

Norme nationale du Canada

CAN/CSA-B78.2-M91

Cotation et tolérancement en dessin technique

*Préparée par
l'Association canadienne de normalisation*



*Approuvée par
le Conseil canadien des normes*



ISSN 0317-8935

*Édition française publiée en avril 1992 par l'Association canadienne de normalisation
178, boulevard Rexdale, Rexdale (Toronto), Ontario, Canada, M9W 1R3*

Rédactrice en chef : Lucie Hallé

© Association canadienne de normalisation — 1992

Tous droits réservés. Toute reproduction, même partielle, de cette publication, par procédé électronique ou autre, est interdite, sauf permission préalable de l'éditeur.

L'Association canadienne de normalisation, maintenant connue sous le nom CSA International (CSA), sous les auspices de laquelle cette Norme nationale a été préparée, a reçu ses lettres patentes en 1919 et son accréditation au sein du Système de Normes nationales par le Conseil canadien des normes en 1973. Association d'affiliation libre, sans but lucratif ni pouvoir de réglementation, elle se consacre à l'élaboration de normes et à la certification.

Les normes CSA reflètent le consensus de producteurs et d'utilisateurs de partout au pays, au nombre desquels se trouvent des fabricants, des consommateurs, des détaillants et des représentants de syndicats, de corps professionnels et d'agences gouvernementales. L'utilisation des normes CSA est très répandue dans l'industrie et le commerce, et leur adoption à divers ordres de législation, tant municipal et provincial que fédéral, est chose courante, particulièrement dans les domaines de la santé, de la sécurité, du bâtiment, de la construction et de l'environnement.

Les Canadiens d'un bout à l'autre du pays témoignent de leur appui au travail de normalisation mené par la CSA en participant bénévolement aux travaux des comités de la CSA et en appuyant ses objectifs par leurs cotisations de membres de soutien. Les quelque 7000 volontaires faisant partie des comités et les 2000 membres de soutien constituent l'ensemble des membres de la CSA parmi lesquels ses administrateurs sont choisis. Les cotisations des membres de soutien représentent une source importante de revenu pour les services de soutien à la normalisation volontaire.

L'Association offre des services de certification et de mise à l'essai qui appuient et complètent ses activités dans le domaine de l'élaboration de normes. De manière à assurer l'intégrité de son processus de certification, l'Association procède de façon régulière et continue à l'examen et à l'inspection des produits portant la marque CSA.

Outre son siège social et ses laboratoires à Toronto, la CSA possède des bureaux régionaux dans des centres vitaux partout au Canada, de même que des agences d'inspection et d'essai dans huit pays. Depuis 1919, l'Association a parfait les connaissances techniques qui lui permettent de remplir sa mission d'entreprise, à savoir la CSA est un organisme de services indépendant dont la mission est d'offrir une tribune libre et efficace pour la réalisation d'activités facilitant l'échange de biens et de services par l'intermédiaire de services de normalisation de certification et autres, pour répondre aux besoins de nos clients, tant à l'échelle nationale qu'internationale.

Pour plus de renseignements sur les services de la CSA, s'adresser à
CSA International
178, boulevard Rexdale
Toronto (Ontario) M9W 1R3
Canada



CSA INTERNATIONAL

Le Conseil canadien des normes est l'organisme de coordination du Système de Normes nationales, une fédération d'organismes indépendants et autonomes qui travaillent au développement et à l'amélioration de la normalisation volontaire dans l'intérêt national.

Les principaux buts du Conseil sont d'encourager et de promouvoir la normalisation volontaire comme moyen d'améliorer l'économie nationale, ainsi que la santé, la sécurité et le bien-être du public, d'aider et de protéger le consommateur, de faciliter le commerce national et international et de favoriser la coopération internationale dans le domaine de la normalisation.

Une Norme nationale du Canada est une norme approuvée par le Conseil canadien des normes, qui reflète une entente raisonnable parmi les points de vue d'un certain nombre de personnes compétentes dont les intérêts réunis forment, au degré le plus élevé possible, une représentation équilibrée des producteurs, utilisateurs, consommateurs et autres personnes intéressées, selon le domaine envisagé. Il s'agit généralement d'une norme qui peut apporter une contribution appréciable, en temps opportun, à l'intérêt national.

L'approbation d'une norme en tant que Norme nationale du Canada indique qu'elle est conforme aux méthodes et critères établis par le Conseil canadien des normes. L'approbation ne porte pas sur l'aspect technique de la norme ; cet aspect demeure la responsabilité de l'organisme rédacteur de normes accrédité.

Il est recommandé aux personnes qui ont besoin de normes de se servir des Normes nationales du Canada lorsque la chose est possible. Ces normes font l'objet d'examen périodiques ; c'est pourquoi il est recommandé aux utilisateurs de se procurer l'édition la plus récente de la norme auprès de l'organisme qui l'a préparée.

La responsabilité d'approuver les Normes nationales du Canada incombe au Conseil canadien des normes
45, rue O'Connor, Bureau 1200
Ottawa (Ontario) K1P 6N7
Canada



National Standards of Canada are published in English and French.

Bien que le but premier visé par cette norme soit énoncé sous sa rubrique Domaine d'application, il est important de retenir qu'il incombe à l'utilisateur de juger si la norme convient à ses besoins particuliers.

Note à l'utilisateur — Fiche n° 1

CAN/CSA-B78.2-M91

Avril 1992

La norme CAN/CSA-B78.2-M91, *Cotation et tolérancement en dessin technique*, compte **155 pages** qui portent toutes la mention **Avril 1992**.

Les normes CSA font l'objet de révisions périodiques et des modifications sont publiées au besoin sous forme de feuilles révisées qui sont envoyées automatiquement à ceux qui nous retournent le coupon ci-dessous*. Certaines normes font l'objet de fréquentes modifications. Néanmoins, la réédition d'une norme se fait au moins tous les cinq ans et, à moins de circonstances exceptionnelles, aucune modification n'est publiée au cours de la dernière année.

** Ce coupon accompagne l'envoi de la fiche n° 1 seulement.*

Lorsqu'il achète une norme, l'utilisateur reçoit toutes les modifications déjà publiées. Il lui appartient de les insérer dans la norme et de s'assurer que son exemplaire est complet. De plus, on lui recommande de conserver les feuilles périmées à titre de référence.

Note. *Chaque envoi de feuilles révisées est accompagné d'une nouvelle fiche précisant la date de publication la plus récente pour chaque page de la norme.*

Découper suivant le pointillé.

Nom _____

Organisme _____

Adresse _____

Ville _____

Province/État _____

Pays _____

Code postal _____

CAN/CSA-B78.2-M91

Affranchir
suffisamment

Association canadienne de normalisation

Bureau central de l'information

178, boul. Rexdale

Rexdale (Toronto), Ontario

Canada

M9W 1R3

Table des matières

Comité technique sur le dessin technique 5

Préface 7

1. Domaine d'application 9

2. Ouvrages de référence 10

3. Définitions 11

4. Règles fondamentales 15

4.1 Généralités 15

4.2 Les quatre aspects d'un élément 15

4.3 Forme géométrique implicite 15

4.4 Rapports entre les exigences 15

4.5 Indication de la valeur des cotes et des tolérances 15

4.6 Indication des procédés d'élaboration 16

4.7 État libre et orientation 16

4.8 Règles du tolérancement géométrique 16

5. Symboles 18

5.1 Généralités 18

5.2 Usage des notes pour compléter les symboles 18

5.3 Proportions et dimensions 18

6. Éléments de cotation 22

6.1 Objet 22

6.2 Application 22

6.3 Unités de cotation 22

6.4 Traits conventionnels 24

6.5 Lignes d'attache (projection) 24

6.6 Lignes de cote 24

6.7 Lignes d'axe 26

6.8 Extrémité des lignes de cote 26

6.9 Lignes de repère 26

6.10 Disposition des cotes 27

6.11 Cotes de base 28

6.12 Vues non à l'échelle 28

6.13 Choix des cotes 29

7. Cotation des éléments communs 30

7.1 Diamètres 30

7.2 Rayons 31

7.3 Extrémités arrondies et fentes 33

7.4 Trous chambrés et trous lamés 34

7.5 Trous fraisés et trous fraisés en dépression 35

7.6 Cordes, arcs et angles 35

7.7 Profils 35

7.8 Contours symétriques 37

7.9 Éléments carrés 37

7.10 Trous de centre 38

7.11 Chanfreins 38

7.12 Pentes 38

7.13 Conicité 39

7.14 Rainures de clavetage 39

7.15 Moletage 40

7.16 Dégagements 40

7.17 Tiges et tubes 41

7.18 Filetage métrique ISO 41

7.19 Filetages coniques (de tubes) 43

7.20 États de surface 43

7.21 Engrenages et cannelures 43

7.22 Moulages 43

7.23 Pièces forgées 43

8. Position des éléments 44

8.1 Généralités 44

8.2 Coordonnées rectangulaires 44

8.3 Coordonnées polaires 45

8.4 Cotation de point à point 45

8.5 Cotation à partir d'un élément commun 46

8.6 Cotation sans lignes de cote 46

8.7 Cotation en coordonnées 48

8.8 Cotes et éléments répétitifs 48

8.9 Autres méthodes de cotation 49

9. Références 51

9.1 Généralités 51

9.2 Système de références triplanair 51

9.3 Choix des éléments de référence de fabrication 52

9.4 Identification des éléments de référence 52

9.5 Références partielles 55

9.6 Éléments de référence 57

9.7 Références fondées sur l'état au maximum de matière (EMM) 59

9.8 Combinaison d'un indicateur d'élément de référence et d'une ligne de cote 59

10. Principes généraux de tolérancement et principes connexes 60

- 10.1 Généralités 60
- 10.2 Méthodes de tolérancement direct 60
- 10.3 Expression des tolérances 61
- 10.4 Indication des ajustements et des tolérances dans un dessin de pièces assemblées 62
- 10.5 Notes de tolérance générale 63
- 10.6 Interprétation des tolérances 63
- 10.7 Effet des revêtements de surface 63
- 10.8 Tolérances cumulatives 63
- 10.9 Limites dimensionnelles 64
- 10.10 Filetages 64
- 10.11 Engrenages et cannelures 66
- 10.12 Surfaces inclinées 66
- 10.13 Conicités 66
- 10.14 Rayons tangents 66

11. Tolérancement géométrique 68

- 11.1 Généralités 68
- 11.2 Caractéristiques géométriques 68
- 11.3 Relation avec les dimensions de l'élément : sans égard aux dimensions de l'élément (RFS) 68
- 11.4 Relation avec les dimensions de l'élément : état au maximum de matière (EMM) 69
- 11.5 Annotations et symboles de tolérance 70
- 11.6 Application des symboles dans les dessins 70
- 11.7 Utilisation des symboles avec les systèmes de référence 74
- 11.8 Interdépendance des tolérances géométriques 75

12. Tolérances de position 77

- 12.1 Généralités 77
- 12.2 Tolérancement direct 77
- 12.3 Tolérancement positionnel 77
- 12.4 Positionnement des groupements d'éléments 82
- 12.5 Positionnement des groupements d'éléments : tolérancement positionnel composé 86
- 12.6 Zone de tolérance projetée 90
- 12.7 Alésages chambrés 93
- 12.8 Contrôle plus serré à une extrémité d'un élément 94
- 12.9 Contrôle bidirectionnel 95
- 12.10 Éléments non cylindriques 97
- 12.11 Contrôles de coaxialité 99
- 12.12 Symétrie 106
- 12.13 Éléments sphériques 109

13. Tolérances de forme, d'orientation, de profil et de battement 110

- 13.1 Généralités 110
- 13.2 Tolérances de forme et d'orientation 110
- 13.3 Tolérances de profil 122
- 13.4 Tolérances de battement 134
- 13.5 Écarts à l'état libre 136

14. Cotation dans les dessins de pièces moulées 139

- 14.1 Généralités 139
- 14.2 Références de moulage 139
- 14.3 Références d'usinage 140
- 14.4 Cotes 141
- 14.5 Dépouille 141
- 14.6 Forages pour filetage 142
- 14.7 Congés et arrondis 142
- 14.8 Surépaisseurs pour usinage 142

15. Cotation en conception et en fabrication assistées par ordinateur 143

- 15.1 Généralités 143
- 15.2 Systèmes de coordonnées 143
- 15.3 Plans de référence 143
- 15.4 Axes de référence 143
- 15.5 Quadrants 144
- 15.6 Cotation et tolérancement 144
- 15.7 Incorporation des changements de cotes 145

16. Formules pour le tolérancement positionnel 146

- 16.1 Généralités 146
- 16.2 Symboles 146
- 16.3 Cas de l'assemblage flottant 146
- 16.4 Cas de l'assemblage fixe 146
- 16.5 Éléments coaxiaux 147
- 16.6 Erreurs de perpendicularité 147

17. Forme, proportions et comparaison des symboles 148

- 17.1 Généralités 148
- 17.2 Forme et proportions 148
- 17.3 Comparaison 148

Appendices

- A** — Renseignements en vue de l'obtention des publications mentionnées dans cette norme 152
- B** — Bibliographie des normes internationales 153
- C** — Comparaison des pratiques en dessin dans différentes normes 154

Comité technique sur le dessin technique

R. M. Crossan <i>président</i>	Brim Holdings Barrie (Ontario)
R. Brewer	UTDC Inc. Kingston (Ontario)
H. Doshi	Trow Inc. Brampton (Ontario)
G. M. Earnshaw	Travaux publics Canada Ottawa (Ontario)
F. Epell	Technical University of Nova Scotia Halifax
R. J. Gillis	Ontario Hydro Toronto
E. Green	Metrology Engineering Ltd Ottawa (Ontario)
A. N. Humphries	ALEPH 5 Scarborough (Ontario)
C.H. Jensen	Whitby (Ontario)
P.N. Knowlton	Unitel Communications Inc. Toronto (Ontario)
L. Krasa	Bolton (Ontario)
J. S. Kwan	Ontario Hydro Toronto
N. Masse	M. S. Yolles and Partners Ltd Toronto (Ontario)
G. McMillen	Générale électrique du Canada Inc. Peterborough (Ontario)
E. O'Dell	Ministère de la Défense nationale du Canada Ottawa (Ontario)
A. Penny	Mississauga (Ontario)
T. H. Prescott <i>comembre</i>	Énergie atomique du Canada Limitée Mississauga (Ontario)
J. Sokolowski	Giffels Associates Ltd Toronto (Ontario)
D. J. Vanier	Conseil national de recherches du Canada Ottawa (Ontario)

D. C. Westwood

Carleton University
Ottawa (Ontario)

G. W. Zaleski
comembre

Conseil canadien des normes
Ottawa (Ontario)

L. Bortolin
coordonnateur,
membre non votant

Association canadienne de normalisation
Rexdale (Ontario)

Préface

Cette cinquième édition de la norme CAN/CSA-B78.2, *Cotation et tolérancement en dessin technique*, remplace l'édition précédente publiée en 1986, sous le titre *Dimensioning and Tolerancing of Mechanical Engineering Drawings*.

Publiée en 1954, la norme CSA B78, *Mechanical Engineering Drawing Standards*, présentait d'une part, les principes généraux en dessin technique et, d'autre part, les principes généraux de la cotation et du tolérancement. Par la suite, l'édition de 1954 a été révisée et élargie pour compter deux volumes, B78.1 et B78.2, publiés en 1967, qui contenaient plusieurs nouveaux concepts et exigences.

La norme CSA CAN3-B78.1 a pour objet le format des feuilles, les traits, le lettrage, les vues et les conventions de dessin.

Les cotes qui figurent dans la présente édition de la norme CAN/CSA-B78.2, laquelle est harmonisée avec les normes ISO pertinentes, sont données en unités SI. Toutes les variations significatives entre les normes ISO et les normes ANSI correspondantes d'une part, et la présente norme d'autre part, sont données à l'appendice C.

Afin de montrer clairement un principe donné, les illustrations des interprétations ne respectent pas toujours les techniques de graphisme appropriées, à savoir, l'ombrage de certaines surfaces, les délimitations de zones et les traits mixtes à deux points.

La version française de cette norme a été préparée par les Services linguistiques de la CSA, d'après l'édition anglaise publiée en janvier 1991. Celle-ci a été élaborée par le Comité technique sur le dessin technique, sous l'autorité du Comité directeur de normalisation sur les travaux de mécanique et d'ingénierie. Elle a été homologuée par ces comités et approuvée comme Norme nationale du Canada par le Conseil canadien des normes.

Avril 1992

Notes :

1. Dans cette norme, l'utilisation du masculin n'exclut pas le féminin. De même, l'emploi du singulier n'exclut pas le pluriel (et vice versa) lorsque le sens le permet.
2. Bien que le but premier visé par cette norme soit énoncé sous sa rubrique *Domaine d'application*, il est important de retenir qu'il incombe à l'utilisateur de juger si la norme convient à ses besoins particuliers.
3. Les normes CSA sont revues périodiquement. Toute suggestion visant à les améliorer sera soumise au comité compétent.
4. Toute demande de renseignements au sujet de cette norme, y compris les demandes d'interprétation, doit être adressée à l'Association canadienne de normalisation, 178, boulevard Rexdale, Rexdale (Toronto), Ontario, M9W 1R3.

Les demandes d'interprétation devraient :

- a) énoncer le problème clairement en faisant référence à un article précis et, s'il y a lieu, comporter un croquis ;*
- b) fournir une explication des conditions d'utilisation ; et*
- c) être formulées de sorte qu'on puisse y répondre par un oui ou par un non.*

Les interprétations sont publiées dans la revue Information Update de la CSA. Pour recevoir un exemplaire gratuit de cette publication et des renseignements sur l'abonnement, s'adresser par écrit au service Promotion des ventes CSA, à Rexdale, ou composer le (416) 747-4116.

CAN/CSA-B78.2-M91

Cotation et tolérancement en dessin technique

1. Domaine d'application

1.1

La présente norme complète la norme CSA CAN3-B78.1 et a pour objet la cotation et le tolérancement des produits représentés sur les dessins techniques.

1.2

Certains termes techniques propres à la cotation et au tolérancement sont définis au chapitre 3. Les abréviations d'usage courant en dessin technique sont données dans les normes CSA Z85, CAN3-B78.1 et CAN3-B78.3.

1.3

Bien que des chapitres ou des articles distincts soient consacrés aux principes généraux de la cotation et du tolérancement, on devrait se rappeler que les deux termes sont souvent inséparables, étant donné que la cote indiquée dans un dessin représente une dimension de base affectée d'une tolérance appropriée. Par conséquent, le terme « cotation » est souvent utilisé dans cette norme pour signifier l'attribution de valeurs pour les dimensions limites ou pour la dimension de base et la tolérance.

1.4

La plupart des figures de cette norme ont pour fonction d'illustrer un principe de cotation, et ne représentent pas des pièces complètement cotées. Les valeurs numériques ne servent qu'à illustrer le sujet dont il est question ou à apporter plus de clarté au texte. Les notes susceptibles de figurer réellement sur un dessin sont écrites en majuscules, alors que celles qui sont en minuscules visent simplement à expliquer le principe illustré. Plusieurs illustrations ont été réduites aux fins de la reproduction et peuvent contrevenir aux règles de dimensionnement et d'espacement énoncées dans le texte.

1.5

Pour simplifier l'interprétation des tolérances géométriques, on énonce l'hypothèse, dans cette norme, que l'élément ou les éléments en cause ne comportent pas d'autres erreurs que celles qui sont mentionnées.

1.6

Dans plusieurs illustrations du tolérancement géométrique, les dimensions et la forme des zones de tolérance sont exagérées. Cette façon de procéder ne vise qu'à apporter plus de clarté et il n'est nullement suggéré d'appliquer un tel procédé dans les dessins.

1.7

La référence aux calibres ou jauges, dans cette norme, n'a pour but que d'expliquer l'interprétation correcte du tolérancement et non de contrôler ou de limiter la conception des calibres ni de limiter le choix des méthodes de vérification des dimensions.

1.8

Les illustrations dans cette norme sont exécutées en projection du troisième dièdre et les cotes sont en millimètres ; les principes mis en cause s'appliquent toutefois également aux dessins exécutés en projection du premier dièdre ou aux cotes exprimées dans d'autres unités que celles du système international (SI).

1.9

Lorsque des dessins sont exécutés conformément à cette norme, il est recommandé d'en faire mention dans une note, qui peut se lire ainsi : INTERPRÉTER EN ACCORD AVEC LA NORME CAN/CSA-B78.2-M91.

2. Ouvrages de référence

2.1

Cette norme renvoie aux publications suivantes ; l'année indiquée est celle de la dernière édition disponible au moment de l'impression de l'édition anglaise :

Normes CSA

CAN3-B78.1-M83,

Dessins techniques — Principes généraux ;

CAN3-B78.3-M77,

Dessins de bâtiment ;

B97.1-1970,

Tolérances normalisées pour dimensions linéaires en pouces et métriques ;

B97.2-1970,

Interprétation des limites et tolérances ;

B97.3-M1982,

Tolérances et ajustements normalisés pour pièces d'assemblage, dimensions en unités SI ;

CAN3-B232-75 (confirmée en 1989),

Clavettes, logements et rainures de clavettes ;

Z85-1983,

ABBR Abbreviations for Scientific and Engineering Terms ;

CAN/CSA-Z234.1-89,

Guide canadien du système métrique ;

Norme CGSB*

CAN2-72.7-M78,

Exigences relatives aux dessins destinés à être microfilmés ;

Normes ISO†

7-1 : 1982,

Filetages de tuyauterie pour raccordement avec étanchéité dans le filet — Partie 1 : Désignation, dimensions et tolérances ;

228-1 : 1982,

Filetages de tuyauterie pour raccordement sans étanchéité dans le filet — Partie 1 : Désignation, dimensions et tolérances ;

261 : 1973,

Filetages métriques ISO pour usages généraux — Vue d'ensemble ;

965-1 : 1980,

Filetages métriques ISO pour usages généraux — Tolérances — Partie 1 : Principes et données fondamentales ;

1302 : 1978,

Dessins techniques — Indication des états de surface sur les dessins ;

2768 : 1973,

Écart d'usinage pour cotes sans indication de tolérances ;

6411 : 1982,

Dessins techniques — Représentation simplifiée des trous de centre ;

Normes ANSI‡

Y14.5M-1982,

Dimensioning and Tolerancing ;

Y14.7.1-1971,

Gear Drawing Standards — Part 1 for Spur, Helical, Double Helical and Rack ;

Y14.7.2-1978,

Gear and Spline Drawing Standards, Part 2, Bevel and Hypoid Gears ;

Y14.9-1958,

Forgings.

* Office des normes générales du Canada.

† Organisation internationale de normalisation.

‡ American National Standards Institute.

Note. Pour plus de renseignements sur la façon de se procurer les normes susmentionnées, voir l'appendice A.

3. Définitions

3.1

Axe. Droite théorique autour de laquelle une pièce ou une forme géométrique tourne ou peut être considérée comme tournant.

Note. On confond souvent axe et ligne d'axe. Le dessin d'une pièce représente la forme idéale ou parfaite de cette pièce, dans laquelle l'axe et la ligne d'axe coïncident. Lorsqu'on utilise une expression telle que la « rectitude de l'axe », on veut dire en réalité que la ligne d'axe doit coïncider avec l'axe théorique dans les limites de la tolérance spécifiée.

Conicité. Quotient de la différence entre les diamètres de deux sections (perpendiculaires à l'axe) d'un cône par la distance entre ces sections (fig. 7-34).

Cote. Chacune des valeurs numériques qui, exprimées dans les unités de mesure appropriées et indiquées graphiquement dans un dessin technique, assurent conjointement avec les lignes, les symboles et les notes, la définition complète des éléments d'une pièce. Les cotes peuvent être fonctionnelles, non fonctionnelles ou auxiliaires (fig. 3-2).

Cote approximative. Cote à laquelle peut s'appliquer une tolérance beaucoup plus grande que celle qui est indiquée dans la note générale de tolérance, p. ex., l'emplacement des points de soudure ou la longueur des fils de raccordement. Les dimensions auxquelles ces cotes se rapportent sont généralement vérifiées par simple examen visuel, sans l'aide d'instruments de mesure.

Cote auxiliaire ou de référence. Cote sans tolérance utilisée aux fins d'information ou de référence seulement. Ces cotes sont placées entre parenthèses, ce qui indique que les tolérances ne s'y appliquent pas. Voir la mention AUX dans les figures 3-2 et 3-3.

Cote de base. Valeur numérique indiquant la dimension théoriquement exacte, identifiée comme telle en étant inscrite dans un rectangle (figure 3-4). Ces cotes sont exemptes de toute indication de tolérance. Elles constituent la base à partir de laquelle les variations permises sont établies par des tolérances sur d'autres dimensions, dans des notes ou dans un cadre de tolérance (fig. 5-4).

Cote fonctionnelle. Cote essentielle à la fonction de la pièce ou de l'espace (fig. 3-2, cote F).

Cote non fonctionnelle. Cote non essentielle à la fonction de la pièce ou de l'espace (fig. 3-2, cote NF).

Dimensions. Désignation de la grandeur.

Dimensions au maximum de matière. Dimensions limites d'un élément lorsque celui-ci contient la quantité maximale de matière. Ce sont les dimensions limites maximales d'un élément externe et les dimensions minimales d'un élément interne.

Dimensions au minimum de matière. Dimensions d'un élément lorsque celui-ci contient la quantité minimale de matière. Ce sont les dimensions limites minimales d'un élément externe et les dimensions limites maximales d'un élément interne.

Dimensions d'accouplement

d'un élément externe. Diamètre du plus petit cylindre de forme parfaite, ou plus petite distance entre deux plans parallèles de forme parfaite, ne faisant que toucher au point le plus élevé ou aux points les plus élevés de la surface ou des surfaces réelles ;

d'un élément interne. Diamètre du plus grand cylindre de forme parfaite, ou plus grande distance entre deux plans parallèles de forme parfaite, ne faisant que toucher au point le plus élevé ou aux points les plus élevés de la surface ou des surfaces réelles.

Dimensions de base. Dimensions théoriques dont sont déduites les limites des cotes correspondantes, par l'application de l'écart fondamental et de la tolérance. Si aucun écart fondamental n'est appliqué, les dimensions de base sont identiques aux dimensions de conception.

Dimensions de conception. Dimensions en relation avec lesquelles la tolérance pour les cotes correspondantes est fixée. Elles correspondent donc habituellement aux cotes indiquées sur le dessin et sont identiques aux dimensions de base lorsqu'il n'y a pas d'écart fondamental.

Dimensions limites. Dimensions minimales ou maximales permises pour des cotes données. On dit souvent « les limites ».

Dimensions nominales. Désignation utilisée pour l'identification générale des dimensions. Par exemple, filetage de dimension ou de diamètre nominal, M10.

Dimensions réelles. Dimensions d'une pièce individuelle, telles qu'elles sont obtenues par un mesurage exécuté sans erreur à la température normalisée de 20 °C.

Dimensions virtuelles. Dimensions déterminées à partir de l'état virtuel.

Sans égard aux dimensions de l'élément (RFS). Expression signifiant qu'une tolérance géométrique ou une référence s'applique sans égard aux dimensions de l'élément.

Note. Cette notion est représentée par le symbole \textcircled{S} dans la norme ANSI Y14.5.

Écart. Différence algébrique entre une dimension (réelle, maximale, etc.) d'une pièce et la dimension de base correspondante.

Écart fondamental. Un des deux écarts, conventionnellement choisi pour définir la position de la zone de tolérance par rapport à la ligne zéro.

Écart inférieur. Différence algébrique entre une dimension limite minimale d'un élément et la dimension de base correspondante.

Écart supérieur. Différence algébrique entre une dimension limite maximale d'un élément et la dimension de base correspondante.

Élément. Portion caractéristique bien précise d'une pièce, tels une surface, un trou, une fente, un filetage, un rayon, un chanfrein ou un profil.

Note. Même si un élément peut comprendre plusieurs surfaces, on utilise généralement ce terme au sens restrictif pour indiquer une surface, une ligne ou un point bien précis dont on veut parler ou qui constitue une base de référence.

État

État au maximum de matière, symbole \textcircled{M} . État d'un élément qui est en tout point à ces dimensions limites où la quantité de matière de l'élément est à son maximum.

État au minimum de matière*. État d'un élément qui est en tout point de dimension matérielle minimale indiquée sur le dessin. C'est la dimension limite minimale d'un élément externe tel le diamètre d'un arbre ou la dimension limite maximale d'un élément interne tel un alésage.

* Représenté par le symbole \textcircled{L} dans la norme ANSI Y14.5.

