cet article présente les principes fondamentaux et les dernières évolutions en privilégiant les écritures les plus utiles et les plus robustes face aux changements de significations récents ou prévisibles.

Les définitions sont données dans le contexte de la chaîne numérique CAO 3D, en s'appuyant sur les besoins fonctionnels, ce qui permet de bien identifier les domaines d'emploi des spécifications et des modificateurs. En particulier, les définitions des normes considèrent un ensemble continu de points sur l'intégralité des surfaces. En pratique, l'indentification se fait par un ensemble limité de points. Il est donc impératif d'aménager les définitions pour en permettre l'exploitation dans la vraie vie.

Cet article respecte rigoureusement la signification normalisée des symboles, même si l'expression est parfois sensiblement différente ou simplifiée dans un but pédagogique. Des extensions et des simplifications hors normes, signalées dans le texte, sont proposées lorsqu'elles sont nécessaires pour répondre à certains besoins des concepteurs non couverts par les normes actuelles. Compréhensibles par un métrologue, ces aménagements sont exploitables avec les logiciels actuels, mais peuvent poser des difficultés aux logiciels de métrologie visant la génération automatique des gammes de mesure, tant que ces nouveautés ne seront pas implémentées.

Avec l'approche CAO actuelle, le concepteur a une image numérique idéale de la pièce définie par le modèle nominal. Les assemblages sont également constitués de pièces nominales. La fabrication vise à réaliser cette pièce nominale, mais il y a des dispersions en cours de fabrication. La conformité d'une pièce réelle est validée lorsque chaque surface réelle est comprise dans une zone de tolérance définie par rapport à la surface nominale correspondante.

Ce premier article présente les spécifications classiques les plus courantes.

Un second article [AG 2 465] propose des indications complémentaires pour représenter le plus fidèlement possible les conditions de fonctionnement particulières du mécanisme, par exemple pour prendre en compte des déformations ou des mobilités dans le mécanisme.

# 1. Principe de cotation

## 1.1 Terminologie du tolérancement

### ■ Dessin de définition

Un dessin de définition décrit complètement, et sans ambiguïté, la pièce. C'est un document contractuel entre le client et le fournisseur.

Aujourd'hui, avec les logiciels de CAO 3D, le dessin de définition est un modèle numérique qui décrit la forme nominale de la pièce et la cotation 3D établie selon les normes ISO. Certains éléments géométriques complémentaires de cotation, comme les contours des zones partielles, les éléments de situation et les plans d'annotation, sont attachés au modèle nominal.

La figure 1a représente un modèle CAO 3D qui décrit la pièce idéale en dimension moyenne utilisée, par exemple, pour le calcul de structure ou pour faire l'assemblage du produit en CAO.

Les dimensions, les distances, les angles de la pièce peuvent être mesurés sur le modèle nominal. Il n'est donc pas nécessaire d'afficher toutes les dimensions théoriquement exactes (cotes encadrées). Ce modèle peut être présenté dans différentes vues pouvant être imprimées (figure 1b). Ces vues comportent de préférence les dimensions et les angles théoriquement exacts pour que les spécifications puissent facilement être lues, à l'atelier par

exemple. Les surfaces désignées par des noms sur le modèle nominal sont facilement identifiables sur la pièce réelle.

En métrologie, la pièce réelle peut être mesurée par exemple avec un marbre et des comparateurs. Sur une machine à mesurer tridimensionnelle, les coordonnées des points  $M_i$  de chaque surface sont obtenues dans le repère mesure de la machine à mesurer (figure 1c).

La signification des spécifications est indépendante des cotes et des contraintes choisies pour construire le modèle nominal en CAO. Chaque face de la pièce est identifiée indépendamment des autres par rapport à un unique repère CAO.

Par **exemple**, un plan est défini par un point et un vecteur normal à la surface, orienté hors matière. Un cylindre est défini par un point de l'axe et un vecteur porté par l'axe, etc.

La signification d'une spécification ne dépend pas de la présence ou non d'une cote encadrée. Pour bien illustrer cette démarche et pour simplifier les dessins, les cotes ou les angles encadrés ne seront généralement pas représentés sur les figures suivantes.

### ■ Les spécifications d'un dessin de définition

Chaque spécification d'un dessin de définition peut être lue indépendamment des autres spécifications (exception  $\textcircled{M}$  et  $\textcircled{L}$ ).

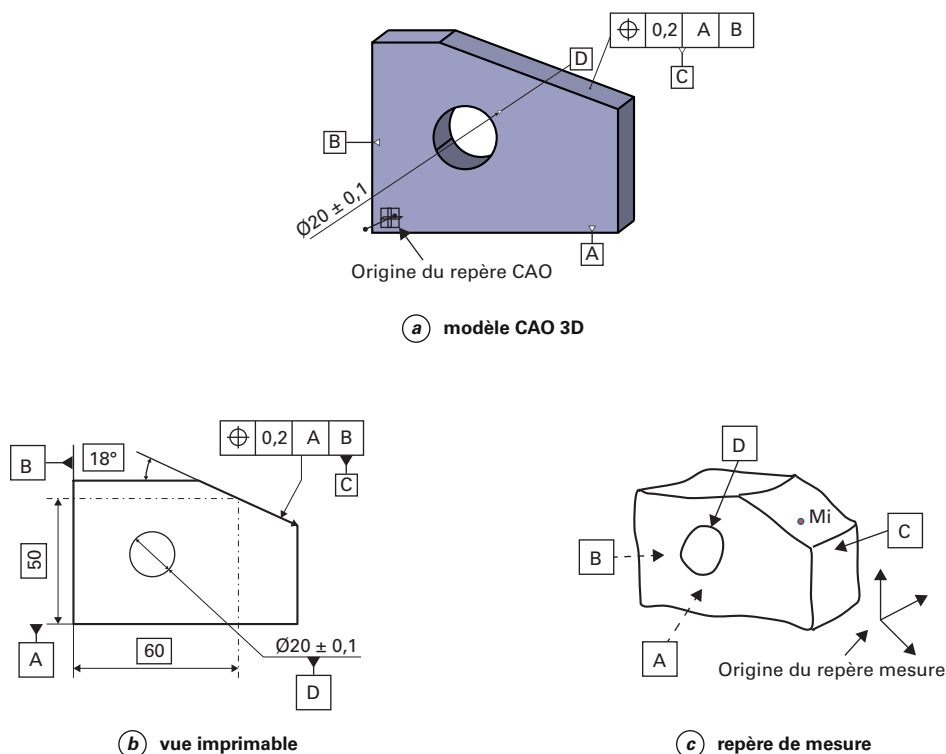


Figure 1 – Dessin de définition

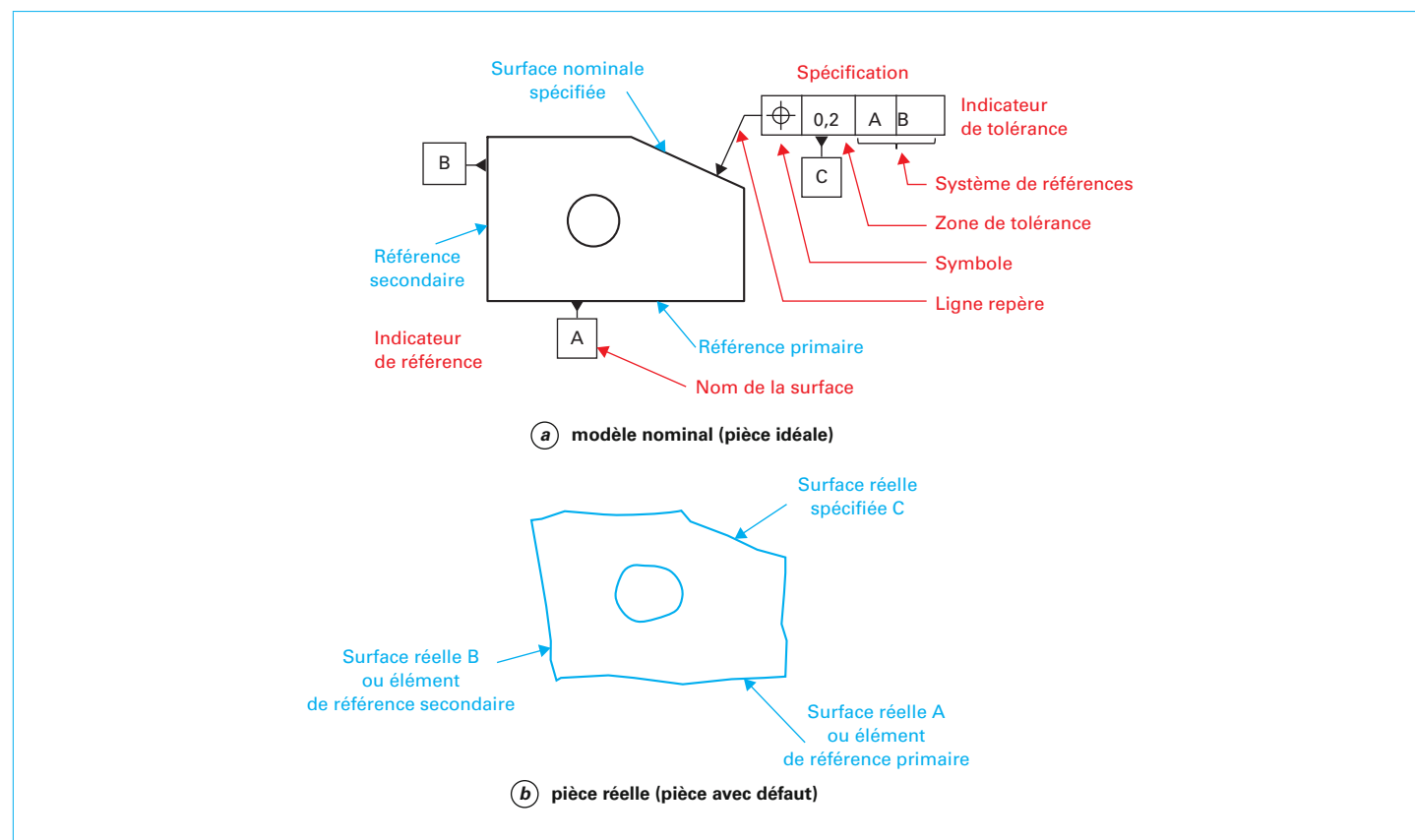


Figure 2 – Terminologie du tolérancement

Une spécification est décrite par un indicateur de tolérance (ou cadre de tolérance) relié à la surface nominale spécifiée par une ligne repère (figure 2). Ce cadre comporte au maximum cinq cases qui sont, de gauche à droite :

- un symbole ;
- une tolérance avec, éventuellement, des modificateurs ;
- les références primaire, secondaire et tertiaire repérées sur le modèle numérique par les indicateurs de référence.

Les surfaces de la pièce réelle sont la surface réelle spécifiée et les surfaces réelles utilisées comme référence appelées « éléments de référence ».

#### Remarque

Il est possible d'empiler plusieurs cadres de tolérance si les spécifications portent sur les surfaces tolérancées. Dans ce cas, un commentaire placé au-dessus des cadres s'applique à toutes les spécifications. Un commentaire placé à droite d'un cadre de tolérance ne s'applique qu'à cette spécification.

Pour faciliter la lecture, il est recommandé de placer la flèche de la ligne repère perpendiculairement à la surface nominale spécifiée (figure 2a).

## 1.2 Désignation des surfaces

Les surfaces sont désignées par une lettre majuscule (sauf I, O, Q, X) simple, doublée ou triplée (ex : AA ou AAA).

L'indicateur de référence donne simplement le nom d'une surface ou d'un ensemble de surfaces. Il peut être placé directement sur la surface, sur des lignes de rappel ou sous un indicateur de tolérance (figure 3).

Il n'est pas autorisé de désigner une surface par une lettre suivie d'un nombre, car cette notation est réservée aux références partielles.

L'emploi de plusieurs lettres différentes (XP) n'est pas recommandé, pour éviter la confusion avec un système de référence non ordonné (ancienne pratique abandonnée qui imposait deux contrôles, respectivement, par rapport aux systèmes de références X|P et P|X).

Pour un cylindre (cas D de la figure 3), selon l'historique des normes, l'indicateur de référence en face d'une flèche de diamètre désigne une référence sur l'axe du cylindre, et l'indicateur directement sur le cylindre désigne une référence sur une génératrice du cylindre. Cette convention n'a plus lieu d'être car une référence sur une génératrice doit aujourd'hui être définie par une référence partielle. L'indicateur de référence directement sur le cylindre apporte une simplification qui ne doit plus être considérée comme une erreur.

#### Remarque

L'indicateur est placé de préférence sous le cadre de tolérance (cas G ou H de la figure 3), éventuellement au-dessus si la place est libre, mais pas sur les côtés.

La signification d'un indicateur de référence ne dépend pas du contenu du cadre de tolérance (exception avec CZ). Par contre, les surfaces spécifiées peuvent être précisées par le commentaire au-dessus du cadre de tolérance.

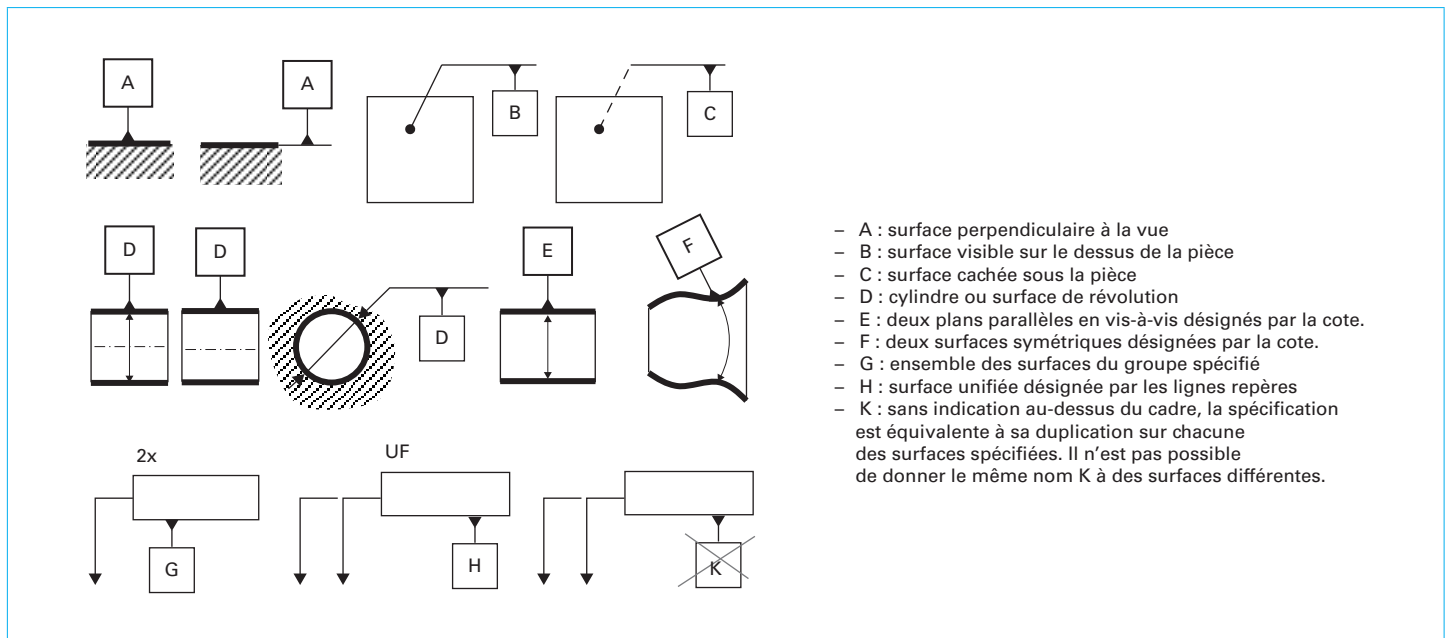


Figure 3 – Position des indicateurs de références

## 1.3 Conditions de mesure

### 1.3.1 Définition standard

La cotation est établie en considérant la pièce à 20 °C, à l'état libre sans aucune déformation et dans l'état de livraison. Les pièces sont donc supposées ébavurées.

Théoriquement, le nuage de points est continu sur la totalité de la surface à mesurer.

Les nouvelles normes ISO 1101 et 5459 « imposent » d'écrire, dans chaque spécification, le processus de filtrage de chaque surface lors de la mesure des pièces. Sauf cas très particulier, dans l'état actuel des normes, cette injonction est inapplicable. Tout au plus, un filtre peut être indiqué au-dessus du cartouche, par exemple CB 1 (*Closing ball*) pour mentionner que les surfaces doivent être mesurées avec une sphère de rayon 1 mm mini (ou avec un filtre équivalent), pour éliminer les creux de rugosité.

En pratique, le nombre de points choisi par le métrologue est limité, ce qui implique une incertitude de mesure (le résultat dépend du nuage de points prélevés).

### 1.3.2 Protocole de mise en position

Une pièce peu rigide, ou soumise à des efforts importants, peut être vérifiée en la plaçant dans ses conditions de fonctionnement. Pour cela, la norme 10579-NR permet d'écrire le protocole de contrôle au-dessus du cartouche (mise en position, effort, pression, température ou orientation par rapport à la gravité indiquée par la flèche notée G...).

Par défaut, toutes les spécifications sont définies dans les conditions de mesure prescrites.

Les spécifications avec le modificateur (F) sont définies à l'état libre.

Dans la figure 4a, les conditions de mesure imposent le montage de contrôle illustré figure 4b. Les spécifications sans (F) seront vérifiées dans le montage. Les spécifications avec (F) sont vérifiées à l'état libre, (notamment les spécifications non mesurables lorsque la pièce est dans le montage de contrôle).

Il est inutile de définir les critères d'association des références utilisées par le montage de contrôle, car le repère mesure sera établi sur le montage.

Certaines applications imposent plusieurs conditions de mesure définies en nota, par exemple avec une désignation C1, C2... Ce nota peut être placé dans un rond, à droite des spécifications correspondantes.

### 1.3.3 Hiérarchisation de la criticité des spécifications

La norme NFE 04 009 : 2002 (non valide actuellement, mais en cours de réactualisation) permet de placer, si besoin, un triangle à droite d'une spécification (figure 4a) pour indiquer la gravité de la défaillance possible, si la spécification n'est pas respectée.

Cet indice de hiérarchisation varie de 1 à 4, selon une classification libre pour chaque entreprise. Le principe est le suivant :

– **indice 1** : défaut pouvant entraîner la non montabilité du produit, affecter la sécurité de l'utilisateur ou une panne bloquant le produit ;

– **indice 2** : défaut tel qu'il peut entraîner le refus de prise en main du produit par le client, ou nécessiter une réparation lourde ;

– **indice 3** : défaut justifiant une réparation assez aisée ou non immédiate ;

– **indice 4** : défaut non perçu ou admis par le client, n'entraînant pas de réparation.

**Nota** : Cet indice ne modifie pas les contraintes géométriques à respecter, mais impacte les moyens de production (capabilité) et de contrôle (100 % ou prélèvement), afin de renforcer ou d'alléger les moyens à mettre en œuvre en fonction du risque client.

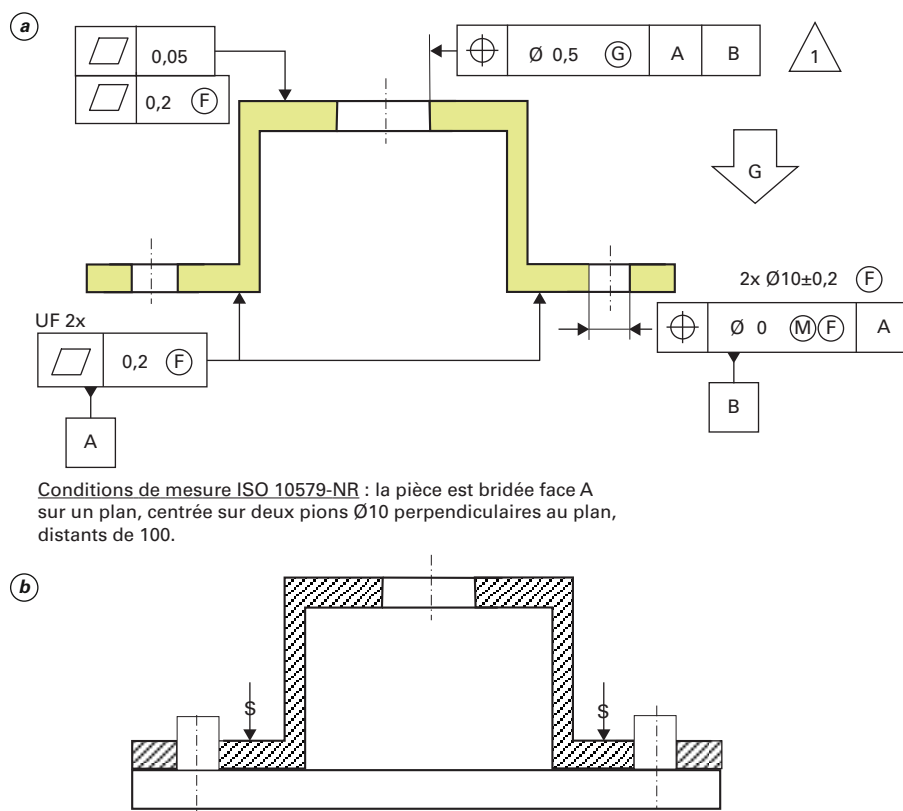


Figure 4 – Conditions de mesure

## 2. Cotes

### 2.1 Tolérancement dimensionnel

Les normes ISO restreignent l'emploi des cotes de type  $X \pm t/2$  ou  $X_{-t/2}^{+t/2}$  à seulement deux cas (figure 5) :

- le diamètre d'un cylindre (figure 5a).  $X$  est le diamètre nominal du cylindre ;
- la largeur entre deux plans face à face (figure 5b).  $X$  est la distance nominale entre les deux plans.

Toutes les dimensions locales  $d_i$  entre des points face à face doivent être comprises dans l'intervalle de tolérance :

$$\text{cote mini} \leq d_i \leq \text{cote maxi.}$$

Le résultat de la mesure doit indiquer la plus petite et la plus grande valeur mesurées.

Le tolérancement dimensionnel n'est pas défini lorsqu'il n'y a pas deux points l'un en face de l'autre (figure 5c).

#### Exemple

À titre de justification, si la surface A est prolongée pour mesurer les distances  $d_1$ , la pièce sera déclarée trop petite. Si la surface B est prolongée pour mesurer  $d_2$ , la même pièce sera déclarée trop grande. Pour éviter ce doute, la norme préconise de désigner clairement la face A ou B comme référence et propose de localiser l'autre face par rapport à cette référence.

Le modificateur (E) à droite de la cote :  $X \pm t/2$  (E) ajoute l'exigence de l'enveloppe (figure 6) :

- **arbre** : la surface réelle doit pouvoir être contenue dans un cylindre de diamètre égal au diamètre maxi ;
- **alésage** : la surface réelle doit pouvoir contenir un cylindre de diamètre égal au diamètre mini ;
- **tenon** : les deux surfaces réelles doivent pouvoir être placées entre deux plans distants de la cote maxi ;
- **rainure** : les deux surfaces réelles doivent pouvoir contenir deux plans distants de la cote mini.

L'exigence de l'enveloppe est ajoutée pour garantir l'assemblage des liaisons primaires avec un jeu minimum ou un serrage maximum.

Dans la figure 6, l'alésage laisse libre un espace compris dans un cylindre  $\varnothing X - t/2$ . L'arbre occupe au maximum un espace cylindrique  $\varnothing Y + t/2$ . Le jeu mini entre les pièces pour assurer la montabilité est  $(X - Y) - (t_1 + t_2)/2$ .

**Nota** : Une cote seule, sans l'exigence de l'enveloppe, ne garantit pas la montabilité sans contraintes, car le défaut de forme des pièces peut générer des interférences.

Bien que la norme ne l'autorise *a priori* pas, il est nécessaire d'utiliser la notion de cote pour les épaisseurs de paroi (figure 8). La dimension locale est mesurable pour tous les points face à face, tels qu'en ces points, les surfaces soient localement parallèles.