État virtuel. Limite de forme parfaite d'un élément, permise par les indications du dessin. Elle est engendrée par l'effet collectif des dimensions au maximum de matière et des tolérances géométriques. Lorsque plusieurs éléments sont en cause, les états virtuels sont, les uns par rapport aux autres, dans la relation géométrique parfaite définie sur le dessin.

Jeu. Différence prescrite entre chacune des dimensions maximales d'un élément externe et la dimension minimale de l'élément interne correspondant. C'est le dégagement minimal ou le serrage maximal entre ces deux éléments lorsqu'ils sont assemblés (voir la norme CSA B97.3).

Note. Le jeu peut s'appliquer à chacune des dimensions de base de l'un ou l'autre des éléments ; il est parfois divisé selon les proportions appropriées et appliqué aux deux.

Ligne d'axe. Lieu géométrique des centres des cercles circonscrits, dans le cas des arbres, ou des cercles inscrits, dans le cas des alésages, pour toutes les sections axiales sur toute la longueur de l'élément.

Ligne zéro. Dans la représentation graphique des limites et des ajustements, droite servant de référence pour l'expression des écarts. La ligne zéro, ligne d'écart nul, représente les dimensions de base. Par convention, lorsque la ligne zéro est tracée horizontalement, les écarts positifs sont indiqués au-dessus et les écarts négatifs au-dessous.

Mouvement complet d'indicateur, MCI. Mouvement d'un indicateur (ou d'un transducteur) résultant des variations d'une surface par rapport à la forme géométrique exacte lorsque l'indicateur repose de façon appropriée sur cette surface.

Pente. Inclinaison de la ligne représentant une surface inclinée, exprimée par le quotient de la différence entre les hauteurs, mesurées perpendiculairement au-dessus de la ligne de base et se trouvant à une distance donnée l'une de l'autre, par cette distance (fig. 7-33).

Plan de centre. Surface engendrée par les droites qui relient toutes les sections axiales sur toute la longueur de l'élément, avec un minimum de séparation dans le cas des éléments externes et un maximum de séparation dans le cas des éléments internes.

Plan médian. Plan théorique à mi-chemin entre deux surfaces planes parallèles.

Position théorique. Position théoriquement exacte d'un élément d'après les cotes de base.

Principe

Principe de l'enveloppe. Principe de tolérancement appliqué aux éléments cylindriques ou à ceux qui comprennent deux plans parallèles, identifié au moyen du symbole \textcircled{E} . La surface ou les surfaces de l'élément ne doivent pas se prolonger au-delà des limites (enveloppe) de la forme parfaite lorsque l'élément est à l'état au maximum de matière (MMC) (fig. 11-4).

Principe de l'indépendance. Principe selon lequel chaque prescription indiquée sur un dessin, telle une tolérance dimensionnelle ou géométrique, doit être respectée individuellement, sans référence à une autre cote, tolérance ou caractéristique, à moins qu'une relation particulière ne soit expressément indiquée.

Principe du maximum de matière. Principe selon lequel une tolérance géométrique s'applique lorsqu'un élément est partout à la dimension matérielle maximale spécifiée sur le dessin mais des variations géométriques plus grandes sont permises quand les dimensions de l'élément se rapprochent de la limite du minimum de matière (voir aussi l'article 11.4).

Référence. Entité géométrique théoriquement exacte (axe, droite, plan, etc.) à laquelle les éléments tolérancés sont rapportés. Les références peuvent être fondées sur un ou plusieurs éléments de référence d'une pièce.

Axe de référence d'un cylindre. Axe du plus gros cylindre inscrit d'un alésage ou du plus petit cylindre circonscrit d'un arbre, situé de façon telle que toute possibilité de mouvement du cylindre soit compensée.

Élément de référence. Élément d'une pièce, tels une arête, une surface ou un trou formant la base d'une référence ou servant à en établir la localisation (fig. 3-1).

Élément de référence fictif. Surface réelle de forme suffisamment précise (plaque de surface, cylindre de référence, mandrin, etc.) en contact avec l'élément (ou les éléments) de référence et utilisée pour établir la référence ou les références.

Référence partielle. Point, droite ou petite portion de la surface d'un élément, utilisés pour établir la position d'une référence, au lieu de la totalité de la surface de l'élément.

Système de référence. Groupe de deux références distinctes ou plus, utilisées de façon combinée comme référence pour un élément tolérancé.

Tolérance. Variation totale admissible d'une dimension ; elle est égale à la différence entre les dimensions limites.

Tolérance bilatérale. Tolérance exprimée par des valeurs en plus et en moins pour dénoter un écart admissible dans les deux directions, par rapport à la dimension théorique (voir l'article 10.3.3).

Tolérance géométrique. Variation maximale admissible dans la forme, le profil, l'orientation, la position ou le battement, par rapport à ce qui est indiqué ou spécifié sur le dessin. La valeur de la tolérance représente la largeur ou le diamètre de la zone de tolérance à l'intérieur de laquelle l'arête, la surface, l'axe de révolution ou le plan de centre de l'élément doit se trouver.

Tolérance unilatérale. Tolérance qui ne s'applique que dans une direction par rapport à la dimension indiquée (voir l'article 10.3.2).

Tolérance unilimite. Tolérance qui limite soit la dimension minimum, soit la dimension maximum, d'un élément ou d'un espace, sans exprimer de limite pour l'autre dimension (fig. 3-5).

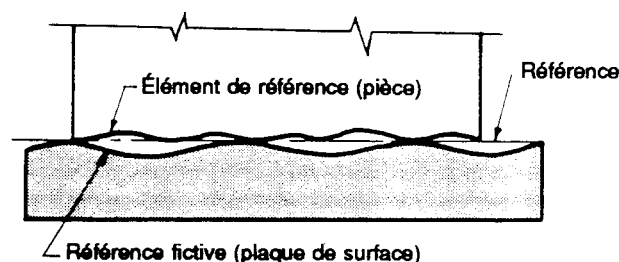
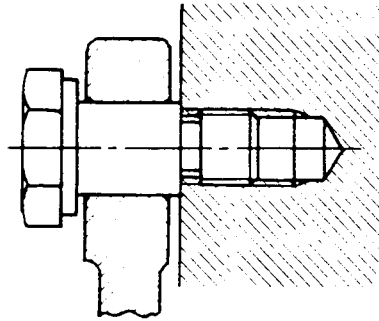
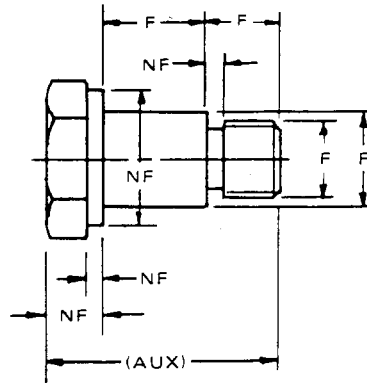


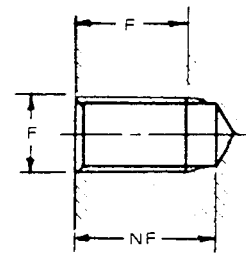
Fig. 3-1 Référence, élément de référence et référence fictive



Exigence conceptuelle



Vis à épaulement



Trou taraudé

Fig. 3-2 Cotes fonctionnelles, non fonctionnelles et auxiliaires (de référence)

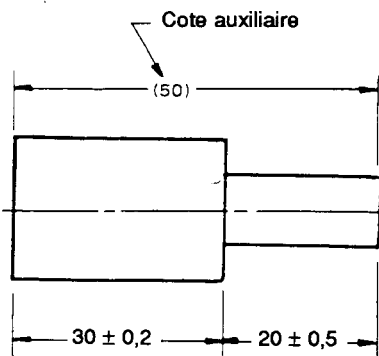


Fig. 3-3 Cote auxiliaire

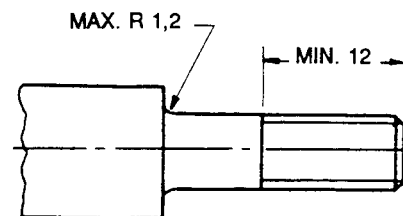


Fig. 3-5 Tolérance unilimite

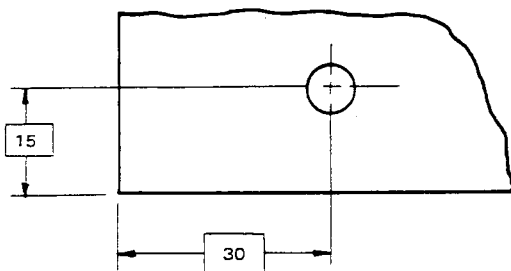


Fig. 3-4 Cote de base

4. Règles fondamentales

4.1 Généralités

Ce chapitre énonce quelques-unes des règles fondamentales de cotation et de tolérancement qui permettent l'interprétation précise des dessins techniques.

4.2 Les quatre aspects d'un élément

4.2.1

Le dessin de fabrication d'une pièce donnée a pour fonction d'indiquer et de définir quatre aspects de chaque élément de cette pièce. Le concepteur ou le dessinateur devrait évaluer chacun de ces aspects afin d'assurer l'ajout de certains contrôles (tolérances) appropriés, selon les règles :

- a) les dimensions ;
- b) la forme ;
- c) l'orientation ;
- d) la position.

4.2.2

Les dimensions sont définies par les cotes, auxquelles s'ajoute une tolérance appliquée à chaque cote, ou une note de tolérance générale.

4.2.3

La forme concerne les lignes ou les surfaces, et est représentée dans un dessin par des vues construites au moyen de lignes droites ou courbes. Le contrôle peut être entièrement basé sur la qualité du processus de fabrication (voir l'article 11.1.2) ou peut être défini davantage et avec plus de précision par des tolérances de rectitude, de planéité, de circularité, de cylindricité ou de profil.

4.2.4

L'orientation est établie par la vue donnée dans le dessin, complétée si nécessaire par des cotes linéaires ou angulaires. Le contrôle peut dépendre de la qualité du processus de fabrication (voir l'article 11.1.2), au moyen de tolérances appliquées aux cotes linéaires ou angulaires ou d'une tolérance géométrique d'orientation (inclinaison, parallélisme ou perpendicularité).

4.2.5

La position est généralement définie par des cotes. Le contrôle peut être fait au moyen de tolérances appliquées à chaque cote de position ou par une tolérance appliquée au positionnement, à la concentricité ou à la symétrie. La concentricité et la symétrie peuvent aussi être indiquées au moyen d'une tolérance de positionnement.

4.3 Forme géométrique implicite

4.3.1

Chaque élément ou pièce est censé avoir la forme géométrique que le dessin représente. Sauf indication contraire, toute ligne qui apparaît comme droite implique la rectitude ; comme ronde, la circularité ; comme parallèle, le parallélisme ; comme perpendiculaire, la perpendicularité. Toute ligne d'axe implique la symétrie ; toute ligne qui apparaît comme commune à plusieurs éléments implique la symétrie ou la concentricité.

4.3.2

Tout écart de forme permis et tout degré de précision exigé doivent être indiqués. Tout écart admissible par rapport à la forme géométrique vraie et qui est décrit graphiquement devrait être exagéré pour indiquer clairement à quels endroits les cotes s'appliquent.

4.4 Rapports entre les exigences

Chaque exigence illustrée dans un dessin, telle une dimension, une tolérance dimensionnelle ou une tolérance géométrique, est censée être appliquée et mesurée individuellement, sans référence à aucune autre cote, tolérance ou particularité. Tout rapport que l'on veut établir doit être indiqué dans le dessin au moyen d'une annotation ou d'un symbole, comme une indication de référence, une indication de tolérance géométrique modifiée par un état \textcircled{M} maximal de matière (MMC) (voir l'article 11.4) ou une annotation prescrivant des exigences simultanées.

4.5 Indication de la valeur des cotes et des tolérances

4.5.1

On indique dans le dessin toutes les cotes nécessaires à la définition et à la position de chaque surface, ligne, point ou élément de la pièce. On ne devrait pas avoir à déduire des cotes d'autres documents. En général, on ne doit pas prendre de cotes à l'échelle dans un dessin.

4.5.2

On ne doit indiquer une cote qu'une seule fois et ne pas la répéter dans les autres vues, sauf si elle y est nécessaire comme cote auxiliaire.

4.5.3

Lorsqu'un composant figurant dans le dessin d'une pièce est illustré dans un autre dessin pour indiquer des opérations subséquentes, on ne doit indiquer que les cotes nécessaires à ces opérations, sauf que les cotes hors-tout du composant, qui indiquent les dimensions nominales, peuvent aussi être données à titre de cotes auxiliaires. Cette règle ne s'applique pas aux pièces illustrées dans les plans d'ensemble.

4.5.4

On doit, dans la mesure du possible, coter un élément dans la vue où sa forme ou son contour apparaît le plus clairement.

4.5.5

Sauf indication contraire (voir l'article 10.7), les cotes et les tolérances s'appliquent après l'achèvement de l'usinage ou de la fabrication mais avant l'application de revêtements (placages électrolytiques, peintures, etc.). Lorsque les cotes après finition sont nécessaires, on doit les donner en plus des cotes avant finition et les identifier par une note.

4.6 Indication des procédés d'élaboration

En général, on n'indique pas dans les dessins les procédés d'élaboration comme le perçage, le taraudage, le fraisage, le tournage ou le meulage. Il est toutefois permis d'utiliser des symboles ou des termes qui décrivent une forme requise, tels une fraisure, un chambrage, un lamé, un moletage ou un chanfrein.

4.7 État libre et orientation

Sauf indication contraire, les limites et tolérances dimensionnelles s'appliquent aux pièces dans leur état libre, orientées de la manière indiquée sur le dessin ou reposant sur une surface plane. Voir l'article 13.5 pour plus de renseignements.

4.8 Règles du tolérancement géométrique

4.8.1

Les règles fondamentales du tolérancement géométrique sont résumées ici pour des raisons de commodité et sont expliquées plus en détail aux chapitres 11 et suivants. Ce résumé ne vise pas les points, qui ne peuvent avoir qu'une position, et le battement, qui est une tolérance composée exigeant un traitement distinct.

4.8.2

Il existe trois tolérances géométriques fondamentales :

- a) la tolérance de profil, qui concerne la forme d'un élément ;
- b) la tolérance d'inclinaison, qui concerne l'orientation d'un élément ;
- c) la tolérance de positionnement, qui concerne la position d'un élément.

4.8.3

On peut appliquer indifféremment ces tolérances à des lignes ou à des surfaces de n'importe quelle dimension ou forme. Deux symboles de profil différents sont présentés, pour permettre la distinction entre le profil d'une ligne et le profil d'une surface. Il n'existe pas de telle distinction pour les tolérances d'orientation ou de position ; s'il y a risque d'ambiguïté, on peut ajouter une note.

4.8.4

Les lignes droites et circulaires, de même que les surfaces planes et cylindriques, apparaissent tellement souvent dans les dessins qu'on leur a attribué des noms et des symboles, qu'il y a lieu d'utiliser à la place des termes généraux donnés ci-dessus. Ce sont :

- a) pour la forme d'une ligne : la rectitude et la circularité ;
- b) pour la forme d'une surface : la planéité et la cylindricité ;
- c) pour l'orientation d'une ligne, d'une surface ou d'un élément : le parallélisme et la perpendicularité ;
- d) pour la position d'un élément : la concentricité et la symétrie.

4.8.5

Les lignes se présentent généralement comme les arêtes des formes géométriques ou comme des entités linéaires placées dans une seule direction sur une surface. Les lignes constituées de courbes, à l'exception des cercles complets, et les combinaisons de droites et de lignes courbes (contours de rectangles, d'hexagones, d'ellipses, de demi-cercles, formes curvilignes variées, etc.) peuvent être contrôlées, pour ce qui est de la forme, par la tolérance du profil de ligne.

4.8.6

Les surfaces autres que les surfaces planes et cylindriques (surfaces sphériques, barres de section hexagonale, carrée ou autre, trous de forme hexagonale, allongée, ovale, etc.) peuvent être contrôlées, du point de vue de la forme, par la tolérance du profil de surface.

4.8.7

Les tolérances d'inclinaison, de perpendicularité et de parallélisme (tolérances d'orientation) s'appliquent particulièrement aux droites, aux surfaces planes, aux cylindres et aux alésages circulaires. L'orientation des autres formes géométriques peut être contrôlée par des tolérances de profil rapportées à des références appropriées.

4.8.8

La tolérance de position est applicable à n'importe quel élément, ligne, ligne d'axe ou surface, quelle qu'en soit la forme.

4.8.9

Toute tolérance géométrique appliquée à une dimension cotée, telle qu'un diamètre ou une épaisseur, peut être modifiée par le symbole **(M)** (voir l'article 11.4.3). Si elle n'est pas modifiée, elle s'applique sans égard aux dimensions de l'élément, auquel cas on peut procéder à une vérification complète de la forme, de l'orientation et de la position sans connaître les dimensions réelles de l'élément.

4.8.10

Généralement, les valeurs d'une tolérance de forme sont inférieures aux valeurs d'une tolérance dimensionnelle et peuvent même être zéro (fig. 11-4). Toutefois, ces valeurs peuvent excéder les valeurs d'une tolérance dimensionnelle dans certains cas (fig. 13-5).

4.8.11

Une tolérance d'orientation et une tolérance de position contrôlent automatiquement la tolérance de forme dans les limites des dimensions virtuelles. On doit ajouter une tolérance de forme si un contrôle plus serré est nécessaire.

5. Symboles

5.1 Généralités

5.1.1

Ce chapitre décrit les symboles utilisés pour la spécification des caractéristiques géométriques et autres exigences dimensionnelles en dessin technique (fig. 5-1 à 5-6).

5.1.2

Les symboles doivent être suffisamment nets pour satisfaire aux exigences de lisibilité et de reproductibilité de la norme CGSB CAN2-72.7-M.

5.2 Usage des notes pour compléter les symboles

Dans certains cas, l'utilisation des symboles ne suffit pas pour exprimer totalement les exigences géométriques. On peut alors utiliser des notes séparément ou comme supplément de l'indication de tolérance géométrique (fig. 12-17 et 13-43).

5.3 Proportions et dimensions

Le chapitre 17 présente les proportions et les dimensions des symboles.






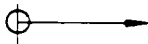






















TERME	SYMBOLE OU ABRÉVIATION	ANCIEN SYMBOLE OU ABRÉVIATION	ARTICLE DE RÉFÉRENCE
DIAMÈTRE	Ø	Ø OU DIAM.	7.1
DIAMÈTRE SPHÉRIQUE	ØS	DIAM. SPHÉR.	7.1.5
RAYON	R	MÊME	7.2
RAYON SPHÉRIQUE	RS	R. SPHÉR.	7.1.5
COTE AUXILIAIRE	(30)	MÊME	3
CARRÉ			7.9
CHAMBRAGE OU LAMAGE	 OU CHAMB. LAM.	CHAMB. LAM.	7.4
FRAISAGE	 OU FRAI.	FRAI.	7.5
PROFONDEUR	 OU PROF.	PROF.	7.4
INDICATION DE CONTOUR SYMÉTRIQUE		MÊME	7.8
COTE PAR RAPPORT À L'ORIGINE			6.8.3
SUR	 45° x 3	45° x 3	8.8.2
NOMBRE DE FOIS OU D'ENDROITS	 6 x 8,5		8.8.1
LONGUEUR D'ARC	 105		7.6
COTE DE BASE	 100	 BASE, TP OU RÉF.	3 6.11
PENTE		MÊME	7.12
CONICITÉ		MÊME	7.13
COTE NON À L'ÉCHELLE	 16	 16	6.12

Fig. 5-1 Symboles descriptifs utilisés en dessin technique

	TYPE DE TOLÉRANCE	CARACTÉRISTIQUES	SYMBOLE	ARTICLE DE RÉFÉRENCE
ÉLÉMENTS INDIVIDUELS	FORME	RECTITUDE	—	13.2.4.2
		PLANÉITÉ		13.2.4.3
		CIRCULARITÉ		13.2.4.4
		CYLINDRICITÉ		13.2.4.5
ÉLÉMENTS INDIVIDUELS OU CONNEXES	PROFIL	PROFIL DE LIGNE		13.3.2.5
		PROFIL DE SURFACE		13.3.2.5
ÉLÉMENTS CONNEXES	ORIENTATION	INCLINAISON		13.2.5.3
		PERPENDICULARITÉ		13.2.5.5
		PARALLÉLISME		13.2.5.4
	POSITION	POSITIONNEMENT		12.3
		CONCENTRICITÉ** (COAXIALITÉ)		12.11.4
		SYMÉTRIE**		12.12
	BATTEMENT	BATTEMENT CIRCULAIRE*		13.4.3.2
		BATTEMENT TOTAL*		13.4.3.3

* LES FLÈCHES PEUVENT ÊTRE NOIRCIES.

** LES EXIGENCES DE CONCENTRICITÉ ET DE SYMÉTRIE PEUVENT AUSSI ÊTRE INDIQUÉES PAR UNE TOLÉRANCE DE POSITIONNEMENT.

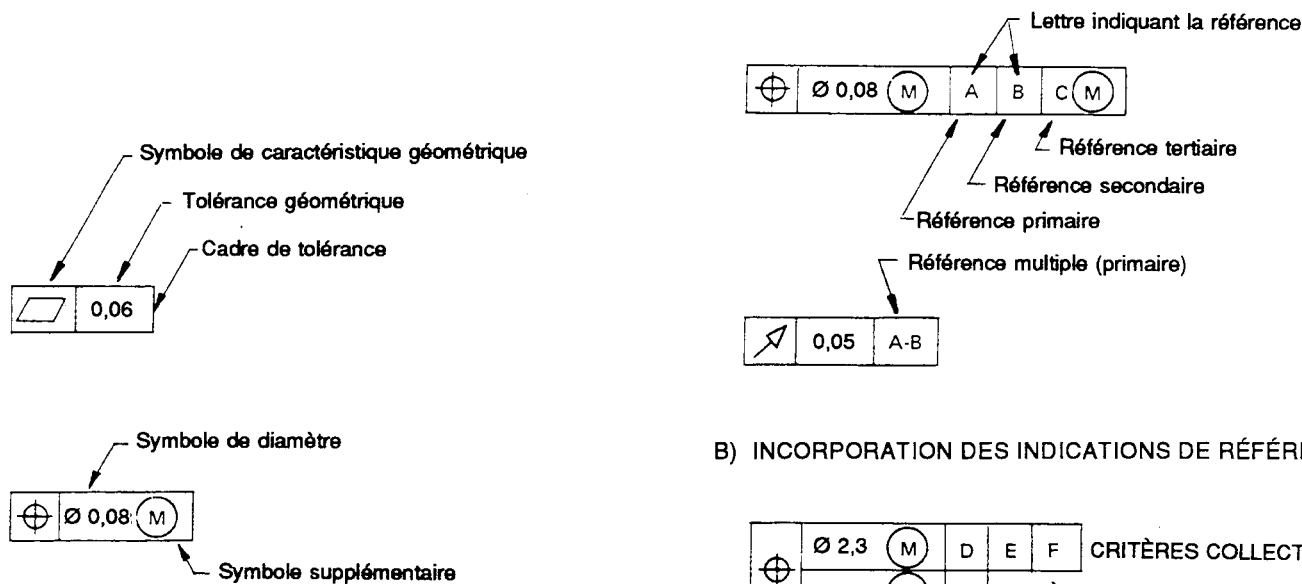
Fig. 5-2 Symboles de caractéristiques géométriques utilisés en dessin technique

TERME	SYMBOLE	ANCIEN SYMBOLE	ARTICLE DE RÉFÉRENCE
ÉTAT AU MAXIMUM DE MATIÈRE	(M)	(M)	11.4
SANS ÉGARD AUX DIMENSIONS DE L'ÉLÉMENT	(S)	(S)	VOIR LA NOTE 1.
ÉTAT AU MINIMUM DE MATIÈRE	(L)		VOIR LA NOTE 1.
PRINCIPE DE L'ENVELOPPE	(E)		VOIR LA NOTE 2. 11.1.1
INDICATION DE ZONE DE TOLÉRANCE CIRCULAIRE OU CYLINDRIQUE	Ø	Ø	12.3.1.3
ZONE DE TOLÉRANCE PROJETÉE	(P)		12.6

NOTE 1. CE SYMBOLE EST INDIQUÉ AUX FINS D'INFORMATION SEULEMENT CAR, S'IL A PARFOIS ÉTÉ UTILISÉ DANS DES DESSINS EXÉCUTÉS CONFORMÉMENT AUX NORMES ANSI, IL N'EST PAS RECOMMANDÉ DANS LES NORMES CSA OU ISO.

NOTE 2. NON UTILISÉ DANS LES NORMES ANSI.

Fig. 5-3 Symboles de modification pour le tolérancement géométrique



A) CADRE DE TOLÉRANCE

B) INCORPORATION DES INDICATIONS DE RÉFÉRENCE

Ø 2,3	(M)	D	E	F	CRITÈRES COLLECT.
Ø 0,71	(M)	D			CRITÈRES INDIV.

C) CADRE DE TOLÉRANCE COMPOSÉ

Fig. 5-4 Cadres de tolérance géométrique




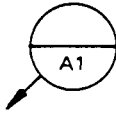
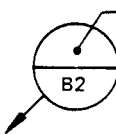
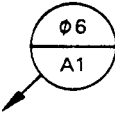
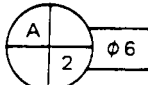

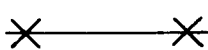

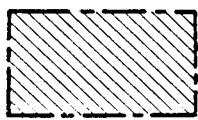
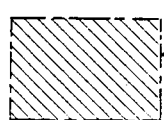
TERME	SYMBOLE	ANCIEN SYMBOLE	ARTICLE DE RÉFÉRENCE
SYMBOLE D'ÉLÉMENT DE RÉFÉRENCE	 OU 		9.4
SYMBOLE RÉFÉRENCE PARTIELLE	  		9.5
RÉFÉRENCE PARTIELLE : POINT		MÊME	9.5
RÉFÉRENCE PARTIELLE : LIGNE	 OU 	MÊME	9.5
RÉFÉRENCE PARTIELLE : ZONE	 Limite de zone (trait fort)	 Limite de zone (trait fin)	9.5

Fig. 5-5 Références et symboles d'éléments de référence utilisés en dessin technique

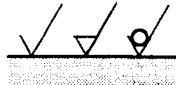

TERME	SYMBOLE	ANCIEN SYMBOLE	ARTICLE DE RÉFÉRENCE
ÉTAT DE SURFACE			CAN3-B78.1-M83 DESSINS TECHNIQUES — PRINCIPES GÉNÉRAUX
SYMBOLES MÉTRIQUES D'AJUSTEMENT	H7/t6		B97.3-M1982 TOLÉRANCES ET AJUSTEMENTS NORMALISÉS POUR PIÈCES D'ASSEMBLAGE, DIMENSIONS EN UNITÉS SI

Fig. 5-6 Autres symboles couramment utilisés en dessin technique

6. Éléments de cotation

6.1 Objet

6.1.1

Les éléments de la cotation sont :

- la ligne d'attache (projection) ;
- la ligne de cote ;
- la ligne de repère ;
- les flèches d'extrémité de la ligne de cote ; et
- la cote.

6.1.2

Les éléments de la cotation sont illustrés à la figure 6-1.

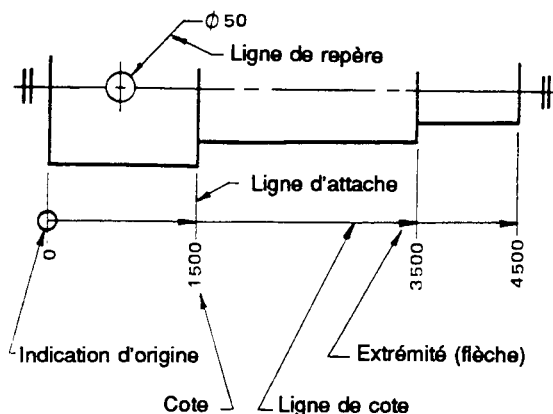


Fig. 6-1 Éléments de cotation

6.2 Application

6.2.1

Toute l'information de nature dimensionnelle nécessaire à la description claire et complète des dimensions et des écarts admissibles doit être exprimée dans le dessin, à moins d'être indiquée dans un document connexe. Les cotes ne sont pas complètes sans les tolérances. Celles-ci peuvent accompagner la cote dans une note générale de tolérance, ou dans un document auquel on fait référence.

6.2.2

Chaque élément ne doit être doté et positionné qu'une seule fois dans un même dessin.

6.2.3

Les cotes doivent être placées dans la vue qui montre les éléments le plus clairement.

6.2.4

On ne doit pas donner dans un dessin plus de cotes qu'il n'est nécessaire pour décrire une pièce ou un produit fini. Aucun élément d'une pièce ou d'un produit fini ne doit, dans une direction quelconque, être positionné par plus d'une cote tolérancée.

6.3 Unités de cotation

6.3.1 Généralités

Ce chapitre a pour objet les unités de cotation couramment utilisées et les méthodes de les exprimer dans les dessins. Il ne traite pas des unités de capacité, de superficie, de masse, etc., que l'on doit utiliser conformément à la norme CSA CAN3-Z234.1.

6.3.2 Unités linéaires

6.3.2.1

Normalement, les cotes sont exprimées en millimètres (mm). Lorsque cette unité ne convient pas, on utilise le mètre (m). On utilise le micromètre (μm) pour l'indication des états de surface.

6.3.2.2

On utilise, dans la mesure du possible, une seule unité pour la cotation dans un dessin. Le dessin doit indiquer clairement quelles unités sont utilisées, conformément aux règles suivantes :

- lorsqu'on utilise une seule unité dans un dessin, il n'est pas nécessaire d'indiquer le symbole de l'unité après chaque cote si on a pris soin de placer bien en vue une note telle que « Cotes en millimètres » ;
- si l'on doit utiliser plus d'une unité dans un dessin, il n'est pas nécessaire d'inscrire le symbole après les cotes données dans l'unité prédominante si on a pris soin de placer bien en vue une note telle que « Cotes en millimètres, sauf indication contraire » ;
- il n'est pas nécessaire d'indiquer le symbole μm à la suite d'une cote en micromètres s'il est associé au symbole de finition de surface ;
- en dessin technique général, les nombres entiers et les nombres décimaux expriment toujours des millimètres ;

e) en dessin de bâtiment, les nombres entiers expriment toujours des millimètres et les nombres décimaux à trois décimales expriment des mètres, p. ex., 1,000 m (voir la norme CSA CAN3-B78.3).

6.3.3 Chiffres

6.3.3.1

On ne doit pas indiquer le zéro avant ou après le signe décimal, sauf dans le cas indiqué à l'article 6.3.2.2 e) ou lorsque cela est nécessaire pour satisfaire aux conditions suivantes :

a) Si le nombre est inférieur à un, le signe décimal sera précédé du zéro.

Exemple 1 : 0,5 et non ,5

Exemple 2 : 0,25 et non ,25

b) Pour éviter toute confusion lorsque le chiffre 1 est employé seul, on peut ajouter le signe décimal suivi du zéro.

Exemple : 1,0

c) Les deux cotes limites doivent être exprimées avec le même nombre de décimales.

Exemple : 6,30 6,3
 6,25 et non 6,25

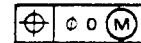
d) Les tolérances unilatérales et bilatérales doivent être exprimées avec le même nombre de décimales, sauf lorsque l'une d'entre elles est égale à zéro, auquel cas on peut omettre les signes plus et moins.

Exemple 1 : + 0,050 + 0,05
 25 - 0,025 et non 25 - 0,025

Exemple 2 : + 0,07 + 0,07
 14 0 et non 14 0,00

e) Lorsqu'elle est indiquée dans un cadre de tolérance géométrique, une tolérance de zéro (M) doit être indiquée avec un seul zéro.

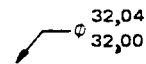
Exemple :



6.3.3.2

Pour chaque paire de cotes limites d'un élément circulaire, on n'indique le symbole du diamètre qu'une seule fois.

Exemple :



6.3.3.3

Lorsqu'un nombre comporte plus de quatre chiffres, on doit, pour faciliter la lecture, espacer les chiffres par groupes de trois de chaque côté du signe décimal. Lorsqu'il n'y a que quatre chiffres, on peut omettre l'espace.

Exemples : 32 453,245 072 5
 4782
 0,5475

6.3.4 Unités angulaires

6.3.4.1

Les valeurs angulaires sont exprimées en degrés et en parties décimales de degré. On doit toujours indiquer le symbole du degré (°).

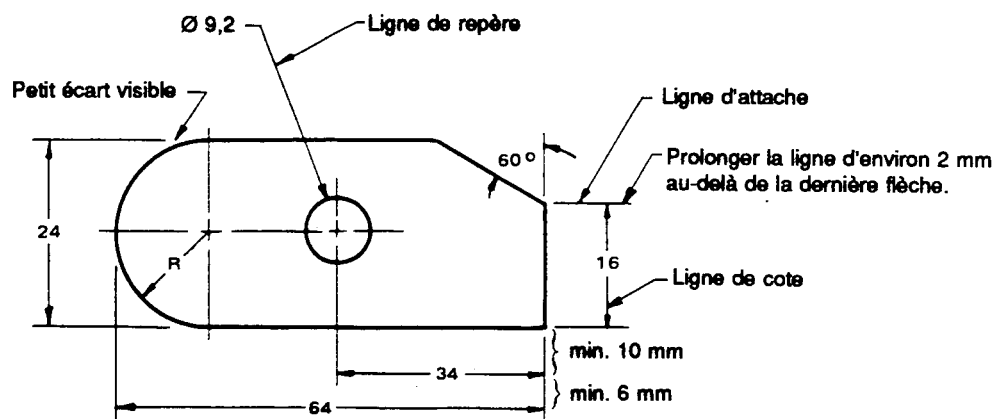


Fig. 6-2 Lignes d'attache et lignes de cote

6.3.4.2

On ne doit éventuellement utiliser que le nombre minimal de décimales, sauf qu'une cote tolérancée doit comporter autant de décimales que la tolérance.

Exemples : 2° , 30° , $0,25^\circ$, $2,0^\circ \pm 0,5^\circ$

6.4 Traits conventionnels

6.4.1

On utilise le trait continu fin pour les lignes d'attache, les lignes de cote et les lignes de repère.

6.4.2

L'espacement recommandé entre les lignes de cote, de même qu'entre les lignes de cote et le contour de la pièce, est indiqué à la figure 6-2. Cet espacement, considéré comme minimal pour le microfilmage, peut être réduit dans le cas des très petits dessins, tels les schémas dans les normes et les manuels.

6.5 Lignes d'attache (projection)

6.5.1

Les lignes d'attache servent à indiquer les points ou les surfaces auxquels les cotes se rapportent. Elles sont généralement perpendiculaires à la ligne de cote.

Note. Dans certaines normes internationales, il s'agit de « traits de projection ».

6.5.2

On doit laisser un petit écart entre la ligne d'attache et le contour qu'elle concerne. Lorsque la ligne d'attache se rapporte à des points (fig. 6-3), on doit la prolonger au-delà des points et on peut la placer obliquement si cela apporte plus de clarté.

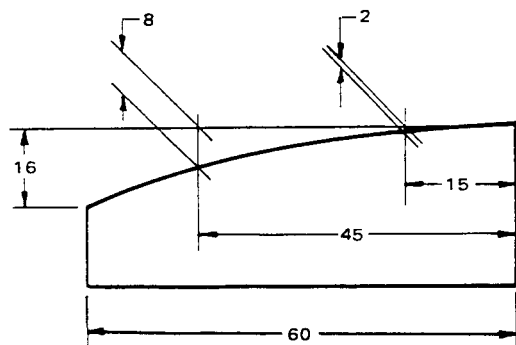


Fig. 6-3 Cotation par rapport à des points

6.5.3

Les lignes d'attache qui croisent le contour de la pièce ou d'autres lignes ne doivent pas être interrompues à l'intersection. Lorsque les lignes d'attache traversent des têtes de flèches ou des lignes de cote à proximité des têtes de flèches, une courte interruption peut rendre le dessin plus clair (fig. 6-4). Une ligne d'axe peut servir de ligne d'attache, mais ni une ligne d'attache ni une ligne d'axe ne peut servir de ligne de cote. Une ligne d'axe représentée en trait interrompu doit passer en trait continu lorsqu'elle dépasse le contour de l'élément.

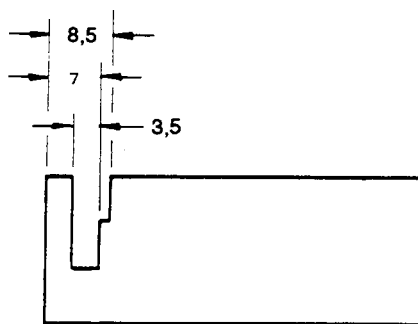


Fig. 6-4 Interruption des lignes d'attache

6.5.4

Lorsque des lignes ou des surfaces ne se croisent que par leurs prolongements, les lignes de prolongement et la ligne d'attache doivent dépasser le point d'intersection (fig. 6-5).

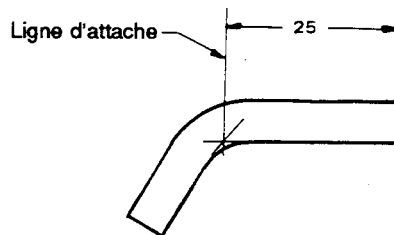


Fig. 6-5 Position d'un point

6.6 Lignes de cote

6.6.1

Les lignes de cote servent à indiquer les dimensions et on doit en principe les placer parallèlement aux cotes auxquelles elles s'appliquent. Les lignes de cote doivent

se terminer par des pointes de flèche, des traits obliques, de petits cercles pleins ou des indications d'origine (voir l'article 6.8). D'autres techniques utilisées en dessin de bâtiment sont indiquées dans la norme CSA CAN3-B78.3.

6.6.2

On devrait s'efforcer d'éviter tout croisement de lignes de cote. Ceci est possible en plaçant les cotes les plus courtes près de l'objet et la cote hors tout plus loin. Lorsqu'un croisement est inévitable, aucune des deux lignes ne doit être interrompue, sauf s'il s'agit d'une tête de flèche (voir l'article 6.5.3).

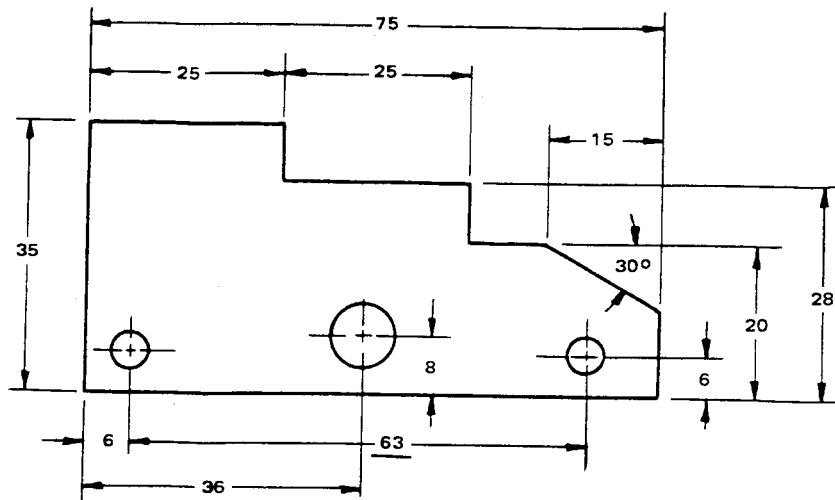


Fig. 6-6 Disposition des lignes de cote

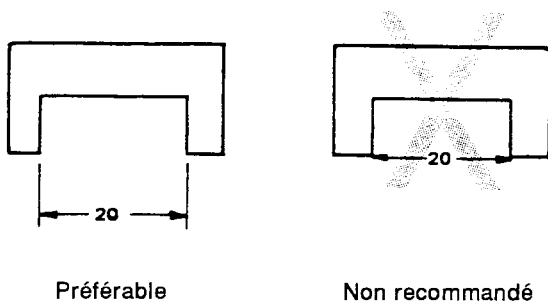


Fig. 6-7 Utilisation de lignes d'attache (projection)

6.6.3

Les lignes de cote des angles doivent être arquées, de façon à rencontrer les lignes d'attache à angle droit (fig. 6-20).

6.6.4

On doit placer les lignes de cote à l'extérieur de la vue chaque fois que la chose est possible et les diriger vers des lignes d'attache plutôt que vers le contour (fig. 6-6 et 6-7). Pour éviter les lignes d'attache trop longues, il est permis de placer la cote à l'intérieur de la vue (fig. 6-6 et 6-8).

6.6.5

Une ligne de cote doit être ininterrompue même quand l'élément auquel elle se rapporte est dessiné de façon interrompue (fig. 6-9).

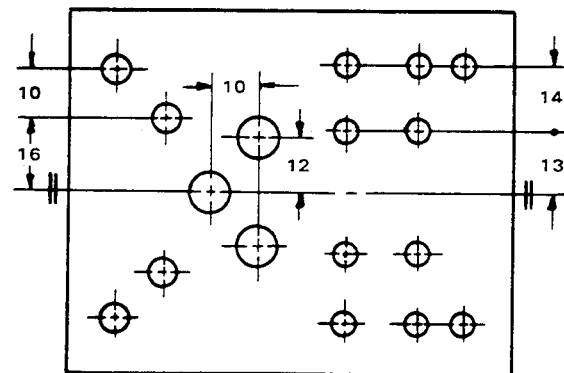


Fig. 6-8 Inscription des cotes sur les pièces

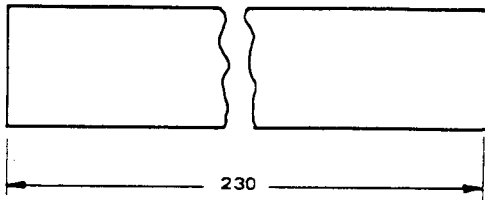
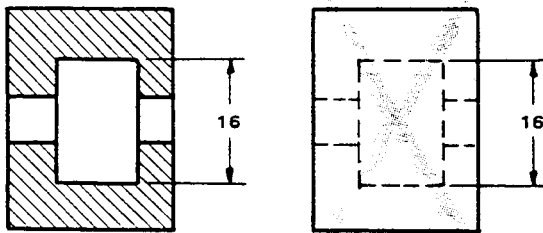


Fig. 6-9 Cotation d'une vue interrompue

6.6.6

On doit éviter, si possible, de coter des éléments cachés. Il est préférable d'utiliser des coupes ou des sections partielles (fig. 6-10).



Préférable

Non recommandé

Fig. 6-10 Cotation d'un élément caché

6.7 Lignes d'axe

Une ligne d'axe marquée du symbole Φ est la ligne d'axe entre les principaux côtés ou arêtes de la pièce (fig. 6-11). On devrait ajouter le symbole de symétrie, décrit à l'article 7.8, dans les cas où il est difficile de déterminer lesquelles des arêtes ou des surfaces qui ont servi à établir la ligne d'axe.

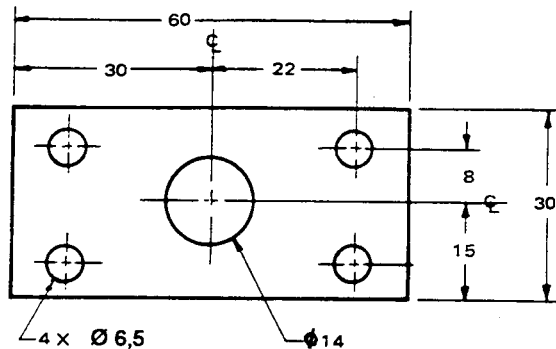


Fig. 6-11 Utilisation du symbole Φ pour indiquer la symétrie

6.8 Extrémité des lignes de cote

6.8.1

L'extrémité des lignes de cote doit être clairement marquée par des flèches, des traits obliques, de petits cercles noirs ou, éventuellement, une indication d'origine.

6.8.2

Les flèches peuvent être exécutées manuellement ou mécaniquement. Le rapport longueur-largeur est approximativement égal à 3:1 et la longueur de la flèche est égal à la hauteur des chiffres de la cote (fig. 6-12). On devrait utiliser un seul type de flèche dans un même dessin. Lorsqu'on manque d'espace, on peut utiliser un trait oblique ou un cercle noirci (fig. 6-17).

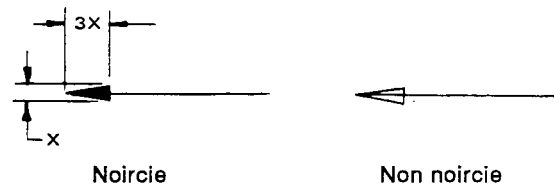


Fig. 6-12 Types de flèches

6.8.3

L'indication d'origine est un petit cercle non noirci d'environ 3 mm de diamètre (fig. 6-13).



Fig. 6-13 Indication d'origine

6.9 Lignes de repère

6.9.1

La ligne de repère sert à diriger une cote, une tolérance ou une annotation vers l'élément auquel elle se rapporte. Elle comprend une portion horizontale, à proximité de l'annotation ou de la cote, et une portion oblique terminée par une flèche touchant l'élément ou par un point, lorsqu'il s'agit d'une surface située à l'intérieur du contour d'une pièce (fig. 6-14).

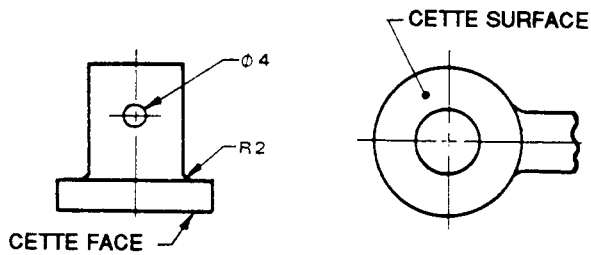


Fig. 6-14 Lignes de repère

6.9.2

Dans le cas des cotes et des tolérances, la flèche doit toucher le contour ou la ligne d'attache dans la direction dans laquelle la cote s'applique, c.-à-d., en général, normalement à la surface. Dans le cas d'annotations qui se rapportent simplement à la ligne ou à la surface, la flèche doit y toucher à 60° environ.

6.9.3

Les lignes de repère qui indiquent la cote d'une surface courbe ou circulaire doivent être placées en direction du centre, à environ 45° par rapport aux lignes d'axe.

6.9.4

La ligne de repère doit, non pas souligner l'annotation, mais commencer au début ou à la fin de celle-ci (fig. 6-14).

6.9.5

Une ligne de repère ne doit croiser d'autres lignes que s'il est impossible de faire autrement ; elle doit être aussi courte que possible. Il est préférable de répéter les cotes dans les cas d'éléments ou de références similaires plutôt que d'utiliser de longues lignes de repère (fig. 6-15).

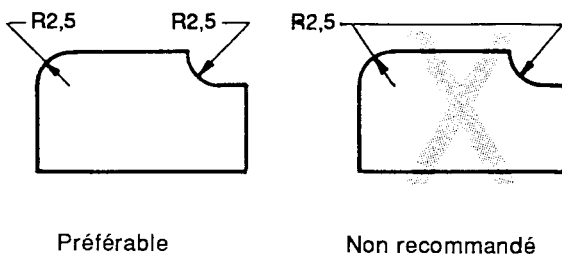


Fig. 6-15 Lignes de repère courtes

6.10 Disposition des cotes

6.10.1

Lorsque l'espace le permet, on interrompt la ligne de cote pour indiquer la cote et sa tolérance. Lorsque cela n'est pas possible, on place la tolérance sous la cote. On place habituellement les limites dimensionnelles l'une au-dessus de l'autre. Lorsque l'on n'interrompt pas la ligne de cote, on place la cote au-dessus de la ligne ; on peut dans ce cas placer la tolérance sous la ligne. Ces techniques sont illustrées à la figure 6-16. La figure 6-17 indique d'autres techniques que l'on peut utiliser lorsque l'espace est limité.

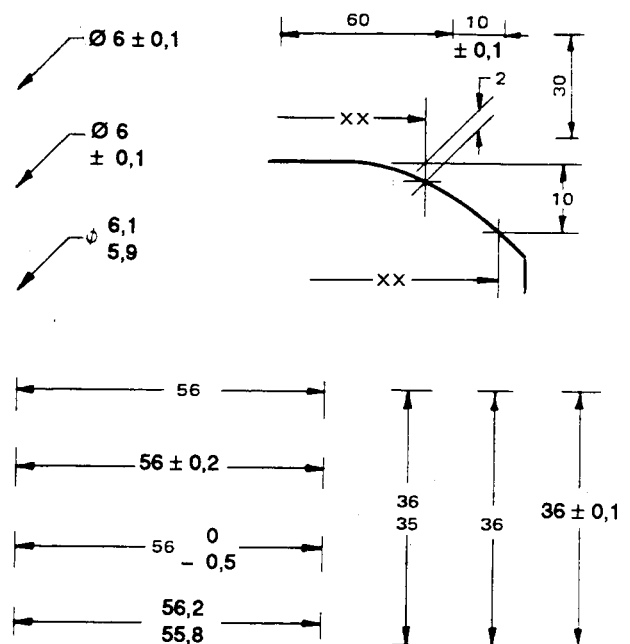


Fig. 6-16 Disposition préférée des cotes

6.10.2

Les cotes et les tolérances peuvent être disposées selon la méthode unidirectionnelle (fig. 6-18), ou selon la méthode alignée (fig. 6-19). Pour les illustrations figurant dans des publications ou les petits croquis sommaires présentés dans des normes et des manuels, la méthode unidirectionnelle est préférable. On doit n'utiliser qu'une seule méthode dans un même dessin ou un même jeu de dessins. Si l'on utilise la méthode alignée, on doit éviter d'inscrire des cotes dans la zone A de la figure 6-19.

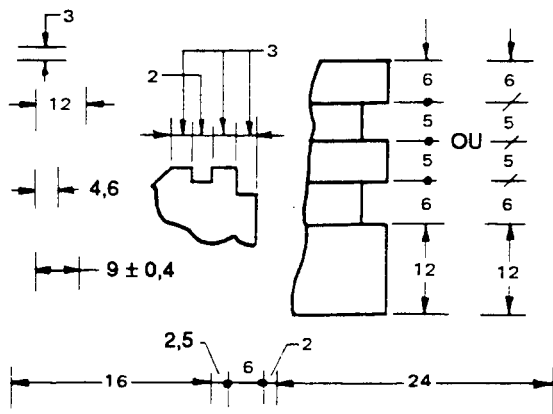


Fig. 6-17 Cotation dans des espaces limités

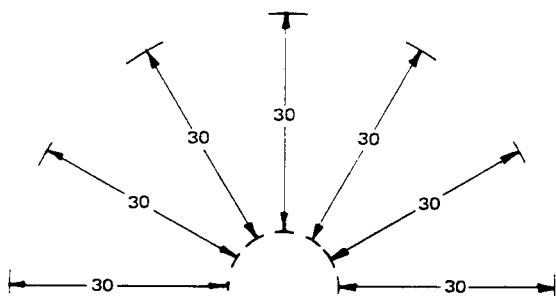


Fig. 6-18 Méthode unidirectionnelle

6.10.3

Les cotes et les annotations rapportées par des lignes de repère doivent être parallèles au bord inférieur du dessin. Dans les annotations, les cotes limites peuvent être placées sur une même ligne.

4 TROUS Ø 12,5 - 12,8

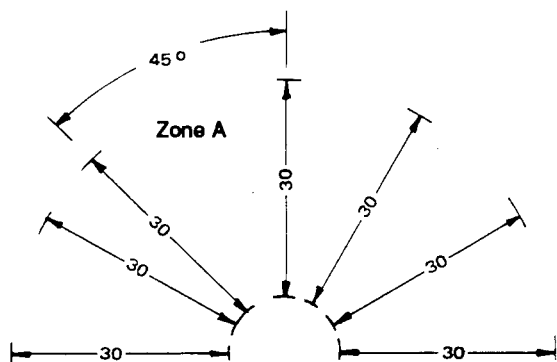


Fig. 6-19 Méthode alignée

6.11 Cotes de base

Les cotes qui représentent des valeurs exactes, auxquelles des tolérances géométriques s'appliquent ailleurs dans le dessin, doivent être placées dans des cadres rectangulaires (fig. 6-20). Lorsque la cote représente un diamètre ou un rayon, on place le symbole (\varnothing ou R) à l'extérieur du cadre.

Note. On utilisait anciennement le terme *BASE* ou l'abréviation *TP* pour identifier de telles cotes.

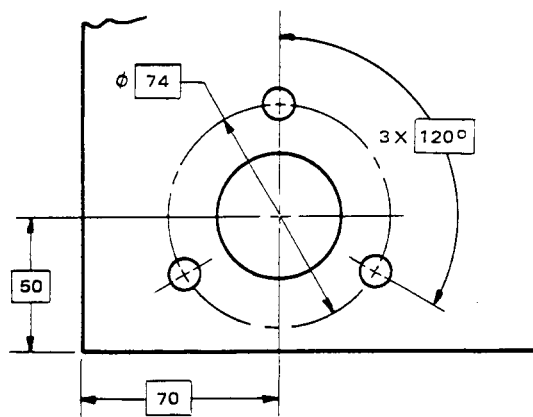


Fig. 6-20 Cotes de base

6.12 Vues non à l'échelle

6.12.1

On dessine parfois les vues non à l'échelle pour pouvoir représenter des parties très longues d'une pièce ou pour en exagérer de très petites ; il peut aussi arriver que l'on ait changé une cote et qu'on n'ait pas jugé nécessaire de redessiner la vue. On inscrit alors l'indication *NAE* dans le cartouche.

6.12.2

Les cotes s'appliquant à des vues qui ne sont manifestement pas dessinées à l'échelle doivent être soulignées d'un trait fort, sauf lorsque le cas est clairement indiqué par un trait de vue (voir la cote de 63 mm dans la figure 6-6).

6.13 Choix des cotes

6.13.1

La disposition des cotes dans un dessin est généralement le résultat d'une combinaison de diverses exigences reflétant clairement l'intention du concepteur. L'objectif d'un dessin (fabrication unitaire ou en série) pourra aussi, dans une certaine mesure, dicter le choix des cotes et des méthodes de cotation à utiliser.

6.13.2

La fabrication unitaire implique la production de chaque pièce séparément, en utilisant des outils et des machines tout-usage tels que pièces de machines construites sur commande, gabarits, matrices et calibres pour la fabrication de pièces de production. On n'aura souvent besoin que d'un seul exemplaire de chaque pièce.

6.13.3

La fabrication en série se rapporte aux pièces produites en grande quantité, au moyen généralement d'outils et de calibres spéciaux.

6.13.4

On doit indiquer les cotes fonctionnelles directement dans le dessin, spécialement dans le cas de pièces fabriquées en série. Cela aura pour résultat que le choix des éléments de référence sera fondé sur la fonction et l'assemblage. Dans le cas de pièces de fabrication unitaire, il est généralement préférable de choisir les éléments de référence sur la base des procédés de fabrication et de l'usinage ; si ces éléments de référence ne coïncident pas avec les éléments fonctionnels, des tolérances plus étroites peuvent être nécessaires.

6.13.5

On doit choisir les dimensions normalisées ou préférées chaque fois que la chose est possible, spécialement dans le cas des trous, filetages, attaches, épaisseurs de matériaux et pièces achetées.

6.13.6

Dans le cas des pièces qui doivent s'accoupler, particulièrement les alésages et les arbres, on doit s'efforcer de choisir les dimensions de base selon les tableaux de la norme CSA B97.3.

7. Cotation des éléments communs

7.1 Diamètres

7.1.1

Toute indication de valeur de diamètre doit être précédée du symbole du diamètre (fig. 7-1).

7.1.2

Les diamètres d'un ensemble de cercles concentriques doivent, si possible, être cotés dans la vue longitudinale (fig. 7-1 C)).

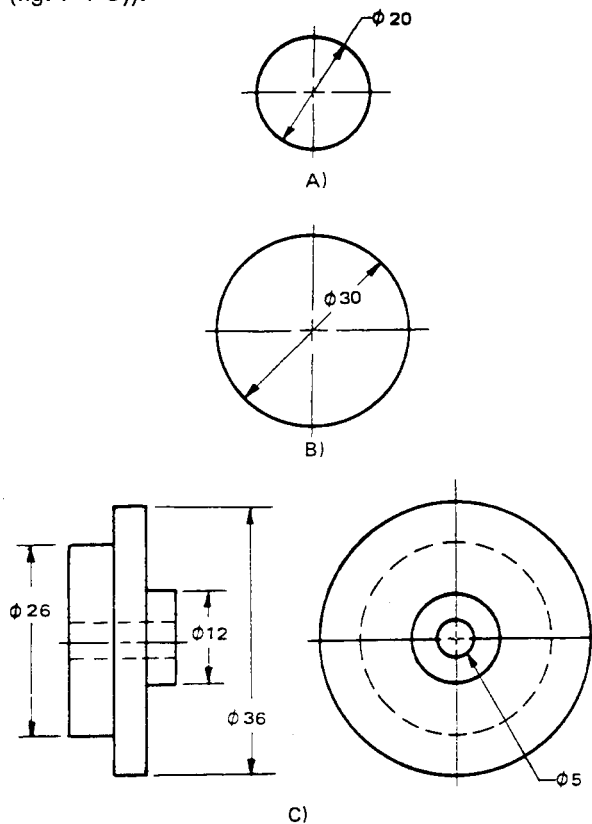


Fig. 7-1 Cotation des diamètres

7.1.3

La méthode préférée de cotation du diamètre des petits trous consiste à procéder sous forme d'annotation. Lorsque plus d'un trou d'un certain diamètre est exigé, on indique le nombre de trous dans l'annotation. Lorsqu'il n'est pas clair si le trou traverse la pièce, on fait suivre la cote de diamètre de l'abréviation TRAV. La cote de profondeur d'un trou borgne est la profondeur du plein diamètre à partir de la surface (fig. 7-2 A) à E)). Lorsqu'une cote concerne une profondeur, on doit la faire précéder d'un symbole de profondeur (fig. 7-2 E)).