En complément des dimensions nominales données par le modèle numérique, de nombreux concepteurs utilisent la table des ajustements type H7/g6 de la norme ISO 286 pour donner



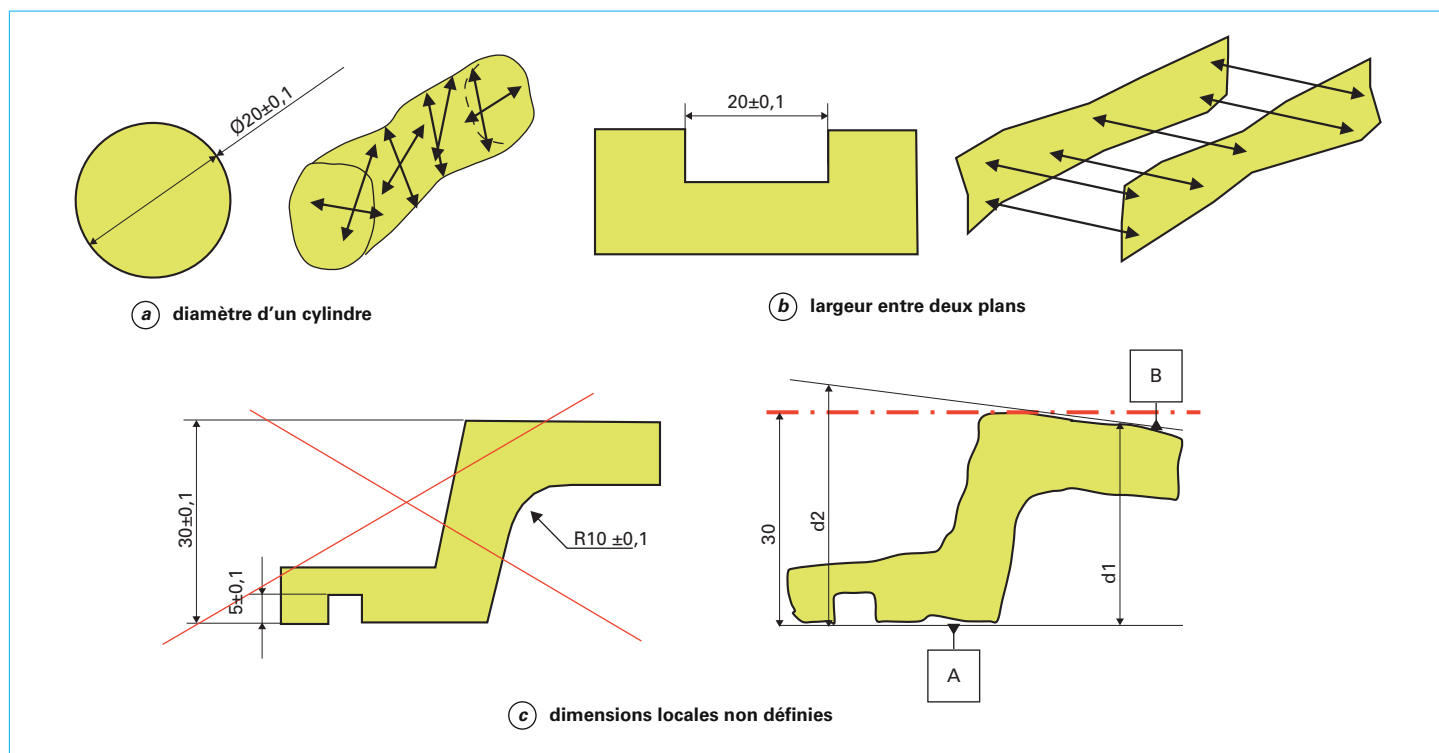


Figure 5 – Tolérancement dimensionnel

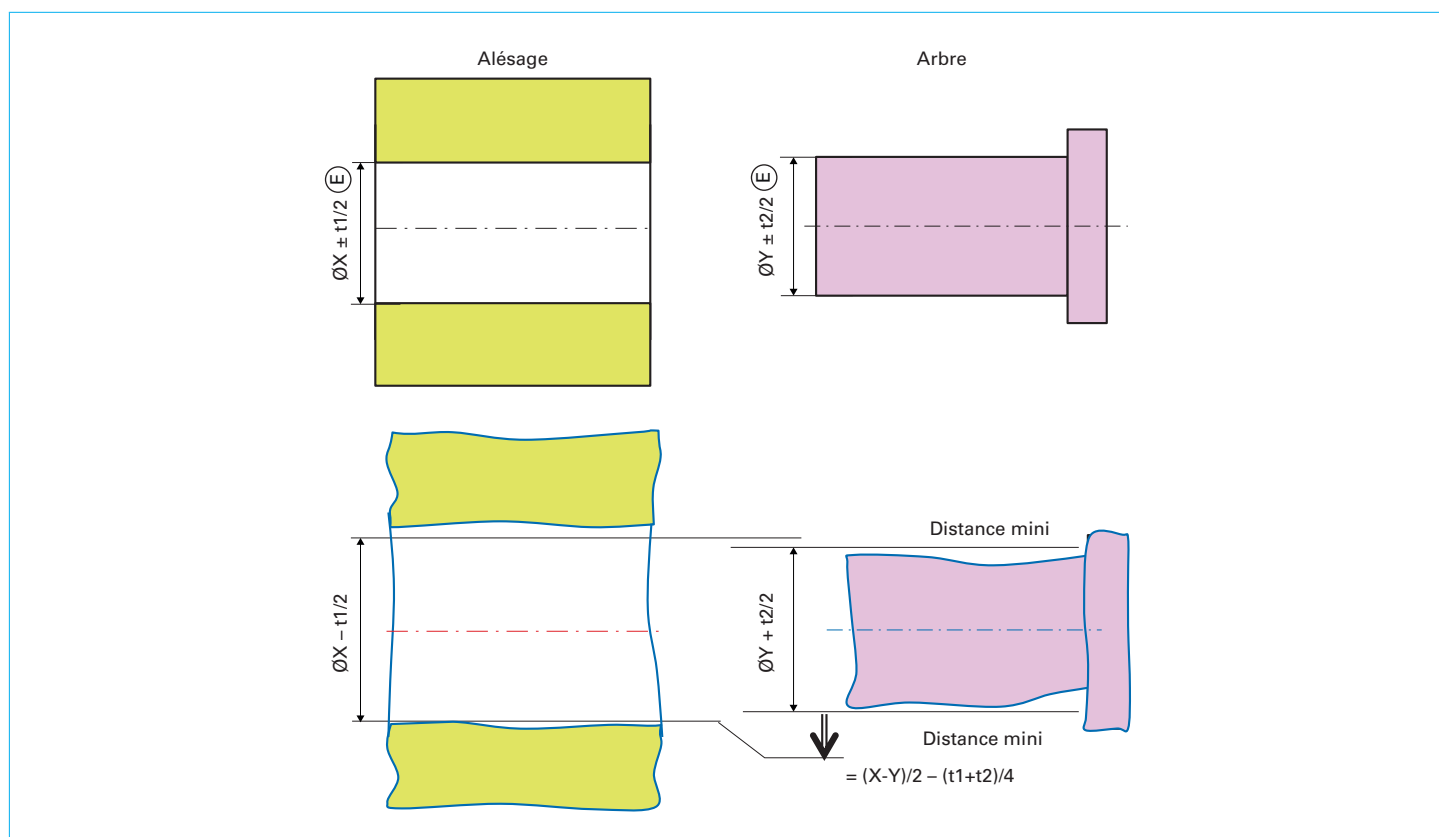


Figure 6 – Modèle d'assemblage d'une liaison cylindrique primaire



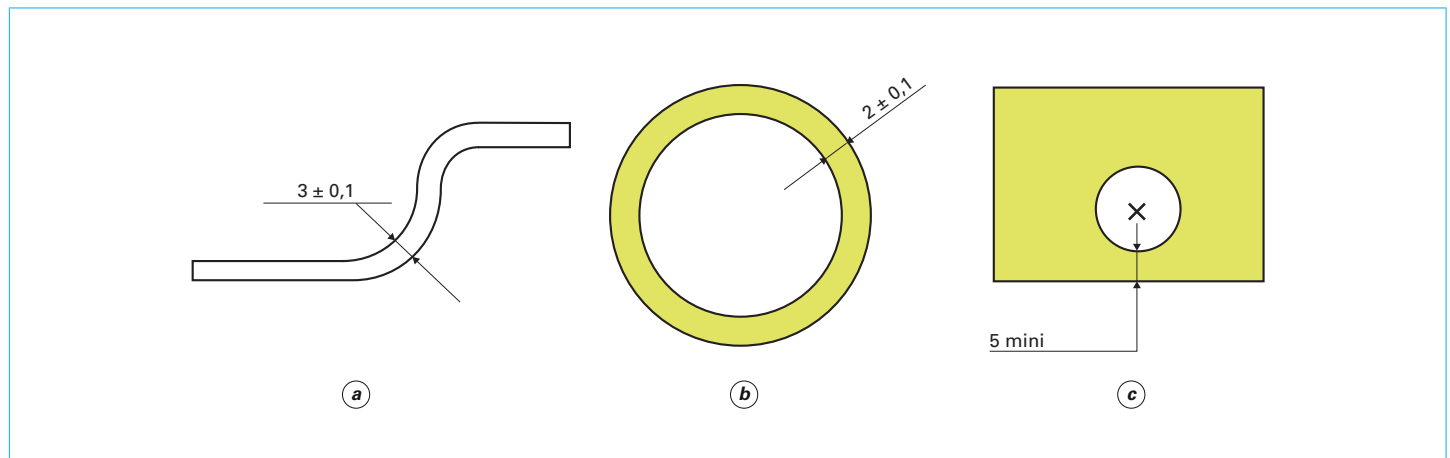


Figure 8 – Cotes d'épaisseur de parois

$$\varnothing 16 \text{ H7} \Leftrightarrow \varnothing 16 \text{ H7}(\text{E}) \Leftrightarrow \varnothing 16_{-0,018}^0(\text{E}) \Leftrightarrow \varnothing 15,991 \pm 0,009(\text{E})$$

Figure 7 – Écriture équivalentes de cotes

l'intervalle de tolérance qui est centré ou non. Ces ajustements contiennent implicitement l'exigence de l'enveloppe.

Les écritures de la figure 7 pour spécifier un alésage sont donc rigoureusement équivalentes, car les valeurs maxi et mini sont identiques.

Dans un modèle numérique, il est préférable de convertir l'ajustement avec une cote nominale centrée et une tolérance en  $\pm$ , ce qui peut imposer de corriger le modèle nominal. En effet, de multiples moyens de production se contentent de suivre la surface nominale pour réaliser les pièces. Il est alors indispensable que cette cible soit au milieu de l'intervalle de tolérance.

Avec le développement des modificateurs, l'emploi des cotes devrait quasiment disparaître, sauf pour les épaisseurs de paroi. En effet, les dimensions locales ne sont que très rarement pertinentes pour garantir la fonction assemblage.

Les ajustements devraient aussi disparaître pour les liaisons secondaires ou tertiaires et être remplacés par un tolérancement 3D au maxi matière.

## 2.2 Cotation des filetages

La cotation d'un filet sous la forme M8x1,25 6H-6H (figures 9a et 9b) comporte la désignation du filet suivi des deux ajustements sur flanc et sur sommet définis par la norme ISO 965 pour les filetages métriques (figure 9c).

Comme il n'existe pas d'autres écritures normalisées simples et compte tenu des tolérances larges, il est pratique d'utiliser une cote conventionnelle pour les longueurs de filetage (hors normes). La limite du filetage assurant une implantation suffisante de la vis peut être simulée par un tampon fileté (figure 9d) ou une bague filetée (figure 9f) avec un filet au maximum de matière.

Pour éviter les perforations, le fond du trou peut également être spécifié par une cote. La mesure est effectuée à l'aide d'une pointe (figure 9e).

**Nota :** Les tolérances sur les vis, goujons et écrous sont données dans la norme NF EN ISO 4759-1 : 2001.

## 2.3 Cotation des congés et des chanfreins

La zone de tolérance est définie indépendamment dans chaque section perpendiculaire à l'arête, par l'espace compris entre le congé ou le chanfrein mini et maxi tangent aux deux faces adjacentes.

La représentation peut éventuellement se faire sous forme symbolique pour les cas simples (figure 10).

Cette définition est issue de la norme ASME, car elle n'existe pas dans les normes ISO.

Un projet plus précis est en cours de rédaction en ISO.

La tolérance doit être suffisamment large pour négliger les approximations sur les contraintes de tangence. Pour les congés entre surfaces gauches, la zone de tolérance est limitée par la surface balayée par deux sphères de rayon mini et maxi tangentes aux deux surfaces adjacentes.

La cotation, en tant que profil de ligne englobant partiellement les faces adjacentes, doit être évitée car les défauts acceptables sont difficiles à comprendre.

Un chanfrein ou un congé évolutif doit être décrit dans le modèle nominal. La spécification n'indique que la tolérance :  $\text{ch} \pm 0,3$  ou  $R \pm 0,5$ , car la valeur nominale change suivant la section analysée.

La cotation des congés et chanfreins ne doit pas être confondues avec les spécifications des arêtes vives de la norme NF ISO 13715 : 2000 (figure 11).

La spécification (figure 11a) limite l'excès de matière à 0,3 (bavure) et interdit le manque de matière.

La spécification (figure 11b) limite le manque de matière à 0,2 et interdit l'excès de matière.

La spécification limite l'excès de matière à 0,3 et le manque de matière à 0,2 (figure 11c).

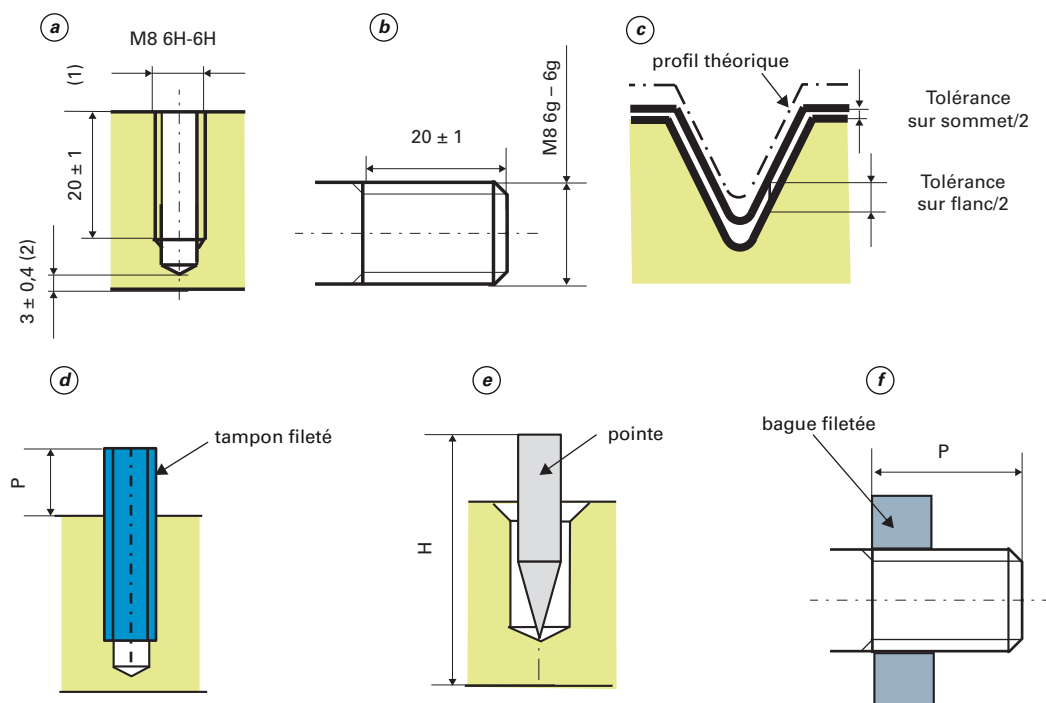


Figure 9 – Cotation des filetages

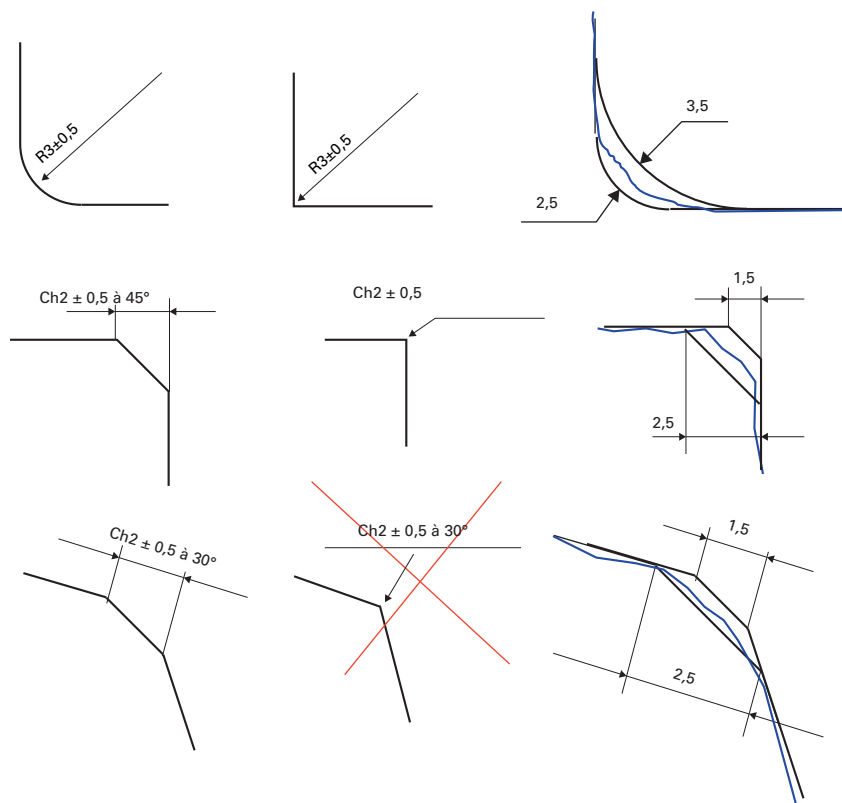


Figure 10 – Cotation des congés et chanfreins

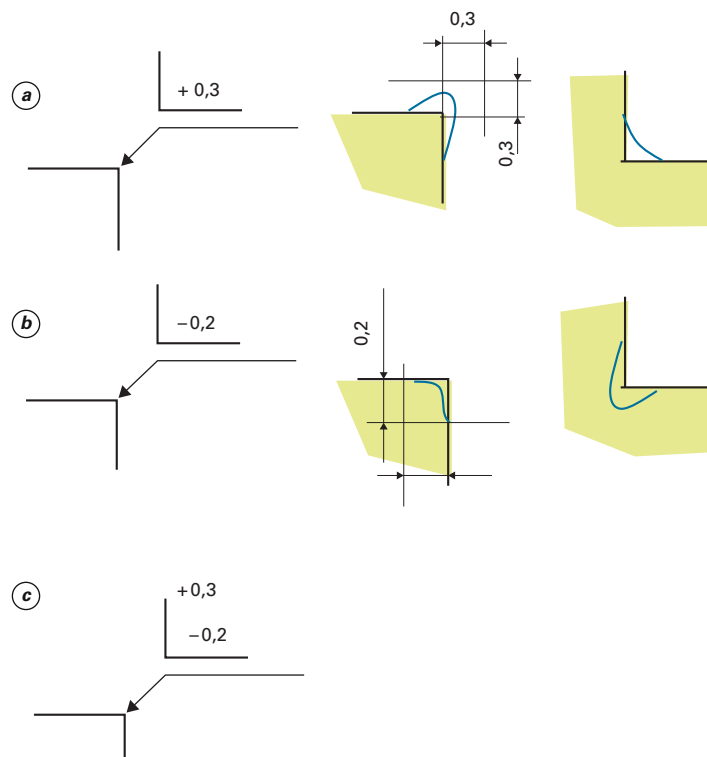


Figure 11 – Bavures et dégagements

## 3. Zones de tolérances

### 3.1 Tolérancement par zone de tolérance

#### 3.1.1 Principe

Pour chaque spécification, le modèle nominal est positionné sur la pièce réelle en associant, dans l'ordre, les références primaire, secondaire et tertiaire aux surfaces réelles correspondantes. La zone de tolérance est construite dans le modèle nominal, centrée sur la surface nominale spécifiée.

La figure 12 correspond à la localisation de la figure 2).

La surface spécifiée est la surface désignée par la spécification et qui sera mesurée. Selon le modificateur, l'élément tolérancé peut être :

- la surface réelle spécifiée ;
- une surface associée à la surface réelle ;
- ou un élément dérivé (axe ou surface médiane).

La spécification est conforme si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance.

#### 3.1.2 Conformité au voisinage d'une arête vive

La figure 13 analyse la situation au voisinage d'une arête vive convexe pour la spécification de la face S (1) qui peut être de

forme, d'orientation ou de position. La face adjacente F est positionnée par (2) dans la figure 13a.

Le point P de la surface spécifiée S se trouve en dehors de la zone de tolérance de 0,05 de (1) (figure 13b). Par contre, si la surface réelle adjacente F avait été à gauche de sa zone de tolérance de position de largeur 0,5 pour la spécification (2), il aurait été admis qu'il n'y ait pas de matière en P.

Au voisinage d'une arête convexe, un manque de matière dans la zone de tolérance de position de la surface adjacente n'est pas un critère de non-conformité. Inversement, au voisinage d'une arête concave, un excès de matière dans la zone de tolérance de position de la surface adjacente n'est pas un critère de non-conformité.

La référence S désignée sous la spécification (1) est un plan associé par le critère minimax (figure 13c).

Tous les points P doivent respecter la contrainte de tangence extérieure matière. Par contre, les points P compris dans la zone de tolérance de position (2) ne sont pas pris en compte pour la minimisation de la distance maxi. Inversement, au voisinage d'une arête concave, un excès de matière dans la zone de tolérance de position de la surface adjacente est admis. Les points de cette zone de tolérance sont ignorés pour la contrainte de tangence extérieure matière, mais tous les points sont exploités pour la minimisation de la distance maxi.

Cependant, il est préférable de définir une zone partielle définissant clairement la partie utile de la surface S, par exemple pour tenir compte du chanfrein de la pièce en appui contre les deux faces concaves.

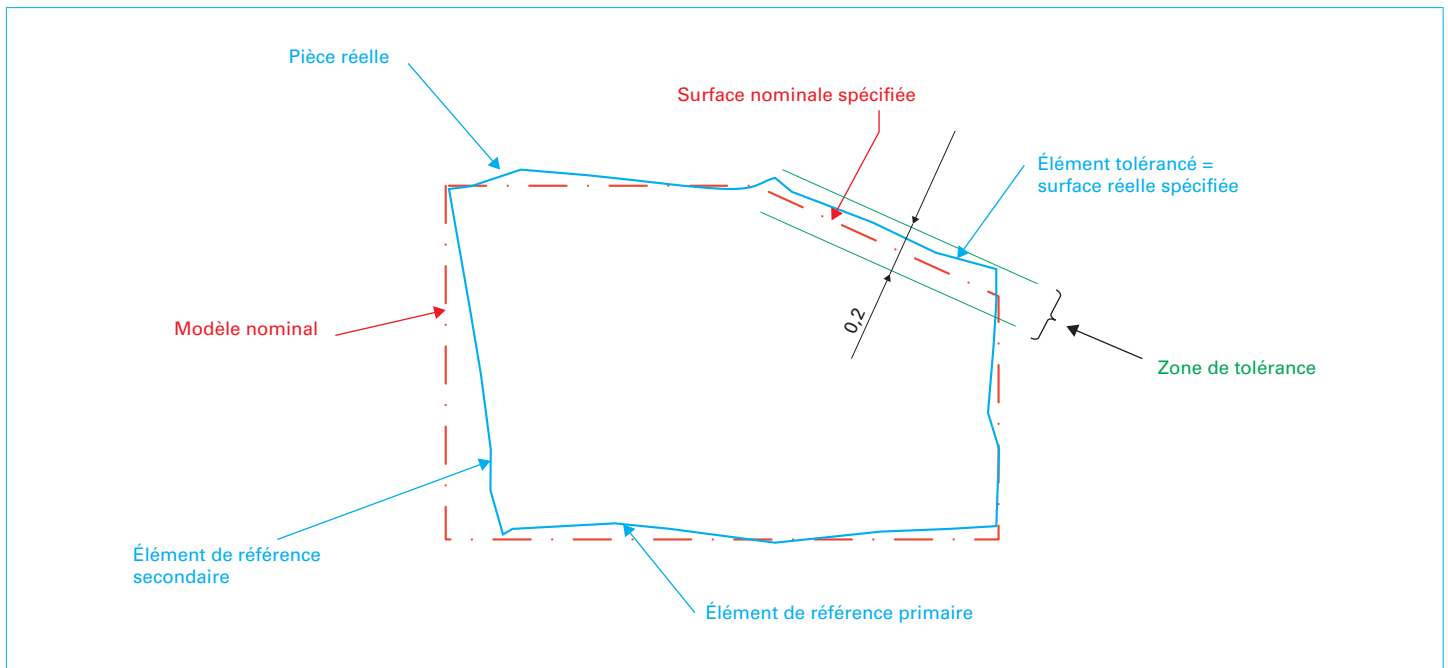


Figure 12 – Conformité d'une spécification par zone de tolérance

**Remarque**

Cette règle, purement induite par l'analyse des zones de tolérances, n'existe pas dans les normes ISO. Elle montre que la conformité d'une spécification n'est pas tout à fait indépendante des autres spécifications.

### 3.2 Forme, orientation, position et battement

L'ensemble des symboles définis dans les normes est résumé figure 14, avec un classement en spécifications de forme, d'orientation, de position et de battement.

Les spécifications de localisation, de coaxialité et de symétrie sont rigoureusement équivalentes. Les symboles de coaxialité ou de symétrie évitent simplement de mettre des cotes encadrées « 0 » entre les axes ou les plans médians qui sont confondus (figure 14).

Tous les symboles sont détaillés dans la norme ISO 1101 et dans de multiples ouvrages pédagogiques [1].

La zone de tolérance est toujours construite centrée sur la surface nominale :

- **en position**, la zone de tolérance reste centrée sur la surface nominale ;
- **en orientation**, la zone de tolérance peut être déplacée à l'aide des trois translations ;
- **en forme**, la zone de tolérance peut être déplacée à l'aide des 6 degrés de libertés.

Ces déplacements et les mobilités résiduelles du système de références doivent être exploités pour placer, si possible, l'élément tolérancé dans la zone de tolérance (figure 15).