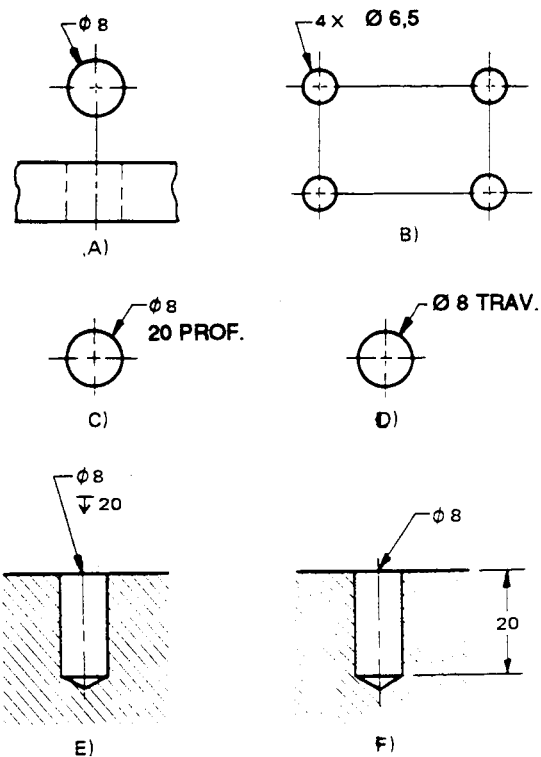


Fig. 7-2 Cotation des petits trous

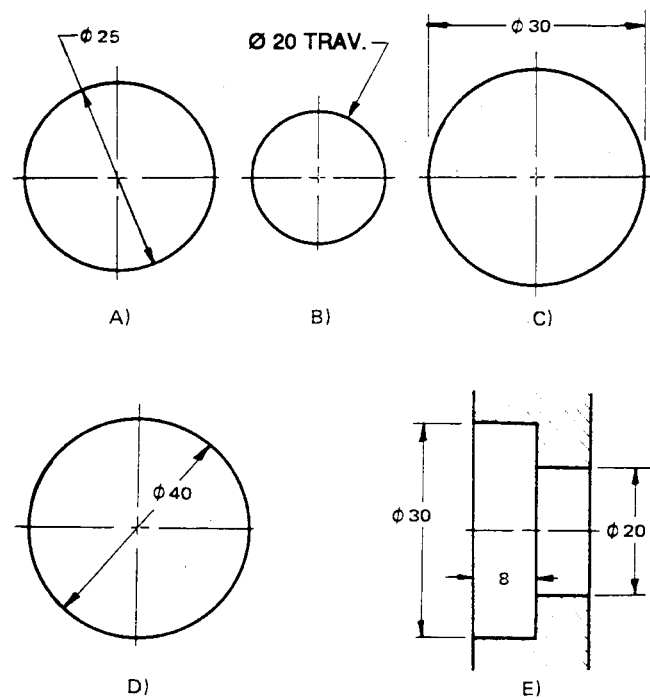


Fig. 7-3 Cotation des grands trous

7.1.4

Les méthodes préférées de cotation des grands trous sont illustrées à la figure 7-3.

7.1.5

Le symbole de la sphère doit précéder tout symbole de diamètre ou de rayon sphérique (fig. 7-4).

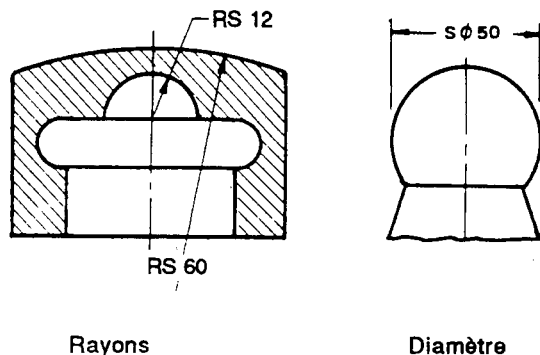


Fig. 7-4 Éléments sphériques

7.1.6

Il peut être nécessaire de disposer de plusieurs méthodes de cotation des diamètres. On peut, en ne traçant qu'une partie de la ligne de cote, placer la cote plus près de l'extrémité (fig. 7-5).

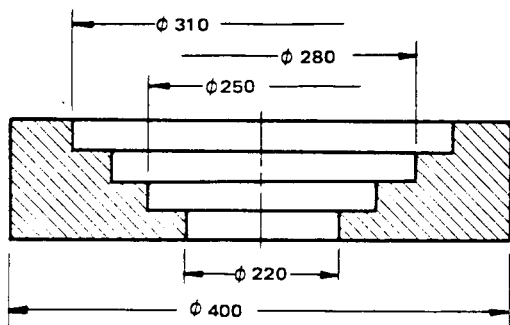


Fig. 7-5 Lignes de cote partielles

7.2 Rayons

7.2.1

Le symbole de rayon approprié doit précéder toute cote de rayon (fig. 7-6). On doit également suivre les règles suivantes :

a) une ligne de cote de rayon n'a qu'une seule flèche qui touche l'arc ;

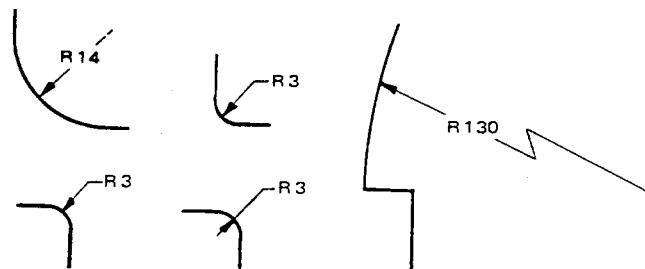
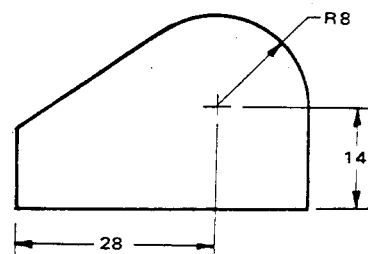
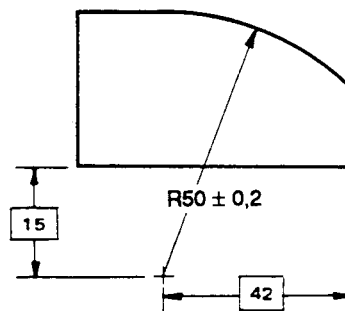


Fig. 7-6 Rayons

- b) on ne met jamais de flèche au centre du rayon ;
- c) lorsque la position du centre est donnée et que l'espace le permet, on trace une ligne de cote à partir du centre, la flèche touchant l'arc ;
- d) si l'espace est limité, la ligne de cote se prolonge au-delà du centre ;
- e) s'il n'est pas pratique de placer la flèche entre le centre et l'arc, on peut la placer à l'extérieur de l'arc, comme une ligne de repère ;
- f) si le centre n'est pas coté, on ne l'indique pas.



A) EXEMPLE 1



B) EXEMPLE 2

Fig. 7-7 Rayons à centre localisé

7.2.2

Les arrondis simples peuvent être cotés au moyen d'une note générale.

7.2.3

Lorsqu'une cote est donnée par rapport au centre, on indique le centre par une petite croix. On utilise des lignes d'attache et des lignes de cote pour donner la position du centre (fig. 7-7 A)). Pour éviter l'accumulation des tolérances, il est préférable de considérer le centre comme un point de référence ou comme un axe de référence, à partir duquel le rayon est engendré ou mesuré. Les cotes de positionnement doivent, par conséquent, être identifiées comme étant les cotes de base (fig. 7-7 B)).

7.2.4

Lorsque la position du centre n'est pas indiquée, le dessin doit montrer clairement que la position de l'arc est contrôlée par les autres éléments cotés tels que les lignes ou les surfaces tangentes (fig. 7-8).

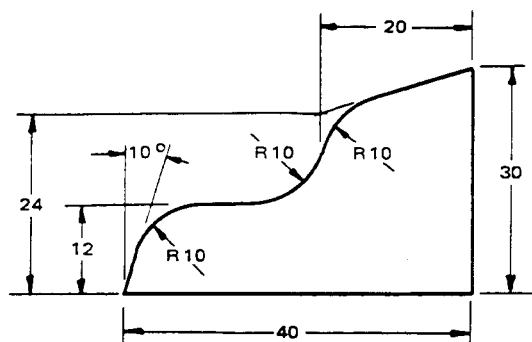


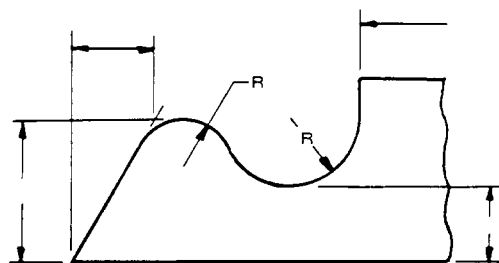
Fig. 7-8 Rayons à centre non localisé

7.2.5

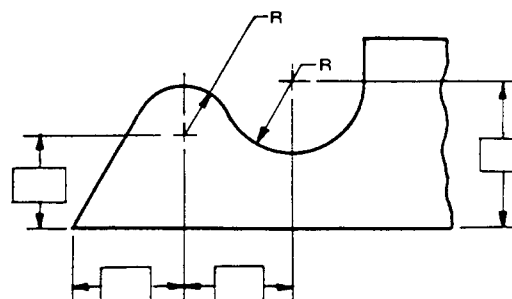
Dans le cas de rayons tangents multiples ou compliqués, il est préférable de coter directement par rapport au profil ou par rapport à l'intersection avec des droites (fig. 7-9 A)), pour faciliter la mesure et l'inspection. Si les centres sont placés pour faciliter les repérages ou d'autres procédés, les cotes des centres devraient être données comme cotes de référence (fig. 7-9 B)).

7.2.6

Dans le cas de grands rayons dont il n'est pas possible d'indiquer le centre par les moyens habituels, on peut raccourcir la ligne de cote du rayon (fig. 7-10). La ligne radiale dotée d'une pointe de flèche doit être, si possible, normale à la surface courbe.



A) EXEMPLE 1



B) EXEMPLE 2

Fig. 7-9 Cotation des éléments circulaires

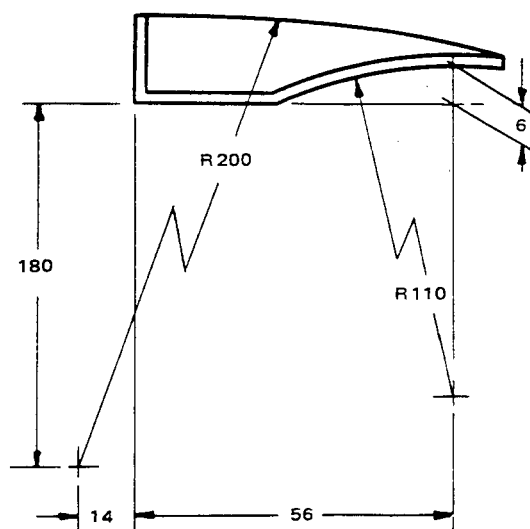


Fig. 7-10 Ligne de cote du rayon raccourcie

7.2.7

Si le centre d'un rayon coïncide avec l'axe d'un élément (fig. 7-11), les cotes de positionnement avec leurs tolérances sont considérées comme s'appliquant à l'élément, un trou p. ex., mais pas nécessairement au rayon, sauf indication contraire.

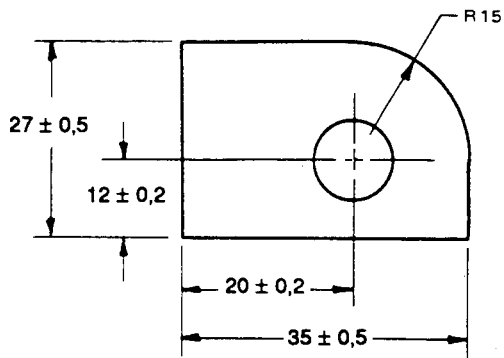


Fig. 7-11 Rayon localisé par un élément concentrique

7.2.8

Dans la cotation des pièces fabriquées par formage, on donne habituellement le rayon intérieur plutôt que le rayon extérieur, mais on doit indiquer toutes les cotes de formage du même côté, lorsque c'est possible (fig. 7-12). Les cotes s'appliquent au côté sur lequel elles sont placées, sauf indication contraire.

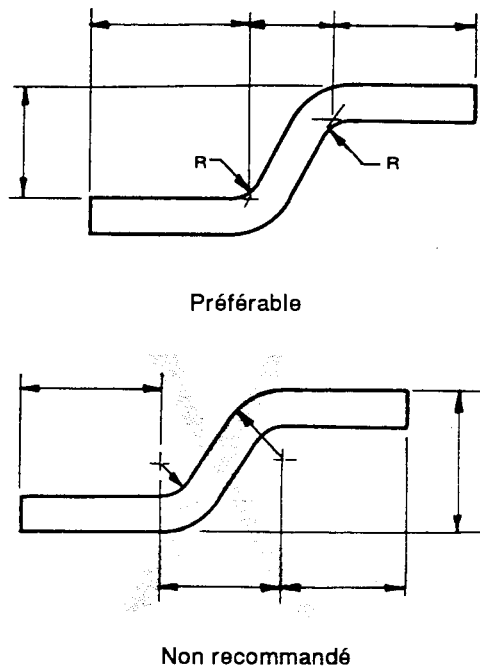


Fig. 7-12 Cotation des pièces façonnées

7.2.9

Lorsque l'on cote un rayon dans une vue qui ne montre pas la vraie forme de l'arc, on place l'indication VRAI R avant la cote du rayon (fig. 7-13).

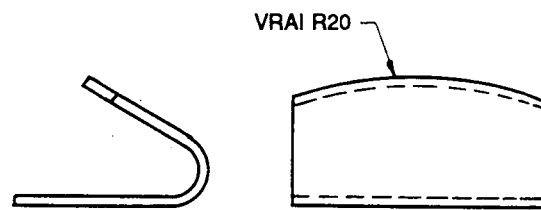


Fig. 7-13 Vrais rayons

7.3 Extrémités arrondies et fentes**7.3.1 Éléments aux extrémités arrondies**

Dans le cas d'éléments dont les extrémités sont arrondies, il est préférable de coter par rapport au profil, en ne précisant ni la longueur du rayon ni la position du centre (fig. 7-14). Si le rayon n'est pas égal à la moitié de la largeur, on le cote de l'une des façons indiquées à la figure 7-15.

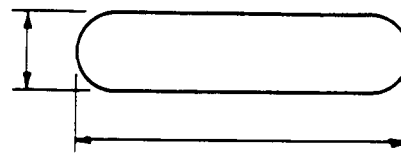


Fig. 7-14 Cotation d'un élément aux extrémités arrondies

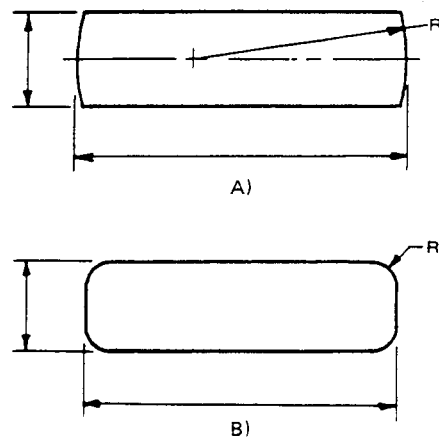


Fig. 7-15 Extrémités arrondies à rayon non égal à la moitié de la largeur

7.3.2 Trous oblongs et fentes

On décrit les trous oblongs et les fentes en donnant la longueur et la largeur (fig. 7-16). Si le rayon n'est pas égal à la moitié de la largeur, on le cote de la façon indiquée à la figure 7-17.

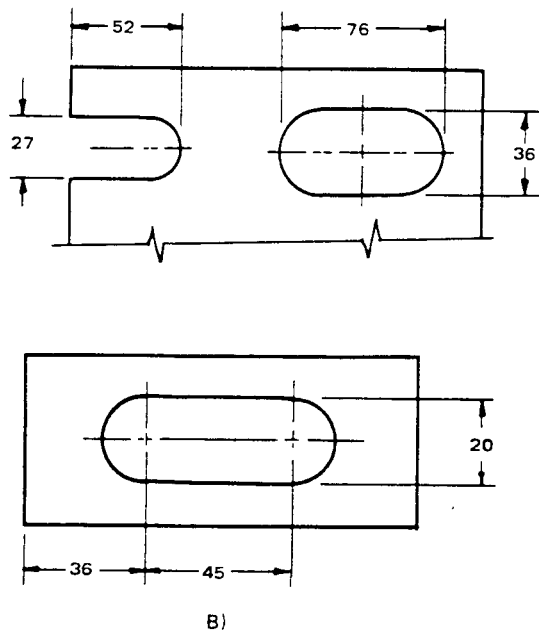


Fig. 7-16 Trous oblongs et fentes

7.4 Trous chambrés et trous lamés

7.4.1

L'indication des trous chambrés et des trous lamés peut se faire au moyen de symboles (fig. 7-18 A)).

7.4.2

L'indication d'un chambrage par annotation se fait de la façon indiquée à la figure 7-18 B). Aux endroits où l'épaisseur de la matière restante a de l'importance, on cote cette épaisseur plutôt que la profondeur.

7.4.3

L'indication d'un trou lamé peut se faire au moyen d'une annotation donnant le diamètre du trou et celui de la zone lamée. On peut indiquer soit la profondeur du lamage, soit l'épaisseur de la matière restante (fig. 7-18 A)). Un lamage peut être indiqué au moyen d'une simple annotation au lieu d'être dessiné. Si aucune profondeur ou épaisseur de matière restante n'est indiquée, la profondeur du lamage constitue la profondeur minimale nécessaire au nettoyage de la surface.

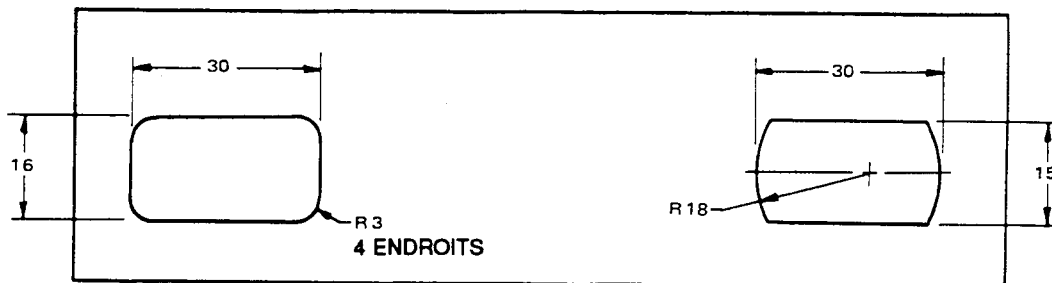


Fig. 7-17 Trous oblongs à rayon non égal à la moitié de la largeur

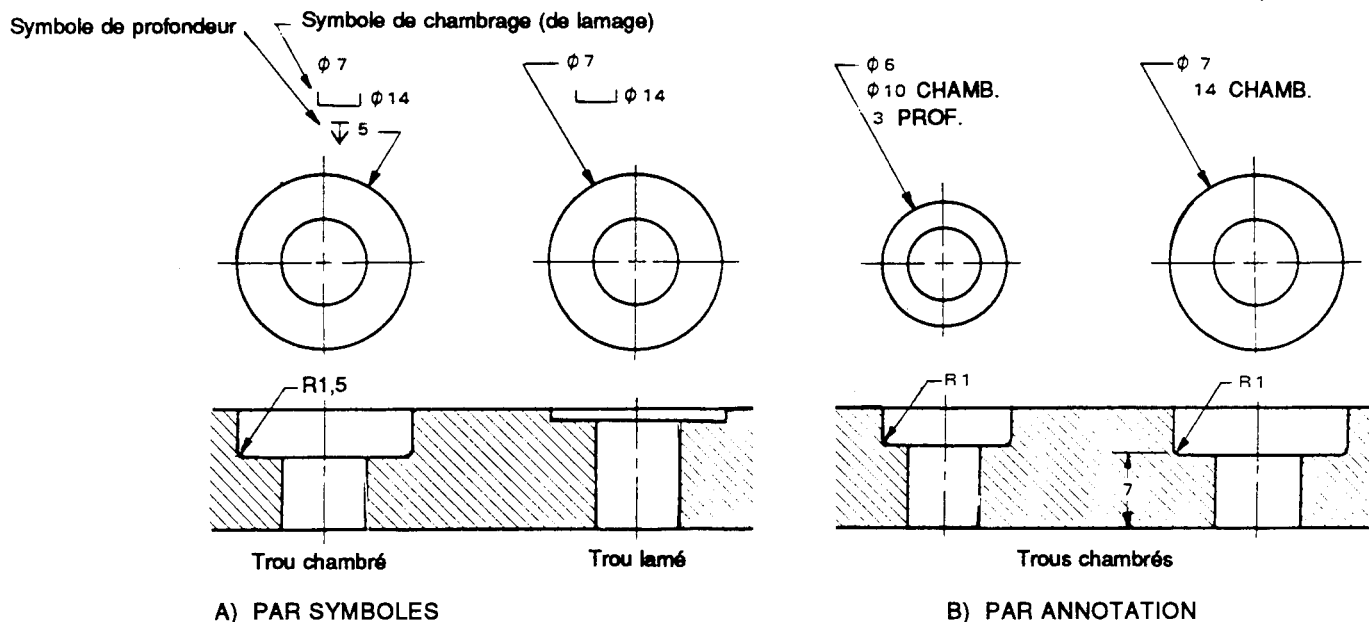


Fig. 7-18 Trous chambrés et trous lamés

7.5 Trous fraisés et trous fraisés en dépression

7.5.1

La prescription d'un trou fraisé doit comporter l'indication du diamètre et de l'angle du fraisage. L'indication par symbole se fait de la façon illustrée à la figure 7-19 A). Le symbole précède la cote du fraisage. On peut aussi procéder par annotation (fig. 7-19 B)).

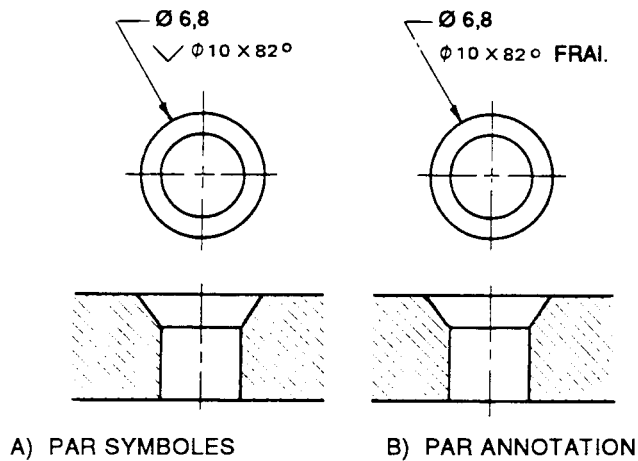


Fig. 7-19 Trous fraisés

7.5.2

La prescription d'un trou fraisé en dépression doit comporter l'indication du diamètre et de la profondeur de la dépression (fig. 7-20). La cote de profondeur indique la profondeur du plein diamètre de la dépression à partir de la surface de la pièce.

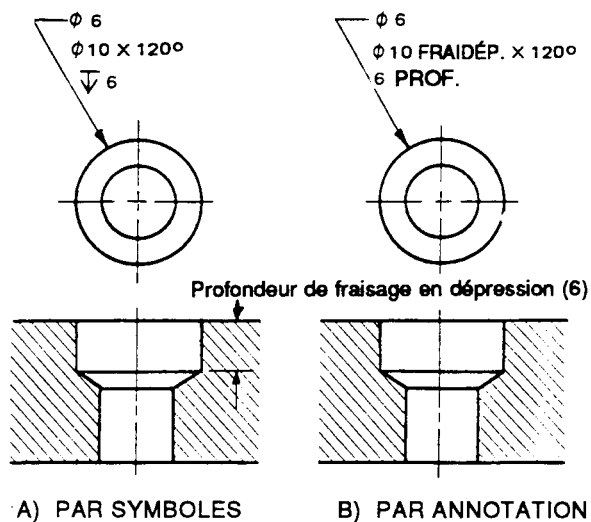


Fig. 7-20 Trous fraisés en dépression

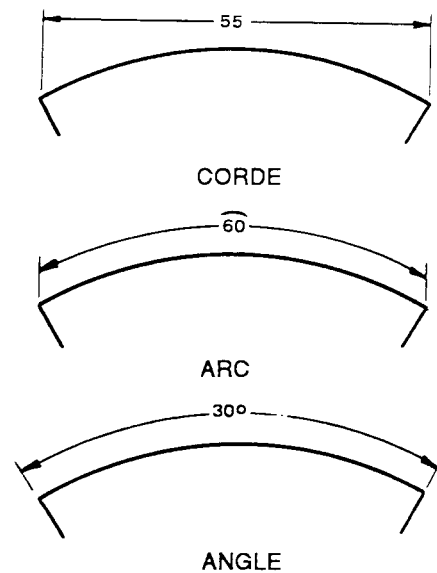


Fig. 7-21 Cotation des cordes, des arcs et des angles

7.6 Cordes, arcs et angles

On cote les cordes, les arcs et les angles de la façon indiquée à la figure 7-21.

7.7 Profils

On cote les profils de l'une des façons suivantes :

- en donnant les rayons de courbure successifs et les cotes de positionnement des éléments correspondants de la courbe (fig. 7-22) ;
- selon la méthode des coordonnées linéaires à partir d'un point commun décrite à l'article 8.5 (fig. 7-23) ;

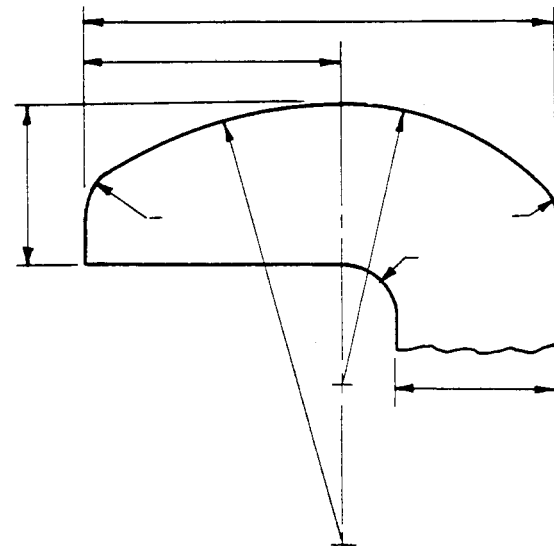
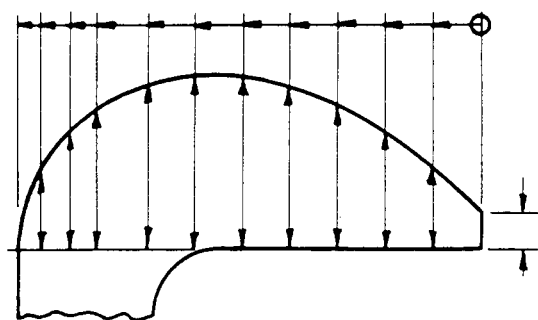


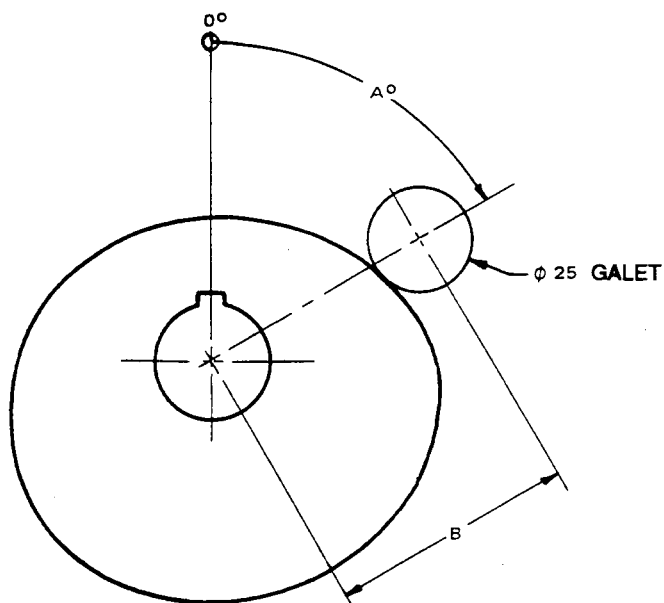
Fig. 7-22 Cotation d'un profil : méthode des rayons de courbure



c) selon la méthode des coordonnées polaires décrite à l'article 8.3 (fig. 7-24) ;

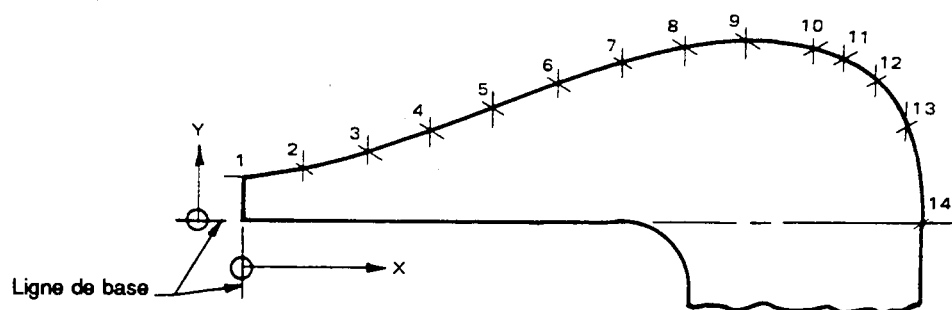
d) selon la méthode des coordonnées sous forme de tableau décrite à l'article 8.7 (fig. 7-25).