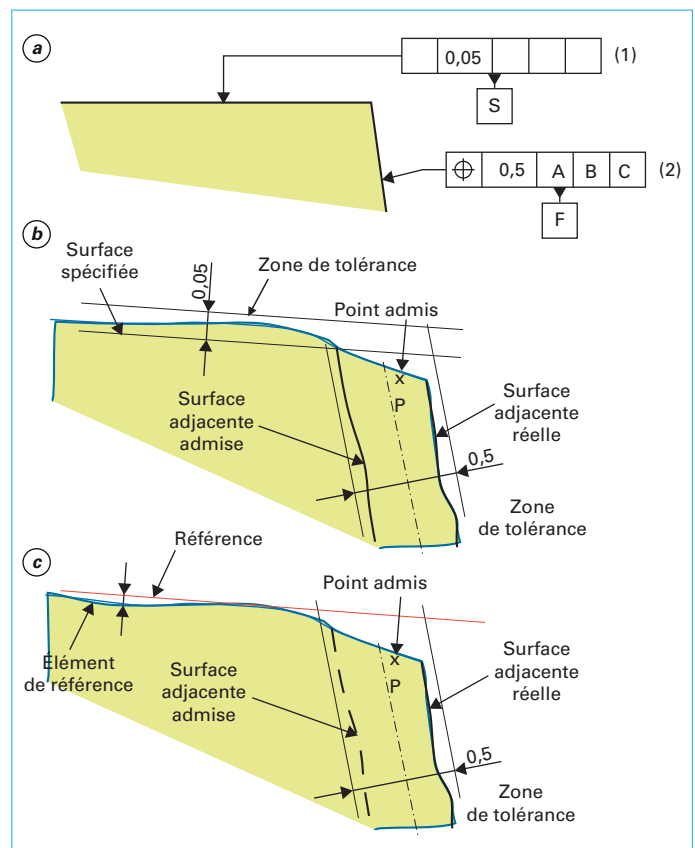


Figure 13 – Non-conformité et référence au voisinage d'une arête convexe

Formes		Orientations		Positions	
Désignations	Symboles	Désignations	Symboles	Désignations	Symboles
Rectitude		Parallélisme		Localisation	
Circularité		Perpendicularité		Concentricité	
Planéité		Inclinaison		Coaxialité	
Cylindricité				Symétrie	
Forme d'une ligne quelconque		Orientation d'une ligne quelconque		Position d'une ligne quelconque	
Forme d'une surface quelconque		Orientation d'une surface quelconque		Position d'une surface quelconque	
		<div> <div>Battement circulaire</div> <div></div> </div>		<div> <div>Battement total</div> <div></div> </div>	

Figure 14 – Classification des symboles

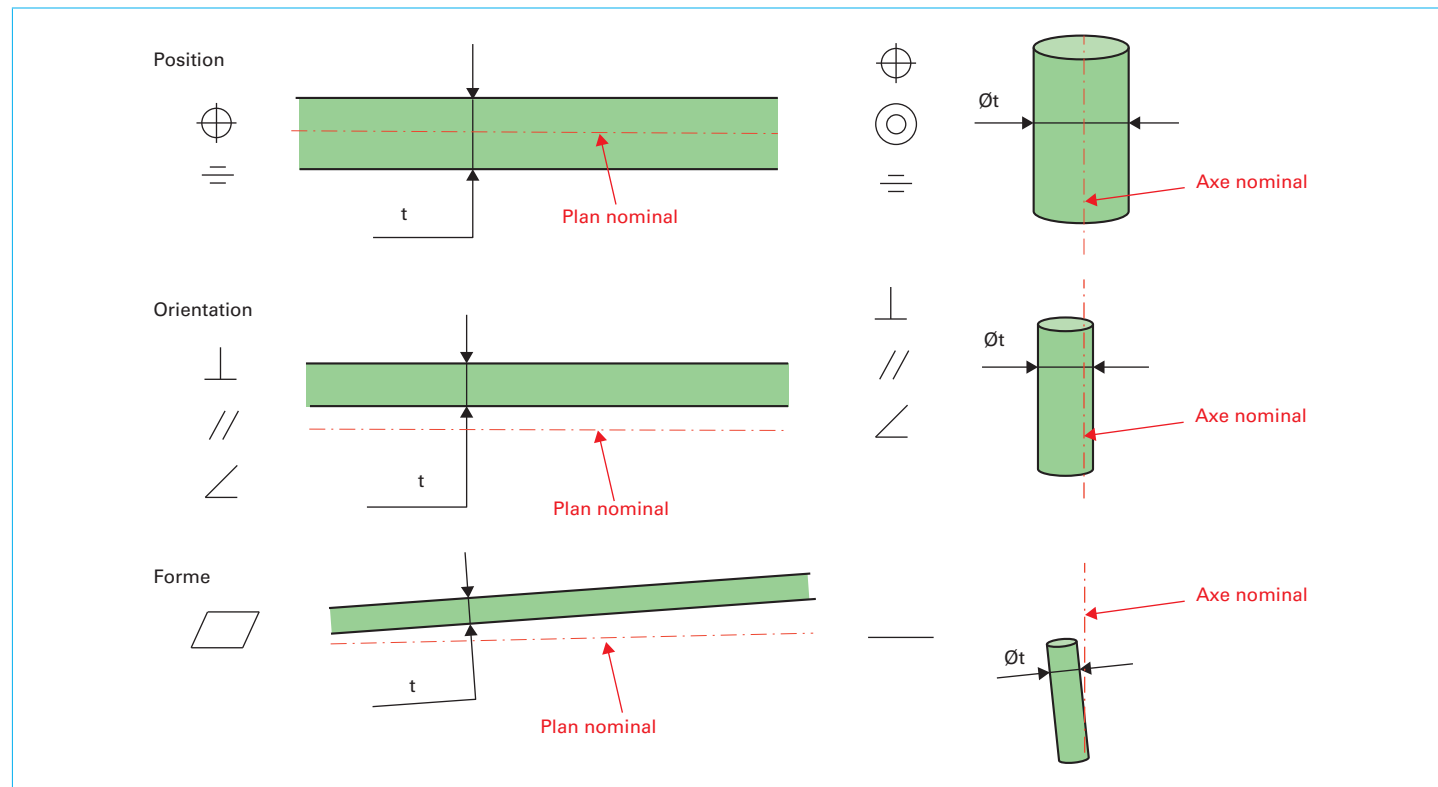


Figure 15 – Zone de tolérance de position, d'orientation et de forme

(a) position	(b) orientation	(c) forme
0,4 A B C	0,2>< A B C	0,1
0,4 A B C	0,2>< A B C	0,1

Figure 16 – Position, orientation, forme d'une surface et d'une ligne quelconque

Pour une surface quelconque ou une ligne quelconque, la position et l'orientation imposent un système de références (figures 16a et 16b).

L'orientation est obtenue en ajoutant le modificateur >< « orientation seulement », qui permet de traduire la zone de tolérance dans les trois directions (figure 16b).

La forme n'a pas de système de références (figure 16c).

Le résultat de la mesure est l'écart.

**En position**, l'écart est la distance du point le plus éloigné à la surface nominale.

**En orientation et en forme**, l'écart est la largeur de la plus petite zone de tolérance qui contient l'élément tolérancé.

### 3.3 Élément tolérancé et zone de tolérance

#### 3.3.1 Zone de tolérance bilimitée

Le domaine d'emploi de ces spécifications est très large pour la forme, l'orientation et la position d'une surface, mais les normes proposent des spécifications plus performantes pour certains cas, en particulier, pour les liaisons avec jeu ou serrage.

L'élément tolérancé, formé par l'ensemble de la surface réelle spécifiée, doit être dans la zone de tolérance.

- **Pour une surface nominale plane**, la zone de tolérance est comprise entre deux plans parallèles distants de  $t$ . La zone est construite centrée sur la surface nominale (figure 17a).

- **Pour une surface quelconque**, la zone de tolérance est l'espace compris entre les deux surfaces offset de la surface nominale avec des offsets  $d = t/2$  et  $d = -t/2$  (figure 17b).

Lorsque la surface spécifiée assure la mise en position d'une autre pièce par un simple contact, le modèle d'analyse des tolérances suppose généralement que la référence de la pièce en appui reste dans cette zone de tolérance, quels que soient les défauts de forme des surfaces en contact (figure 17c).

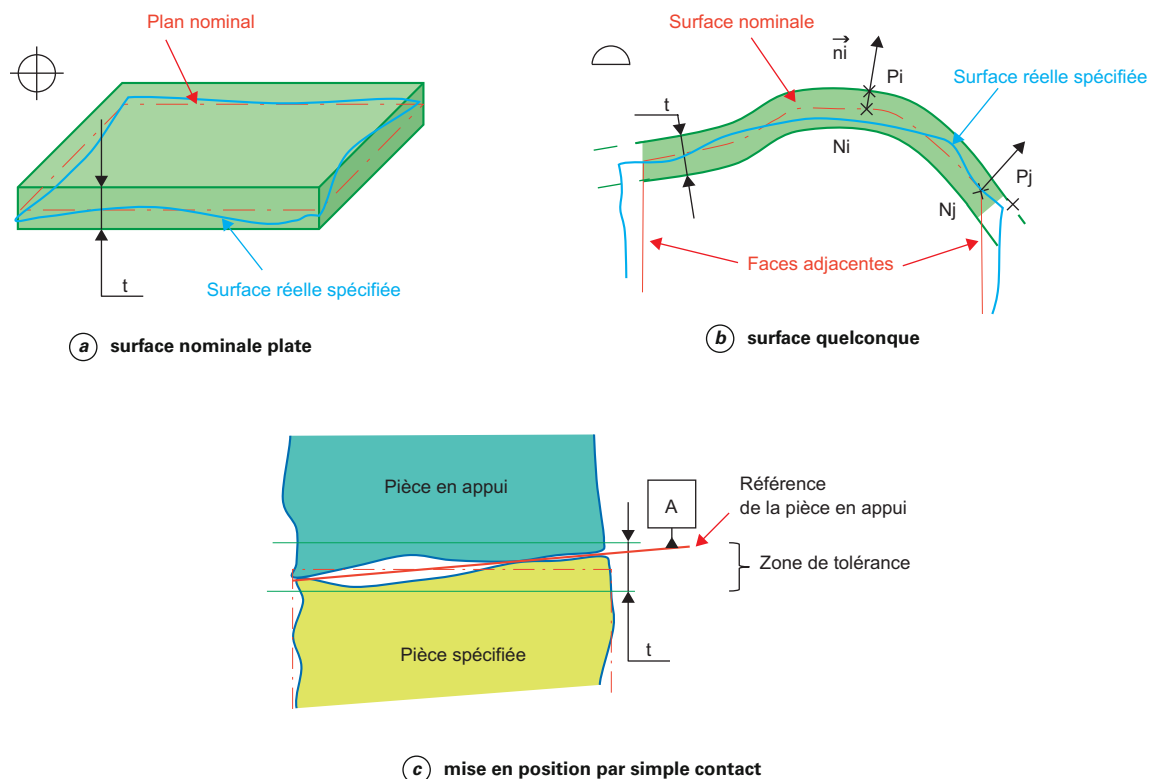


Figure 17 – Zone de tolérance pour une surface réelle

Les tolérances sur les faces adjacentes imposent de prolonger la zone de tolérance par rapport à la surface nominale. La surface offset est formée par l'ensemble des points  $P_i$  situés à la distance  $d$  de la surface nominale avec :

$$d = \overline{P_i N_i} \cdot \overline{n_i}$$

avec  $P_i$  point de la surface offset,  
 $N_i$  point de la surface nominale le plus proche de  $P_i$ , éventuellement sur une arête de la face,  
 $\overline{n_i}$  normale à la surface nominale au point  $N_i$ ,  $d = +t/2$  ou  $d = -t/2$ .

La définition de la zone de tolérance, comme l'espace balayé par une sphère de diamètre  $t$  de la norme 1660, est une représentation pédagogique inutilement restrictive au voisinage des arêtes (voir § 3.1.2).

### 3.3.2 Zone de tolérance unilimite pour liaison avec jeu

Dans l'état actuel de la norme 2692, ces spécifications au maximum ou au minimum de matière ne peuvent être appliquées que

pour des cylindres et des plans parallèles face à face. Le principe consiste à définir une frontière unilimite à ne pas dépasser.

La règle de choix du modificateur est la suivante :

- **(M) maximum de matière** : surface assurant une liaison avec du jeu favorable ou surface fonctionnelle critique s'il y a trop de matière. La frontière doit être hors matière ;
- **(L) minimum de matière** : surface assurant une liaison avec du jeu défavorable ou surface fonctionnelle critique s'il n'y a pas assez de matière. La frontière doit être dans la matière.

**Nota** : La spécification peut être vérifiée à l'aide d'un calibre ou avec un nombre suffisant de points (voir § 8.2)

#### Pour une surface spécifiée cylindrique

La frontière est un cylindre, centré sur la surface nominale, de dimension donnée par la figure 18.

À titre d'exemple, pour un arbre, la zone de tolérance unilimite est à l'intérieur du cylindre frontière au maximum de matière, mais à l'extérieur du cylindre frontière au minimum de matière.

Avec la norme 2692 actuelle (2015), il est nécessaire de placer la ligne repère issue de la spécification en face de la cote de dia-

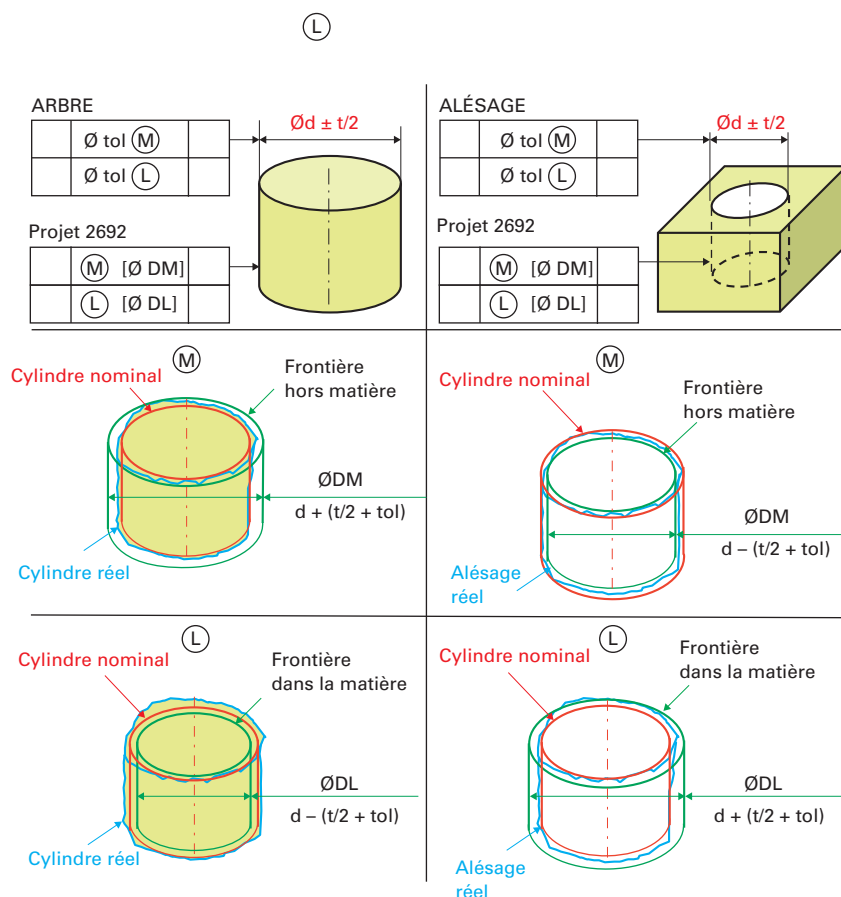


Figure 18 – Zone de tolérance unilimite pour un cylindre



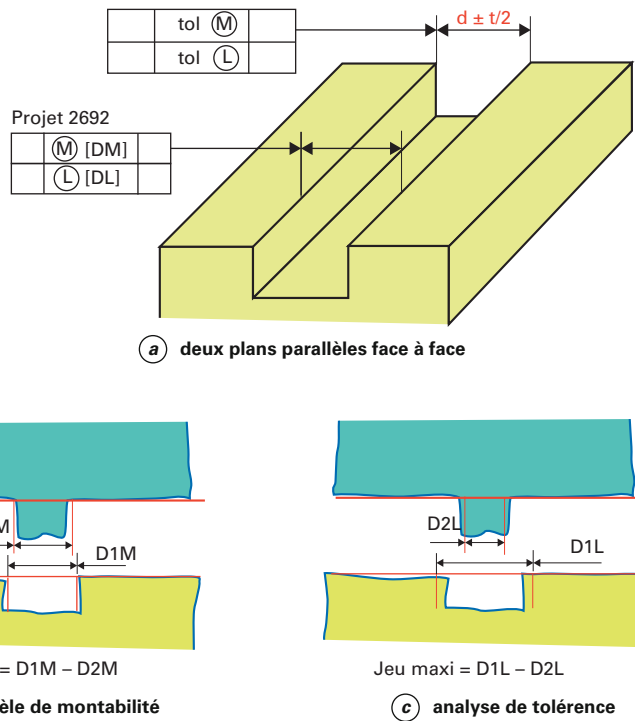


Figure 19 – Zones de tolérance unilimites pour deux plans parallèles

mètre, car le calcul de la dimension de la frontière impose de cumuler la tolérance de la spécification et, suivant le cas, le diamètre mini ou maxi imposé par la cote de diamètre.

Sauf exception ou empilage d'une spécification de forme, d'orientation et de position, la tolérance tol optimale est « 0 (M) » ou « 0 (L) », ce qui permet d'allouer la plus grande tolérance t au diamètre.

Le symbole Ø indique que la zone de tolérance est cylindrique. Pour une sphère, le symbole SØ impose une zone de tolérance sphérique.

La nouvelle écriture à confirmer du projet de norme 2692 (figure 18) donne directement la dimension de cette frontière en crochets.

Cette nouvelle écriture permet de placer la ligne repère directement sur la surface car la lecture de la spécification ne nécessite plus de lire le diamètre correspondant. Une cotation complète d'une pièce impose normalement deux spécifications, respectivement, au maximum de matière (pour assurer la montabilité) et au minimum de matière (pour assurer la précision du mécanisme) par rapport à deux systèmes de références différents [4]. Avec ces deux zones de tolérance, il n'est plus nécessaire d'imposer une cote de diamètre.

#### ■ Pour une entité formée par deux plans parallèles faces à face

Les deux plans de l'entité sont désignés obligatoirement par une cote en face de la ligne repère (figure 19a). La frontière est définie par deux plans parallèles. La distance entre ces plans est, soit donnée directement entre crochets (projet de norme 2692), soit calculée par les mêmes relations que pour un cylindre en fonction de la cote de largeur (figure 18).

Cette frontière est centrée sur les plans nominaux.

#### ■ Pour le modèle de montabilité

Les pièces sont directement considérées dans leur état virtuel au maximum de matière (figure 19b). Le jeu mini ou le serrage maxi est la différence des dimensions au maximum de matière.

Toutes les pièces avec moins de matière pourront également s'assembler.

#### ■ Pour le modèle d'analyse de tolérance avec du jeu défavorable

Les pièces sont considérées directement dans leur état virtuel au minimum de matière (figure 19c).

Le jeu maxi est la différence des dimensions au minimum de matière. Toutes les pièces avec davantage de matière assureront également la précision exigée.

Le principe des frontières au maximum ou au minimum de matière pourrait être étendu à tous les types de surfaces plan surface gauche, cône secondaire...) [3] en indiquant la tolérance sous la forme t(M) ou t(L), simplement en ne retenant que la frontière hors matière ou que la frontière dans la matière de la zone de tolérance bilimite définie pour un plan ou une surface quelconque figure 17.

Cette extension n'est pas encore disponible dans les normes ISO malgré un besoin important.

### 3.3.3 Zone de tolérance pour une liaison avec serrage

Dans la figure 20a, le cylindre A de l'arbre est serré dans l'alésage D.

Avec un arbre parfait dans un alésage parfait, la pression de contact est supposée uniforme sur toute la surface (figure 20b) et les axes A et D sont confondus.

Si la surface de l'alésage est déformée, un arbre supposé parfait sera décalé dans l'alésage.

En appliquant un modèle de compression élastique uniforme sur la peau de l'alésage, les équations qui traduisent l'équilibre statique de l'arbre dans l'alésage sont rigoureusement identiques aux équations d'association de la surface nominale par la méthode des moindres carrés pondérés (voir § 8.1).

Ce modèle de compression élastique uniforme est très simplifié. En effet, si la liaison n'est pas parfaitement symétrique (paroi d'épaisseur variable, rainure de clavette...), les axes ne sont pas confondus, même avec un arbre et un alésage parfait.

#### ■ Pour la spécification de position de l'alésage primaire D

Avec le symbole  $\emptyset$ , la zone de tolérance est un cylindre de diamètre  $t$  centré sur l'axe nominal défini dans le système de référence A|B.

La norme ISO 1101 : 2017 permet d'appliquer le modificateur  $\textcircled{G}$  (Gauss = moindres carrés pondérés) (figure 20a).

Avec le modificateur  $\textcircled{G}$ , l'élément tolérancé est l'axe du cylindre nominal associé à la surface réelle par les moindres carrés pondérés. Cet axe est limité par l'étendue du cylindre nominal (figure 20c).

Le modificateur  $\textcircled{G}$  associe le cylindre nominal au cylindre réel. Par défaut, l'élément tolérancé est l'axe du cylindre associé, sinon, il faudrait appliquer une spécification de surface quelconque ou un modificateur  $\textcircled{M}$  ou  $\textcircled{L}$ . Pour éviter le doute, il est recom-

mandé de mettre une cote en face de la ligne repère pour désigner l'axe de ce cylindre associé.

L'écriture avec les deux modificateurs  $\textcircled{G}\textcircled{A}$  est très lourde et risque d'être mal comprise car l'incidence de l'ordre des modificateurs n'a pas été explicitée dans les normes. Il faut suivre l'évolution des normes sur ce point de détail.

#### ■ Pour le modèle d'analyse des tolérances

L'axe de la référence A[GM] de l'arbre (axe du cylindre des moindres carrés) sera supposé être dans la zone de tolérance  $\emptyset t$   $\textcircled{G}$  de l'alésage.

La figure 21a présente une jonction assurée par un plan primaire C et un centreur secondaire dans l'alésage de la bague. Cette bague est serrée dans son alésage D.

Dans la cotation figure 21b, les spécifications de l'alésage D sont définies avec le modificateur  $\textcircled{G}$ , car la bague est serrée en liaison primaire dans son alésage D.

L'élément tolérancé est l'axe du cylindre nominal associé à l'alésage réel D par les moindres carrés. Cet axe est limité par l'étendue du cylindre nominal D.

- **Pour la localisation (1)**, le modèle nominal est complètement associé au système de références A|B (figure 21c).
- **Pour la perpendicularité (2)**, le modèle nominal est associé uniquement à la référence C, ce qui laisse deux translations résiduelles pour placer, si possible, l'élément tolérancé dans la zone de tolérance (figure 21d).

La figure 22a présente une jonction assurée par un plan primaire C et un centreur secondaire sur la partie externe du pion. Ce

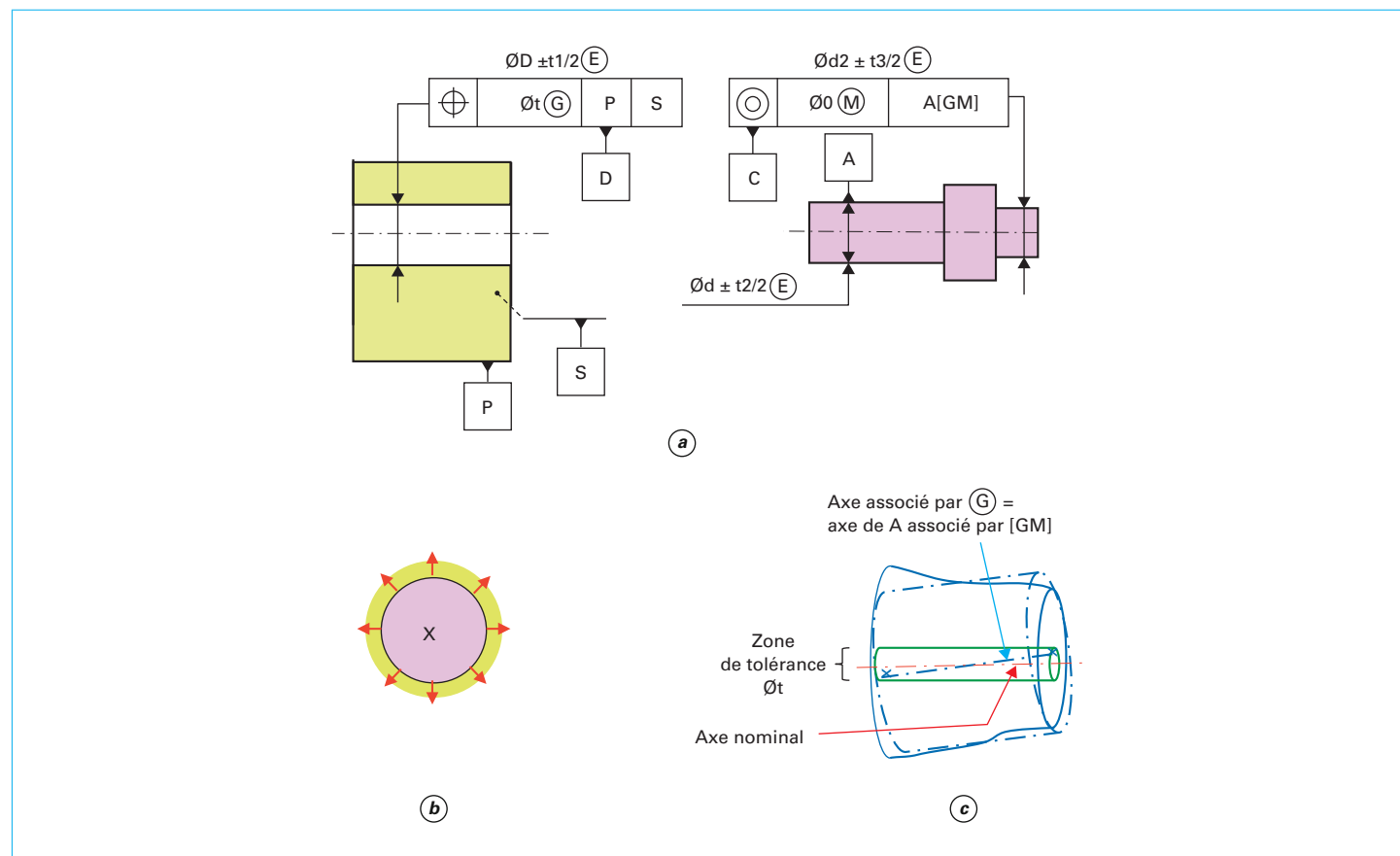


Figure 20 – Liaison primaire avec serrage

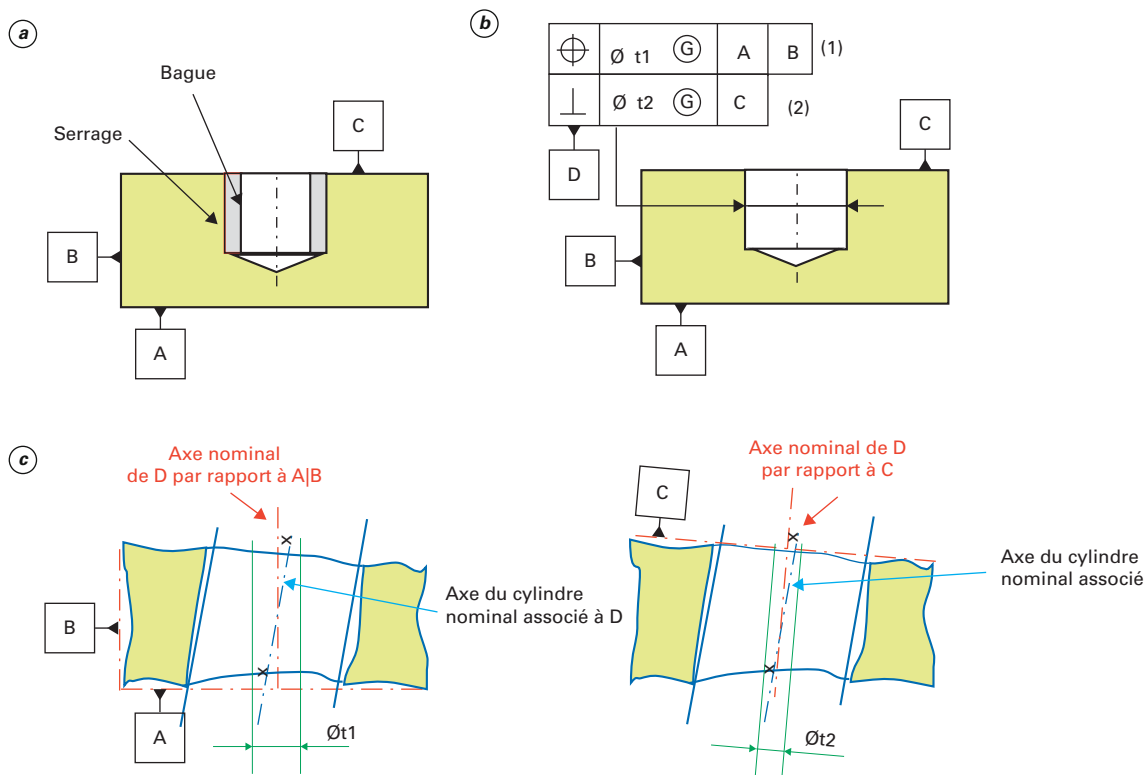


Figure 21 – Bague serrée dans un alésage secondaire

Le pion est serré dans son alésage D. Dans la cotation figure 22b, les spécifications de l'alésage D sont définies avec le modificateur  $\textcircled{P}$  accompagné de la représentation de la plage de projection limitée par un trait mixte fin à double points qui correspond à la partie externe du pion.

Avec le modificateur  $\textcircled{P}$ , l'élément tolérancé est l'axe du cylindre nominal associé à l'alésage réel par les moindres carrés pondérés. Cet axe est limité par l'étendue de la plage de projection indiquée par  $\textcircled{P}$  (figure 22b).

Pour la localisation (1), le modèle nominal est complètement associé au système de références A|B (figure 22c). Pour la perpendicularité (2), le modèle nominal est associé uniquement à la référence C, ce qui laisse deux translations résiduelles pour placer, si possible, l'élément tolérancé dans la zone de tolérance (figure 22d).

La norme ISO 1101 ne précise pas le critère d'association pour le modificateur  $\textcircled{P}$ . Le pion étant serré dans son alésage en liaison primaire, le critère des moindres carrés doit être appliqué. De ce fait, le modificateur  $\textcircled{G}$  est rigoureusement équivalent au modificateur  $\textcircled{P}$  en considérant une plage de projection sur l'étendue du cylindre nominal.

Pour la montabilité de cette jonction avec un pion, l'état virtuel au maximum de matière laissé libre par un pion de diamètre  $d_{\text{maxi}}$  est un cylindre de diamètre  $d_{\text{maxi}} + t_2$ , perpendiculaire à C.

Pour la précision de l'assemblage, l'état virtuel au minimum de matière garanti par un pion de diamètre  $d_{\text{mini}}$  est un cylindre de diamètre  $d_{\text{mini}} - t_1$ , centré sur le cylindre nominal D, avec un modèle nominal associé au système de références A|B.

### 3.3.4 Axe d'un cylindre réel

La figure 23a représente un arbre tournant autour des deux paliers formant la référence A. La coaxialité (1) a pour but de maîtriser le balourd de chaque section de la partie centrale F.

Avec le modificateur  $\textcircled{A}$ , l'élément tolérancé devant être dans la zone de tolérance est l'axe du cylindre réel formé par l'ensemble des centres des sections qui sont les centres des différents cercles des moindres carrés associés aux différentes sections.

Par abus de langage, cet élément tolérancé avec  $\textcircled{A}$  est souvent appelé « axe réel » pour le distinguer de « l'axe associé » obtenu par  $\textcircled{G}$  ou  $\textcircled{P}$ .

En pratique, pour définir l'axe du cylindre réel, dans un premier temps, la surface nominale est associée globalement à toute la surface réelle par les moindres carrés. La surface réelle est ensuite partitionnée en tronçons perpendiculaires à cet axe nominal initial. Pour chaque tronçon, la surface nominale est associée aux points du tronçon en n'admettant que les deux translations perpendiculaires à l'axe nominal initial. L'élément tolérancé est

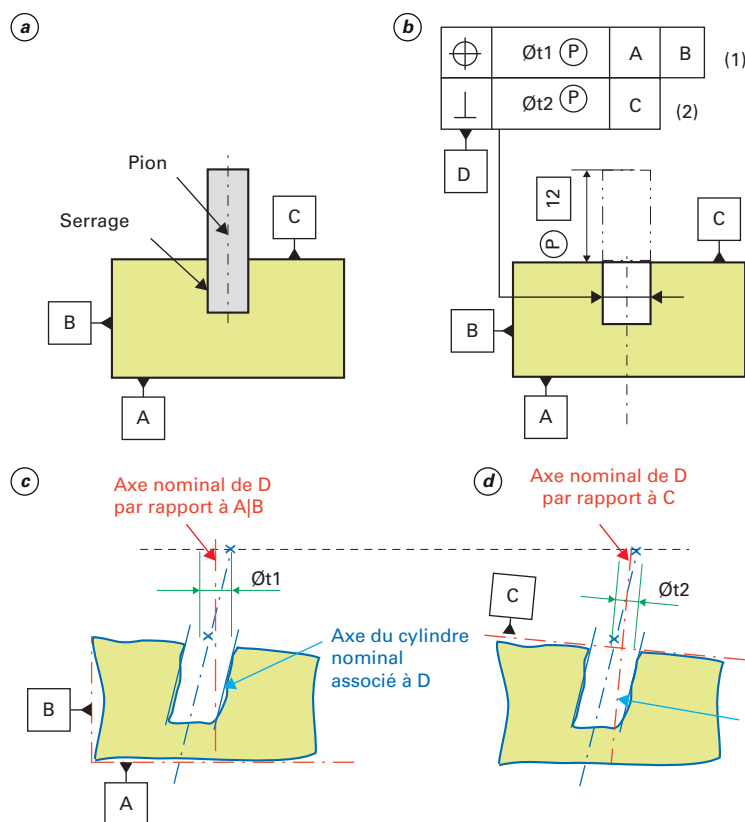


Figure 22 – Pion serré dans un alésage secondaire

constitué des portions d'axes associés aux différents tronçons (figure 23b).

Bien que les normes ne donnent pas d'information à ce sujet, cette définition peut être exploitée pour toutes les surfaces admettant un axe de symétrie rectiligne ou courbe. L'ancienne écriture équivalente (toujours possible) sans le modificateur (A) impose de placer la spécification en face d'une cote représentant le diamètre.

Face à la difficulté de la métrologie, les métrologues remplacent généralement cet élément tolérancé par l'axe du cylindre des moindres carrés (G). Ces spécifications portant sur l'axe du cylindre réel, actuellement très courantes, devraient quasiment disparaître dans toutes les liaisons pour être remplacées par les modificateurs (M) ou (L) pour les liaisons avec jeu ou par (G) ou (P) pour les liaisons avec serrage.

Les rares exigences fonctionnelles qui nécessitent encore le modificateur (A) sont :

- les équilibrages d'arbre tournant ;
- les rectitudes de flux dans un conduit ;
- les exigences d'aspects qui imposent une symétrie.

### 3.3.5 Surface médiane de deux plans parallèles

La figure 24a représente une rainure constituée de deux plans parallèles face à face désignés par la cote obligatoirement indiquée en face de la ligne repère. La figure 24c représente deux surfaces symétriques par rapport à un plan. Le besoin est la rectitude

d'un flux guidé par les deux surfaces ou des contraintes esthétiques.

Avec le modificateur (A) ou sans modificateur, l'élément tolérancé devant être dans la zone de tolérance est la surface médiane constituée par l'ensemble des milieux des paires de points pris face à face (figure 24b).

En pratique, pour définir la surface médiane réelle, dans un premier temps, les deux surfaces nominales sont associées globalement à l'ensemble des surfaces réelles par les moindres carrés, ce qui définit la position du modèle nominal. Les surfaces sont ensuite positionnées en tronçons perpendiculaires à la surface médiane initiale (figure 24d). Pour chaque tronçon, les deux surfaces nominales sont associées par les moindres carrés aux points du tronçon en n'admettant qu'une translation perpendiculaire à la surface médiane initiale.

L'élément tolérancé est constitué des portions de surfaces médianes associées aux différents tronçons. Bien que les normes ne donnent pas d'information à ce sujet, cette définition peut être exploitée pour toutes les surfaces admettant une surface de symétrie courbe.

### 3.3.6 Zone de tolérance pour les cylindres

Dans la figure 25, l'élément tolérancé est la surface cylindrique réelle D.

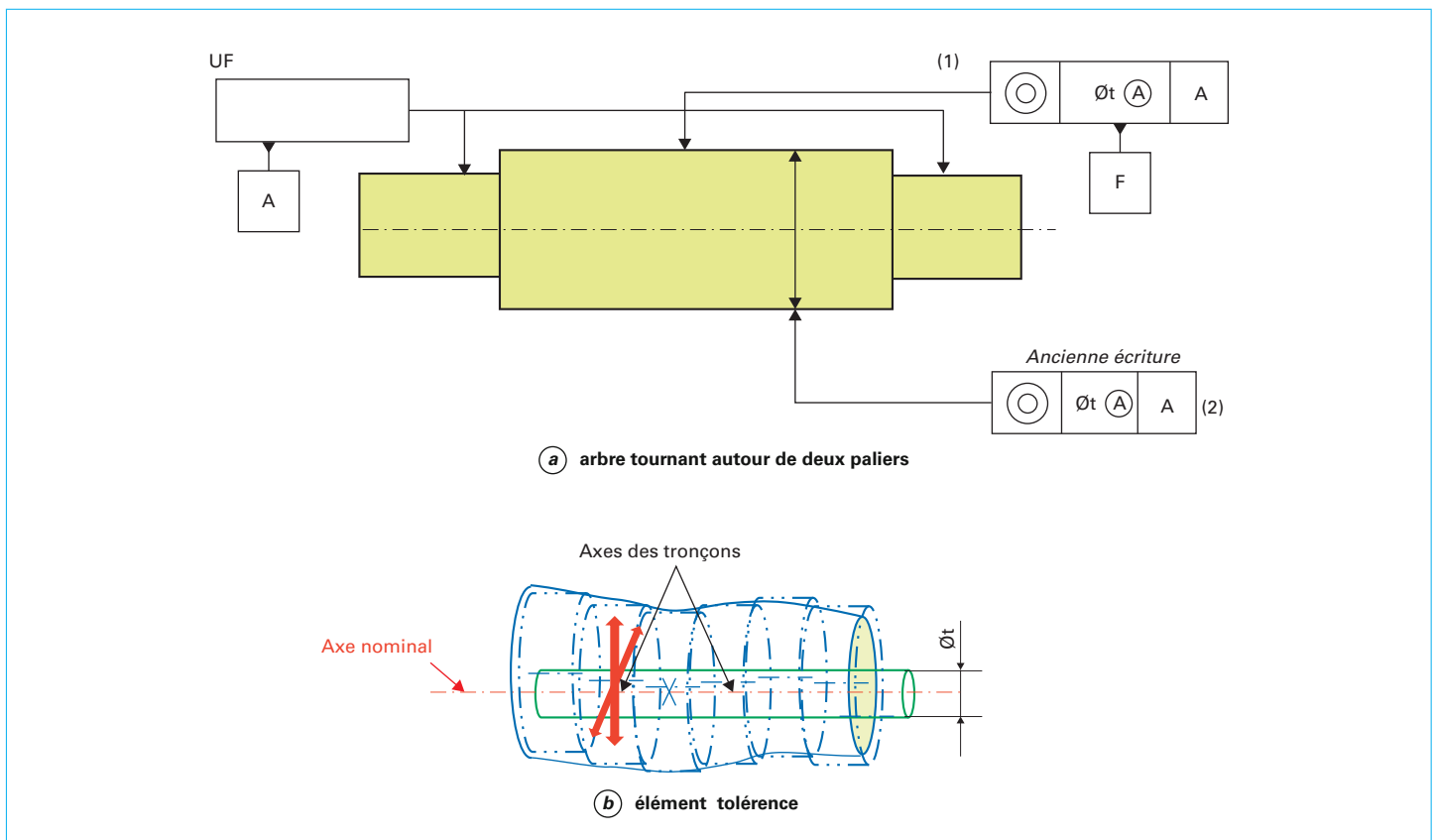


Figure 23 – Axe d'un cylindre réel

■ Pour les spécifications de surface quelconque (1) et (3), la zone de tolérance est limitée par deux surfaces offset du cylindre nominal.

■ Pour les autres spécifications de cylindricité (2), de battement total (4) et de battement circulaire (5), la zone de tolérance est définie par deux cylindres coaxiaux dont la différence de rayon est égale à la tolérance. Le diamètre moyen de la zone de tolérance est donc libre.

■ Pour les spécifications de forme (1) et (2), la zone peut être déplacée librement pour placer, si possible, la surface réelle dans la zone de tolérance.

■ Pour encore d'autres spécifications de position (3), de battement total (4) et circulaire (5), la zone doit être centrée sur l'axe nominal de D qui est positionné par rapport au système de références. Dans cet exemple, la zone est centrée sur A.

■ Le battement circulaire (5) nécessite de définir des plans d'intersection perpendiculaires à l'axe nominal. L'élément tolérancé, constitué des points prélevés au voisinage de ce plan, doit être dans la zone de tolérance (le diamètre moyen de la zone est libre et indépendant pour chaque plan d'intersection).

■ La spécification de battement est utilisée lorsque la variation de rayon par rapport à l'axe est plus sévère que la tolérance sur le diamètre, par exemple pour un joint à lèvres ou une poulie.

- Le battement radial peut aussi être appliqué à un cône ou une surface de révolution avec un indicateur de direction de la mesure (voir article cotation ISO avancée).
- Le battement axial total sur un plan perpendiculaire à un axe est équivalent à une simple perpendicularité.

• Le battement axial circulaire est une perpendicularité pour toute portion circulaire centrée sur l'axe de référence de la surface tolérancée.

## 4. Système de références

### 4.1 Association d'un modèle nominal à la pièce réelle

#### 4.1.1 Principe

Dans un mécanisme, les pièces sont assemblées à l'aide de surfaces de mise en position qui bloquent les différents degrés de liberté. Le système de références décrit les surfaces qui assurent cette mise en position des pièces en identifiant l'ordre de priorité des références.

La montabilité des pièces impose une cotation interne à chaque système de références. Les autres exigences fonctionnelles du mécanisme imposent des maillons entre systèmes de références ou la position de surfaces fonctionnelles par rapport à un système de références.

**Nota :** La référence primaire bloque au moins deux degrés de libertés en rotation. Par exception, une référence sphérique est toujours primaire.

Le système de références permet de positionner le modèle nominal sur la pièce réelle en associant successivement les références primaire, secondaire et tertiaire. En métrologie, cette opération est appelée le balançage.

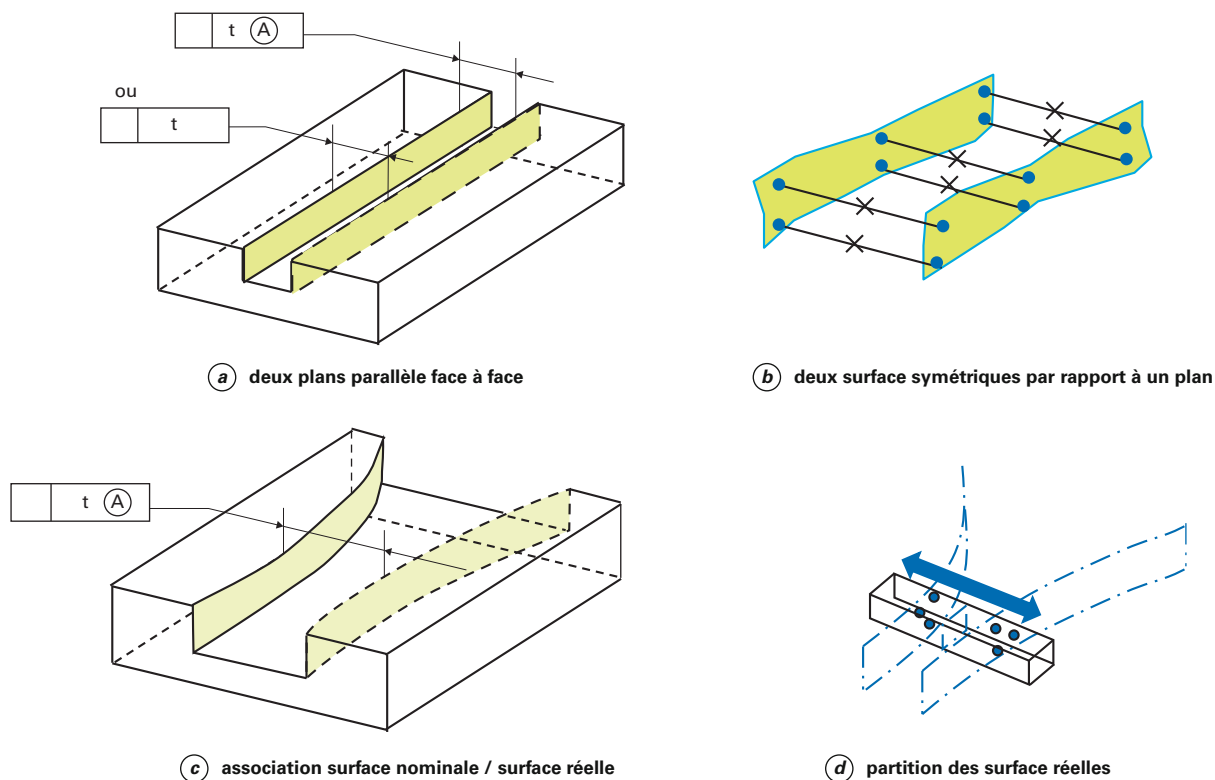


Figure 24 – Surface médiane de surfaces symétriques

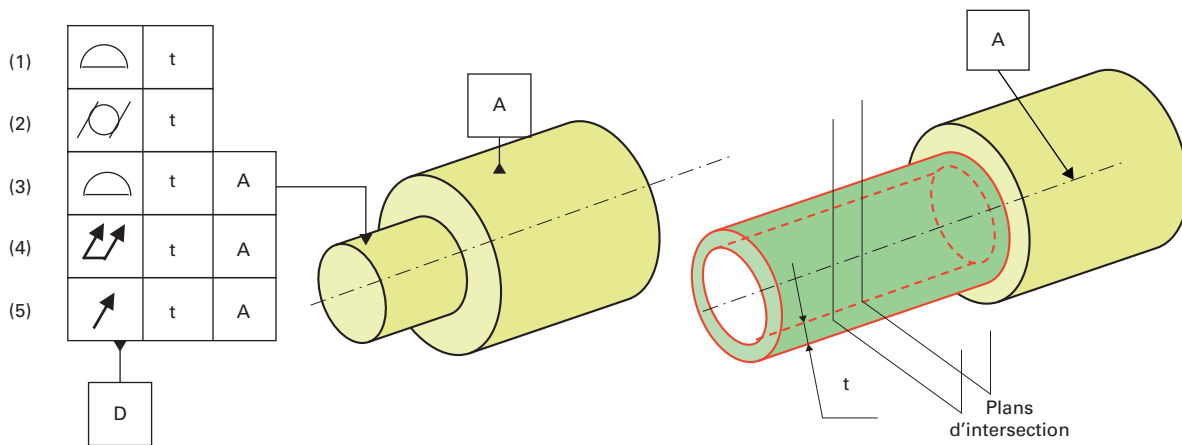


Figure 25 – Taille de la zone de tolérance

Dans la figure **26b**, le plan A du couvercle est en contact avec le plan D de la base. L'alésage B est centré sur le centreur E avec du jeu. La rainure C est centrée sur le pion cylindrique F avec du jeu. Les systèmes de références sont respectivement A|B|C et D|E|F.

L'exigence d'affleurement sur le côté des deux pièces (figure **26a**) dépend de l'effet des jeux et des tolérances des deux localisations (1) et (2).

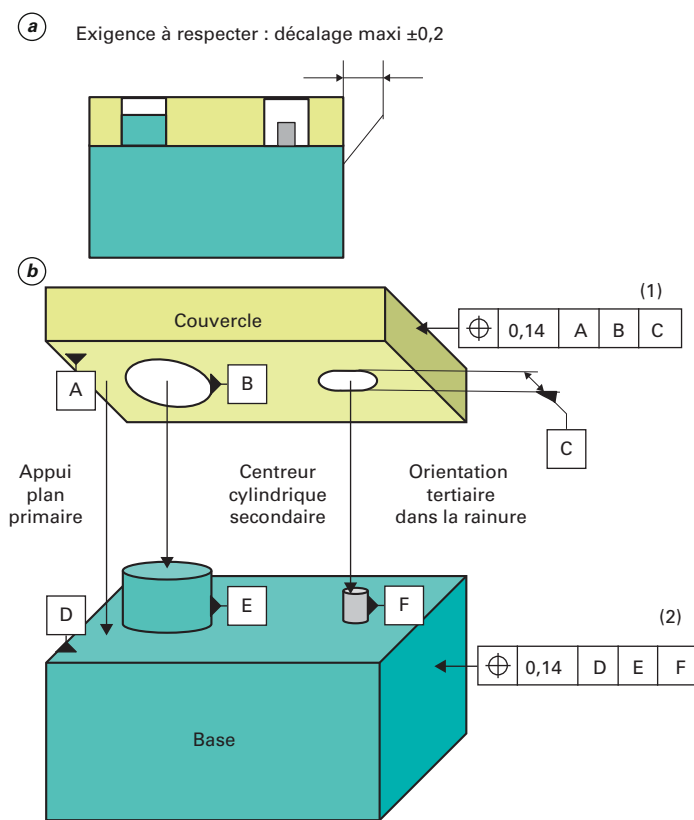


Figure 26 – Mise en position du couvercle sur la base

La figure 27 illustre la méthode d'association pour le système de références A|B|C du couvercle :

- le modèle nominal est positionné sur la pièce réelle en utilisant les 6 degrés de liberté, en associant le plan de référence primaire A à la surface réelle A (figure 27a) ;
- le cylindre de référence secondaire B est associé à l'alésage réel B, en faisant glisser le modèle nominal sur le plan de référence A avec les 3 degrés de liberté de ce plan A (figure 27b) ;
- la rainure de référence tertiaire C est associée à la rainure réelle C en faisant tourner le modèle nominal autour de l'axe de la liaison révolution formée par les références A et B (figure 27c).

Le modèle nominal est alors complètement positionné sur la pièce réelle.

Après cette opération de balancement, une matrice de changement de base permet d'exprimer les coordonnées des points Mi mesurés sur pièce réelle dans le repère CAO de la pièce nominale.

Le modèle nominal étant positionné, la zone de tolérance est construite par rapport à la surface nominale spécifiée. La spécification est conforme si la surface réelle tolérancée est dans la zone de tolérance.

Les mobilités résiduelles du système de référence et les mobilités de la zone de tolérance doivent être utilisées pour placer, si possible, l'élément tolérancé dans la zone de tolérance.

Actuellement, l'annexe A de la norme ISO 5459 : 2011 impose le critère d'association de la référence à la surface réelle, mais quelques critères ne fonctionnent pas très bien. Le projet de norme DIS 5459.2 : 2017 ajoute de nouveaux critères, ce qui offrira

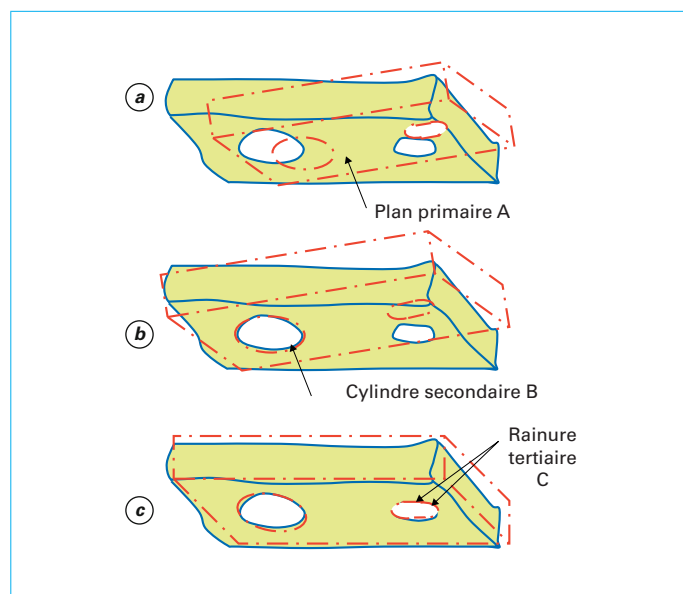


Figure 27 – Association du modèle nominal à la pièce réelle



la possibilité de choisir le meilleur critère d'association en fonction du type de liaison et d'indiquer ce critère à côté de la référence sous la forme A[CE] ou A[GM].

En attendant la publication de cette norme, le critère est défini par défaut selon cette annexe A, ou modifié par un commentaire pour chaque spécification. Par anticipation, le critère peut être placé dans le système de références, en indiquant la signification du symbole entre crochets en nota.

Le § 4.2 décrit les règles de choix du critère pour des liaisons assurées par des surfaces de même nature (plan sur plan par exemple) et d'étendue suffisante pour bloquer tous les degrés de libertés de la surface canonique.

Pour les autres cas, des indications complémentaires seront décrites dans l'article Cotation ISO avancée.

Un élément de situation ajoute une mobilité supplémentaire à une référence, par exemple lorsque une surface ne bloque pas bien certains degrés de liberté (surface gauche presque plane).

Un élément de contact [CF] décrit la nature de la surface d'appui, lorsqu'elle est différente de la nature de la référence (liaison par un cylindre en appui sur un plan par exemple).

#### 4.1.2 Mise en œuvre

Les critères d'association sont définis en considérant que les points sont mesurés directement sur les surfaces réelles de la pièce, ce qui est recommandé sur machine à mesurer ou en mesure sans contact.

Dans certains cas, notamment pour la métrologie traditionnelle, les références sont simulées, par exemple avec un marbre, une équerre ou un mandrin expansible.

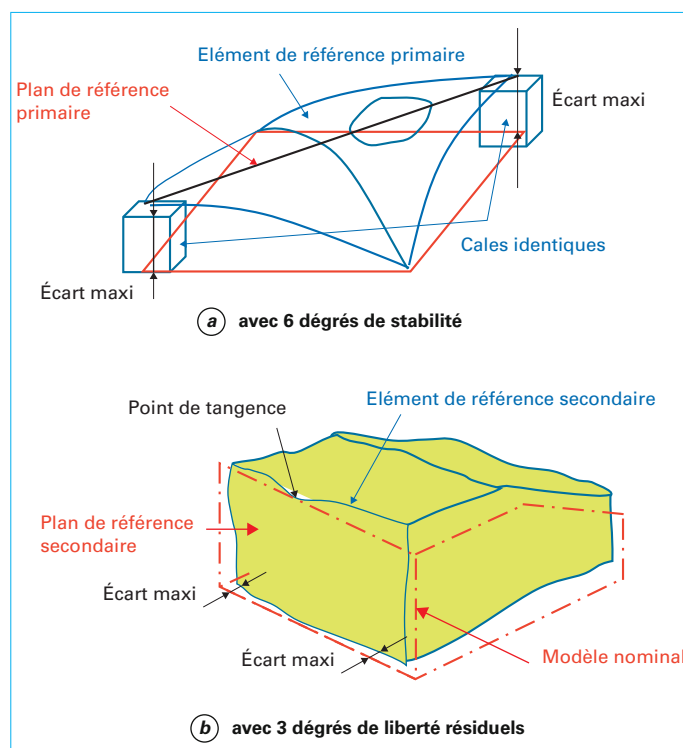


Figure 28 – Critères minimax [CE] pour les plans primaire et secondaire

la pièce pour éviter qu'elle ne boîte. De même, un élément de référence secondaire est plaqué contre une équerre, avec deux cales identiques si besoin.