Fig. 7-23 Cotation d'un profil : méthode des coordonnées linéaires à partir d'un point commun



A°	0	20	40	60	80	100	120 à 210	230	260	280	300	320	340
B	50	52,5	57	63,5	70	74,5	76	75	70	65	59,5	55	52

Fig. 7-24 Cotation d'un profil : méthode des coordonnées polaires



Galet	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
X														
Y														

Fig. 7-25 Cotation d'un profil : méthode des coordonnées sous forme de tableau

7.8 Contours symétriques

7.8.1

On peut coter les contours ou éléments symétriques sur un côté de l'axe de symétrie. On indique la symétrie en ajoutant à la ligne d'axe le symbole approprié (fig. 7-26).

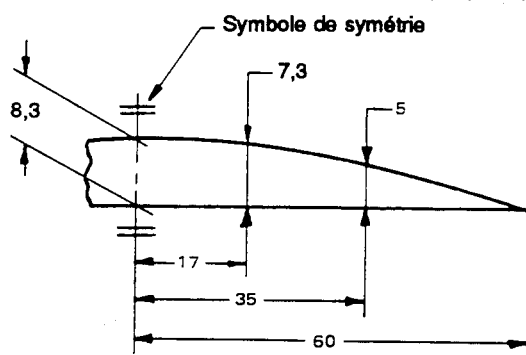


Fig. 7-26 Cotation d'un profil : méthode de la ligne d'attache et de cote

7.8.2

Lorsque les restrictions d'espace ou la réduction du coût sont à prendre en compte, on peut ne dessiner que la moitié

de l'objet. On prolonge toutefois le dessin sur une courte distance au-delà de la ligne d'axe et on termine par un trait d'interruption de vue (fig. 7-26).

7.9 Éléments carrés

7.9.1

La façon d'indiquer par un symbole qu'un élément est de forme carrée est illustrée à la figure 7-27. Le symbole précède la cote.

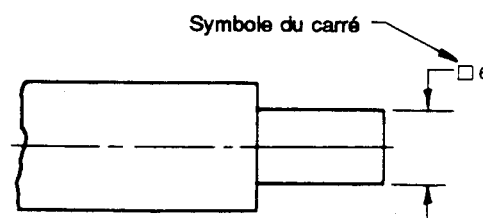


Fig. 7-27 Cotation des éléments carrés

7.10 Trous de centre

Lorsque les trous de centre doivent demeurer sur la pièce finie, on les indique ou on les cote sur le dessin (voir la norme ISO 6411).

7.11 Chanfreins

7.11.1

On cote les chanfreins par l'indication d'un angle et d'une longueur, ou de deux longueurs (fig. 7-28 à 7-32). Lorsqu'on donne un angle et une longueur, la cote de longueur indique la distance de l'extrémité de la pièce au début du chanfrein (fig. 7-28).

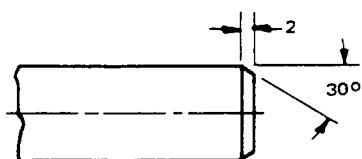


Fig. 7-28 Chanfrein de 30°

7.11.2

Un chanfrein de 45° peut être indiqué par une simple annotation (fig. 7-29). Cette méthode n'est possible qu'avec l'angle de 45°, pour lequel la valeur linéaire s'applique aussi bien dans la direction longitudinale que dans la direction radiale.

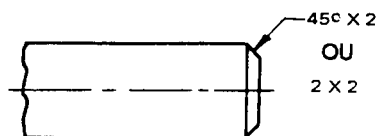


Fig. 7-29 Chanfrein de 45°

7.11.3

Lorsque le bord d'un trou rond est chanfreiné, on procède de la façon indiquée à l'article 7.11.2, sauf si le diamètre du chanfrein exige un contrôle dimensionnel (fig. 7-30). Ce type de contrôle peut aussi s'appliquer au diamètre d'un chanfrein d'un composant externe tel qu'un arbre, une cheville ou un boulon.

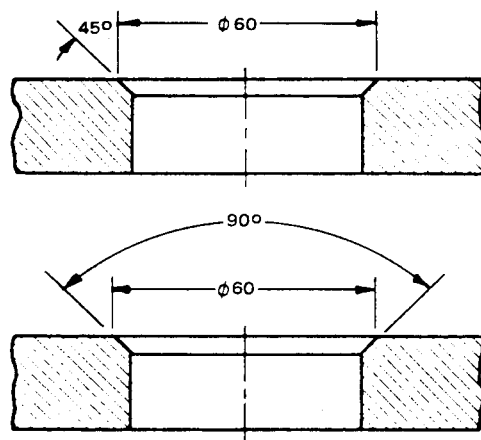


Fig. 7-30 Chanfreins intérieurs de 90°

7.11.4

Dans le cas des chanfreins s'appliquant à des surfaces non perpendiculaires l'une à l'autre, on procède selon l'une des méthodes indiquées à la figure 7-31.

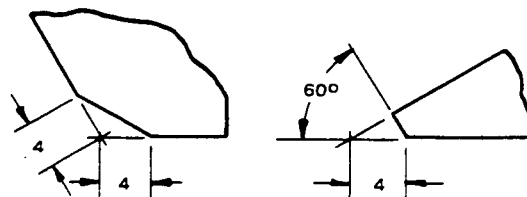


Fig. 7-31 Chanfreins entre surfaces non perpendiculaires

7.11.5

Lorsqu'un très petit chanfrein est permissible, principalement pour adoucir une arête vive, on peut le coter sans le dessiner (fig. 7-32). Il est convenu que l'angle est de 45°, si aucune autre indication n'est donnée.

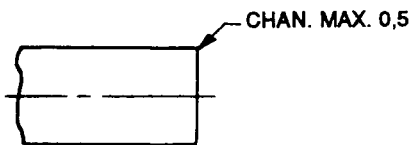


Fig. 7-32 Cotation des très petits chanfreins

7.12 Pentes

7.12.1

On peut utiliser les cotes et les symboles suivants selon diverses combinaisons pour définir la pente d'une ligne ou d'une surface :

- a) la pente exprimée par un angle ;

b) la pente exprimée par un rapport accompagné du symbole de la pente ;

c) les cotes indiquant la différence de hauteur entre deux points par rapport à une ligne de base et la distance entre les deux points.

Note. Ne pas confondre pente et conicité (voir le chapitre 3).

7.12.2

La figure 7-33 illustre quelques combinaisons courantes servant à la cotation des pentes.

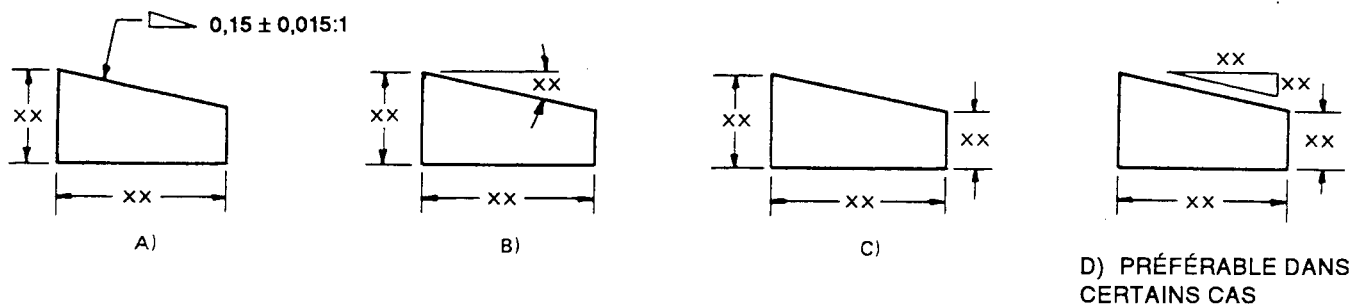


Fig. 7-33 Cotation des pentes

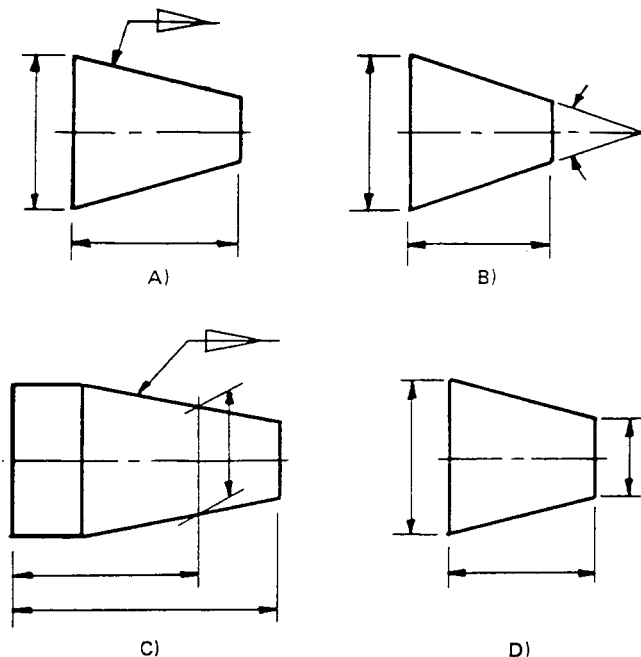


Fig. 7-34 Cotation des éléments coniques

7.13 Conicité

7.13.1

On peut utiliser, selon diverses combinaisons, les cotes et le symbole suivants pour exprimer les dimensions, la forme et la position d'un cône :

- a) la conicité exprimée au moyen de l'angle inclus ou sous forme de rapport accompagné du symbole approprié ;
- b) le diamètre de l'extrémité la plus grande ;
- c) le diamètre de l'extrémité la plus petite ;
- d) le diamètre de la section en un endroit donné ;

- e) la cote situant la section ;
- f) la longueur du cône.

Note. Ne pas confondre conicité et pente (voir le chapitre 3).

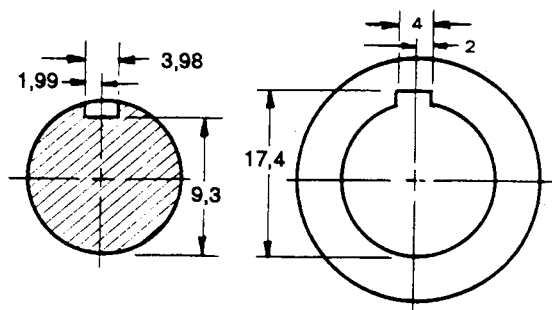
7.13.2

La figure 7-34 illustre quelques combinaisons courantes servant à la cotation des éléments coniques.

7.14 Rainures de clavetage

7.14.1

Les rainures pour les clavettes plates et carrées sont cotées en largeur, en profondeur, en position et, si nécessaire, en longueur. La profondeur est cotée à partir du côté opposé de l'arbre ou de l'alésage (fig. 7-35). Voir les cotes recommandées de la norme CSA B232.



ARBRE

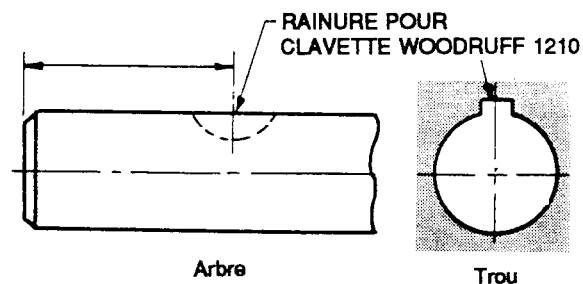
MOYEU RAINURÉ

Fig. 7-35 Cotation des rainures pour clavettes plates et carrées

7.14.2

On cote les rainures pour clavettes Woodruff de l'une des deux façons suivantes :

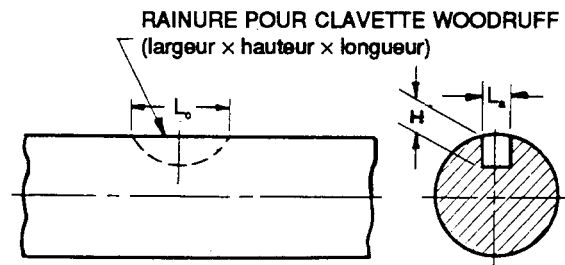
- en indiquant la largeur et le diamètre d'un numéro de clavette ou de fraise à rainurer (fig. 7-36 A)) ;
- en indiquant des cotes (fig. 7-36 B)).



Arbre

Trou

A) EN DONNANT LE DIAMÈTRE DE LA FRAISE À RAINURER



B) EN DONNANT LES DIMENSIONS DE LA RAINURE

Fig. 7-36 Cotation des rainures pour clavettes Woodruff

7.15 Moletage

7.15.1

On indique le moletage en précisant le type, le pas et le diamètre avant et après moletage. Lorsqu'il n'y a pas besoin de le contrôler, on omet d'indiquer le diamètre après moletage. Lorsque seule une portion d'un élément doit être moletée, on doit indiquer la cote axiale (fig. 7-37).

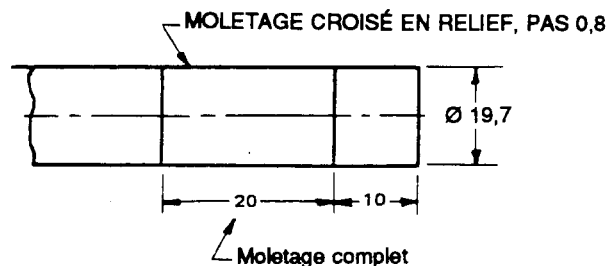


Fig. 7-37 Moletage

7.15.2

Un moletage qui a pour fonction de fournir un ajustement serré entre des pièces s'exprime par une annotation indiquant le type de moletage, le pas, le diamètre tolérancé de l'élément avant moletage et le diamètre minimal acceptable après moletage (fig. 7-38).

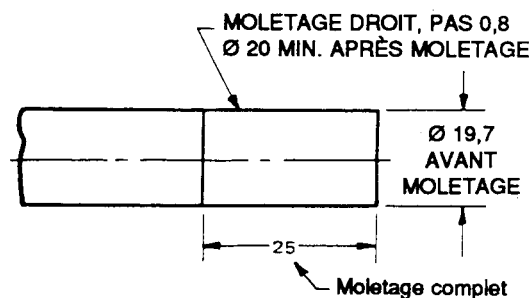


Fig. 7-38 Moletage pour ajustement serré

7.16 Dégagements

On peut coter les dégagements en indiquant la largeur et le diamètre dans une simple annotation (fig. 7-39). Si le fond du dégagement comporte un arrondi (fig. 7-40), le rayon sera égal à la moitié de la largeur, sauf indication contraire.

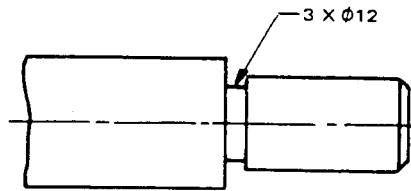


Fig. 7-39 Dégagement simple

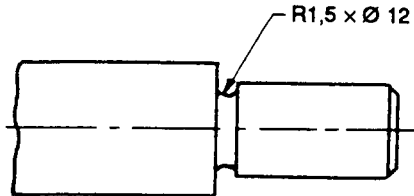


Fig. 7-40 Dégagement à arrondi

7.17 Tiges et tubes

On cote les tiges et les tubes au moyen de coordonnées dans trois directions ou en indiquant la longueur des parties droites, les rayons de courbure, les angles des parties courbes et les angles de torsion pour toutes les parties de la pièce. Cela peut se faire au moyen de vues auxiliaires, par des tableaux ou par des données additionnelles.

7.18 Filetage métrique ISO

7.18.1 Désignation du profil de filetage

7.18.1.1

On désigne les filetages métriques ISO pour usage général au moyen de la lettre M suivie du diamètre nominal et du pas, en millimètres, séparés, au moyen de demi-espaces, par le signe de multiplication.

Exemple : M6 x 0,75

7.18.1.2

L'absence d'indication de pas signifie qu'un gros pas est spécifié (voir la norme ISO 261).

Exemple : M6 signifie M6 x 1

7.18.1.3

La désignation complète d'un filetage comprend la désignation d'une classe de tolérance de filetage.

Exemple : M8 x 1-6g

↖ symbole de position de tolérance
↗ qualité de tolérance

Les explications nécessaires concernant les qualités de tolérance et les symboles de position sont données dans la norme ISO 965/1.

7.18.1.4

Lorsque la tolérance pour le diamètre majeur du filetage extérieur ou le diamètre mineur du filetage intérieur diffère de la tolérance du diamètre primitif, on ajoute une qualité de tolérance et un symbole de position. Par exemple, la désignation M10-4H5H indique un filetage intérieur ayant une tolérance de diamètre primitif de 4H et une tolérance de diamètre mineur de 5H.

7.18.1.5

On décrit habituellement les filetages à profil spécial en donnant le diamètre de base, le nombre de filets au pouce ou le pas, ainsi que le symbole de la série, de la classe ou de la tolérance (selon le cas) et le nom du filetage (Acme, trapézoïdal, Whitworth, etc.). Voir la norme ISO 965/1.

7.18.2 Longueurs en prise

7.18.2.1

Étant donné que les filets taillés doivent être chanfreinés ou que le filet incomplet doit être émoissé pour s'adapter au filet correspondant, on peut l'indiquer au moyen d'une annotation ou par une cote (fig. 7-41). Dans l'un et l'autre cas, la cote représente, sauf indication contraire, la distance jusqu'au dernier filet complet, mesurée à partir du bout de la pièce.

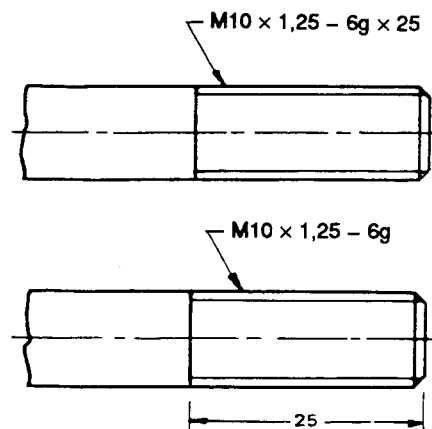


Fig. 7-41 Filetage pleine longueur

7.18.2.2

Si le contrôle du filetage incomplet (filet émoissé) ou de la portion non filetée est important, ces longueurs doivent être cotées séparément (fig. 7-42). La cote A représente la

la longueur de plein filetage ; la cote B, la longueur de la portion non filetée ; la cote C, la longueur totale de filetage, y compris le filet émoussé. C'est une pratique courante que d'attribuer la désignation MIN. aux cotes A et B, et la désignation MAX. à la cote C. Pour la cotation des pièces filetées jusqu'à l'épaulement, voir la figure 7-43.

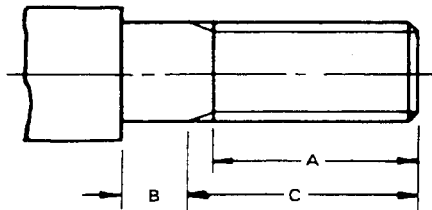


Fig. 7-42 Longueur d'un filetage incomplet

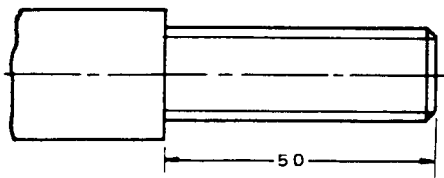


Fig. 7-43 Filetage jusqu'à l'épaulement

7.18.2.3

Lorsqu'il est essentiel qu'une pièce pénètre jusqu'à l'épaulement dans un trou taraudé, il faut inclure un dégagement approprié (fig. 7-44). La largeur recommandée pour ce dégagement est égale à trois pas de filetage, le diamètre maximal étant égal au diamètre minimal du filetage.

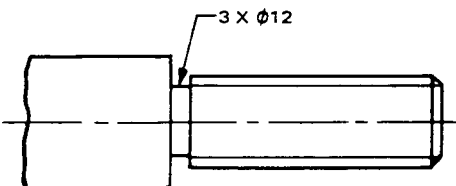


Fig. 7-44 Dégagement de filetage

7.18.2.4

Étant donné que les filetages taillés doivent être chanfreinés ou dépouillés à leur extrémité, on peut l'indiquer selon la méthode illustrée à la figure 7-44 ; on peut aussi ajouter l'annotation CHAN. (fig. 7-32).

7.18.2.5

On indique la profondeur des trous taraudés par une annotation ou par une cote (fig. 7-45).

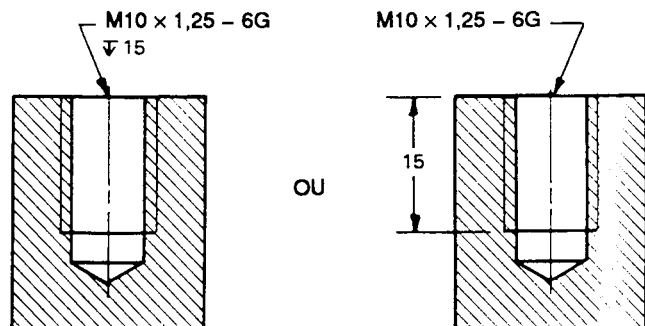


Fig. 7-45 Profondeur des trous taraudés

7.18.2.6

Le trou foré doit être plus profond que la profondeur de taraudage, afin de laisser du jeu au taraud. Si la profondeur de forage est importante, on doit la coter séparément (fig. 7-46).

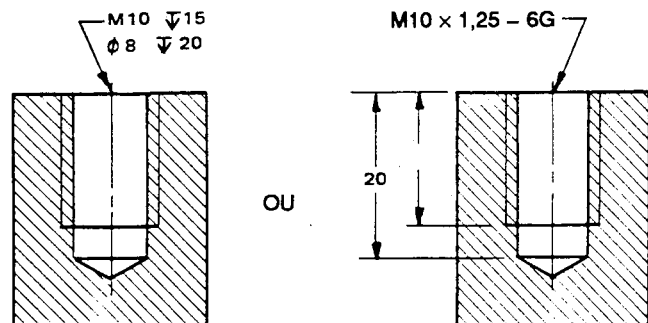


Fig. 7-46 Profondeur de perçage et de taraudage

7.18.2.7

La profondeur de filetage désigne la profondeur du filetage complet, c.-à-d. la profondeur à laquelle le calibre ENTRE peut pénétrer librement. De la même façon, l'expression profondeur de forage doit signifier la profondeur du plein diamètre du trou foré. La pointe du trou foré ne doit pas apparaître sur la face opposée si le dessin désigne un trou borgne.

7.19 Filetages coniques (de tubes)

7.19.1

On désigne les filetages coniques en donnant la dimension nominale du tube, le nombre de filets au pouce et le symbole de désignation (fig. 7-47). Voir les normes ISO 7-1 et 228-1. Il n'est pas nécessaire d'indiquer le type de filetage lorsqu'il s'agit d'un filetage conique clairement illustré sur le dessin.

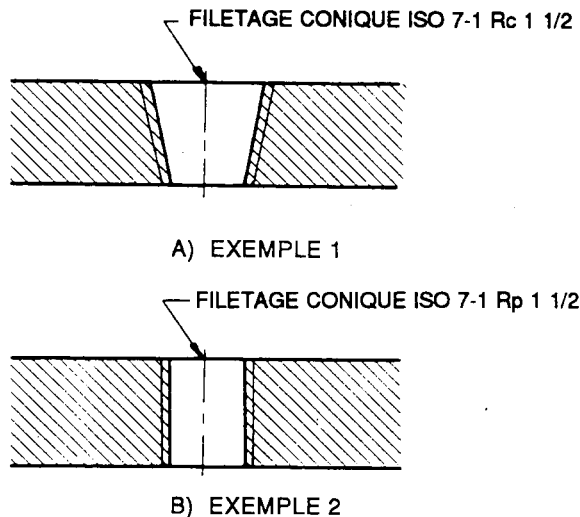


Fig. 7-47 Filetages coniques

7.19.2

Les symboles de désignation pour le filetage américain (American National) pour tubes sont les suivants :

NPT — National Taper Pipe Thread (filetage conique américain NPT pour tubes) (fig. 7-47 A))

NPSC — National Pipe Straight Coupling Thread (Internal) (filetage américain droit à raccordement pour tubes (intérieur)) (fig. 7-47 B))

NPSM — National Pipe Straight Mechanical Thread (filetage américain droit pour assemblage mécanique de tubes)

NPSL — National Pipe Straight Locknut Thread (filetage américain droit à écrou de blocage pour tubes)

7.20 États de surface

Pour les méthodes d'indication des états de surface dans les dessins, voir la norme ISO 1302.

7.21 Engrenages et cannelures

Pour les méthodes de cotation des engrenages et des cannelures, voir les normes ANSI Y14.7.1 et Y14.7.2.

7.22 Moulages

Pour les méthodes de cotation des moulages, voir le chapitre 14.

7.23 Pièces forgées

Pour les méthodes de cotation des pièces forgées, voir la norme ANSI Y14.9.

8. Position des éléments

8.1 Généralités

On indique la position des trous et autres éléments analogues par des cotes relatives à leurs lignes d'axe, sauf si le contour ou les côtés présentent une importance spéciale.

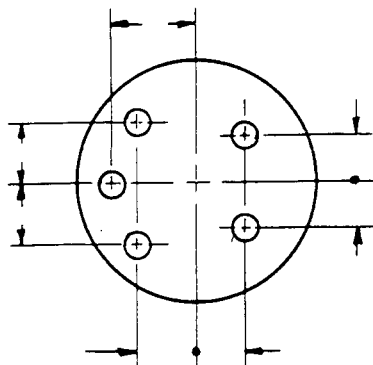


Fig. 8-1 Coordonnées rectangulaires

8.2 Coordonnées rectangulaires

8.2.1

Dans la méthode dite des coordonnées rectangulaires, on indique les distances, les positions et les dimensions par des cotes ayant pour origine un, deux ou trois axes ou surfaces de référence, habituellement perpendiculaires les uns aux autres (fig. 8-1 et 8-2).

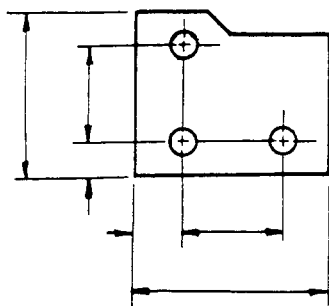


Fig. 8-2 Coordonnées rectangulaires

8.2.2

Lorsqu'on doit représenter un certain nombre de trous ou d'éléments identiques, on peut utiliser la méthode simplifiée illustrée à la figure 8-3. Dans ce système, il est important d'indiquer la position de chaque trou par une

petite croix représentant le centre, puisque chaque intersection de lignes d'attache ne désignerait pas la position d'un trou.

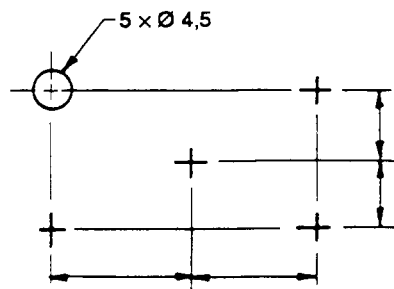


Fig. 8-3 Cotation d'un groupe de trous de même diamètre

8.2.3

On peut, lorsqu'il est nécessaire, faire subir simultanément des rotations aux axes ou surfaces de référence, selon divers angles. Lorsque la chose est possible fonctionnellement, on choisit de préférence le bord supérieur ou inférieur gauche, étant donné que ce sont ces parties que l'on utilise pour localiser les pièces dans la plupart des machines-outils tout usage.

8.2.4

On indique de la façon illustrée à la figure 8-4 les coordonnées des intersections des quadrillages des plans d'ensemble.

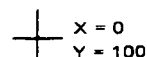
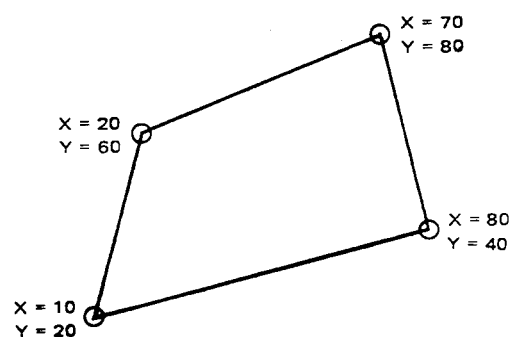


Fig. 8-4 Coordonnées d'intersections

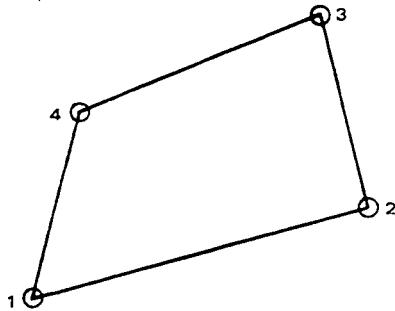


Note. Il n'est pas obligatoire d'encadrer les points.

Fig. 8-5 Coordonnées de points arbitraires

8.2.5

Les coordonnées des points de référence arbitraires sans quadrillage apparaissent à côté de chaque point (fig. 8-5) ou sous forme de tableau (fig. 8-6).



Note. Il n'est pas obligatoire d'encrer les points.

Point	X	Y
1	10	20
2	80	40
3	70	80
4	20	60

Fig. 8-6 Coordonnées de points arbitraires présentées sous forme de tableau

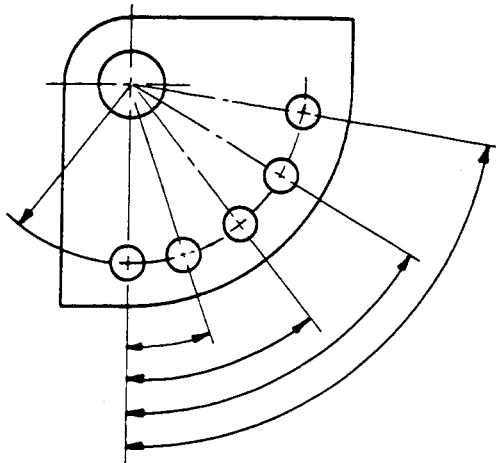


Fig. 8-7 Coordonnées polaires

8.3 Coordonnées polaires

On utilise couramment les coordonnées polaires pour la cotation dans des plans circulaires ou dans des configurations circulaires ou sphériques d'éléments. Elles

décrivent les positions d'éléments indiquées par un angle donné à partir d'une ligne de référence et par un diamètre ou une cote radiale donnée à partir d'un point de référence qui est habituellement un trou ou le centre de la pièce (fig. 8-7). Si les cotes des cordes sont fonctionnellement importantes, on les indique de la façon illustrée à la figure 8-8.

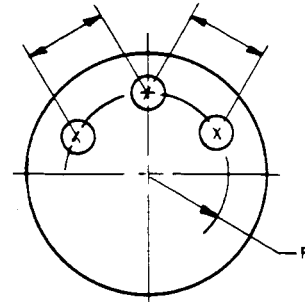


Fig. 8-8 Cotation des cordes

8.4 Cotation de point à point

8.4.1

Les cotes linéaires s'appliquent généralement de point à point, en ce sens qu'elles situent des surfaces directement entre les points indiqués, ou entre des points correspondants des surfaces indiquées. Par exemple :

- un diamètre s'applique à tous les diamètres d'une surface cylindrique, et non pas seulement au diamètre de l'extrémité à laquelle la cote est placée ;
- une épaisseur s'applique à tous les points opposés des surfaces ;
- une cote situant un trou s'applique à partir de l'axe du trou, perpendiculairement au bord de la pièce, sur la même ligne d'axe.

8.4.2

La cotation de point à point ne contrôle pas la forme de l'élément ou des éléments qu'elle concerne. Lorsque cela est indésirable, on peut l'éviter en indiquant une tolérance de forme ou en indiquant des cotes se rapportant à un élément, à une ligne ou à un plan de référence.

8.4.3

Lorsque l'on applique une série de cotes selon la technique de point à point (fig. 8-9), on parle de cotation en série. Cette méthode présente l'inconvénient qu'une accumulation indésirable de tolérances entre les éléments individuels peut en résulter. Si, par exemple, une tolérance

de $\pm 0,1$ était indiquée pour chacune des cotes de trou à trou de la figure 8-9, la distance entre le premier et le dernier trou pourrait théoriquement varier de $\pm 0,3$ mm. La cotation à partir d'un élément commun, selon l'article 8.5, peut obvier à cet inconvénient.

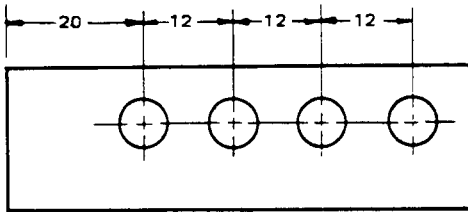


Fig. 8-9 Cotation en série

8.5 Cotation à partir d'un élément commun

8.5.1

La méthode de cotation selon laquelle plusieurs cotes prennent leur origine en un même point ou sur une même ligne de référence s'appelle la cotation à partir d'un élément commun. La ligne de référence peut être un prolongement du contour de l'origine, une ligne de base ou une ligne de système. La cotation à partir de la ligne de référence peut être exécutée sous forme de lignes parallèles ou sous forme de cotes superposées.

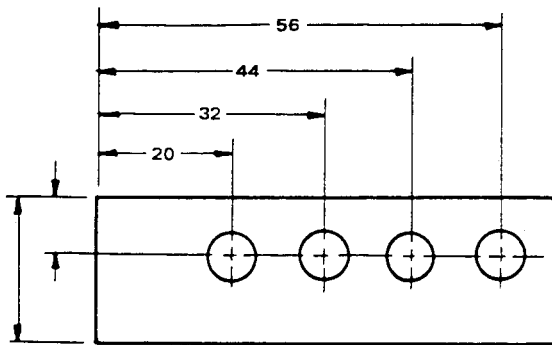


Fig. 8-10 Cotation à partir d'un élément commun : méthode en parallèle

8.5.2

La cotation en parallèle consiste en un certain nombre de cotes ayant pour origine une ligne de référence commune (fig. 8-10).

8.5.3

La cotation par cotes superposées est une simplification de la cotation en parallèle et on peut y recourir lorsqu'on manque d'espace et qu'aucun manque de lisibilité n'est à craindre (fig. 8-11). On doit de préférence placer les cotes

près de la tête de la flèche, parallèlement à la ligne d'attache correspondante. Sauf indication contraire, les cotes ainsi indiquées s'appliquent de la même façon que les cotes de point à point (article 8.4). Il est à noter que, dans ce système, la tolérance indiquée par la distance du point commun à chacun des éléments cotés ne doit pas être supérieure à la moitié de l'écart maximal acceptable entre deux éléments reliés.

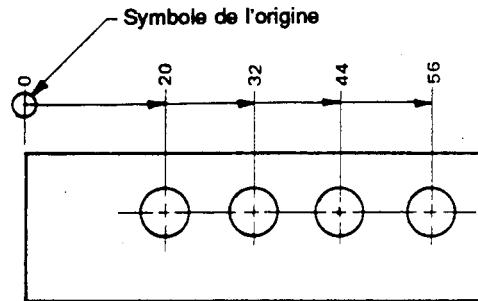


Fig. 8-11 Cotation à partir d'un élément commun : méthode par cotes superposées

8.6 Cotation sans lignes de cote

8.6.1

Si l'on veut éviter d'avoir de nombreuses lignes de cote, on peut recourir à la cotation sans lignes de cote (fig. 8-12). Dans ce système, des lignes zéro représentent les lignes de référence verticale et horizontale ; chaque cote, indiquée sans ligne de cote, donne la distance à partir de la ligne zéro. Il ne doit jamais y avoir plus d'une ligne zéro dans chaque direction. On peut aussi donner aux lignes de référence les appellations X, Y et Z (fig. 8-13).

8.6.2

On utilise la cotation sans lignes de cote pour situer des séries d'éléments tels que des trous et des fentes. Elle est particulièrement utile lorsque ces éléments sont réalisés au moyen d'une machine d'usage général telle qu'une machine à pointer, une perceuse à commande par bande magnétique, une presse à tourelles, etc.

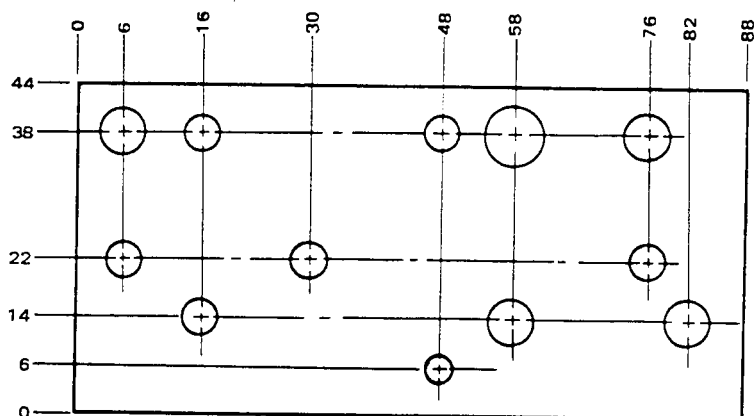
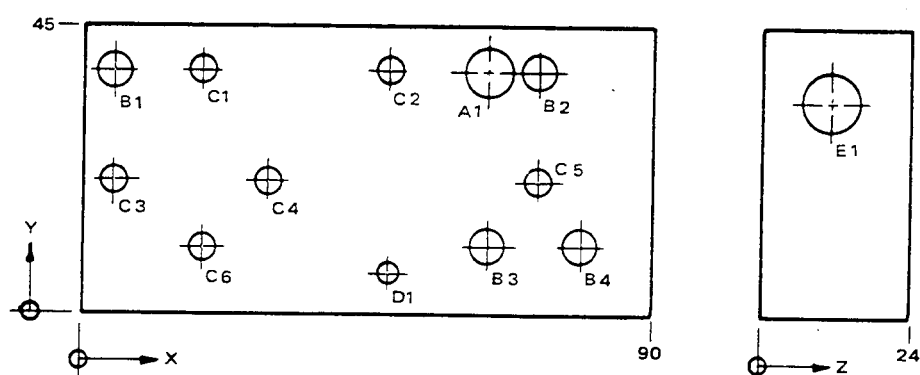


Fig. 8-12 Cotation sans lignes de cote



Diam.	Trou	X	Y	Z	Profondeur
7	A1	64	38		18
4,8	B1	5	38		
	B2	72	38		
	B3	64	11		
	B4	79	11		
3,6	C1	19	38		
	C2	48	38		
	C3	5	21		
	C4	30	21		
	C5	72	21		
	C6	19	11		
3,1	D1	48	6		12
8,6	E1		34	11	10

Note.
Tous trous traversants,
sauf indication contraire.

Fig. 8-13 Cotation en coordonnées

8.7 Cotation en coordonnées

8.7.1

Lorsqu'on doit coter un très grand nombre de trous ou autres éléments répétitifs, comme sur un châssis ou un panneau, et que la multiplicité des lignes d'axe pourrait rendre le dessin difficile à lire, la cotation en coordonnées est recommandée. Dans ce système, après avoir assigné à chaque trou (ou autre élément) une appellation alphabétique ou alphanumérique, on en donne dans un tableau les cotes de position par rapport aux axes des X, des Y et des Z, ainsi que les cotes de dimension (fig. 8-13).

8.7.2

Si l'on utilise la cotation en coordonnées dans le cas de pièces de forme irrégulière ou de moulage, il peut être avantageux d'utiliser comme point d'origine un trou situé dans le coin inférieur gauche.

8.8 Cotes et éléments répétitifs

8.8.1

On peut indiquer ou coter les éléments répétitifs en utilisant un chiffre suivi du signe de multiplication « X » pour indiquer combien de fois ils sont requis (fig. 8-14 et 8-16). On laisse un espace entre le signe « X » et la cote.

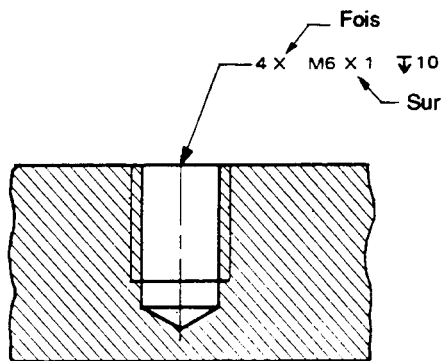


Fig. 8-14 Utilisation du X pour signifier « fois » ou « sur »

8.8.2

Le signe « X » est parfois utilisé en annotation, accompagné de deux cotes, pour signifier « sur » (fig. 8-15). Dans ce cas, on laisse un demi-espace entre le signe et les cotes. Lorsque les deux indications sont utilisées sur un même dessin, on doit s'assurer d'éviter toute ambiguïté (fig. 8-14 et 8-16, exemple 2).

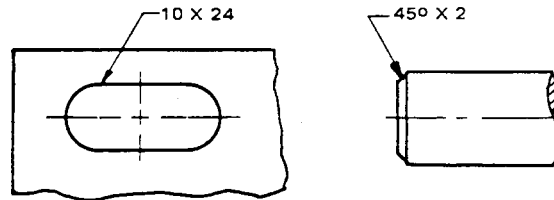
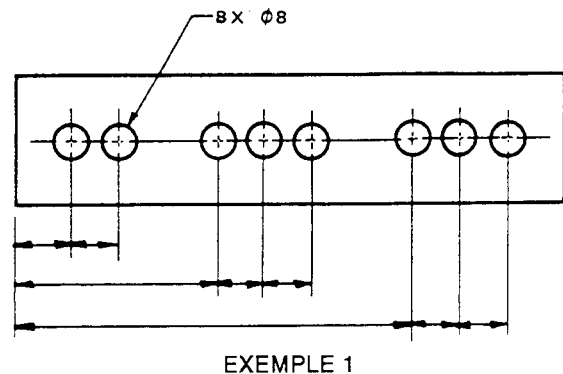


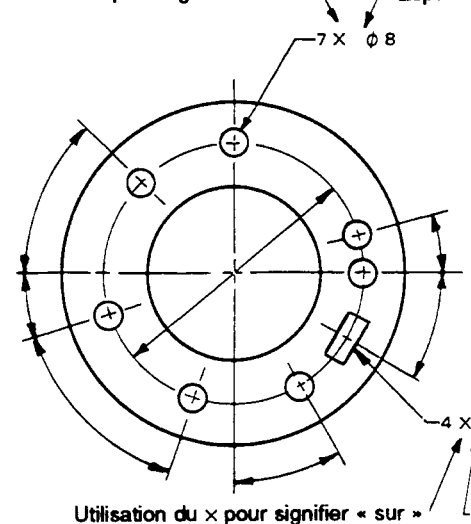
Fig. 8-15 Utilisation du X pour signifier « sur »

8.8.3

On peut indiquer l'intervalle dans une série d'éléments équidistants ou dans un gabarit en donnant le nombre requis d'intervalles et un signe « X » suivi de la cote. On laisse un espace entre le « X » et la cote (fig. 8-17). Dans les cas où il est difficile de distinguer la cote du nombre d'intervalles, on cote un intervalle et on l'identifie comme référence (exemple 1).

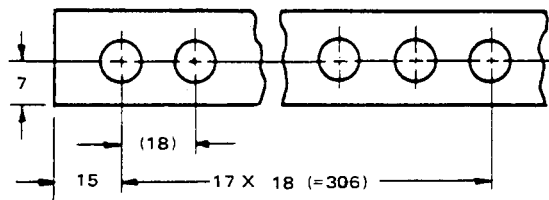


Utilisation du x pour signifier « fois »

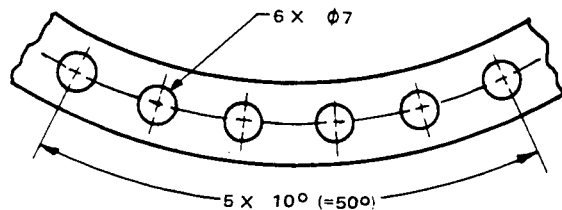


EXEMPLE 2

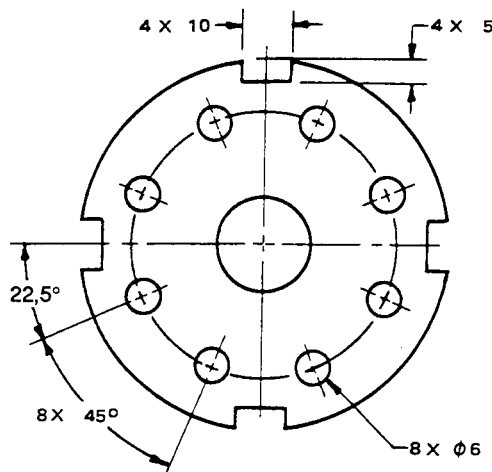
Fig. 8-16 Éléments répétitifs



EXEMPLE 1



EXEMPLE 2



EXEMPLE 3

Ces exemples ne s'appliquent qu'aux cotations directes et à partir d'un élément commun (fig. 10-8).

Fig. 8-17 Cotes et éléments répétitifs

8.9 Autres méthodes de cotation

8.9.1

Si l'on veut éviter de répéter la même cote ou d'encombrer le dessin de lignes de repère, on peut utiliser des lettres de référence accompagnées d'une légende (fig. 8-18).

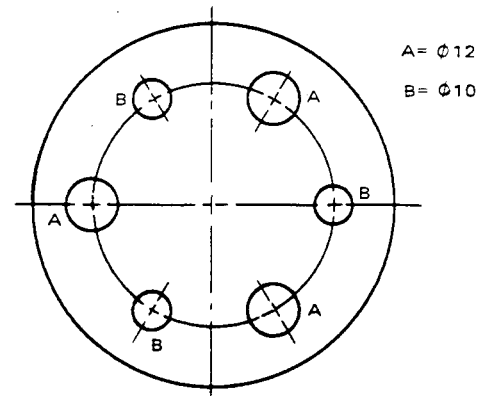


Fig. 8-18 Identification de trous de même diamètre

8.9.2

Dans les vues partielles ou les sections partielles de pièces symétriques, on prolonge légèrement les lignes de cote au-delà de l'axe de symétrie. On omet alors la seconde extrémité (fig. 8-19).

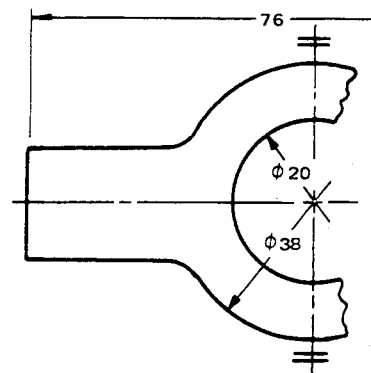


Fig. 8-19 Cotation des vues partielles

8.9.3

Lorsque plusieurs pièces sont dessinées et cotées dans un assemblage, les cotes appartenant à chaque pièce doivent être disposées en groupes distincts, dans la mesure du possible (fig. 8-20).

8.9.4

Il est parfois nécessaire de coter une zone limitée d'une surface ou une longueur de surface pour indiquer une condition particulière. Une longueur de surface est indiquée par un trait mixte fort (limite de zone), tracé adjacent et parallèlement à la surface en question. Lorsqu'il s'agit d'une superficie, celle-ci est hachurée dans les limites de zone (fig. 8-21).

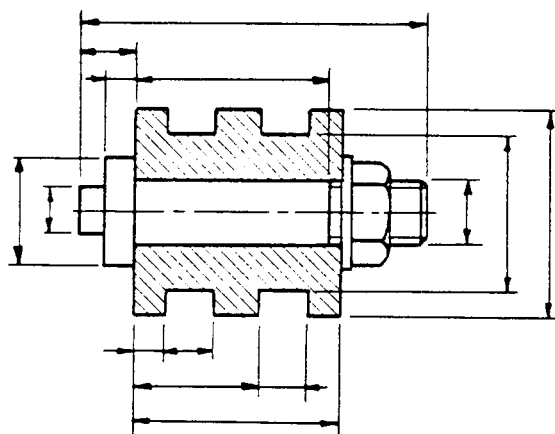
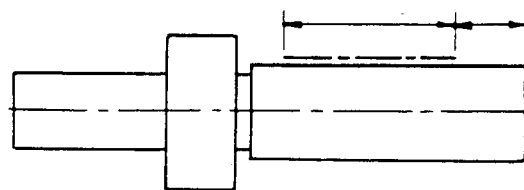
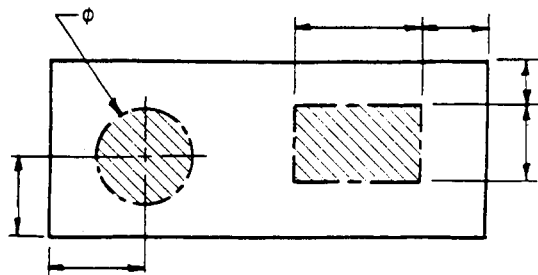


Fig. 8-20 Cotation des détails d'un assemblage



A) LONGUEUR DE SURFACE



B) ZONE LIMITÉE D'UNE SURFACE

Fig. 8-21 Cotation de longueurs et de zones limitées

9. Références

9.1 Généralités

9.1.1

Tel qu'il est défini au chapitre 3, les références sont des points, des lignes ou des surfaces constituant des repères géométriquement exacts. Chacune de ces références est fondée sur un ou plusieurs éléments de référence qui, faisant partie de la pièce, sont soumis à des erreurs ou à des écarts. Quoique théoriques, les références géométriques sont considérées comme réelles dans les tables d'usinage et les surfaces de positionnement des outils, appareils et pièces d'équipement de calibrage sur lesquels la pièce repose ou avec lesquels elle est en contact pendant la fabrication ou le mesurage. L'élément de référence doit être disposé de façon telle que la distance maximale le séparant d'une référence fictive soit la plus courte possible.

9.1.2

Ces références fictives ne sont pas des formes ou des plans géométriquement parfaits, mais sont en principe d'une qualité suffisante pour que toute erreur qu'elles pourraient introduire soit négligeable, compte tenu des tolérances de la pièce. Une surface représentant une référence fictive est illustrée à la figure 3-1.

9.2 Système de références triplanaire

9.2.1 Désignation des références

Dans le cas des tolérances d'orientation et de position, il est habituellement nécessaire d'établir des références servant d'origine aux cotes de position vraie ou auxquelles les relations angulaires s'appliquent. On n'a habituellement besoin que d'une ou de deux références aux fins d'orientation, mais les relations de position peuvent exiger un système de références triplanaire, dans lequel les trois plans sont mutuellement perpendiculaires. Ces trois plans sont respectivement considérés comme références primaire, secondaire et tertiaire, selon l'importance.

9.2.2 Référence primaire

9.2.2.1

Si l'élément de référence primaire est une surface plane, on peut considérer qu'il repose sur une surface plane appropriée, qui devient la référence primaire (fig. 9-1 A)). Toutefois, une surface plane, si l'on en voyait une image considérablement agrandie, présenterait des irrégularités et, mise en contact avec un plan parfait, ne le toucherait que par ses trois points les plus élevés (fig. 3-1).

9.2.2.2

Il peut arriver que la surface de référence primaire ne s'appuie pas de façon stable sur un plan de référence et qu'une oscillation de la pièce soit possible. On doit s'efforcer, dans un but d'uniformité d'interprétation, de corriger un tel effet de façon à réduire au minimum les

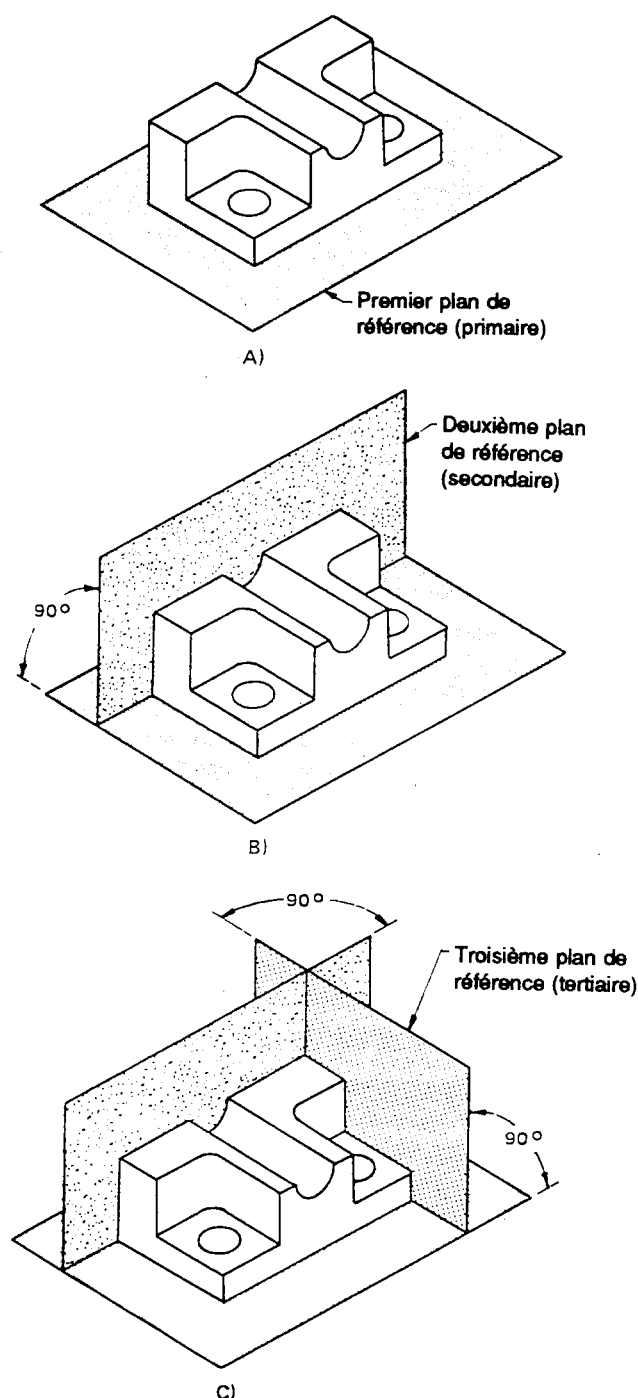


Fig. 9-1 Plans de référence

variations de la surface par rapport au plan de référence. Si, toutefois, on doit limiter l'oscillation pour éviter de rendre difficile l'inspection et l'assemblage, on doit contrôler la surface par une tolérance de forme appropriée, ou on peut utiliser la méthode de la référence partielle (voir l'article 9.5).

9.2.3 Référence secondaire et référence tertiaire

9.2.3.1

Si la pièce, pendant qu'elle repose sur le plan primaire, est mise en contact avec le plan secondaire (fig. 9-1 B)), elle le touchera théoriquement en deux points.

9.2.3.2

On peut maintenant faire glisser la pièce, tout en maintenant le contact avec les références primaire et secondaire, jusqu'à ce qu'elle touche un troisième plan (fig. 9-1 C)) qui devient alors la référence tertiaire, que la pièce ne touche théoriquement qu'en un point. On peut alors effectuer des mesures par rapport à ces trois références.