Le critère minimax [CE] doit également être utilisé pour des surfaces quelconques suffisamment plates pour permettre d'associer la surface nominale tangente extérieure matière. La cotation est représentée figure 29a.

La spécification (1) de forme de surface quelconque de la surface A assure la qualité du contact avec la pièce d'appui. Pour la localisation (2), le modèle nominal est positionné sur la pièce réelle en associant la surface nominale A à l'élément de référence A, par le critère minimax (figure 29b).

En métrologie traditionnelle, la surface réelle A est placée sur un calibre qui représente la surface nominale.

Il est, par contre, impossible d'associer la surface nominale tangente extérieure matière à d'une surface quelconque fermée ou creuse (figure 29c). Le critère minimax imposé par la norme 5459 actuelle est donc inapplicable. En fait, de telles liaisons imposent soit du jeu (critère (L) ou (M)) soit du serrage (critère [GM]).

Cette notion de surface plate n'existe pas dans les normes.

À titre indicatif, une surface gauche peut être considérée comme plate si toutes ses normales peuvent être placées dans un cône où l'angle au sommet est de 30°.

Pour éviter toute ambiguïté, il faut indiquer le critère d'association [CE] ou [GM] lorsque cela est nécessaire, en commentaire ou dans le cadre de référence.

#### ■ Nouveau critère [GE] (Gaussian Extérieur matière)

Le projet de norme DIS 5459.2 : 2017 propose le nouveau critère [GE] (Gaussian extérieur matière). Le modèle nominal est associé à la pièce réelle à l'aide des degrés de liberté disponibles en respectant la contrainte de tangence extérieure matière et en minimi-

Dans le cadre de la norme 10579-NR pour le contrôle d'une pièce peu rigide avec des conditions de mesure, les références en appui sur le montage de contrôle sont associées aux surfaces d'appui du montage de contrôle mesurées avant la mise en place de la pièce (voir § 1.3.2).

## 4.2 Analyse des critères d'association

### 4.2.1 Liaison par contact

Les liaisons par contact sont assurées par des plans et des surfaces quelconques suffisamment « plates ».

#### ■ Critère minimax [CE] (Chebyshev Extérieur matière)

Pour les plans et les surfaces quelconques, l'annexe A de la norme ISO 5459 : 2011 impose par défaut le critère minimax [CE] (Chebyshev Extérieur matière).

Le modèle nominal est associé à la pièce réelle à l'aide des degrés de liberté disponibles, de sorte que la surface nominale soit tangente extérieure matière à l'élément de référence et en minimisant la plus grande distance des points  $M_i$  de l'élément de référence à la surface nominale.

Pour la cotation de la pièce considérée à la figure 1, le plan primaire est associé avec 6 degrés de liberté (figure 28a). Le plan secondaire est ensuite associé avec les 3 degrés de liberté restants (figure 28b).

Une surface réelle voilée est balancée pour avoir le même écart aux points les plus en retrait.

En métrologie traditionnelle, l'élément de référence primaire est posé sur un marbre avec deux cales identiques de chaque côté de

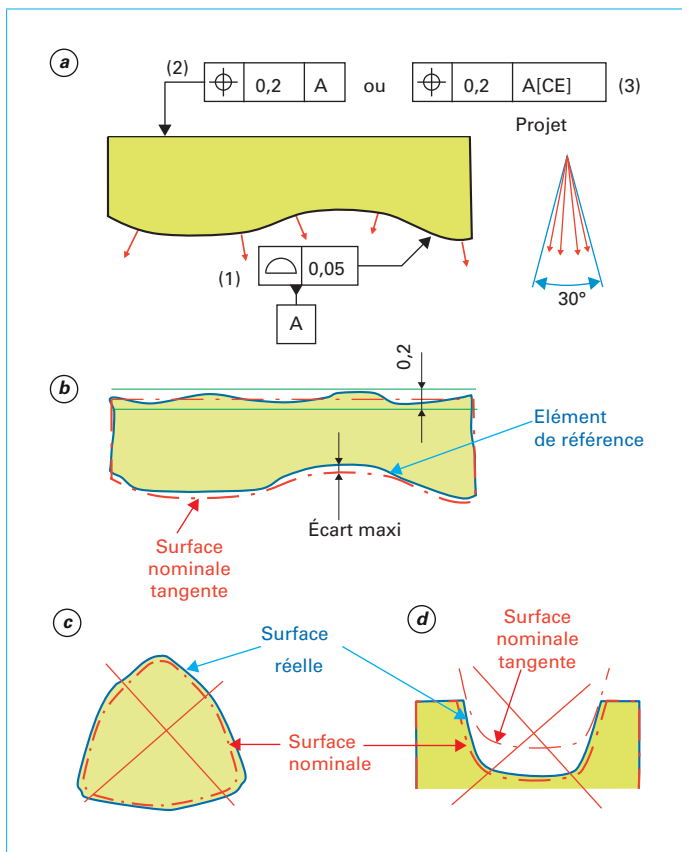


Figure 29 – Critères minimax [CE] pour une surface

sant la somme des carrés des écarts  $e_i$  de points de la surface réelle à la surface nominale associée.

Cette association minimise l'énergie nécessaire pour tirer chaque point de la distance  $e_i$  et le placer sur la surface nominale, en supposant une déformation élastique uniforme normale à la surface. Le plan obtenu avec le critère [GE] est différent du critère [G+] qui est le plan parallèle au plan des moindres carrés moyen [GM] passant par le point d'écart maxi.

Il est très difficile de dire si le nouveau critère physique du nouveau critère [GE] est plus pertinent que le critère minimax [CE]. Le critère [GE] n'est encore que très rarement disponible dans les logiciels de mesure.

En métrologie par points, la difficulté est d'identifier des points relativement près des bords car les points extrêmes sont souvent sur les coins (voir § 8.2).

#### 4.2.2 Liaison avec serrage

Une liaison est considérée avec serrage, si la pression est répartie sur tout le tour de la surface (figure 30a).

Actuellement, pour la spécification (1) (figure 30d), la norme 5459 : 2011 impose par défaut :

- le critère [N] pour un arbre cylindrique (circonsrit = plus petit cylindre contenant l'arbre) ;
- le critère [X] pour un alésage (inscrit = plus gros cylindre contenu dans l'alésage).

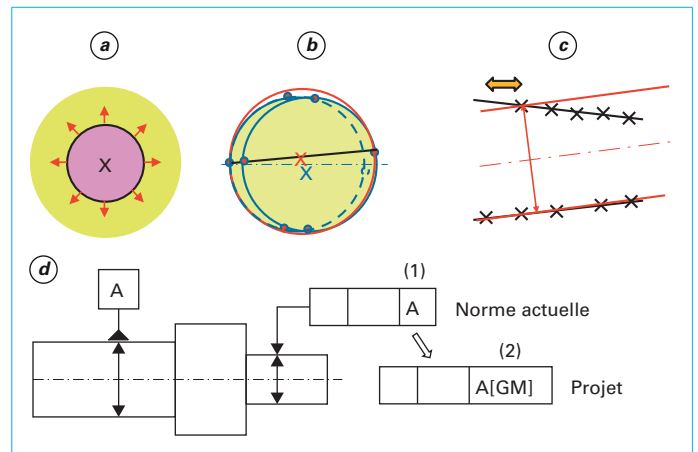


Figure 30 – Liaison avec serrage

Ces critères peuvent être instables avec un nombre limité de points (le résultat peut varier notablement en changeant de nuage de points).

Pour un cylindre secondaire légèrement incliné par rapport à un plan primaire, le cylindre circonscrit n'est pas centré et dépend des points extraits sur la surface (figure 30b).

En primaire, avec un léger défaut de conicité, le cylindre circonscrit n'est pas centré sur l'axe (figure 30c).

Ces critères ne sont donc pas tout à fait satisfaisants au sens de la répétabilité en fonction du nuage de points mesurés.

Pour une liaison cylindrique avec serrage, l'axe du cylindre des moindres carrés de l'arbre est supposé confondu avec l'axe du cylindre des moindres carrés de l'alésage (voir § 3.3.3 et § 8.1).

De même, les plans médians associés par les moindres carrés sont confondus dans une liaison tenon/rainure.

Pour une liaison avec serrage, face aux difficultés avec les critères [X] et [N] proposés par défaut par la norme, il est conseillé d'associer la référence avec le critère des moindres carrés moyens pondérés [GM] (Gauss moyen).

Pour les cylindres et les plans parallèles, bien que le critère normalisé soit inscrit ou circonscrit, de nombreux métrologues préfèrent déjà appliquer systématiquement la méthode des moindres carrés qui est beaucoup plus stable.

Cette méthode des moindres carrés est aussi conseillée pour tous les contacts entre deux surfaces non plates, car l'association peut être impossible ou non significative avec le critère minimax [CE] imposé par la norme 5459 (figure 29c).

#### 4.2.3 Liaison avec jeu

Une liaison avec jeu laisse une petite mobilité entre les pièces. Les exigences fonctionnelles sont étudiées en considérant l'assemblage de pièces virtuelles avec des surfaces de liaison au maximum de matière, lorsque le jeu est favorable à l'exigence, ou au minimum de matière lorsque le jeu est défavorable à l'exigence.

Si une pièce réelle n'est pas dans cet état virtuel sur la référence, la marge peut être exploitée pour accepter un défaut de l'élément tolérancé légèrement plus grand que la tolérance.

- une référence qui correspond à une **liaison avec jeu favorable** doit être spécifiée au maximum de matière avec le modificateur (M) ;
- une référence qui correspond à une **liaison avec jeu défavorable** doit être spécifiée au minimum de matière avec le modificateur (L) ;
- le **modèle nominal** est associé à la pièce réelle à l'aide des degrés de liberté disponibles de sorte que l'élément de référence respecte l'état virtuel :
  - **au maximum de matière**, l'état virtuel doit être hors matière,
  - **au minimum de matière**, l'état virtuel doit être dans la matière.

Si deux pièces à leurs limites au maximum de matière peuvent s'assembler avec le jeu minimum désiré, alors toute pièce avec moins de matière pourra également s'assembler.

Si deux pièces à leurs limites au minimum de matière peuvent s'assembler en assurant la précision demandée pour respecter une exigence, alors toute pièce avec davantage de matière pourra également assurer cette précision, car le jeu maxi sera plus faible.

L'identification des références doit être réalisée avec un montage de contrôle ou un nombre suffisant de points (voir § 8.2).

La figure 31 correspond au couvercle représenté à la figure 26, en tenant compte des jeux dans l'alésage B et dans la rainure C.

La cotation de la figure 31a utilise la nouvelle écriture simplifiée proposée dans le projet de norme 2692 : la dimension de l'état virtuel est directement spécifiée entre crochets.

La planéité (1) assure la qualité du contact plan sur A. La perpendicularité (2) assure la montabilité du cylindre B avec du jeu. La localisation (3) assure la montabilité de C en considérant que le jeu sur B est favorable à la montabilité, ce qui impose un modificateur (M) sur B. La pièce virtuelle qui correspond à cette localisation (3), représentée figure 32a, est identique au modèle nominal, mais avec un alésage Ø20 centré sur l'alésage nominal B.

La zone de tolérance de C est limitée par deux plans distants de 12, centrés sur l'entité nominale spécifiée C. L'élément tolérancé C et l'élément de référence B doivent respecter leurs zones de tolérance.

L'exigence d'affleurement du couvercle avec la base définie figure 26a doit être vérifiée en considérant les pièces dans leur état virtuel au minimum de matière, car les jeux sont défavorables, ce qui impose le modificateur (L) sur B et C dans la localisation (4).

La pièce virtuelle figure 32b est identique au modèle nominal, mais avec un alésage Ø20,2 centré sur l'alésage nominal B et deux plans distants de 12,2, centrés sur l'entité nominale C. La zone de tolérance de largeur 0,14 est centrée sur la surface nominale spécifiée D. L'élément tolérancé D et les éléments de références B et C doivent respecter leurs zones de tolérance.

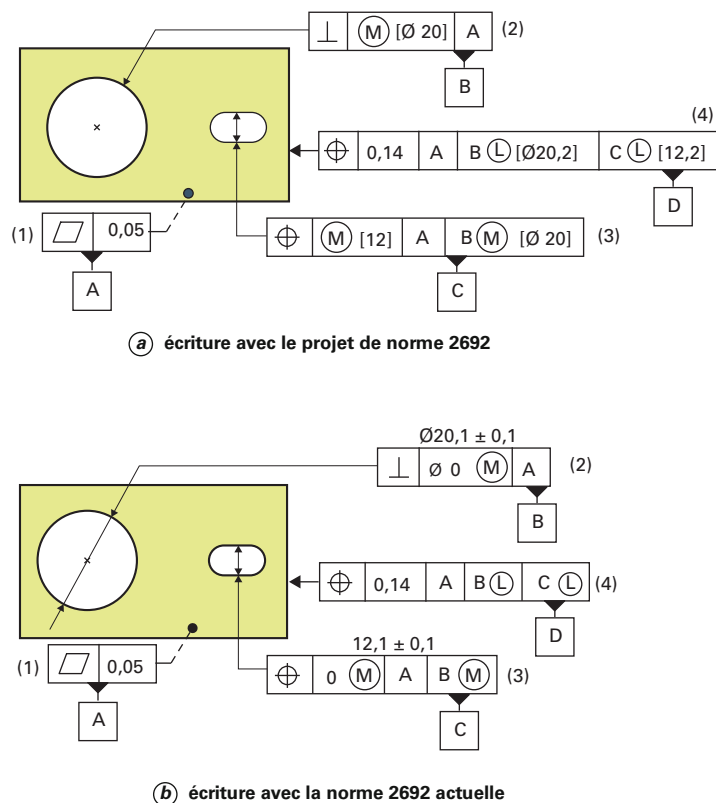


Figure 31 – Cotation pour une liaison avec jeu

La norme actuelle 2692 : 2015 impose la cotation de la figure **31b** avec des dimensions locales et des règles de calculs plus compliquées.

La dimension de l'état virtuel d'une référence est donnée par une autre spécification portant sur cette surface par rapport aux références prioritaires avec les mêmes modificateurs ou, à défaut, par le tableau **1**.

Pour la localisation (3) (figure **31b**), la référence B est au maximum de matière, en référence secondaire par rapport à A, sans modificateur. Il faut donc rechercher s'il existe une spécification de B au maximum de matière par rapport à A. C'est le rôle de la perpendicularité (2). Dans cette perpendicularité, la dimension de l'état virtuel au maximum de matière est donnée par le diamètre mini de B, moins la tolérance de perpendicularité, soit  $20 - 0 = 20$  (voir figure **18**).

La zone de tolérance de C dans (3) est donnée par la dimension mini de la rainure moins la tolérance de localisation, soit  $12 - 0 = 12$ . La pièce virtuelle est décrite figure **32a**.

Pour la localisation (4), la référence B est au minimum de matière, en référence secondaire par rapport à A. Il faut donc rechercher s'il existe une spécification de B au minimum de matière par rapport à A. Il n'y en a pas (ce n'est pas utile au minimum de matière). Les dimensions de l'état virtuel au minimum de matière sont données par le tableau **1** : diamètre maxi 20,2 pour B et largeur maxi 12,1 pour C.

La zone de tolérance de D de largeur 0,14 est centrée sur la surface nominale spécifiée D. La pièce virtuelle est décrite figure **32b**.

Les deux écritures de la norme actuelle et du projet de norme définissent les mêmes pièces virtuelles. Avec l'écriture du projet de norme 2692, chaque spécification peut être lue indépendamment des autres spécifications. Avec l'écriture de la norme actuelle, la lecture de la spécification impose de trouver et d'analyser d'autres spécifications, ce qui peut être compliqué, notamment dans le contexte d'un environnement numérique. Ces spécifications ne sont donc pas indépendantes.

De plus, la conformité impose de vérifier les spécifications de dimensions locales, ce qui est inutile pour la plupart des fonctions à assurer.

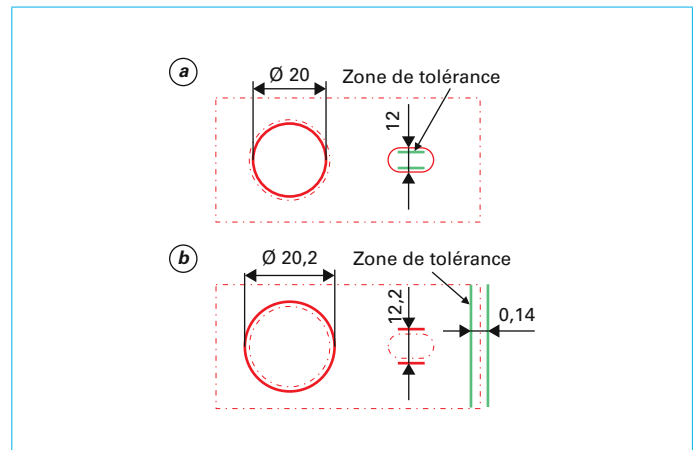
La simplification apportée par le projet de norme 2692 sera un réel progrès.

La conformité des pièces réelles avec une référence au maximum de matière peut être vérifiée en plaçant la pièce réelle sur un calibre de contrôle. Le jeu entre l'élément de référence réel et le calibre laisse une petite mobilité appelée le « flottement ».

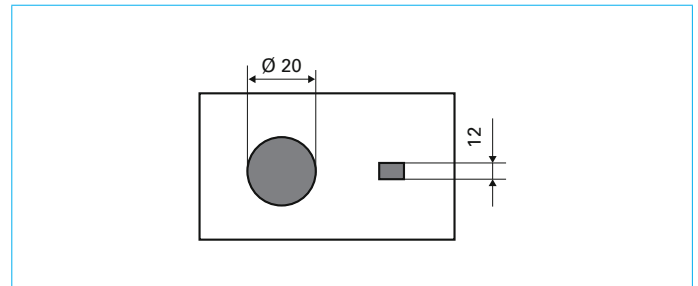
Une spécification avec une référence au maximum de matière est conforme s'il existe au moins une position de la pièce réelle permise par le flottement sur le calibre de contrôle telle que la totalité de la surface réelle spécifiée soit dans la zone de tolérance.

**Tableau 1 – Dimension de l'état virtuel sur une référence au maxi ou mini matière**

Types de surface	Maximum de matière	Minimum de matière
Entité pleine (arbre)	Dimension maxi	Dimension mini
Entité creuse (alésage)	Dimension mini	Dimension maxi



**Figure 32 – États virtuels**



**Figure 33 – Calibre de contrôle avec une référence au maxi matière**

Pour la localisation (3) (figure **31**), le calibre de contrôle, représenté figure **33**, simule la pièce virtuelle de la figure **32a**, avec un plan d'appui pour la référence A, un cylindre Ø20 pour recevoir l'alésage réel B.

La zone de tolérance est représentée par deux plans parallèles distants de 12. La pièce réelle doit pouvoir s'assembler sur ce montage de contrôle en assurant l'appui plan sur la référence A.

La norme 2692 ne donne aucune information sur la conformité d'une spécification avec une référence au minimum de matière. Il est possible de comparer la pièce réelle avec un calibre au minimum de matière (voir article Cotation ISO Avancée). D'autre part, la norme 2692 ne permet pas de définir une référence au maximum ou au minimum de matière sur une surface quelconque, bien que le besoin industriel soit réel et que les principes énoncés ci-dessus soient parfaitement applicables. Il suffirait de définir l'état virtuel sur la référence par une surface offset de la surface nominale [4]. L'identification de la référence sur machine à mesurer impose un grand nombre de points (voir § 8.2).

En cas de difficulté en métrologie, il est possible de négliger les modificateurs **M** ou **L** sur les références en associant le modèle simplement par les moindres carrés, ce qui ne permet pas de bénéficier du flottement. Le risque est de déclarer à tort que la spécification est non conforme. Il faut cependant vérifier par ailleurs que l'état virtuel de cette référence est bien respecté par rapport aux références prioritaires.

#### 4.2.4 Liaison par filetage

Les normes ne donnent aucune indication pour associer une référence à un filetage. Lorsqu'un arbre fileté est serré dans un taraudage, il n'y a pas de jeu et les axes sont supposés confon-

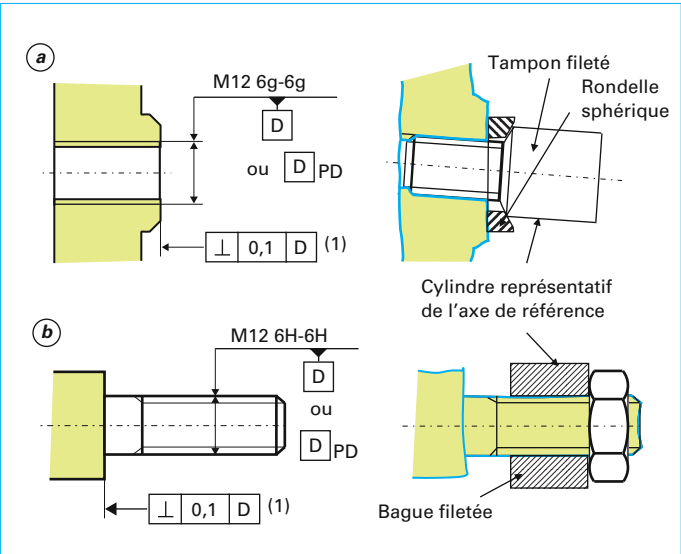


Figure 34 – Référence dans un taraudage et sur un filetage

dus. La mesure directe du filet sur machine à mesurer n’est pas fiable (même avec un palpage hélicoïdal).

Pour définir une référence ou un élément tolérancé, l’axe d’un filetage est identifié sur la partie cylindrique d’un tampon ou d’une bague serré sur le filetage (figure 34).

Par défaut, l’indicateur de référence placée sur un filetage désigne le flanc de filet.

Dans la figure 34, pour éviter toute ambiguïté, l’indicateur de référence D a été placé sous la spécification du filet. Il est aussi possible de placer les lettres « PD » (primitif diameter) à droite de l’indicateur pour éviter la confusion avec une référence sur le cylindre de sommet de filet.

4.2.5 Liaison par composants serrés

Une référence peut être réalisée par l’intermédiaire d’un composant serré dans la pièce étudiée (pion, douille, vis). La liaison entre ce composant et l’autre pièce peut se faire avec du jeu, ou éventuellement du serrage.

Selon le cas, le modificateur à placer sur la référence est donné par le tableau 2. La référence sous la forme A(P)[GM] impose une première association par les moindres carrés de chaque élément de références A. Le modèle nominal est ensuite positionné sur la pièce réelle en associant, par les moindres carrés, les axes obtenus dans la plage de projection avec les axes nominaux.

Avec un jeu favorable, les références sont sous la forme AØt(P). Chaque axe associé peut flotter dans la zone de tolérance Øt centrée sur l’axe nominal, sur la plage de projection (P).

Tableau 2 – Choix du modificateur sur la référence		
Type de liaison	Avec projection (pion)	Sans projection (douille)
Serrage ou jeu défavorable	A (P) ou A (P)[GM]	A (G) ou A (G)[GM]
Jeu favorable	A Øt (P)	A Øt (G)

Les normes ISO ne sont jamais rentrées à ce niveau de détail, il n’y a donc aucun document normatif sur ce sujet. Cependant, tous les concepts ont été définis séparément et rien n’interdit de les appliquer dans ce cas.

Pour un jeu défavorable, il n’est pas possible de définir une zone à l’intérieur de l’axe associé. De plus, le pion qui sera assemblé peut-être de diamètre mini. Il n’est pas possible de bénéficier d’une diminution du jeu.

L’article « cotation ISO avancé » présentera une définition étendue de la référence au minimum de matière pour répondre au mieux à ce cas défavorable avec des références du type A(P)(L).

Pour la figure 35, la mise en position est assurée par le plan A. Un pion, serré dans l’alésage B, centre la pièce sur la pièce d’appui avec du jeu, dans la plage de projection (P) de 10 mm. Une vis est serrée dans le taraudage C.

La montabilité de cette vis dans l’alésage de la pièce d’appui est assurée par la localisation (3). Le jeu entre le pion et la pièce d’appui est favorable à la montabilité de la vis, car la pièce peut facilement glisser sur A, pour faciliter le montage de la vis.

Conformément au tableau 2, la référence est sous la forme BØ0,04(P), avec une zone de tolérance Ø0,04 identique à la tolérance de (2).

Cette référence est rigoureusement équivalente à une référence au maximum de matière B (M) [Ø6,04] qui correspondrait à la zone de tolérance que peut occuper un pion Ø6 maxi, serré dans B, avec un écart de perpendicularité de Ø0,04 permis par la perpendicularité (2).

De la même manière que ce pion de diamètre 6 peut flotter dans sa frontière Ø6,04, l’axe associé à l’alésage B peut flotter dans sa zone de tolérance cylindrique Ø0,04 mentionnée dans cette référence secondaire (cela revient à faire un pion épaulé de diamètre nul dans la plage (P)).

Une pièce voisine vient en appui plan sur D avec un centrage avec du jeu dans l’alésage E. Pour assurer une exigence sur une surface de cette pièce voisine, la localisation (6) impose une position relative de E par rapport à A/B. Les jeux sur E et B sont défavorables à cette exigence.

Conformément au tableau 2, la référence est sous la forme B(P).

Pour les trous borgnes, la norme 1101 permet d’indiquer la longueur de la plage à droite du (P), éventuellement suivie de la distance de la plage à l’entrée du filet (localisation 3’ figure 35). Si un joint plat d’épaisseur 2 mm est placé sous la pièce, l’indication (P) 12-2 représenterait une partie utile du filet de 10 mm décalée de 2 mm par rapport à l’entrée du trou. En CAO, la plage de projection peut être représentée par un volume ou une surface.

Lorsque le composant est une bague, le modificateur est (G). Le principe est rigoureusement le même en considérant que la plage de projection est sur l’étendue de la surface portant la bague.

Remarque

Le cas d’un composant serré simultanément dans la pièce étudiée, et dans la pièce d’appui, est peu fréquent.

Un rare cas est possible avec des douilles fendues ou des goupilles élastiques. Dans ce cas, le modèle nominal est positionné sur la pièce réelle en associant la surface primaire, puis en associant le prolongement de l’axe de l’alésage par le critère [GM] en considérant une répartition uniforme des points sur toute la plage de projection (P).

Certains auteurs proposent alors les modificateurs (P)(M), en considérant que la douille a le même diamètre que l’alésage dans la plage de projection, ce qui constitue une hypothèse très osée.

Dans ce cas, le maxi matière de la douille correspondrait au diamètre au minimum de matière du trou et inversement. Cet usage, non décrit dans la norme, doit être évité.