9.3 Choix des éléments de référence de fabrication

9.3.1

On doit observer les règles suivantes dans le choix d'un élément de référence de fabrication :

- choisir si possible une surface réelle de la pièce ;
- on devrait accorder une importance particulière à la fonction de la pièce, de façon à permettre sa cotation fonctionnelle dans le dessin ;
- un élément de référence doit être accessible pendant la fabrication et, si possible, pendant la vérification qui suit ;
- on doit, chaque fois qu'il est possible, utiliser comme références les éléments correspondants des pièces destinées à s'assembler, en vue d'assurer un bon montage ;
- lorsque les cotes fonctionnelles ne sont pas essentielles aux fins de référence, on choisit de préférence les surfaces d'éléments de référence les plus commodes pour la fabrication et la vérification ;
- l'axe commun à deux trous ou à d'autres éléments constitue parfois une ligne de référence commode. S'il y a plus de deux éléments sur la même ligne d'axe, le dessin doit préciser quels sont les deux éléments qui constituent les références ;

g) lorsqu'un trou ou autre élément constitue l'élément de référence, les autres surfaces ou lignes sont prescrites comme étant situées ou orientées par rapport à l'élément de référence, compte tenu d'une tolérance spécifiée ;

h) on devrait éviter d'utiliser des lignes d'axe non fonctionnelles comme lignes de référence, excepté lorsqu'elles sont utilisées pour indiquer la symétrie ;

i) lorsque deux ou trois références correspondantes sont requises, l'élément de référence primaire est habituellement la base ou la plus grande surface plane de la pièce. On choisit ensuite l'élément de référence secondaire, puis l'élément de référence tertiaire. On identifie alors ces éléments de référence conformément à l'article 9.4.3 ;

j) dans le cas des moulages, pièces forgées, soudées ou autres pièces de fabrication analogues, il est généralement nécessaire de choisir deux systèmes de références, un pour les dimensions de moulage et un pour les dimensions d'usinage, comme l'explique le chapitre 14. Cela peut aussi s'appliquer aux pièces de tôle emboutie, pour lesquels on indique un système de références pour la pièce brute et un autre après emboutissage ;

k) lorsqu'une référence ne coïncide pas avec une surface ou un bord réel de la pièce, il est nécessaire d'indiquer la position exacte de la référence au moyen d'une ou de plusieurs cotes de base.

9.4 Identification des éléments de référence

9.4.1 Indicateur d'élément de référence

Les références sont indiquées par un triangle rectangle noir ou non, appelé indicateur d'élément de référence (fig. 9-2), complété par une ligne de repère partant du sommet de l'angle droit. Cette ligne de repère est rattachée à la cote à contrôler (fig. 9-3) ou au cadre de tolérance (voir l'article 11.7). L'indicateur d'élément de référence ne devrait pas être placé en ligne avec une cote, sauf s'il s'applique à un élément de dimension sur une base d'état au maximum de matière.

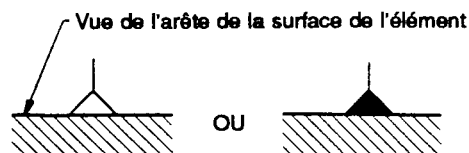


Fig. 9-2 Indicateur d'élément de référence

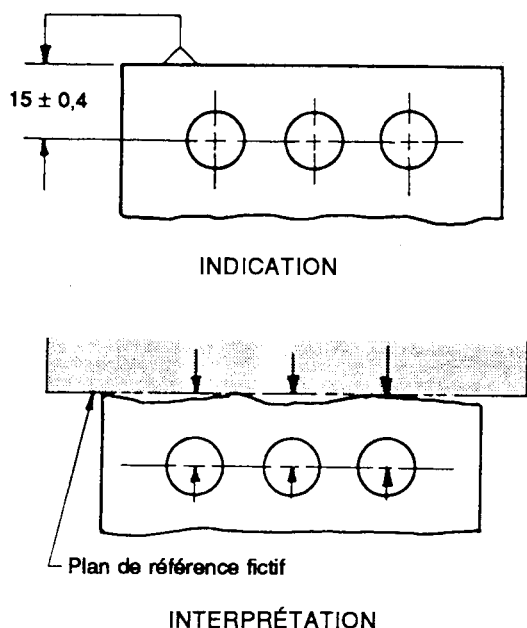


Fig. 9-3 Identification d'un élément de référence aux fins de cotation

9.4.2 Spécification d'un élément de référence aux fins de cotation

9.4.2.1

S'il est nécessaire, aux fins de cotation, de spécifier un élément de référence, on place l'indicateur d'élément de référence sur la surface de l'élément de référence ou sur la ligne d'attache se rapportant à la surface, et on le relie à la cote en cause.

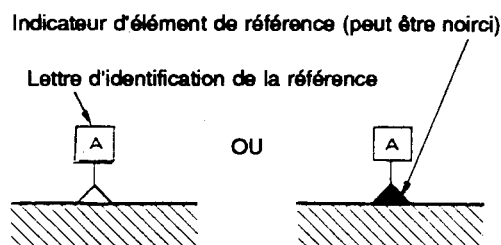


Fig. 9-4 Symbole d'élément de référence

9.4.2.2

L'ajout de l'indicateur d'élément de référence pour une série de trous ou autres éléments (partie supérieure de la figure 9-3) illustre qu'on doit mesurer les éléments à partir du plan de référence fictif (partie inférieure de la figure) plutôt qu'à partir du point le plus rapproché de la surface réelle.

9.4.3 Symbole de l'élément de référence

9.4.3.1

La référence est identifiée par une lettre majuscule encadrée reliée à l'indicateur de l'élément de référence (fig. 9-4).

9.4.3.2

Si un élément tolérancé est relié à une référence, cela est généralement indiqué par la répétition, dans le cadre de tolérance, de la lettre représentant la référence.

9.4.4 Inscription du symbole de l'élément de référence

9.4.4.1

Le symbole de l'élément de référence est :

a) placé sur le contour de l'élément ou sur une ligne prolongeant le contour (mais clairement distincte de la ligne de cote), lorsque l'élément de référence est la ligne ou la surface elle-même (fig. 9-5) ;

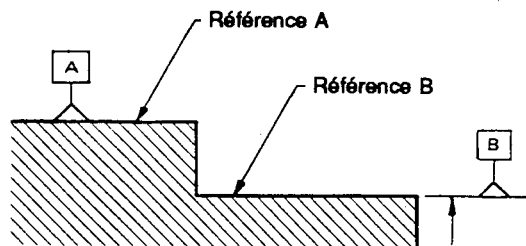


Fig. 9-5 Inscription du symbole de l'élément de référence

b) indiqué comme un prolongement de la ligne de cote, lorsque l'élément de référence est l'axe ou le plan médian (fig. 9-6 A)) (s'il n'y a pas assez d'espace pour deux flèches, on peut en remplacer une par le symbole d'élément de référence (fig. 9-6 C)) ;

c) placé sur l'axe ou le plan médian, lorsque la référence est l'axe ou le plan médian d'un élément unique (p. ex., un cylindre), ou l'axe ou le plan commun formé par deux éléments, p. ex., deux trous ou deux ergots (fig. 9-7 ; voir aussi l'article 11.7.4).

9.4.4.2

Lorsqu'il est possible de relier directement par une ligne de repère le cadre de tolérance à l'élément de référence, on peut omettre la lettre de référence (fig. 9-8).

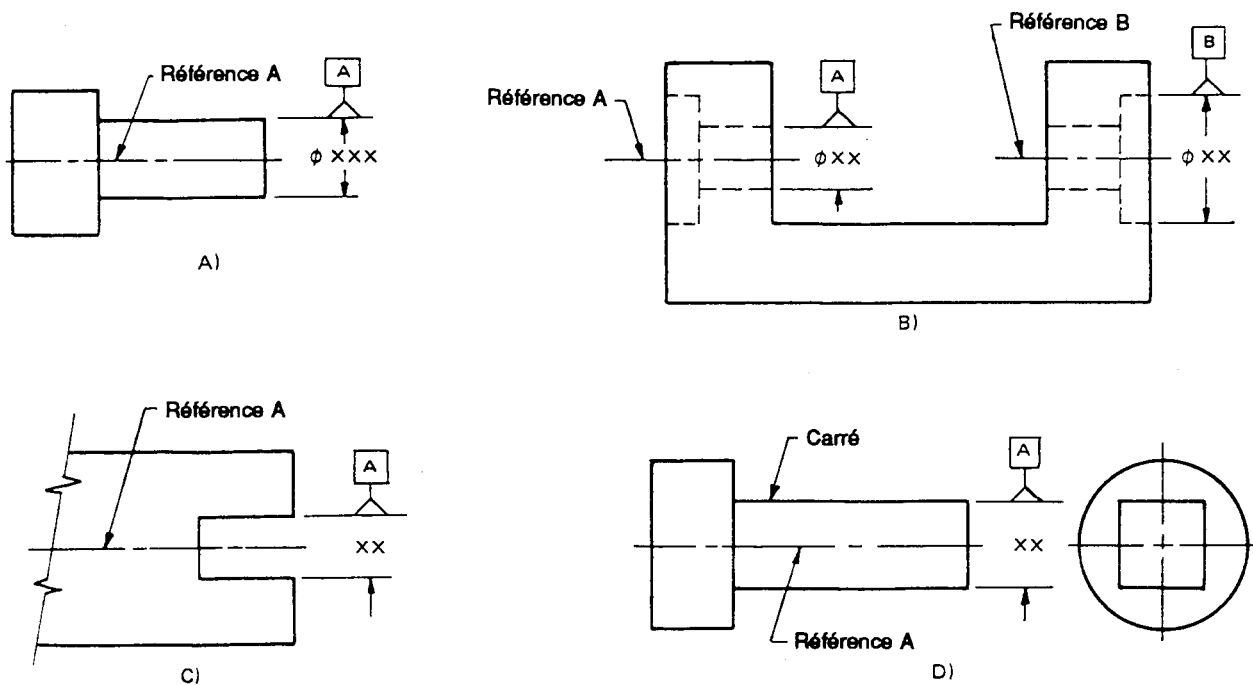


Fig. 9-6 Inscription du symbole de l'élément de référence lorsque la référence est l'axe ou le plan médian

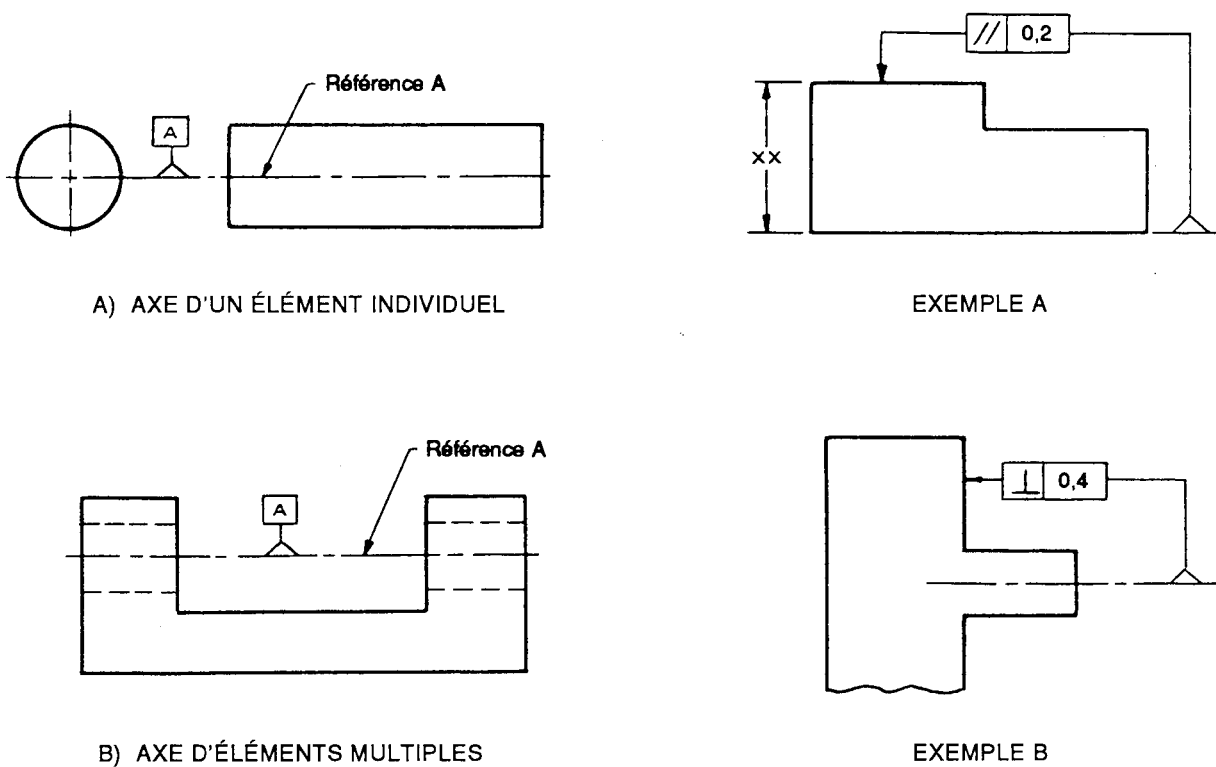
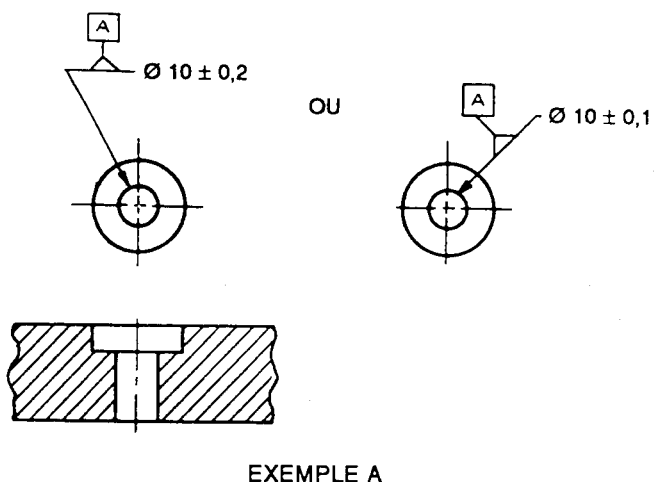


Fig. 9-7 Inscription du symbole de l'élément de référence lorsque la référence est l'axe

Fig. 9-8 Raccordement direct du cadre de tolérance à la référence



EXEMPLE A

EXEMPLE B

Fig. 9-9 Petits éléments de référence

9.4.4.3

Dans le cas d'éléments très petits, pour lesquels on n'utilise pas de lignes d'attache, on peut placer le symbole sur une ligne de repère (fig. 9-9).

9.4.4.4

Il est souvent souhaitable de ne considérer comme élément de référence qu'une partie d'une surface. On peut

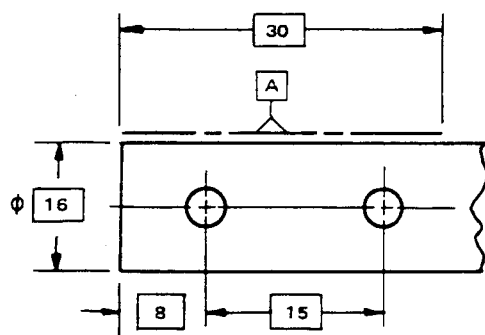


Fig. 9-10 Identification d'une partie de surface comme élément de référence

l'indiquer par une limite de zone de surface (fig. 9-10), par une annotation, ou encore au moyen de la méthode de la référence partielle décrite à l'article 9.5 (fig. 9-13).

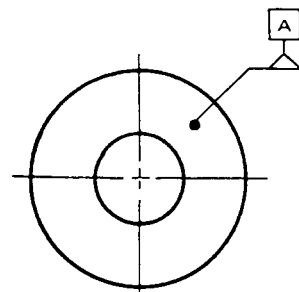


Fig. 9-11 Indication d'une référence sur la surface de l'élément

9.4.5 Identification d'une surface comme référence

Lorsqu'une vue illustrant une surface de référence comme une ligne n'est pas requise par ailleurs, on peut l'omettre et indiquer la référence au moyen d'un point placé sur la surface de référence (fig. 9-11).

9.5 Références partielles

9.5.1 Généralités

9.5.1.1

Les surfaces choisies comme éléments de référence manquent souvent de cette précision qui permettrait de les utiliser directement pour l'établissement des références, particulièrement les surfaces des moulages, des pièces forgées ou soudées ou des pièces de tôle, qui peuvent présenter des rugosités, des gauchissements ou des déformations diverses.

9.5.1.2

L'utilisation de références partielles est une technique qui permet de mieux surmonter ces conditions en mettant de telles pièces en relation avec des plans de référence d'une façon qui permet d'effectuer des mesurages précis et de les répéter au besoin.

9.5.1.3

La technique consiste à choisir de petites portions de surface, des lignes ou des points pour l'établissement de chaque référence. Dans le cas des surfaces planes, cela consiste habituellement en trois portions pour une référence primaire, deux pour une référence secondaire et une pour une référence tertiaire.

9.5.1.4

Il n'est pas nécessaire d'utiliser des portions pour toutes les références. Il est tout à fait logique, p. ex., d'utiliser des portions pour la référence primaire et d'autres surfaces ou éléments pour la référence secondaire ou tertiaire.

9.5.1.5

On doit placer les références partielles aussi loin que possible les unes des autres pour fournir le maximum de stabilité, mais on doit les tenir à l'écart des lignes de séparation, bords rugueux, soudures ou autres irrégularités.

9.5.2 Identification des références partielles

9.5.2.1

On identifie chaque surface de référence de la manière appropriée, au moyen du symbole d'élément de référence, et on lui assigne une lettre d'identification (fig. 9-4).

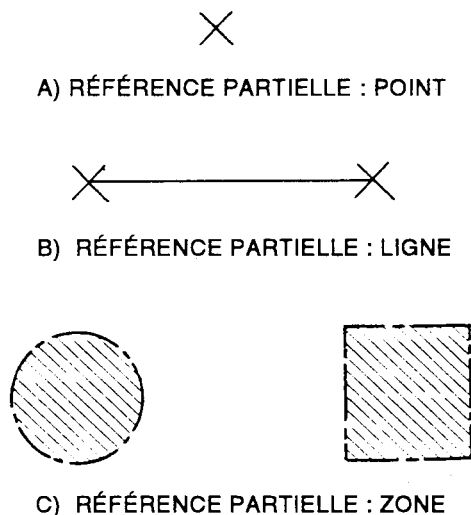


Fig. 9-12 Identification des références partielles

9.5.2.2

Chaque référence partielle est indiquée sur le dessin au moyen de la méthode appropriée (fig. 9-12) :

- les points : par une croix (fig. 9-14 et 17-1) ;
- les lignes : par deux croix réunies par un trait continu fin (fig. 9-15) ;
- les surfaces : par des hachures encadrées par une délimitation de zone (fig. 9-15).

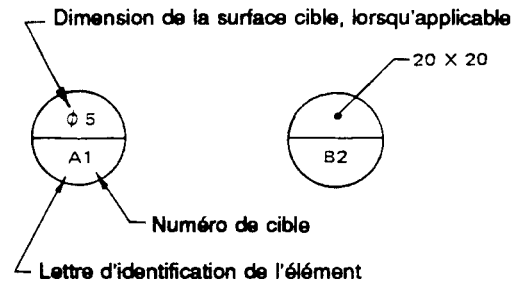


Fig. 9-13 Symbole de référence partielle

9.5.2.3

On devrait placer, autant que possible, les références partielles sur la vue qui illustre le contour de la surface. Sinon, on peut les illustrer dans une autre vue.

9.5.2.4

Chaque cible doit être identifiée par un symbole de référence partielle consistant en un cercle divisé en deux parties égales par une ligne horizontale. La partie inférieure est réservée à une lettre représentant l'élément de référence et à un chiffre représentant le numéro de référence partielle sur cet élément (fig. 9-13). Par exemple, dans un système de références triplanaire, à six points, on peut nommer les zones de références A, B et C ; les références partielles deviennent alors A1, A2, A3, B1, B2 et C1 (fig. 9-15). La partie supérieure est réservée aux informations additionnelles comme, par exemple, les dimensions de la zone. S'il n'y a pas suffisamment d'espace dans le compartiment, on peut placer l'information à l'extérieur et la relier à la partie visée par une ligne de repère.

9.5.2.5

Chaque symbole de référence partielle est relié à sa référence par une ligne de repère terminée par une flèche (fig. 9-14).

9.5.3 Cotation

9.5.3.1

L'emplacement des références partielles doit être donné par des cotes de base (fig. 9-14).

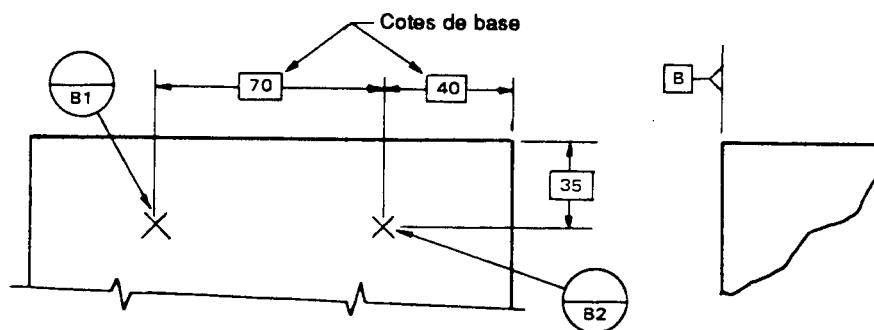
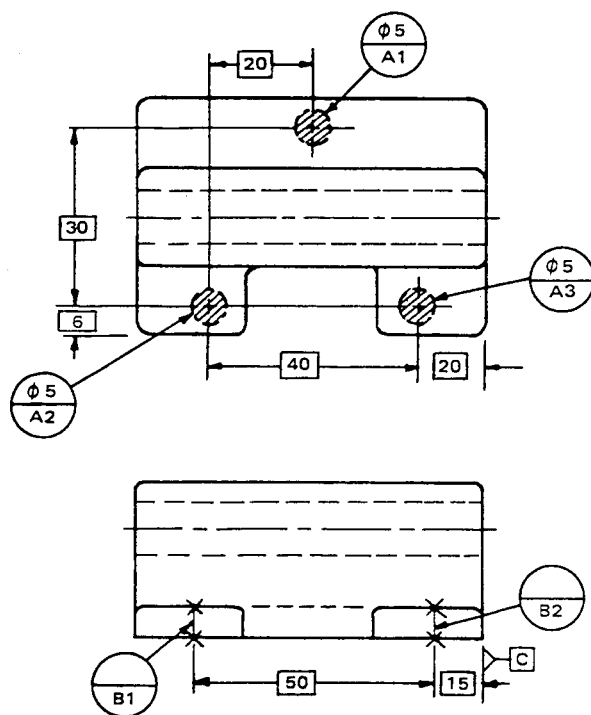


Fig. 9-14 Identification d'un point de référence

9.5.3.2

Les zones de références peuvent avoir n'importe quelle forme ; les cotes de positionnement sont généralement indiquées au centre de la surface (fig. 9-15). Lorsqu'une zone traverse complètement la pièce, on peut l'indiquer de la façon illustrée à la figure 9-16 ; sinon, on peut utiliser la méthode illustrée à la figure 9-10.



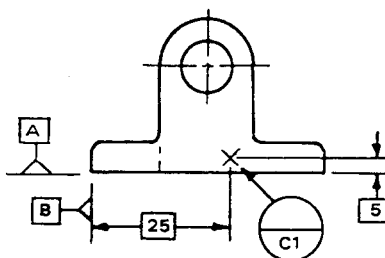
Zones A1, A2 et A3 ; lignes B1 et B2 ; point C1.

Fig. 9-15 Utilisation des références partielles

9.6 Éléments de référence

9.6.1

Lorsqu'un élément cylindrique est donné comme référence primaire, la référence est l'axe du cylindre parfait imaginaire qui ne toucherait qu'aux points les plus élevés de la surface. Donc, dans le cas des surfaces intérieures, il s'agit d'un cylindre parfait du plus grand diamètre que l'on peut inscrire dans le trou et, dans le cas des éléments extérieurs, c'est le cylindre parfait du plus petit diamètre que l'on peut circoncrire (fig. 9-17). L'axe de ce cylindre théoriquement parfait est appelé l'axe de référence.



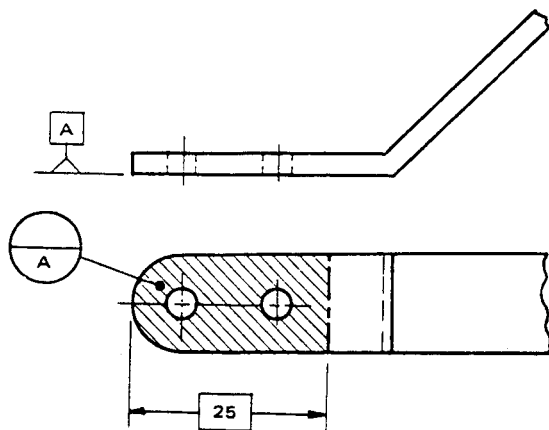


Fig. 9-16 Indication des dimensions et de la forme d'une zone de référence

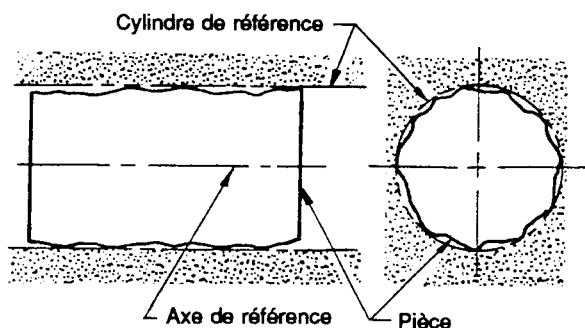


Fig. 9-17 Axe de référence des surfaces cylindriques

9.6.2

Lorsque la face d'extrémité est choisie comme référence primaire et la surface cylindrique comme référence secondaire, la référence secondaire est encore un cylindre parfait, sauf qu'il est perpendiculaire à la référence primaire (fig. 9-18).

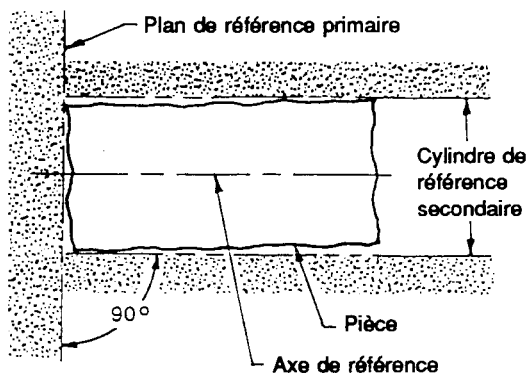


Fig. 9-18 Surface cylindrique comme référence secondaire

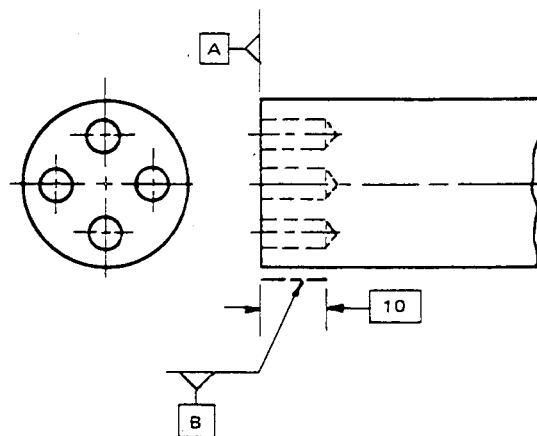


Fig. 9-19 Éléments de référence de longueur limitée

9.6.3

Dans plusieurs cas, comme lorsqu'on doit situer des trous dans la face d'extrémité d'un cylindre, l'élément de référence cylindrique doit être limité à une courte longueur pour éviter les erreurs de position découlant d'erreurs de forme dans la portion cylindrique (fig. 9-19 et 9-10).

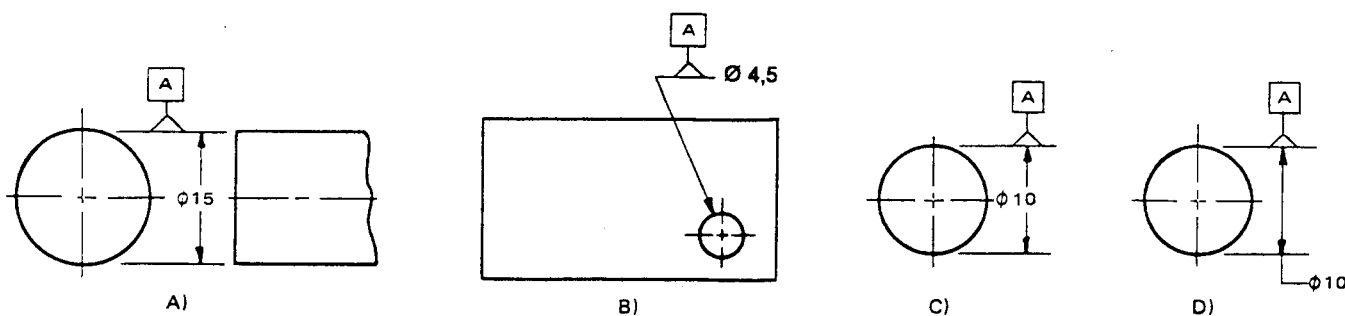


Fig. 9-20 Indication d'un élément de référence cylindrique

9.6.4

Bien que l'on puisse placer le symbole d'élément de référence sur une ligne d'attache de la surface cylindrique (fig. 9-20), il est préférable de le placer sur la ligne d'axe qui, dans la vue latérale, représente l'axe de référence. Cela est essentiel dans certains cas, tels que celui des surfaces coniques (fig. 9-21). Dans ce cas, la référence constitue l'axe du plus petit cône parfait circonscrit dans l'élément.