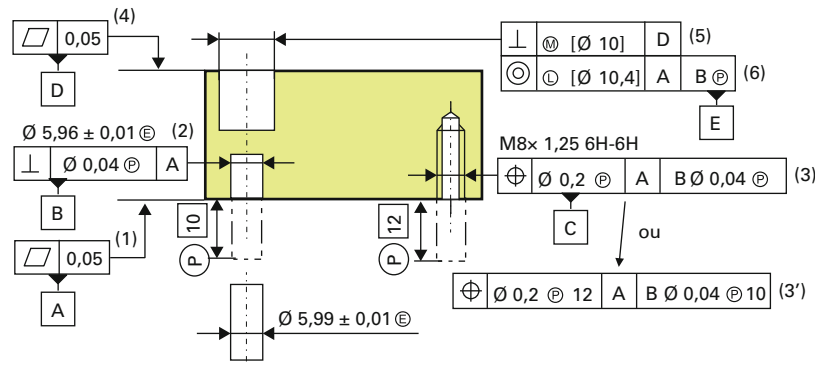


Figure 35 – Référence sur une projection

## 5. Entités spécifiées composées

### 5.1 Entité spécifiée constituée de plusieurs surfaces

#### 5.1.1 Entité unifiée

Une entité fonctionnelle ou de liaison peut être composée de plusieurs surfaces élémentaires adjacentes ou séparées, identiques ou similaires.

Dans ce cas, l'indication *UF* pour « *United Feature* » doit être placée au-dessus du cadre de tolérance.

L'entité spécifiée avec *UF* est considérée comme une seule surface et donc avec une seule zone de tolérance.

Avec  $\textcircled{C}$  ou  $\textcircled{P}$  ou pour définir une référence, les surfaces nominales sont associées globalement à l'ensemble des surfaces de l'entité unifiée.

#### ■ Spécification et référence sur une surface unifiée

- Dans la figure 36a, l'entité unifiée A est constituée des deux plans élémentaires coplanaires.

Pour la planéité (1), les deux surfaces réelles planes doivent appartenir à la même zone de tolérance.

Pour le parallélisme (2), le modèle nominal est associé à l'ensemble des deux surfaces réelles de A en une seule opération par le critère minimax [CE].

- Dans la figure 36b, l'entité unifiée A est constituée des deux cylindres élémentaires coaxiaux.

Pour la rectitude (1), les deux surfaces réelles cylindriques doivent respecter simultanément la frontière définie par deux cylindres coaxiaux de diamètres 20,02 et 24,02.

Pour la coaxialité (2), l'état virtuel au minimum de matière de la référence A est formé par deux cylindres coaxiaux de diamètre 19,98 et 23,98.

- Dans la figure 36c, l'entité unifiée C est constituée de trois surfaces planes élémentaires désignées par les lignes

repères. La zone de tolérance est construite par les surfaces offsets des trois surfaces nominales élémentaires.

En position (1), la zone est centrée sur la surface nominale.

En orientation (2), la zone peut être translatée globalement pour placer, si possible, les trois surfaces réelles dans la zone de tolérance.

En forme (3) la zone peut être déplacée avec les 6 degrés de liberté.

Pour la localisation (4), le modèle nominal est associé à l'ensemble des trois surfaces réelles de A en une seule opération par le critère des moindres carrés.

L'indicateur de référence placé sous l'indicateur de tolérance permet de donner un nom unique à cette entité unifiée. En CAO, les surfaces élémentaires composant l'entité unifiée spécifiée sont clairement identifiées dans le modèle 3D comme une seule surface.

En principe, il faut une ligne repère pour chaque surface élémentaire. Si la surface unifiée est composée d'un nombre  $q$  de surfaces élémentaires identiques et facilement identifiables (plans coplanaires ou cylindres coaxiaux par exemple), la norme ISO 1101 : 2017 permet de simplifier l'écriture en ne mettant qu'une seule ligne repère sur une des surfaces et en indiquant « UF qx » au-dessus de l'indicateur de tolérance. Cette écriture n'est pas compatible avec des cylindres de diamètres différents.

L'indication pour un groupe de  $n$  entités unifiées est « nx UF qx » (l'ordre est donc très important).

L'exigence de l'enveloppe placée à droite du UF, pour une entité unifiée constituée de cylindres coaxiaux de mêmes diamètres, est commune à tous les cylindres. Il n'est pas nécessaire de mettre le modificateur « CT » (*Common Tolérance*) qui serait redondant.

#### ■ Modifications issues de ISO 1660 : 2017

Un important changement de signification a été apporté par la norme ISO 1660 : 2017.

Auparavant (ISO1660 : 1987), le symbole spécifique de surface ou de ligne quelconque s'appliquait à une entité composée formant ainsi implicitement une seule surface (figure 37a). La ligne repère désignait une surface élémentaire. Sauf indication contraire, la surface spécifiée était composée par propagation, de toutes les surfaces adjacentes et tangentes.

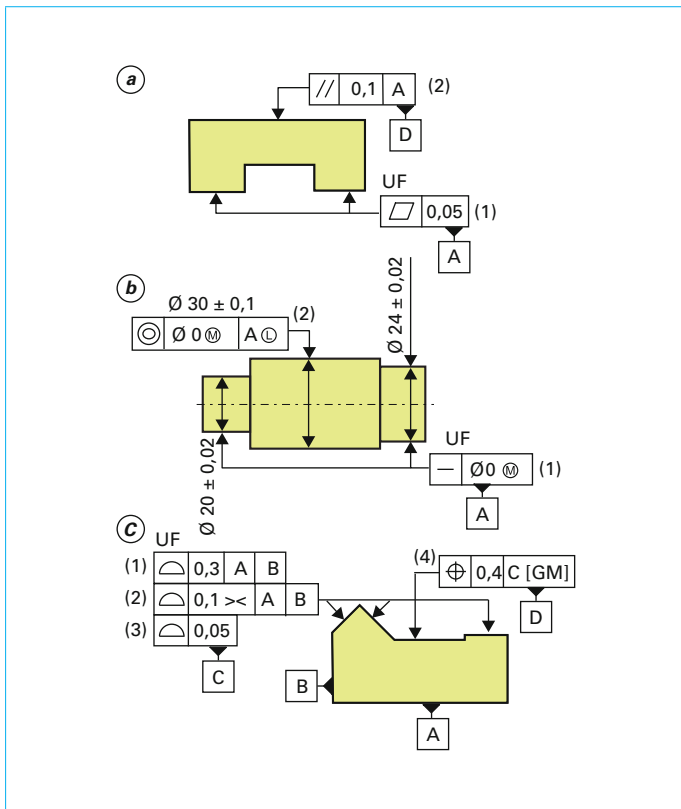


Figure 36 – Spécification et référence sur une surface unifiée

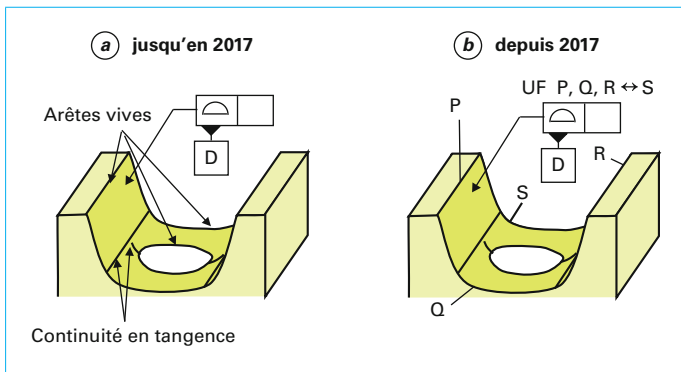


Figure 37 – Changement de signification

Autrement dit, la surface spécifiée s'arrêterait naturellement sur les arêtes vives des contours extérieurs et intérieurs. La lettre D désignait implicitement la surface unifiée.

Depuis 2017, cette notion de propagation a été supprimée et il est nécessaire de désigner les lignes du contour extérieur de la surface par des lettres (ici, P, Q, R et S), et d'ajouter le symbole  $\leftrightarrow$  (entre) au-dessus de l'indicateur de tolérance (figure 37b). Ainsi, la surface spécifiée est constituée de portions de surface ou de toutes les surfaces élémentaires contenues dans ce contour.

Bien que la norme ne le précise pas, sauf indications contraires, les arêtes vives constituent des limites implicites pour fermer le contour. Avant 2017, cette indication « entre » créait automatiquement une seule surface avec une seule zone de tolérance. Ce n'est plus le cas. Il faut ajouter l'indication UF.

Cette nouvelle norme 1660 : 2017 est encore incomplète. Elle ne précise pas comment retirer un contour intérieur (cas d'une poche bordée par un congé, par exemple). Il faut un commentaire. Cependant, implicitement, les trous qui débouchent sensiblement perpendiculairement à la surface avec une arête vive sont exclus.

Sans l'indication UF, la spécification est réputée s'appliquer indépendamment à chacune des surfaces élémentaires, mais il n'y a aucune règle de décomposition d'une surface complexe en surfaces élémentaires, notamment en cas de surfaces continues en tangence, avec la même courbure.

Dans la figure 38, la spécification de position (1) porte sur une entité fonctionnelle unifiée D composée de plans et de portions de cylindres.

Le symbole O « tout autour » placé sur la ligne repère permet de désigner directement toutes les surfaces du contour de la pièce (figure 38).

En 3D, les surfaces de l'entité spécifiée sont identifiées dans le modèle, mais pour la mise en plan, l'indicateur complémentaire (2) indique le plan de collection dans lequel se trouve le contour.

Le plan de collection passe par la surface indiquée par la flèche et peut être perpendiculaire à un axe ou parallèle à un plan défini dans le modèle nominal.

En 2D, par défaut, le contour est celui visible dans le plan de la vue contenant la spécification. Cet usage doit être réservé aux cas simples, car les règles de limitation de la surface sur les côtés du contour ne sont pas explicitées. *A priori*, les trous qui débouchent sur le contour sont exclus.

Avant 2017, le symbole O créait automatiquement une seule surface, avec une seule zone de tolérance. Depuis 2017, il faut impérativement un modificateur UF. La zone de tolérance est définie par les deux surfaces offsets des surfaces nominales élémentaires du contour.

Avec le modificateur L sur la référence de (1), la rotation résiduelle autour de A doit être utilisée pour orienter le modèle nominal pour placer, si possible, simultanément le contour D et l'alésage A dans leurs zones de tolérance.

La spécification de position (3) (figure 38) définit le tolérancement général de la pièce.

Le symbole  $\odot$  « sur toute la pièce » placé sur la ligne repère permet de désigner directement toutes les surfaces de la pièce (pas les axes, ni les filetages).

Ce tolérancement général, par rapport au système de références de mise en position de la pièce, évite les collisions des surfaces avec les pièces voisines et garantit les épaisseurs minimales des parois. Il est recommandé de ne pas mettre de modificateur L même s'il y a du jeu sur une référence, pour permettre de vérifier la conformité de chaque surface séparément (avec un L, il faudrait vérifier que toutes les surfaces de la pièce sont simultanément dans la zone de tolérance).

### 5.1.2 Groupe d'entités

Une surface fonctionnelle ou de liaison peut être composée de plusieurs entités élémentaires indépendantes, identiques ou similaires, le plus souvent reliées à des pièces différentes.



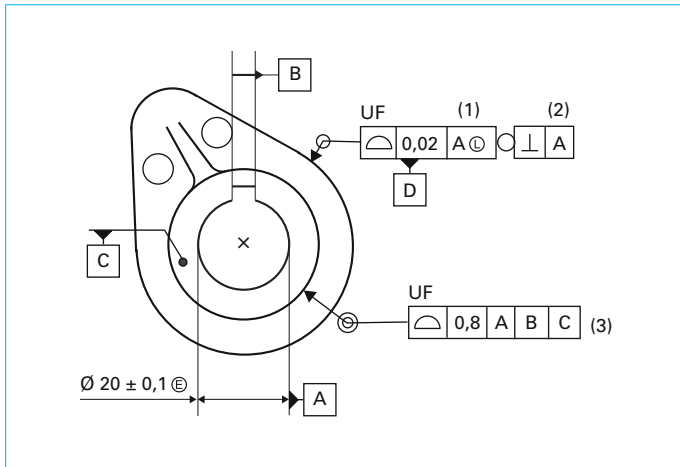


Figure 38 – Tout autour, sur toute la pièce

La figure 39 correspond à une cotation traditionnelle d'un groupe de n trous, sans modificateur.

L'indication nx au-dessus de l'indicateur de tolérance constitue un groupe avec les n entités :

- en localisation, les n zones de tolérances sont centrées sur les axes nominaux ;
- en orientation, les n zones de tolérances sont parallèles aux axes nominaux ;
- en forme, les n zones de tolérance sont libres (indépendantes des axes nominaux) ;
- l'exigence de l'enveloppe doit être respectée indépendamment dans chaque entité du groupe ;
- la lettre placée dans un indicateur de référence sous le cadre de tolérance désigne l'ensemble des surfaces des n entités du groupe.

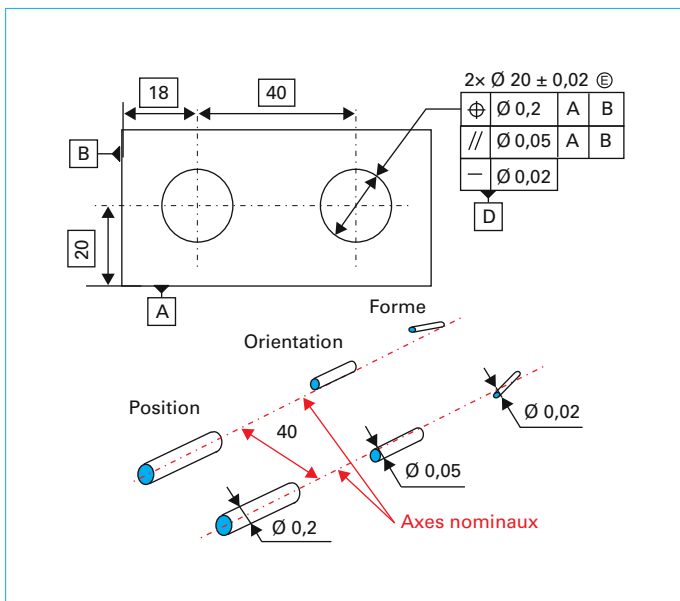


Figure 39 – Spécification d'un groupe de trous

Le modèle nominal est unique pour l'ensemble des zones de tolérance d'une spécification. Mais, si le système de références laisse du flottement ou un degré de liberté résiduel, la position du modèle est indépendante pour chaque spécification.

En orientation, la distance entre les zones de tolérance est variable et ne contraint pas l'entraxe des trous davantage que la spécification de position. Une cote de diamètre placée au-dessus du cadre de tolérance, ou sur la ligne repère à proximité, s'applique indépendamment à chaque élément du groupe.

Actuellement, pour un groupe de n entités constituées de q cylindres coaxiaux identifiées par q lignes repères, le CZ ne porte qu'à l'intérieur de chaque entité pour les spécifications de forme et d'orientation.

#### Remarque

La nouvelle norme 5458 publiée en juin 2018 change la signification des indications nx et CZ. Elle imposerait de placer l'indication CZ pour « zone composée » à droite des tolérances de position et CZR (orientation seulement) pour les tolérances d'orientation.

Cette norme ne s'applique pas aux spécifications d'orientation, ni aux spécifications avec (M) ou (L). Il y aurait alors deux significations différentes pour le même symbole sur le même dessin et changement de sens de spécifications très courantes comme la localisation de trous. Les litiges sont inévitables.

Cette norme, publiée prématurément, est inapplicable et doit être exclue de tout dessin contractuel, dans l'attente de modifications et de la propagation des changements dans les autres normes impliquées. Toutefois, certains documents circulent déjà avec le CZ dans les localisations.

La norme 5459 ne donne pas clairement le critère d'association du système de références pour la référence D sans modificateur. En pratique, s'il y a du jeu, il faut un modificateur (M) ou (L) sur la référence et le modèle est associé en utilisant la notion d'état virtuel en position parfaite par rapport aux surfaces nominales. S'il n'y a pas de jeu, il faut utiliser un critère des moindres carrés [GM], éventuellement en faisant varier indépendamment chaque diamètre des cylindres associés pour limiter l'influence d'un défaut de répartition des points (voir § 8.1).

La figure 40 porte sur un groupe hétérogène de trous. Avec (C), l'élément tolérancé de chaque trou est l'axe du cylindre nominal associé par les moindres carrés, (indépendamment des autres trous). Les spécifications 2x Ø 10 et 2x Ø 20 créent 2 groupes de 2 trous. Ces deux groupes sont ensuite réunis dans les spécifications (1) et (2). Les quatre axes associés doivent se trouver simultanément dans les quatre zones de tolérance Ø 0,05, centrées sur les quatre axes nominaux.

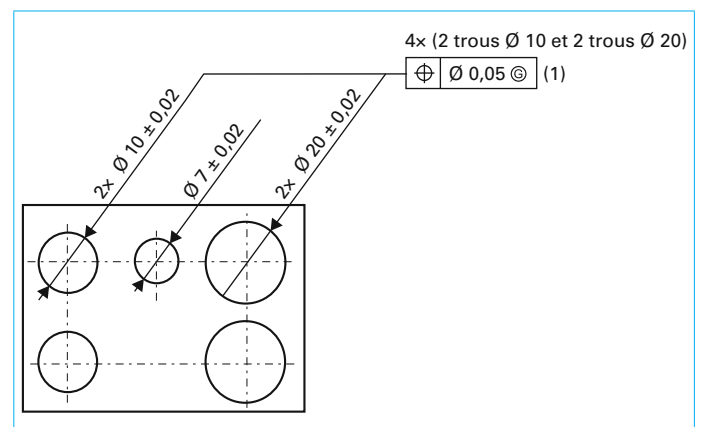


Figure 40 – Spécification d'un groupe hétérogène de trous

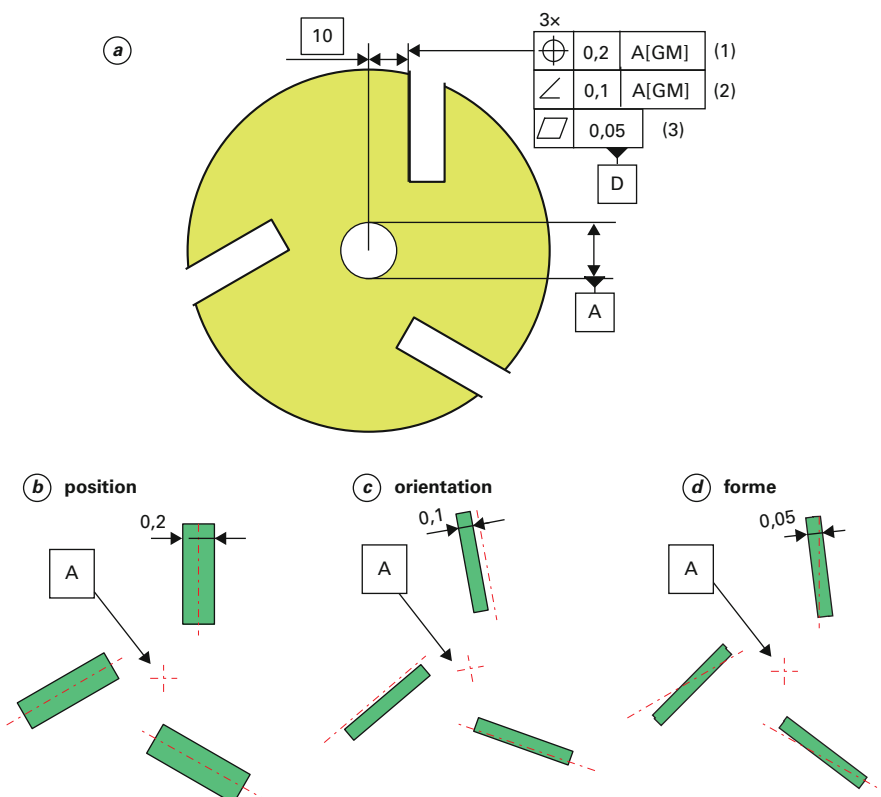


Figure 41 – Spécification d'un groupe de plans

**Nota :** En CAO, les quatre cylindres spécifiés sont directement identifiés dans le modèle 3D.

Pour la mise en plan 2D, il faut autant de lignes repères que de trous différents et, si nécessaire, un commentaire pour préciser les entités spécifiées.

La figure 41 porte sur un groupe de plans. La référence A laisse un degré de liberté en rotation au modèle nominal qui doit être utilisé pour placer, si possible, les trois surfaces planes tolérancées simultanément dans les trois zones de tolérance.

Si le groupe de surfaces D est utilisée comme référence, sauf indication contraire, l'association du modèle nominal à cette surface complexe doit être réalisée par les moindres carrés.

### 5.1.3 Zone combinée

L'indication CZ impose que toutes les zones de tolérances de forme ou d'orientation soient déplacées simultanément pour former une zone combinée.

Les mobilités du système de références et les mobilités de la zone combinée doivent être exploitées pour placer simultanément tous les éléments tolérancés dans la zone de tolérance combinée.

Le plus souvent, le CZ impose une position relative nominale des zones de tolérance qui forme une seule zone combinée. Mais, des mobilités supplémentaires peuvent être ajoutées avant de déplacer globalement la zone combinée (voir article « cotation avancée »)

Avec l'indication nx portant sur un groupe de n entités, le CZ ne porte qu'à l'intérieur de chaque entité.

En pratique, il y a très peu de différence entre une zone combinée et une entité unifiée. La différence n'apparaît qu'avec un (G) ou un (P).

Dans la figure 42a, la bague est serrée simultanément dans les deux alésages. L'alésage de la bague doit être parallèle au plan inférieur. Dans ce cas, le parallélisme impose l'indication UF. L'élément tolérancé est l'axe du cylindre nominal associé par les moindres carrés globalement aux deux portées cylindriques. Cet axe doit appartenir à la zone de tolérance parallèle à la surface nominale.

Dans la figure 42b, deux bagues indépendantes sont serrées dans les deux alésages. Dans chaque portée cylindrique, l'élément tolérancé est l'axe du cylindre nominal associé par les moindres carrés. Ces deux éléments tolérancés doivent appartenir simultanément aux deux zones de tolérance coaxiales qui forment une zone combinée devant être parallèle à A.

Jusqu'en 2005, l'indication « zone commune » était placée au-dessus du cadre de tolérance marquant ainsi qu'il ne s'agit pas d'une répétition. L'indicateur de référence sous le cadre désignait clairement l'ensemble des surfaces.

En 2005, l'indication CZ (zone commune) a été placée à côté de la tolérance.

En 2017, le CZ change de nom et devient « Zone Combinée ».

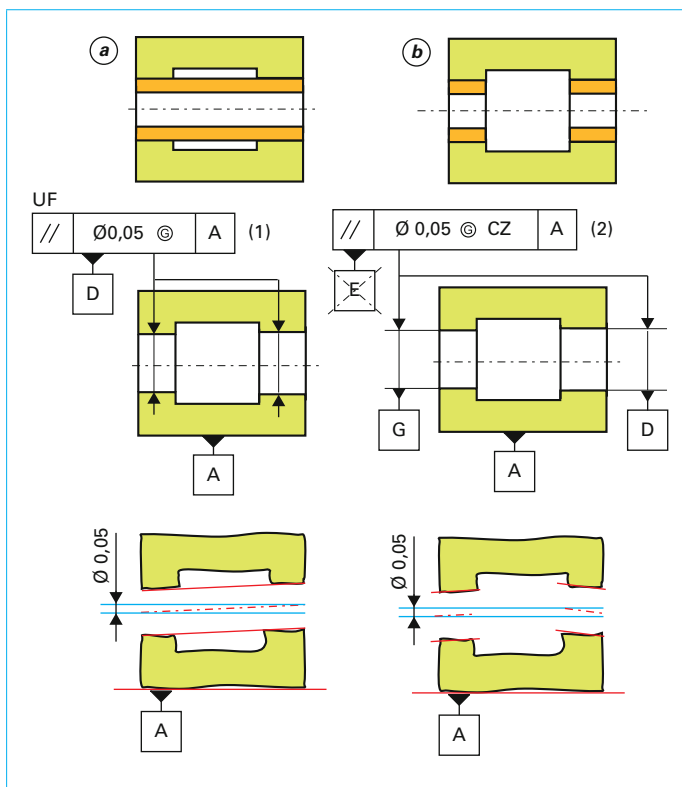


Figure 42 – Différence entre UF et CZ

Cette évolution a apporté un doute pour la lisibilité de l'indicateur de référence sous le cadre de tolérance (confusion possible avec la répétition, car on ne devrait pas lire le contenu du cadre). Ainsi dans la figure 42, la référence D⊙ désigne clairement les deux alésages. E est litigieux car, selon certains auteurs, E pourrait être le même nom donné à deux alésages différents, ce qui n'est pas possible. La référence sera sous la forme G⊙-D⊙.

Pour éviter ce problème, sauf cas particuliers, il est aujourd'hui préférable d'utiliser l'indication UF en constituant clairement une entité unifiée en étant quasi-équivalent à l'ancienne « zone commune »...

## 5.2 Répétition

Une spécification reliée à plusieurs surfaces spécifiées sans UF ni CZ est équivalente à la duplication de cette spécification sur chaque surface spécifiée.

La localisation (1) figure 43a considère une entité unifiée appelée C composée de deux plans avec une seule zone de tolérance.

La localisation (2) est quasi équivalente, car il y a deux plans spécifiés et deux zones de tolérance, mais ces zones sont combinées en une seule zone.

La localisation (3) figure 43b ne comporte ni CZ, ni UF. Elle porte sur les deux plans spécifiés. Cette écriture est une répétition rigoureusement équivalente à la duplication de la localisation sur chaque plan (figure 43c). Pour chaque spécification, le modèle nominal doit être orienté autour de B pour placer si possible le plan réel dans sa zone de tolérance. Les deux zones de tolérance sont indépendantes.

La lettre C ne doit pas être employée sous le cadre de tolérance de (3), car la même lettre serait donnée à deux plans différents. La référence commune est de la forme D-E.

Depuis 2011, il est possible d'indiquer le modificateur SZ (Zones Séparées) à droite de la tolérance en cas de répétition (localisation 3), mais ce modificateur encore mal défini n'ajoute rien.

Le concept de répétition doit encore être développé au sein des normes. La nouvelle norme 5458 : 2018 n'est pas du tout satisfaisante et ne doit pas être exploitée.

## 5.3 Zones partielles

Une zone partielle limite une surface à une portion réellement utile pour assurer une liaison ou une fonction. Ces portions de surfaces peuvent être spécifiées et utilisées comme référence.

Le contour de chaque zone est indiqué dans le modèle nominal en trait mixte fin à double points (figure 44a). La zone est hachurée. Cette portion de surface peut être réduite à une ligne (figure 44b) ou à un point (figure 44c).

L'indicateur de référence partielle est un cercle qui donne le nom de la surface, suivi d'un numéro et, si possible, l'étendue de la zone dans la partie supérieure. L'indicateur de référence donne la liste des zones partielles qui le constituent (figure 44d).

L'écriture A1-12 correspond à l'ensemble des 12 zones partielles A1 à A12.

Pour définir un système de références, le modèle nominal est positionné sur la pièce réelle en associant la surface nominale uniquement aux points prélevés à l'intérieur ou à proximité des zones partielles.

La norme 5459 décrit les zones partielles uniquement pour créer les références.

Pour définir des spécifications sur ces zones, la norme 1101 impose des zones restreintes identiques, mais limitées par un trait mixte fort, avec une représentation de la zone décalée par rapport à la surface nominale. Cette double représentation n'a plus aucun sens dans un contexte numérique.

Il est proposé ici de spécifier directement la zone partielle.

Les différentes zones partielles d'une surface appartiennent implicitement à une seule surface. Lorsqu'une zone partielle recouvre plusieurs surfaces différentes, l'indication UF doit être ajoutée au-dessus du cadre de tolérance pour unifier ces surfaces.

L'incertitude d'identification d'un point de mesure au voisinage d'une zone ponctuelle ou linéique a très peu d'influence sur l'association du modèle nominal, car la surface associée est tangente à la surface réelle. Une zone partielle de type « point » ne doit pas être considérée comme un point (avec ses 3 coordonnées), mais comme une petite face passant par ce point, avec une normale.

Lorsqu'une zone partielle est utilisée comme référence dans une ou plusieurs spécifications, la zone partielle correspond à la partie commune de deux pièces en contact dans une liaison. La zone doit être positionnée sur la pièce réelle en associant le modèle nominal à l'aide du système de références le plus complet contenant cette référence (sans flottement).

Lorsqu'elle n'est pas utilisée comme référence, la zone partielle est une surface fonctionnelle réduite à la partie en vis-à-vis avec une surface appartenant à une autre pièce reliée à la pièce étudiée par le système de références de la spécification de position de cette surface fonctionnelle. Le contour de cette zone est positionné par ce système de références.

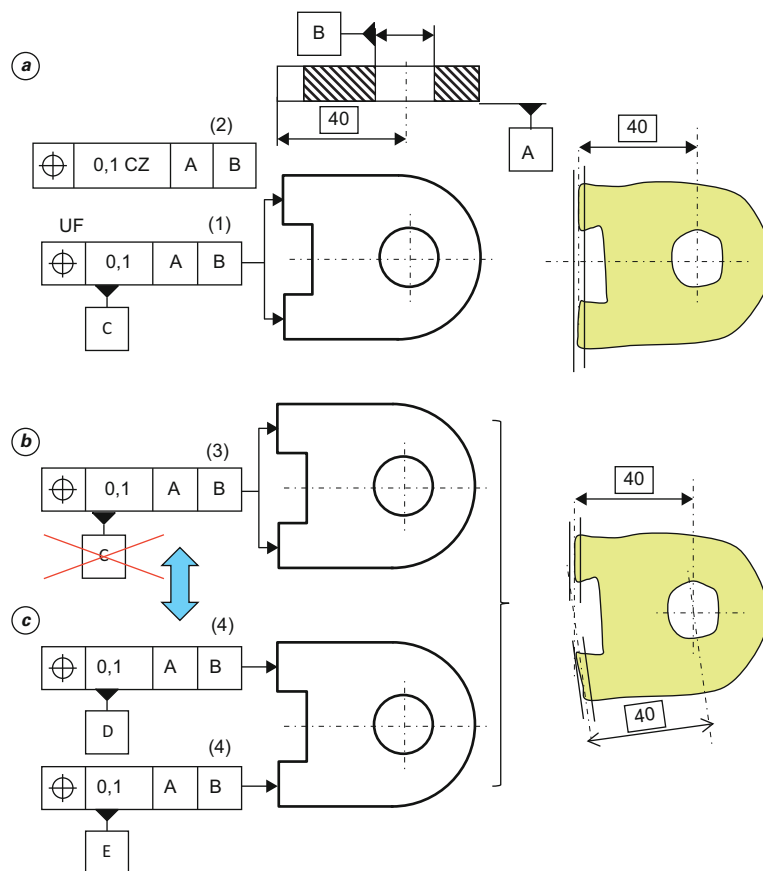


Figure 43 – Différence entre UF et répétition

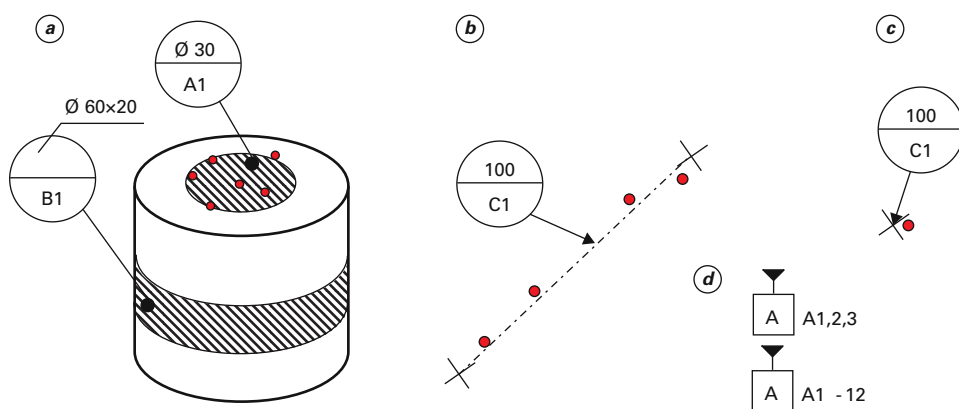


Figure 44 – Définition des zones partielles

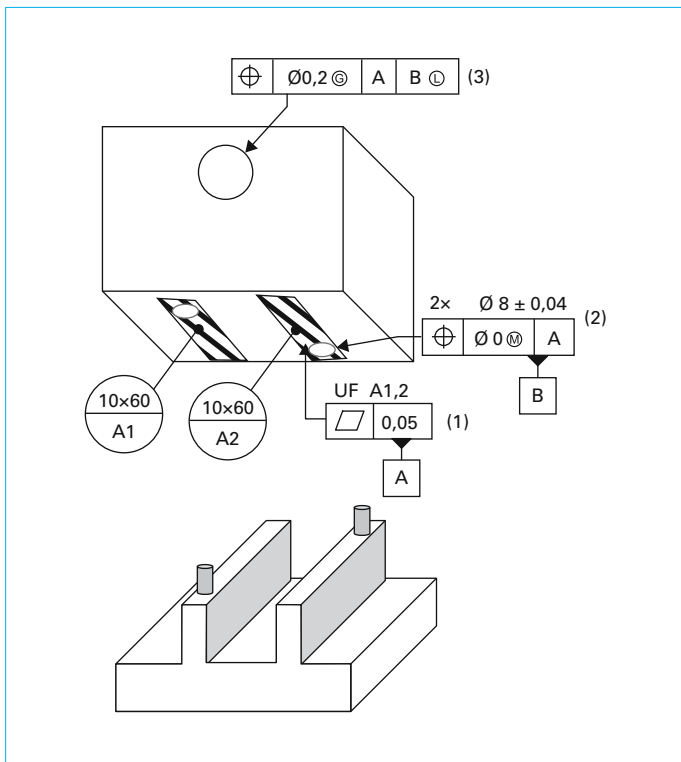


Figure 45 – Zones de contact

Dans une jonction, la zone partielle correspond, soit à la partie réellement en contact avec la pièce voisine, soit aux parties rigides de l'une des deux pièces.

La figure 45 comporte deux zones partielles A1 et A2 qui correspondent aux portions de la surface A en contact avec la pièce d'appui. Les deux pièces sont positionnées également par les alésages B.

Les contours des zones A1 et A2 sont définis en associant le modèle nominal à l'aide du système de références A|B (sans modificateur) de la localisation (3). Seuls les points de la surface réelle A projetés dans les contours nominaux A1 et A2 sont retenus pour associer la surface nominale A aux deux zones partielles A1 et A2.

Au-dessus de la planéité (1), le commentaire A1,2 limite les surfaces spécifiées aux deux zones partielles A1 et A2. L'indicateur de référence A placé sous le cadre de tolérance indique que A est défini sur ces surfaces spécifiées, c'est-à-dire sur les deux zones partielles. Cette forme d'écriture est nécessaire si les différentes zones partielles ne sont pas visibles dans la même vue ou s'il y a un grand nombre de zones partielles.

La figure 46 comporte deux zones partielles A1 et A2 qui correspondent aux portions rigides de la surface A.

Les autres parties du plan A vont éventuellement être déformées lors de l'assemblage. Les deux pièces sont positionnées également par les alésages B.

La planéité (1) ne porte que sur les deux zones partielles. Elle est complétée par la planéité (1') de tout le plan avec une tolérance plus large.

Comme le montre la figure 46, pour positionner les zones partielles D1 et D2 de la pièce d'appui, il n'y a pas forcément de spécification avec le système de références D|E. Dans ce cas, pour éviter tout doute, il est conseillé d'indiquer le système de réfé-

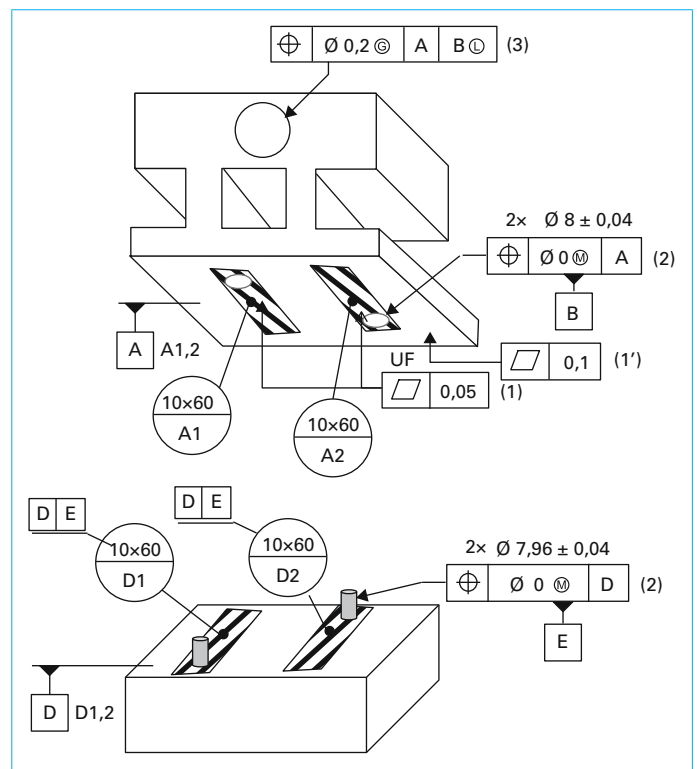


Figure 46 – Zones de rigidité

rences en nota à côté de l'indicateur de zone partielle (proposition hors norme).

Lorsqu'il y a un mouvement relatif entre deux pièces, la portion utile glisse sur la surface. Il faudrait décrire la zone partielle, par exemple à une extrémité de la course et sa trajectoire.

Les spécifications portant sur cette zone glissante et les spécifications utilisant cette zone comme référence doivent être vérifiées pour toutes les positions.

La norme ne donne pas encore de moyen pour décrire ce besoin. Il faut définir de multiples zones partielles.

## 6. Synthèse

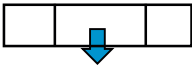
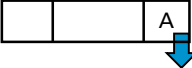


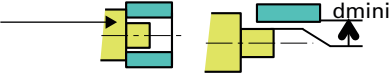
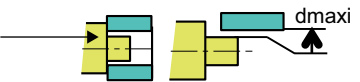
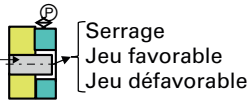
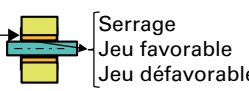

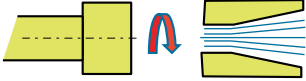
Le tableau 3 récapitule les modificateurs ou les critères à employer selon la fonction assurée par la surface spécifiée ou la référence.

Une fiche de lecture de quatre pages au § 8.3 permet de transcrire la signification d'une spécification ISO en six rubriques à l'aide des principales phrases types qui sont proposées.

## 7. Conclusion

Cet article fournit uniquement les notions essentielles de cotation ISO, avec le souci de réduire la diversité des termes employés, de simplifier au maximum les définitions et de fournir un modèle de tolérancement le plus générique possible.

Tableau 3 – Règle d'emploi des modificateurs et critères d'association

Fonctions	Exemples	Tolérance 	Référence 
Contact surfacique entre surfaces plates		t	A ou A[CE] Minimax (Chebyshev Extérieur matière)
Assemblage avec serrage ou contact avec contraintes		Surface de révolution $\varnothing t \text{ (G)}$ Autre surface t (G)	A ou A [GM] (Moindres carrés moyen)
Liaison avec jeu favorable Distance mini Collision		$\varnothing t \text{ (M)}$ ou $[\varnothing d] \text{ (M)}^{(1)}$	A (M) ou A $[\varnothing d] \text{ (M)}^{(1)}$ (Maximum de matière)
Liaison avec jeu défavorable Distance maxi Étanchéité		$\varnothing t \text{ (L)}$ ou $[\varnothing d] \text{ (L)}^{(1)}$	A (L) ou A $[\varnothing d] \text{ (L)}^{(1)}$ (Minimum de matière)
Composant serré et vis serrée avec porte-à-faux		$\varnothing t \text{ (P)}$ $\varnothing t \text{ (P)}$ $\varnothing t \text{ (P)}$	A (P) ou A (P) [GM] A $\varnothing t \text{ (P)}$ A (P) ou A (P) (L) <sup>(2)</sup>
Composant serré sans porte-à-faux		$\varnothing t \text{ (G)}$ $\varnothing t \text{ (G)}$ $\varnothing t \text{ (G)}$	A (G) ou A (G) [GM] A $\varnothing t \text{ (G)}$ A (G) ou A (G) (L) <sup>(2)</sup>
Liaison sur filetage ou taraudage		$\varnothing t$	A
Équilibrage d'un arbre, canalisation d'un flux		$\varnothing t \text{ (A)}$	A ou A [GM] (Moindres carrés moyen)

(1) projet de norme à confirmer  
(2) avec critère de conformité étendu

Certains trouveront sans doute que cela est déjà très compliqué. D'autres observeront que la diversité des besoins des entreprises est énorme. L'apparente complexité des spécifications a bien pour but d'exprimer le besoin fonctionnel au juste nécessaire pour maximiser les tolérances et réduire les coûts de production et de contrôle.

En terme de coût, lorsqu'un concepteur écrit clairement, par exemple, un critère d'association en fonction des caractéristiques d'une liaison, il fait cela une seule fois, lors de l'élaboration du dessin, en ayant toutes les informations sur le fonctionnement du mécanisme. Il en prend la responsabilité. Le coût est donc limité, le dessin de définition est sécurisé.

Ensuite, toute la vie du produit, tous les utilisateurs de ce dessin, fabricants, métrologues, acheteurs, n'auront plus à se poser la question du choix du critère d'association, avec toutes les erreurs et tous les litiges qui peuvent en découler, notamment en cas d'évolution des normes. Le gain en temps et en fiabilité est très important.

Dans cette période de transition des normes, les anciens dessins doivent être lus avec les anciennes normes, en particulier avec l'unification implicite pour les spécifications de surfaces et de lignes quelconques par la propagation des surfaces jusqu'aux arêtes vives et en utilisant les critères d'association par défaut de l'annexe A de la norme 5459 : 2011, bien que l'on sache pertinemment que certains critères posent des difficultés et que les métrologues utilisent en pratique les moindres carrés.

Pour les nouveaux produits, il est très intéressant d'appliquer les nouveaux moyens disponibles, notamment les modificateurs (G), (M), (L). Il peut-être conseillé d'anticiper l'emploi du critère d'association [GM] lorsque ce critère est nécessaire, plutôt que de laisser l'initiative du changement au métrologue.

Il faut impérativement surveiller l'évolution des normes, principalement pour valider la nouvelle écriture de la dimension de l'état virtuel dans la 2692 qui sera un réel progrès, et pour le choix par défaut des critères d'association dans la 5459.

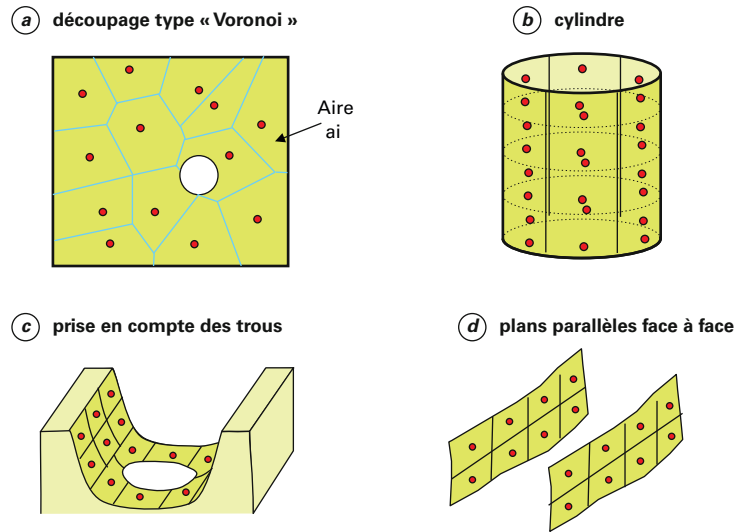


Figure 47 – Répartition uniforme de points

Pour établir une cotation fonctionnelle d'un produit, il faut analyser l'assemblage du mécanisme et rechercher les exigences fonctionnelles. C'est l'objet de la méthode « QUICK GPS » publiée en 2017 (dans TI) sous la réf. [AG 2 463].

Cette méthode permet de déterminer les systèmes de références, la cotation interne à chaque système de références pour assurer la qualité de mise en position et les maillons à établir entre les systèmes de références ou entre les surfaces fonctionnelles et les systèmes de références pour répondre aux exigences fonctionnelles du mécanisme.

L'expérience montre que les concepteurs qui s'engagent dans cette démarche, apprécient de trouver une véritable logique dans ce langage ISO et se prennent très rapidement au jeu pour affiner leur cotation.

Les fabricants et les métrologues apprécient cette rigueur, car les moyens de métrologie évoluent conjointement et d'autant plus facilement que la cotation est parfaitement définie et standardisée.

En conclusion, tous les moyens existent aujourd'hui, mais pour que tous les partenaires soient impliqués dans cette démarche, il faut impérativement que le développement de la cotation ISO soit une politique forte de l'entreprise accompagnée de formations pour le bureau d'études, les méthodes, la production et la métrologie.

## 8. Annexes

### 8.1 Annexe 1 – Méthode des moindres carrés pondérée

Le principe consiste à associer la surface nominale à la surface réelle avec les degrés de liberté disponibles en minimisant  $S = \sum a_i \cdot e_i^2$ , la somme des carrés des écarts  $e_i$  des points  $M_i$  de la surface réelle à la surface nominale associée, avec une pondération en fonction de l'aire  $a_i$  de la facette autour du point  $M_i$  calculée, par exemple, à l'aide d'un découpage type Voronoi (figure 47a). Chaque facette est limitée par les médiatrices des paires de points voisins ou par le contour de la face.

Cette pondération est encore rarement disponible dans les logiciels de machines à mesurer. La somme calculée est simplement

$$S = \sum e_i^2.$$

Cela impose de prélever des points avec une répartition uniforme. Pour cela, la face est partagée en  $n$  facettes de même aire. Un point est identifié au centre de chaque facette (figure 47b) en tenant compte des trous (figure 47c).

Pour une liaison avec deux plans parallèles face à face (figure 47d), les points doivent être sensiblement face à face. Les deux plans nominaux sont associés simultanément en une seule opération.

Cette méthode suppose que tous les points de chaque facette ont le même écart. Le nombre de points peut être assez réduit.

La méthode des moindres carrés moyen [GM] est traitée très couramment par un simple calcul matriciel. Le critère [GE] qui impose un solveur [2] [3] est encore très peu disponible dans les logiciels de métrologie.

#### Remarque

Pour un cylindre, le choix du diamètre nominal n'a aucun effet sur la position de l'axe si le cylindre est complet et la répartition bien uniforme.

Théoriquement, il n'est pas nécessaire de faire varier le rayon pour minimiser la somme  $S$ . La variation de rayon permet toutefois d'atténuer l'influence d'un défaut d'uniformité de la répartition des points.

### 8.2 Annexe 2 – Influence du nombre de points de mesure

Sur machine à mesurer tridimensionnelle, le temps d'acquisition d'un point de mesure peut être de l'ordre de 5s, ce qui impose de limiter le nombre de mesures et d'admettre une incertitude due à l'absence d'information sur la surface, entre ces points.



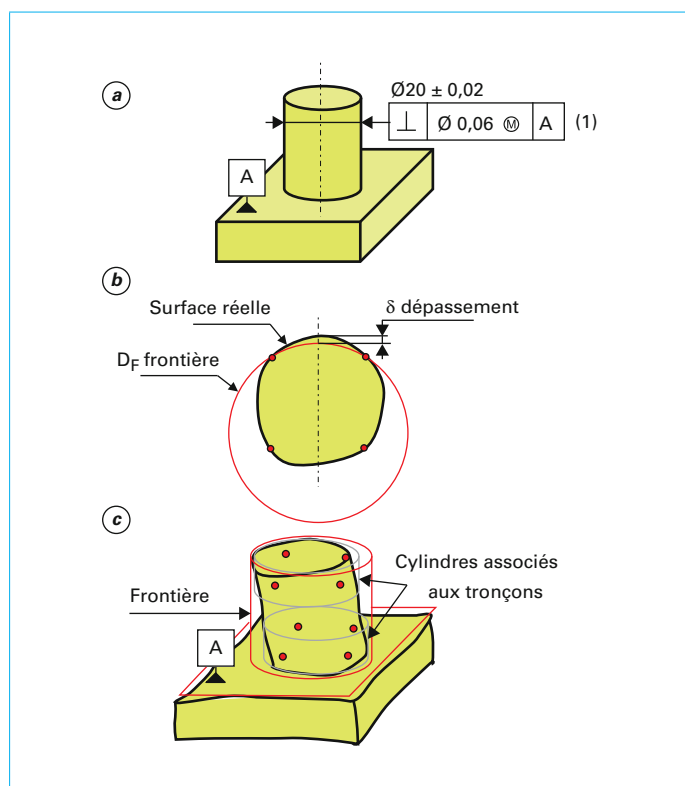


Figure 48 – Influence du nombre de points

La figure 48a illustre la problématique du nombre de points pour une perpendicularité d'un cylindre au maximum de matière. Les points mesurés peuvent respecter la frontière, alors que la surface réelle dépasse la zone de tolérance (figure 48b).

En assimilant la surface réelle à un cylindre  $\varnothing d$ , avec 4 points sur un cercle, le dépassement peut être  $\delta = 0,2$  (DF-d), ce qui est trop important.

En effet, pour cet exemple,  $DF = 20,08$ .  $d = 19,98$ , le dépassement potentiel  $\delta = 0,021$  serait plus grand que la tolérance au rayon.

Il faut au minimum 8 points dans chaque section :  $\delta = 0,04$  (DF-d) = 0,004, voire 12 :  $\delta = 0,017$  (DF-d) = 0,002.

La méthode illustrée (figure 48c) contourne cette difficulté en associant à chaque tronçon, un cylindre perpendiculaire à A et en vérifiant que la totalité des cylindres associés respectent la frontière au maxi matière. Pour le maxi matière, le critère d'association le plus robuste est [G+] (cylindre coaxial au cylindre des moindres carrés tangent extérieur matière).

Cette méthode permet de s'affranchir des défauts de conicité ou de rectitude des cylindres, ce que ne permet pas une simple association globale de tout le cylindre par les moindres carrés.

La figure 49 est relative à la définition d'une référence sur un plan. La surface réelle est creuse, modélisée par une parabole, avec un écart de planéité de 0,04.

L'association d'un plan tangent à un nuage de points identifiés avec une marge de 2 mm, par rapport aux arêtes, donne un plan décalé de seulement  $\Delta = 0,003$  par rapport au plan théorique. L'écart de planéité sera également réduit de 0,003.

Il n'est donc pas nécessaire d'effectuer de mesure très près des arêtes.

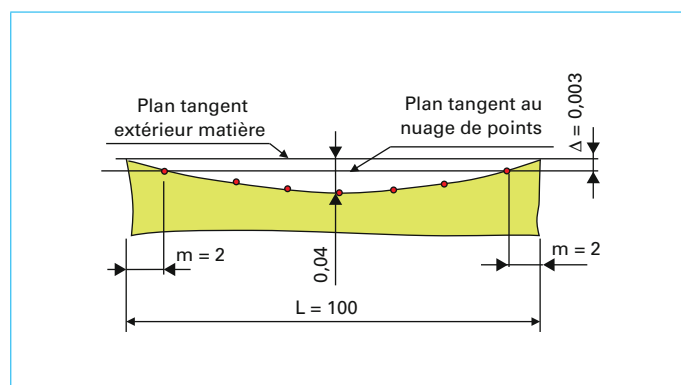


Figure 49 – Décalage d'une référence sur un plan

## 8.3 Annexe 3 – Fiche de lecture des spécifications ISO

Les figures 50, 51, 52 et 53 constituent un ensemble de 4 fiches imprimables pour faire un formulaire de travail.

## 9. Glossaire

### Modèle nominal ; digital model (1.1)

Modèle numérique donnant la forme idéale de la pièce en dimensions moyennes.

### Pièce réelle ; real part (1.1)

Pièce réelle à vérifier, identifiée par la mesure de points dans un repère mesure.

### Système de références ; Datum system (1.1, 4.1)

Ensemble de références primaire, secondaire et tertiaire permettant de positionner le modèle nominal sur la pièce réelle.

### Élément de référence, datum element (1.1)

Surface réelle de la pièce utilisée comme référence.

### Surface spécifiée ; specified surface (1.1)

Surface dont il faut limiter les défauts pour éviter une défaillance.

### Élément tolérancé ; toleranced element (1.1)

Surface spécifiée ou surface associée à la surface spécifiée ou axe ou plan médian de la surface spécifiée devant être dans la zone de tolérance.

### Zone partielle ; target (5.3.1)

Portion de surface.

### Zone de tolérance ; tolerance zone (1.1, 3.1, 3.2)

Espace compris entre deux surfaces offset de la surface nominale, devant contenir l'élément tolérancé.

### Zone de tolérance de position ; location tolerance zone (3.2)

Zone de tolérance centrée sur la surface nominale.

### Zone de tolérance d'orientation ; orientation tolerance zone (3.2)

Zone de tolérance parallèle à la surface nominale.

### Zone de tolérance de forme ; form tolerance zone (3.2)

Zone de tolérance libre par rapport à la surface nominale

### État virtuel ; virtual state (3.3.2, 4.2.3)

Surface offset de la surface nominale qui correspond à la limite au maximum ou au minimum de matière.

FICHE DE LECTURE DES SPECIFICATIONS DE COTATION ISO

Décrire la spécification avec les phrases types, selon l'exemple suivant :

**Système de références :**

Primaire : Plan A, critère [CE] minimax : La surface nominale est tangente extérieure matière en minimisant la distance maxi

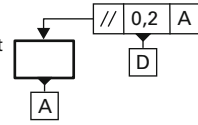
**Nom du symbole :** Parallélisme

**Surface nominale spécifiée :** Plan D

**Élément tolérancé :** Tous les points de la surface réelle D

**Zone de tolérance :** Zone comprise entre 2 plans distants de 0,2, parallèle à la surface nominale spécifiée

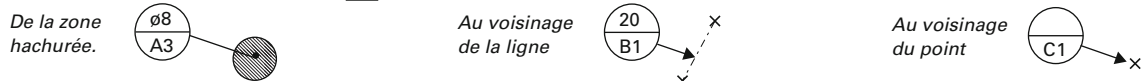
**Validation :** La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance









**1. SYSTEME DE RÉFÉRENCES** (Association du modèle nominal aux surfaces réelles de la pièce dans l'ordre primaire, secondaire, tertiaire)

Donner la nature (plan, cylindre..) et le nom de chaque référence (A, B) suivi du critère d'association

**Avec références partielles :** L'élément de référence est limité aux points...



A (Sans M ni L)	Plan ou surface plate		[CE] minimax : .... La surface nominale est tangente extérieure matière en minimisant la distance maxi	
	La surface nominale de référence est centrée sur...			
	Cylindre		[X] Inscrit : ... le plus petit cylindre contenant l'arbre	
	Paire de plans parallèles		[N] Circonsrit : ... le plus gros cylindre contenu dans l'alésage	
	Surface quelconque		[X] Inscrit : ... 2 plans les plus proches contenant le tenon	
			[N] Circonsrit : ... 2 plans les plus éloignés contenus dans la rainure	
			[GM] Gauss moyen : ... la surface réelle par les moindres carrés	
La surface nominale de référence est centrée sur...				
A M		...un cylindre de diamètre D qui doit être		Si M → hors matière
A L		... 2 plans distants de D qui doivent être		Si L → dans la matière
		M	L	
Pièce pleine (Arbre ou tenon)		D = d maxi	D = d mini	
Pièce creuse (Alésage ou rainure)		D = d mini	D = d maxi	

L'élément de référence est l'axe de la surface nominale associée par les moindres carrés

- si (M) sur la plage de projection (M)
- si (L) sur l'étendue de la surface nominale.

A (M) A (L) Le modèle nominal est associé à l'élément de référence par les moindres carrés

A Øt (M) A Øt (L) L'élément de référence est flottant dans un cylindre Øt centré sur l'axe nominal

• **Référence sans (M) ou (L) parallèle à une référence prioritaire**

La surface associée est décalée par rapport à la surface nominale de référence.

• **Référence avec [DV] « distance variable »**

Les surfaces associées sont décalées symétriquement par rapport aux surfaces nominales de référence.

• **Référence avec >< (en orientation seulement)**

La surface associée est décalée par rapport à la surface nominale de référence.

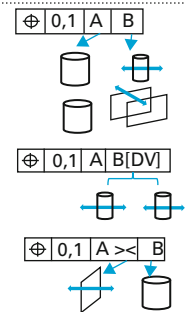


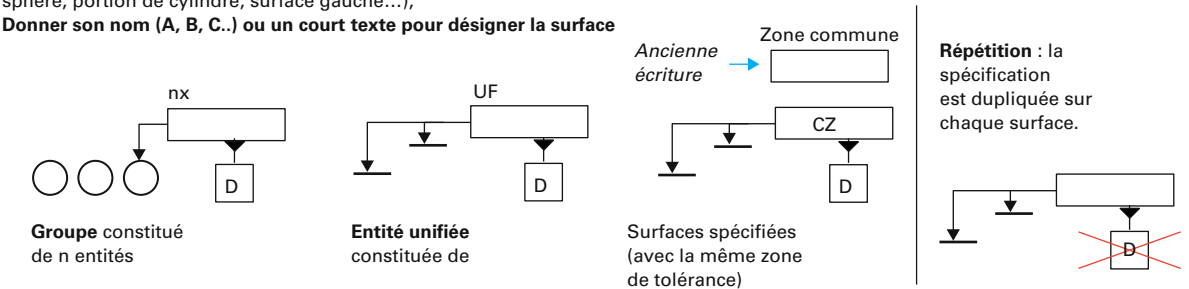
Figure 50 – Système de références

2. NOM DU SYMBOLE

Forme (pas de référence)		Orientation		Position		Battement	
Désignation	Symbole	Désignation	Symbole	Désignation	Symbole	Désignation	Symbole
Rectitude		Parallélisme		Localisation		Battement circulaire	
Circularité		Perpendicularité		Concentricité			
Planéité		Inclinaison		Coaxialité			
Cylindricité				Symétrie		Battement total	
Forme d'une ligne quelconque		Orientation d'une ligne quelconque		Position d'une ligne quelconque			
Forme d'une surface quelconque		Orientation d'une surface quelconque		Position d'une surface quelconque			

3. SURFACE NOMINALE SPECIFIÉE (Surface réelle mesurée)

3.1 Désignation Donner la nature de la surface ou des n surfaces (plan, cylindre, paire de plans parallèles symétriques, cône, sphère, portion de cylindre, surface gauche...),  
Donner son nom (A, B, C..) ou un court texte pour désigner la surface



3.2 Etendue de la surface spécifiée

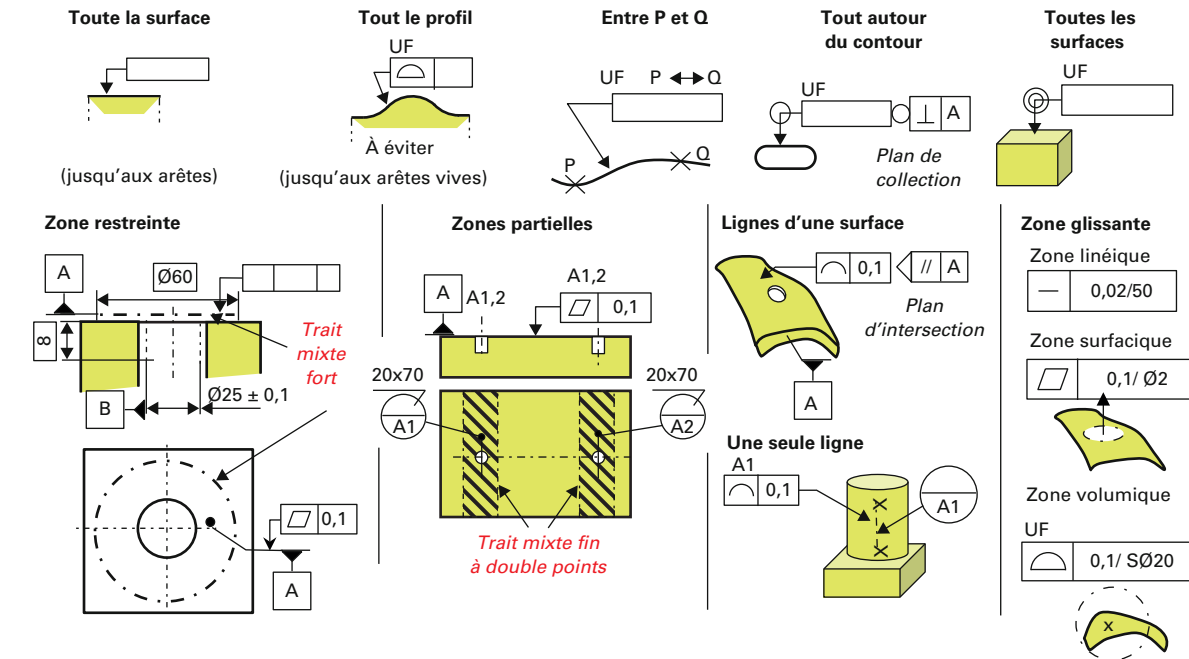
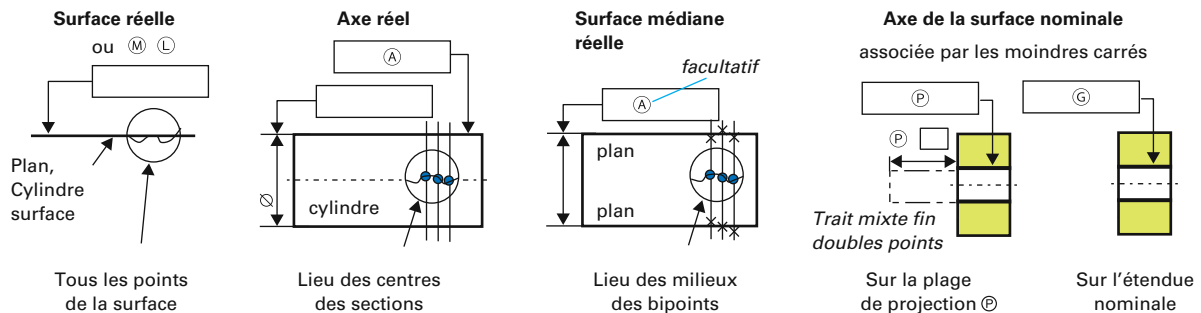


Figure 51 - Nom du symbole et surface nominale spécifiée

#### 4. ÉLÉMENT TOLÉRANCÉ (Élément qui doit être dans la zone de tolérance)



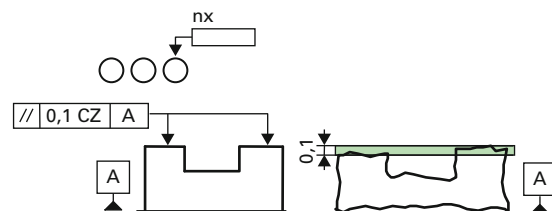
#### 5. ZONE DE TOLÉRANCE

##### Groupe avec nx

Il y a n zones de tolérance

##### Zone combinée CZ

Les éléments tolérancés appartiennent à la même zone de tolérance



##### • Sans maximum ou minimum de matière

- avec symbole  $\emptyset$  : zone cylindrique  $\emptyset t$  (sur un groupe de n trous : n zones cylindriques  $\emptyset t$ )
- avec symbole  $S\emptyset$  : zone sphérique  $\emptyset t$ ;
- pas de symbole  $\emptyset$  :
  - plan : zone comprise entre deux plans distants de t
  - surface quelconque : espace compris entre 2 surfaces offset décalées de t/2 et - t/2.
  - génératrices d'un cylindre, d'un cône ou lignes d'un plan : zone comprise entre deux droites distantes de t
  - axe d'un cylindre : zone comprise entre deux plans distants de t, orientée selon la direction donnée par le plan d'orientation ou perpendiculaire à la flèche issue du cadre de tolérance.

##### • Avec maximum ou minimum de matière

La zone de tolérance est une surface offset de la surface nominale et de dimension donnée par le tableau :

Surface spécifiée	Maxi matière M Frontière hors matière	Mini matière L Frontière dans la matière
Pièce pleine (Arbre ou tenon)	d maxi + tolérance	d mini - tolérance
Pièce creuse (Alésage ou rainure)	d mini - tolérance	d maxi + tolérance

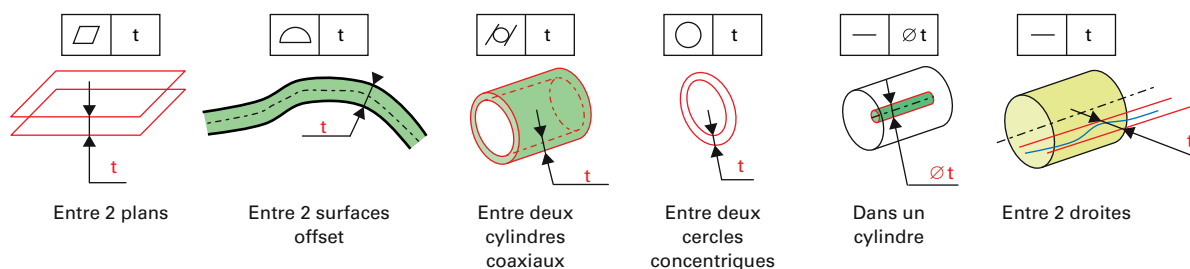
. **Position** : la zone de tolérance est centrée sur la surface nominale

. **Orientation** : la zone de tolérance est parallèle à la surface nominale (zone construite centrée sur le nominal puis décalée par translation par rapport à la surface nominale, indépendamment pour chaque entité d'un groupe)

. **Forme** : la zone de tolérance est libre par rapport au nominal (6 degrés de liberté indépendamment pour chaque entité d'un groupe)

Figure 52 – Élément tolérancé et zone de tolérance

### Formes particulières des zones de tolérance



### 6. VALIDATION La spécification est vérifiée si

**Classique :** l'élément tolérancé est contenu dans la zone de tolérance.

**Spécification de lignes :** l'élément tolérancé est contenu dans la zone de tolérance pour chaque plan d'intersection

**Avec référence au maximum ou minimum de matière :** l'élément tolérancé et les éléments de référence sont contenus dans leurs zones de tolérance.

**Condition étendue avec réciprocité pour référence au minimum de matière :**

La zone de tolérance étendue doit être respectée quelle que soit la position de la pièce permise par le flottage entre l'élément de référence et le montage de contrôle.

La zone de tolérance est étendue en chaque point, du déplacement de ce point permis par le flottage entre la référence au minimum de matière et le montage de contrôle.

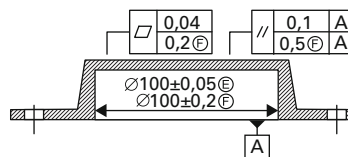
### 7. CONDITIONS DE MESURE

Spécifications sans  $\textcircled{P}$  contrôlées à l'état contraint.

Spécifications avec  $\textcircled{P}$  contrôlées à l'état libre.

Condition de contraintes ISO 10579-NR :

La pièce est plaquée face A sur un marbre avec 8 vis M6 placées dans les 8 trous périphériques. Le couple de serrage des vis est de 10 Nm.



### 8. TOLÉRANCEMENT DIMENSIONNEL AVEC ENVELOPPE $\varnothing 30 \pm 0,2 \textcircled{E}$

Toutes les dimensions locales  $d_i$  (distance entre des points face à face) doivent être comprises dans l'intervalle de tolérance,  $d_{\text{mini}} \leq d_i \leq d_{\text{maxi}}$  (indiquer les valeurs)

Enveloppe  $\textcircled{E}$  :

Arbre : la surface réelle doit pouvoir être contenue dans un cylindre de diamètre  $d_{\text{maxi}} = \dots$

Alésage : la surface réelle doit pouvoir contenir un cylindre de diamètre  $d_{\text{mini}} = \dots$

Tenon : les 2 surfaces réelles doivent pouvoir être contenues entre 2 plans distants de  $d_{\text{maxi}} = \dots$

Rainure : les 2 surfaces réelles doivent pouvoir contenir 2 plans distants de  $d_{\text{mini}} = \dots$

### 9. TOLÉRANCEMENT DES TARAUDAGES

Les 2 axes associés aux taraudages doivent être dans les 2 zones de tolérance dans la plage de projection définie par  $\textcircled{P}$ .

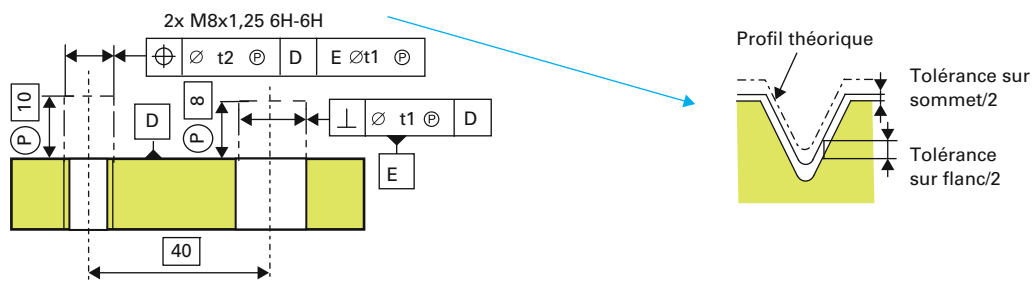


Figure 53 – Validation, conditions de mesure et divers tolérancements

**Flottement ; floating (4.2.3)**

Petit déplacement permis par le jeu entre la pièce réelle et l'état virtuel de la référence.

**Spécification ; specification (1.1)**

Indicateur de tolérance qui décrit la surface spécifiée, l'élément tolérancé, la zone de tolérance et le système de références.

**Dimension locale ; local dimension (2.1)**

Distance entre deux points face à face

**Entité unifiée, united feature (5.1.1)**

Ensemble de surfaces constituant une seule entité fonctionnelle, le plus souvent reliée à une seule pièce.

**Groupe ; group (5.1.2)**

Ensemble d'entités identiques ou similaires, le plus souvent reliées à des pièces différentes.

**Répétition ; duplication (5.2)**

Spécification dupliquée sur plusieurs surfaces identiques

**Analyse de tolérance ; Analysis of tolerances**

Analyse de l'influence des tolérances sur une exigence fonctionnelle (généralisation en 3D des chaînes de cotes).

Symboles		
Symboles	Descriptions	Sections
Ⓐ	Axe de la surface réelle	3.3.4
Ⓔ	Exigence de l'enveloppe	2.1
Ⓕ	Free : spécification à l'état libre	1.3.2
Ⓖ	Élément tolérancé défini par la surface associée par les moindres carrés pondérés, sur l'étendue de la surface nominale	3.3.3
Ⓜ	Maximum de matière	3.3.2, 4.2.3
Ⓛ	Minimum de matière	3.3.2, 4.2.3
Ⓟ	Élément tolérancé défini par la surface associée par les moindres carrés pondérés, sur l'étendue de la plage de projection Ⓟ	3.3.3

Symboles		
Symboles	Descriptions	Sections
	Direction de la gravité	1.3.2
	Indice de hiérarchisation de criticité de la défaillance	1.3.3
UF	Surface unifiée : ensemble de surfaces considérées comme une seule surface	5.1.1
CZ	Zone combinée : regroupement de plusieurs zones de tolérances contraintes en position entre-elles.	5.1.3
↔	Entre : surface comprise entre des lignes ou des points	5.1.1
O	Tout autour d'un contour	5.1.1
⊙	Sur toutes les surfaces de la pièce	5.1.1
∅	Zone de tolérance cylindrique	3.3.1
S∅	Zone de tolérance sphérique	3.3.1
[CE]	Association par minimax (Chebyshev Extérieur matière)	4.2.1
[GM]	Association par les moindres carrés pondérés (Gauss Moyen)	4.2.2.
[GE]	Association extérieur matière des moindres carrés	4.2.1
[N]	Association Circonsrit	4.2.2
[X]	Association Inscrit	4.2.2.
CB x	Closing ball : filtre de rayon x appliqué pour la mesure de la pièce	1.3.1

# Bases de la cotation ISO avec approche fonctionnelle

par **Bernard ANSELMETTI**

Ancien Professeur des universités  
Université Paris Saclay (Cachan, France)

## Sources bibliographiques

- [1] ANSELMETTI (B.). – *Tolérancement*. Éditions Hermes Sciences, Lavoisier, Vol. 1 : Langage des normes ISO de cotation, 252 p. (2007).
- [2] ANSELMETTI (B.). – *Tolérancement*. Éditions Hermes Sciences, Lavoisier, Vol 5 : Métrologie avec les normes ISO, 399p (2011).
- [3] RADOUANI (M.) et ANSELMETTI (B.). – *Application d'un solveur à l'identification de surfaces réelles et au contrôle des spécifications ISO*. Revue Mécanique et Industrie, vol 4/3 p 249-258, juin 2003.
- [4] ANSELMETTI (B.) et PIERRE (L.). – *Complementary writing of maximum and least material requirement with an extension to complex surfaces*, Procedia, CIRP 43 220 – 225 ELSEVIER (CIRP CAT 2016 Suède) (2016), <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01335595>, doi : 10.1016/j.procir.2016.02.153
- [5] PIERRE (L.), ANSELMETTI (B.) et ANWER (N.). – *On the usage of Least Material Requirement for Functional Tolerancing*, Procedia CIRP 44 (CIRP CAT 2018 Milan Italie).

## À lire également dans nos bases

ANSELMETTI (B.). – *Cotation ISO avancée*, [AG 2 465] (2018).

ANSELMETTI (B.). – *Cotation fonctionnelle des mécanismes*, [AG 2 463] (2017).

CUBÉLÈS (C.). – *Métrologie dimensionnelle et CAO – Langage normatif et modèles*, [R 1 212] (2002).

CUBÉLÈS (C.). – *Métrologie dimensionnelle et CAO – Exemples et logiciels*, [R 1 213] (2002).

## Normes et standards

NF EN ISO 286-1	2010	Spécification géométrique des produits (GPS) – Système de codification ISO pour les tolérances sur les tailles linéaires – Partie 1 : bases des tolérances, écarts et ajustements	NF EN ISO 4759-1	2001	Tolérances des éléments de fixation – Partie 1 : Vis, goujons et écrous – Grades A, B et C
NF ISO 965-1	2013	Filetages métriques ISO pour usages généraux – Tolérances – Partie 1 : principes et données fondamentales	NF EN ISO 5458	1999	Spécification géométrique des produits (GPS) – Tolérancement géométrique – Tolérancement de localisation
NF EN ISO 1101	2017	Spécification géométrique des produits (GPS) – Tolérancement géométrique – Tolérancement de forme, orientation, position et battement	NF EN ISO 5458	2018	Spécification géométrique des produits (GPS) – Tolérancement géométrique – Spécification géométrique de groupes d'éléments et spécification géométrique combinée
NF EN ISO 1660	2017	Spécification géométrique des produits (GPS) – Tolérancement géométrique – Tolérancement des profils	NF EN ISO 5459	2011	Spécification géométrique des produits (GPS) – Tolérancement géométrique – Références spécifiées et systèmes de références spécifiées
NF EN ISO 2692	2015	Spécification géométrique des produits (GPS) – Tolérancement géométrique – Exigence du maximum de matière (MMR), exigence du minimum de matière (LMR) et exigence de réciprocité (RPR)	NF EN ISO 10579	2013	Spécification géométrique des produits (GPS) – Cotation et tolérancement – Pièces non rigides
			ISO 13715	2017	Documentation technique de produits – Arêtes de forme non définie – Indication et cotation



# Gagnez du temps et sécurisez vos projets en utilisant une source actualisée et fiable



RÉDIGÉE ET VALIDÉE  
PAR DES EXPERTS




MISE À JOUR  
PERMANENTE



100 % COMPATIBLE  
SUR TOUS SUPPORTS  
NUMÉRIQUES



SERVICES INCLUS  
DANS CHAQUE OFFRE

- + de 340 000 utilisateurs chaque mois
- + de 10 000 articles de référence et fiches pratiques
- Des Quiz interactifs pour valider la compréhension 

## SERVICES ET OUTILS PRATIQUES



### Questions aux experts\*

Les meilleurs experts techniques et scientifiques vous répondent



### Articles Découverte

La possibilité de consulter des articles en dehors de votre offre



### Dictionnaire technique multilingue

45 000 termes en français, anglais, espagnol et allemand



### Archives

Technologies anciennes et versions antérieures des articles



### Info parution

Recevez par email toutes les nouveautés de vos ressources documentaires

\*Questions aux experts est un service réservé aux entreprises, non proposé dans les offres écoles, universités ou pour tout autre organisme de formation.

## Les offres Techniques de l'Ingénieur



### INNOVATION

- Éco-conception et innovation responsable
- Nanosciences et nanotechnologies
- Innovations technologiques
- Management et ingénierie de l'innovation
- Smart city – Ville intelligente



### MATÉRIAUX

- Bois et papiers
- Verres et céramiques
- Textiles
- Corrosion – Vieillessement
- Études et propriétés des métaux
- Mise en forme des métaux et fonderie
- Matériaux fonctionnels. Matériaux biosourcés
- Traitements des métaux
- Élaboration et recyclage des métaux
- Plastiques et composites



### MÉCANIQUE

- Frottement, usure et lubrification
- Fonctions et composants mécaniques
- Travail des matériaux – Assemblage
- Machines hydrauliques, aérodynamiques et thermiques
- Fabrication additive – Impression 3D



### ENVIRONNEMENT – SÉCURITÉ

- Sécurité et gestion des risques
- Environnement
- Génie écologique
- Technologies de l'eau
- Bruit et vibrations
- Métier : Responsable risque chimique
- Métier : Responsable environnement



### ÉNERGIES

- Hydrogène
- Ressources énergétiques et stockage
- Froid industriel
- Physique énergétique
- Thermique industrielle
- Génie nucléaire
- Conversion de l'énergie électrique
- Réseaux électriques et applications



### GÉNIE INDUSTRIEL

- Industrie du futur
- Management industriel
- Conception et production
- Logistique
- Métier : Responsable qualité
- Emballages
- Maintenance
- Traçabilité
- Métier : Responsable bureau d'étude / conception



### ÉLECTRONIQUE – PHOTONIQUE

- Électronique
- Technologies radars et applications
- Optique – Photonique



### TECHNOLOGIES DE L'INFORMATION

- Sécurité des systèmes d'information
- Réseaux Télécommunications
- Le traitement du signal et ses applications
- Technologies logicielles – Architectures des systèmes
- Sécurité des systèmes d'information



### AUTOMATIQUE – ROBOTIQUE

- Automatique et ingénierie système
- Robotique



### INGÉNIERIE DES TRANSPORTS

- Véhicule et mobilité du futur
- Systèmes aéronautiques et spatiaux
- Systèmes ferroviaires
- Transport fluvial et maritime



### MESURES – ANALYSES

- Instrumentation et méthodes de mesure
- Mesures et tests électroniques
- Mesures mécaniques et dimensionnelles
- Qualité et sécurité au laboratoire
- Mesures physiques
- Techniques d'analyse
- Contrôle non destructif



### PROCÉDÉS CHIMIE – BIO – AGRO

- Formulation
- Bioprocédés et bioproductions
- Chimie verte
- Opérations unitaires. Génie de la réaction chimique
- Agroalimentaire



### SCIENCES FONDAMENTALES

- Mathématiques
- Physique Chimie
- Constantes physico-chimiques
- Caractérisation et propriétés de la matière



### BIOMÉDICAL – PHARMA

- Technologies biomédicales
- Médicaments et produits pharmaceutiques



### CONSTRUCTION ET TRAVAUX PUBLICS

- Droit et organisation générale de la construction
- La construction responsable
- Les superstructures du bâtiment
- Le second œuvre et l'équipement du bâtiment
- Vieillessement, pathologies et réhabilitation du bâtiment
- Travaux publics et infrastructures
- Mécanique des sols et géotechnique
- Préparer la construction
- L'enveloppe du bâtiment
- Le second œuvre et les lots techniques