9.6.5

Lorsque l'élément de référence consiste en deux plans parallèles, la référence est le plan médian des plans parallèles circonvoisins (référence B, fig. 12-59).

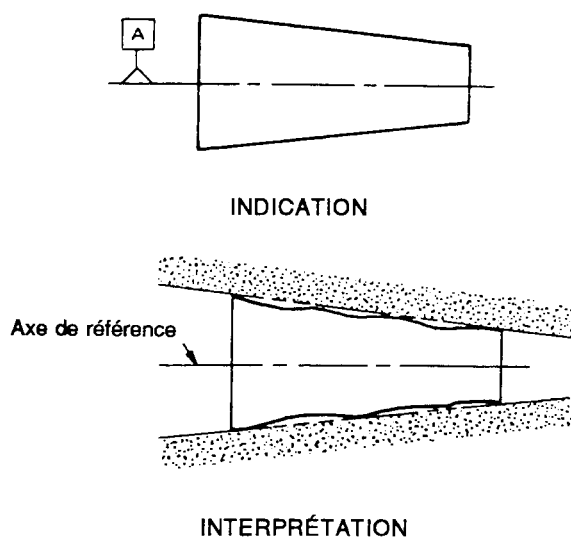


Fig. 9-21 Indication d'une ligne d'axe comme référence

9.7 Références fondées sur l'état au maximum de matière (EMM)

9.7.1

Lorsque des éléments dimensionnels, tels que la surface cylindrique des alésages ou des arbres, sont indiqués comme références fondées sur l'état au maximum de matière, cela doit signifier qu'ils s'appliquent à l'état virtuel. On indique de telles références par le symbole (M) à la suite de la lettre d'identification de référence inscrite dans le cadre de tolérance. Lorsqu'on les utilise comme références primaires, cela comprend l'effet des tolérances de forme et, lorsqu'on les utilise comme références secondaires ou tertiaires, cela comprend aussi l'effet des tolérances d'orientation ou de position qui s'appliquent à la relation qui existe entre les éléments de référence dans le même système de référence (fig. 12-6).

9.7.2

Si l'on utilise deux ou plusieurs trous ou autres références de petites dimensions comme une seule référence fondée sur l'état au maximum de matière, on devrait toujours indiquer également une tolérance de position appropriée concernant la relation des éléments entre eux dans le groupe de référence et cette tolérance devrait être fondée sur l'état au maximum de matière (référence C, fig. 12-33).

9.8 Combinaison d'un indicateur d'élément de référence et d'une ligne de cote

Les éléments de référence doivent être bien identifiés. Cela est particulièrement important dans le cas des formes semblables à celles de la figure 9-22. La surface plus longue constitue l'élément de référence qui contrôle la position de la surface courte.

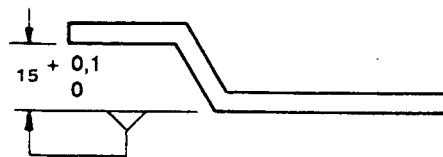


Fig. 9-22 Identification d'un élément de référence aux fins de cotation

10. Principes généraux de tolérancement et principes connexes

10.1 Généralités

10.1.1

Ce chapitre décrit les pratiques utilisées pour exprimer les tolérances relatives aux cotes linéaires ou angulaires, l'applicabilité des modifications d'état matériel et les interprétations touchant les limites et les tolérances.

10.1.2

On peut exprimer les tolérances de diverses façons :

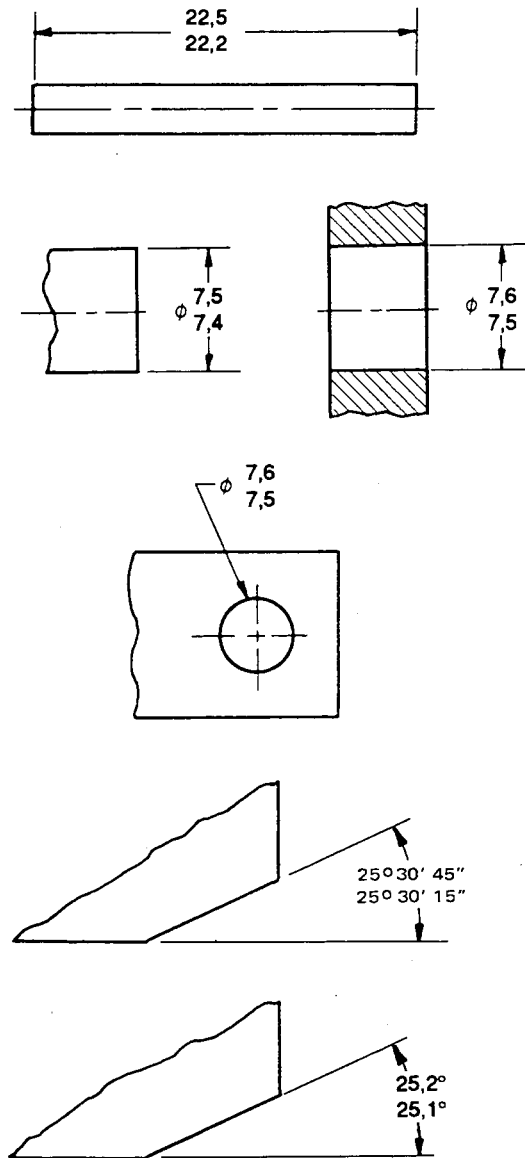
- sous forme de limites directes ou comme valeurs de tolérance appliquées directement à une cote (article 10.2) ;
- comme tolérances géométriques (voir les chapitres 11 et 12) ;
- dans une note renvoyant à des cotes désignées ;
- de la façon indiquée dans des documents de référence mentionnés dans le dessin ;
- dans une note de tolérance générale s'appliquant à toutes les cotes d'un dessin, pour lesquelles il n'est pas précisé de tolérances (voir la norme CSA B78.1).

10.1.3

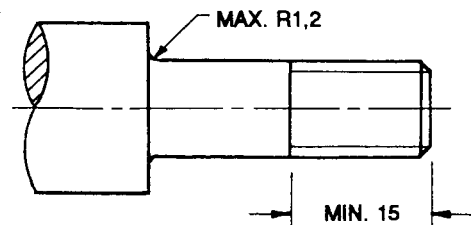
Les tolérances de position des éléments dimensionnels peuvent s'appliquer directement aux cotes respectives ou peuvent être indiquées au moyen de la méthode de tolérancement de position décrite au chapitre 12.

10.1.4

Sauf indication contraire, une note de tolérance générale figurant dans un dessin et comprenant les tolérances angulaires s'applique aux surfaces, aux lignes d'axe, etc. qui apparaissent à un angle implicite de 90°.



A) LIMITES MINIMALE ET MAXIMALE



B) LIMITES UNIQUES

Fig. 10-1 Cotation à valeurs limites

10.2 Méthodes de tolérancement direct

10.2.1 Généralités

On indique de la façon décrite aux articles 10.2.2 à 10.2.5 les limites et les valeurs de tolérance appliquées directement.

10.2.2 Cotation à valeurs limites

On place la limite supérieure, ou valeur maximale, au-dessus de la limite inférieure, ou valeur minimale (fig. 10-1 A)). Si on indique les deux valeurs sur une même ligne, la limite inférieure précède la valeur supérieure et un tiret les sépare (fig. 12-33).

10.2.3 Cotes unillimites

Lorsqu'une seule limite est importante et que tout écart dans une autre direction à partir de cette limite est permissible, compte tenu des limites de fabrication de la pièce, on inscrit l'indication MAX. (maximum) ou MIN. (minimum) (fig. 10-1 B)). Exemples : la profondeur d'un trou, la longueur d'une pièce filetée, le rayon d'un coin, un chanfrein, etc.

10.2.4 Écarts positif et négatif

La cote est suivie des écarts positif et négatif (fig. 10-2).

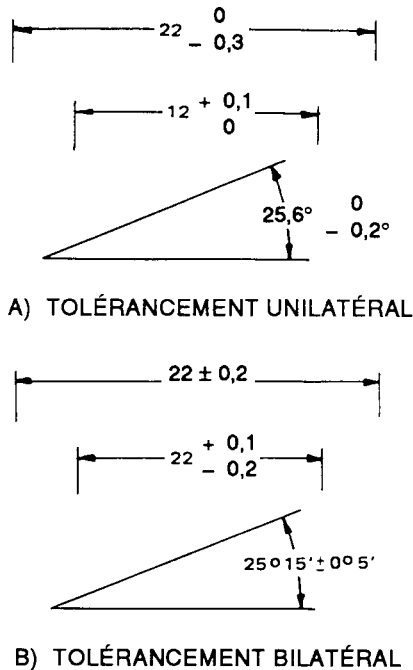


Fig. 10-2 Tolérancement en valeurs positives et négatives

10.2.5 Limites et ajustements

10.2.5.1

On utilise les méthodes illustrées à la figure 10-3 pour indiquer les cotes limites. Les méthodes A) et B) sont recommandées. Lorsqu'on les utilise de la façon indiquée, et dans le but d'assurer un assemblage correct des pièces correspondantes, on doit indiquer une tolérance nulle pour la cylindricité au maximum de matière (fig. 10-3 A)). On peut également indiquer le symbole d'enveloppe \textcircled{E} (voir l'article 11.1.1) de la façon illustrée en B).

10.2.5.2

La dimension tolérancée est définie par sa valeur de base suivie d'un symbole composé d'une lettre (ou de deux, dans certains cas) indiquant l'écart fondamental et un chiffre

indiquant la qualité de tolérance internationale (fig. 10-3 D)).

Note. Pour plus de renseignements, voir la norme CSA B97.3.

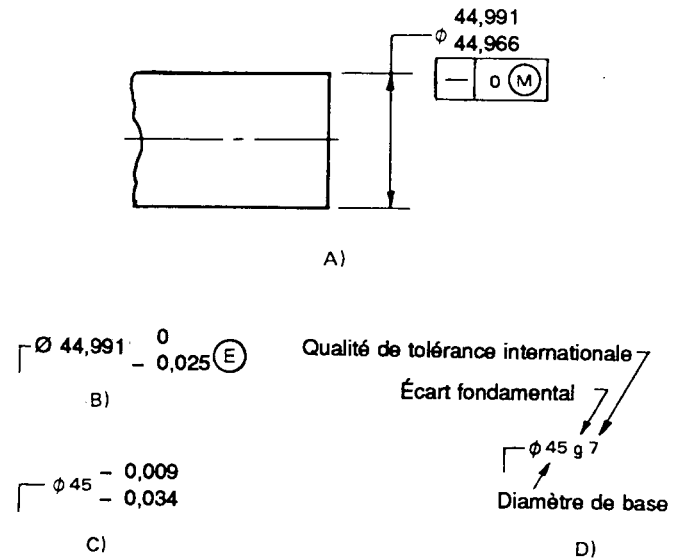


Fig. 10-3 Méthodes d'indication des valeurs limites aux fins d'ajustement

10.2.5.3

Quand les outils, les calibres et les matériaux sont indiqués avec dimensions de base et identification symbolique, on peut utiliser la méthode indiquée à la figure 10-3 D).

10.2.5.4

L'écart supérieur devrait être inscrit au-dessus de l'écart inférieur, qu'il s'agisse d'un élément extérieur ou d'un élément intérieur (fig. 10-4).

10.3 Expression des tolérances

10.3.1

L'expression des tolérances doit respecter les conventions décrites aux articles 10.3.2 à 10.3.4.

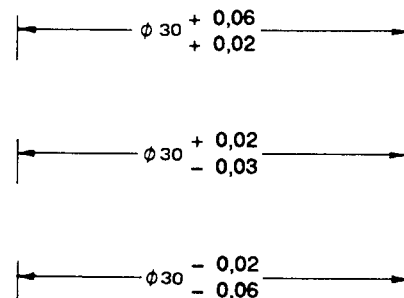


Fig. 10-4 Ordre d'indication des écarts dans un dessin

10.3.2

Dans le cas des tolérances unilatérales, dont une des valeurs positive ou négative est nulle, on ne met pas de signe plus ou moins au zéro.

Exemple : $32 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,02 \end{smallmatrix}$ $20 \begin{smallmatrix} +0,02 \\ 0 \end{smallmatrix}$

10.3.3

Dans le cas des tolérances bilatérales, la valeur positive et la valeur négative ont le même nombre de décimales ; on utilise des zéros si nécessaire.

Exemple : $32 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ -0,10 \end{smallmatrix}$ et non $32 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$

10.3.4

Dans le cas de la cotation à valeurs limites, on inscrit la limite supérieure et la limite inférieure avec le même nombre de décimales.

Exemple : $25,45$ $25,45$
 $25,00$ et non 25

10.4 Indication des ajustements et des tolérances dans un dessin de pièces assemblées

10.4.1

On indique les tolérances dans les dessins de pièces assemblées en utilisant le symbole ISO ou en inscrivant les tolérances. Lorsqu'on utilise le symbole ISO, le symbole de

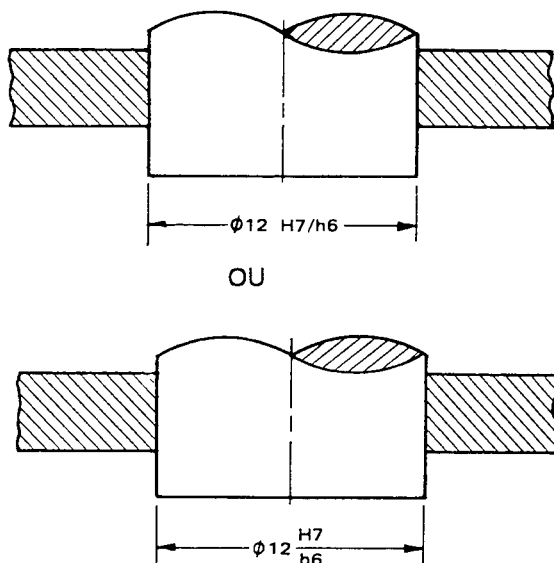


Fig. 10-5 Spécification des ajustements au moyen de symboles ISO dans les dessins d'assemblage

tolérance pour l'alésage est placé devant celui de l'arbre ou au-dessus (fig. 10-5), les symboles étant précédés de la dimension de base indiquée une seule fois.

10.4.2

S'il est également nécessaire d'indiquer la valeur numérique des écarts, on l'ajoute entre parenthèses (fig. 10-6).

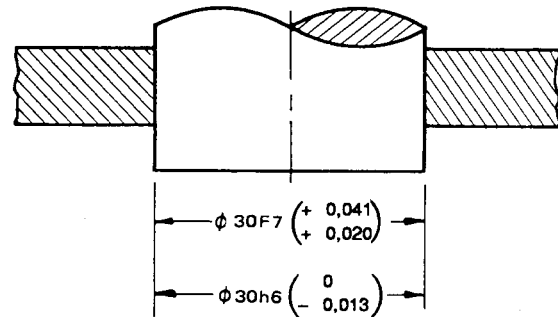


Fig. 10-6 Utilisation du symbole et des tolérances ISO dans les dessins d'assemblage

10.4.3

Quand seule la tolérance est indiquée avec la cote, on indique la cote de chacun des composants des pièces de l'assemblage en la faisant précéder du nom du composant ; la cote de l'alésage est placée au-dessus de celle de l'arbre (fig. 10-7 A)). Une désignation numérique peut remplacer le nom du composant (fig. 10-7 B)).

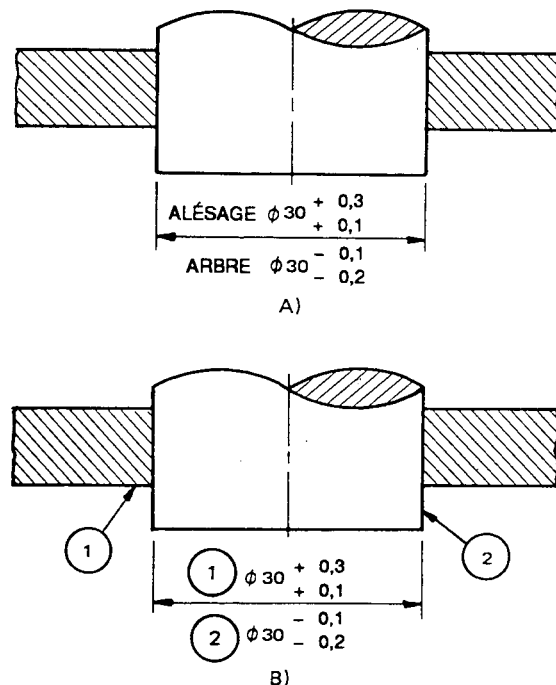


Fig. 10-7 Indication des tolérances dans les dessins d'assemblage

10.5 Notes de tolérance générale

10.5.1

Dans le cas d'un dessin ne comportant aucune indication de tolérance, on recommande d'inscrire une note générale précisant la tolérance ou les tolérances universelles qui s'appliquent le plus fréquemment. Cette note peut spécifier une seule tolérance mais, si les cotes représentent une gamme étendue de dimensions, il peut être préférable de se reporter à une qualité de tolérance, conformément à la norme CSA B97.1. Une telle note peut se lire comme suit :

LES TOLÉRANCES SUIVANTES S'APPLIQUENT AUX COTES NON AUTREMENT TOLÉRANCÉES :

ANGLES : $\pm 2^\circ$

COTES LINÉAIRES : IT115.

10.5.2

Si on le désire, on peut exprimer les tolérances dans la gamme utilisée pour la pièce directement sous forme de tableau, comme on le voit dans les normes CSA B97.1 et ISO 2768.

10.5.3

Il est parfois souhaitable d'ajouter une note pour modifier la tolérance générale dans certains cas, p. ex. :

LES TOLÉRANCES DES COTES TRAVERSANT LA LIGNE DE SÉPARATION PEUVENT ÊTRE AUGMENTÉES DE $\pm 0,5$.

10.5.4

Les tolérances spécifiées dans la note de tolérance générale s'appliquent à toutes les cotes non limitées qui contrôlent directement les surfaces ou les éléments, sauf qu'elles ne s'appliquent pas :

- a) aux éléments pour lesquels des tolérances sont établies dans des normes ou autres documents pertinents, p. ex., les filetages ;
- b) aux cotes concernant les matériaux bruts, à condition qu'elles ne soient pas touchées dans la fabrication des pièces ;
- c) aux cotes indiquées comme cotes de base, cotes de référence ou cotes auxiliaires ;
- d) aux cotes associées aux symboles de soudage ou d'état de surface ;
- e) aux très petites cotes où le minimum serait réduit à moins des deux tiers des dimensions théoriques ;
- f) les cotes de fabrication, tels les rayons des profils et les distances entre centres, auxquels cas le profil doit se

situer dans la zone de tolérance établie par la tolérance générale.

10.6 Interprétation des tolérances

10.6.1

L'interprétation des tolérances et des limites indiquées dans les dessins doit se faire conformément à la norme CSA B97.2.

10.6.2

Les valeurs limites, qu'elles soient indiquées dans les dessins ou dans les spécifications ou qu'elles en soient dérivées mathématiquement, sont des valeurs exactes. Elles représentent en termes absolus les limites à l'intérieur desquelles la valeur ou dimension réelle doit se situer. La précision des limites et des tolérances n'est pas affectée par le nombre de décimales indiqué. Par exemple, 1,25 signifie la même précision que 1,250 000.

10.7 Effet des revêtements de surface

Dans le cas d'une pièce devant être plaquée ou recouverte d'un revêtement, on doit préciser dans le dessin ou par renvoi à un document de référence, si les cotes indiquées s'appliquent avant ou après l'opération. Cela peut se faire par une des notes types suivantes :

a) **LES LIMITES DES COTES S'APPLIQUENT APRÈS PLACAGE ;**

b) **LES LIMITES DES COTES S'APPLIQUENT AVANT PLACAGE.**

***Note.** S'il s'agit de revêtements autres que des placages, on modifie le terme en conséquence.*

10.8 Tolérances cumulatives

10.8.1

L'utilisation de cotation de méthodes différentes peut avoir pour résultat l'indication de tolérances différentes et par conséquent l'indication de variations maximales permises différentes entre deux éléments.

10.8.2

La figure 10-8 établit une comparaison entre les valeurs de tolérance résultant de trois méthodes de cotation :

- a) **La cotation en série.** L'écart dimensionnel maximal entre deux éléments est égal à la somme des tolérances sur les distances intermédiaires. Il en résulte une plus grande tolérance cumulative. Dans la figure 10-8 A), la tolérance cumulative entre les surfaces X et Y est de $\pm 0,15$.

b) **La cotation à partir d'un élément commun.** L'écart dimensionnel maximal entre deux éléments quelconques est égal à la somme des tolérances sur les deux cotes à partir de leur origine jusqu'aux éléments. Il en résulte une réduction de la tolérance cumulative. Dans la figure 10-8 B), la tolérance cumulative entre les surfaces X et Y est de $\pm 0,1$.

c) **La cotation directe.** L'écart dimensionnel maximal entre deux éléments quelconques est fonction de la tolérance sur la cote entre les éléments. Il en résulte une plus petite tolérance cumulative. Dans la figure 10-8 C), la tolérance entre les surfaces X et Y est de $\pm 0,05$.

10.8.3

Dans certains cas, il est nécessaire d'indiquer qu'une cote entre deux surfaces origine de l'une des surfaces et non de l'autre. Ce cas est illustré à la figure 10-9 dans laquelle une pièce ayant deux surfaces parallèles de longueurs inégales doit être montée sur la surface la plus courte. Dans cet exemple, le symbole d'origine de cote décrit à l'article 6.8 signifie que la cote a son origine dans un plan placé en contact complet avec la surface la plus courte et que les limites dimensionnelles s'appliquent à l'autre surface. Sans une telle indication, la surface la plus longue (fig. 10-9 C)) aurait pu être choisie comme origine, ce qui aurait permis un plus grand écart angulaire entre les surfaces.

10.9 Limites dimensionnelles

10.9.1 Élément dimensionnel individuel

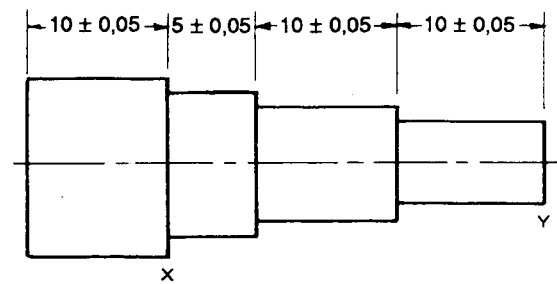
Lorsqu'une tolérance dimensionnelle est spécifiée, on pourrait, en principe, s'attendre à ce que les limites dimensionnelles d'un élément individuel établissent la grandeur admissible des écarts de forme géométrique et de dimensions. Ce principe, toutefois, ne peut être pris pour acquis à moins que le dessin n'indique des tolérances géométriques appropriées.

10.9.2 Écarts dimensionnels

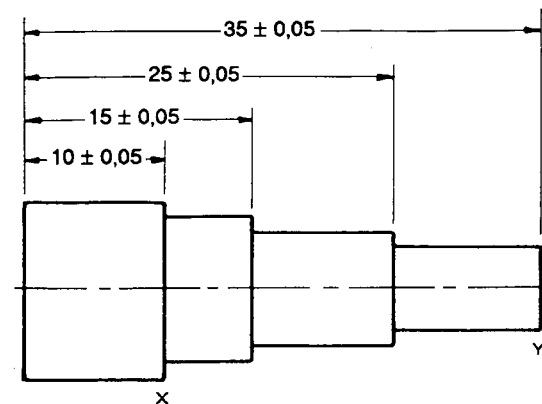
Une dimension réelle dans un élément individuel, à l'endroit de la mesure prise, doit se trouver dans le domaine de la tolérance dimensionnelle exigée (fig. 10-10).

10.10 Filetages

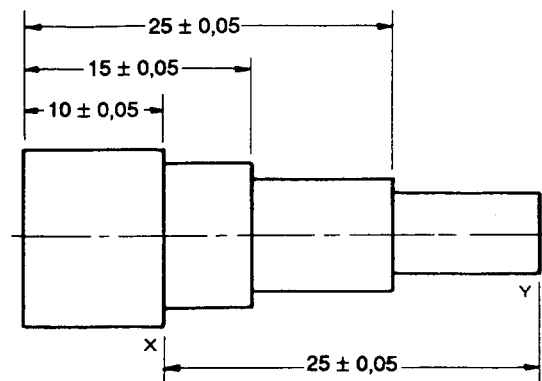
Chaque tolérance d'orientation ou de position et chaque élément de référence concernant un filetage s'applique à l'axe du filetage dérivé du cylindre primitif. Là où l'on doit déroger à cette pratique, l'élément désigné du filetage (p. ex., DIA. MINEUR ou DIA. MAJEUR) doit être identifié sous le cadre de tolérance d'élément ou sous le symbole d'élément de référence, selon le cas.



A) COTATION EN SÉRIE : TOLÉRANCE CUMULATIVE MAXIMALE ENTRE X ET Y



B) COTATION À PARTIR D'UN ÉLÉMENT COMMUN (EN PARALLÈLE) : TOLÉRANCE CUMULATIVE MINIMALE ENTRE X ET Y



C) COTATION DIRECTE : PAS DE TOLÉRANCE CUMULATIVE ENTRE X ET Y

Fig. 10-8 Tolérances cumulatives

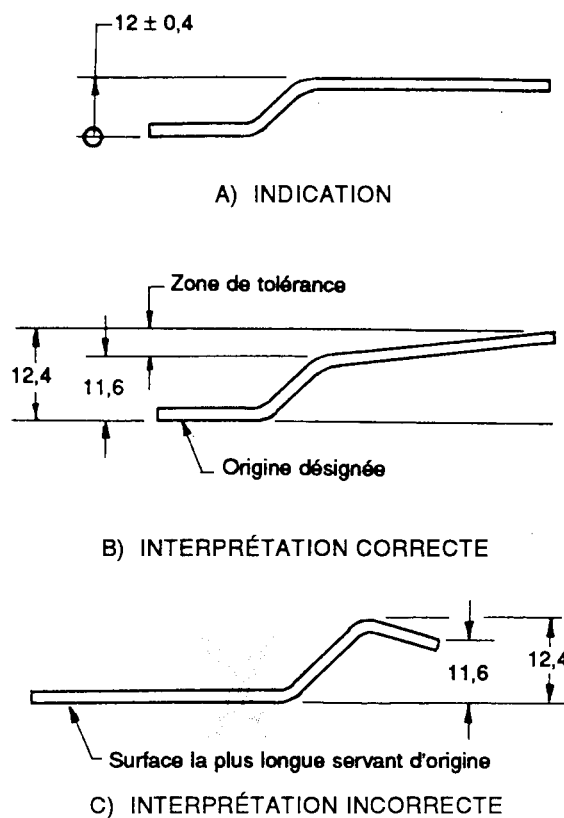
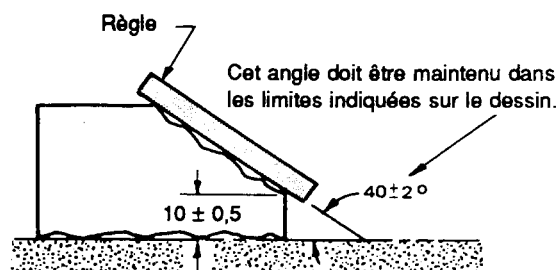
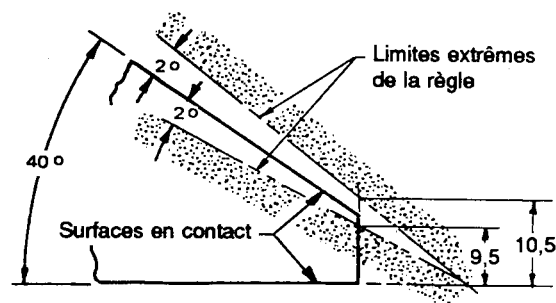


Fig. 10-9 Mise en relation d'une cote limite avec une origine

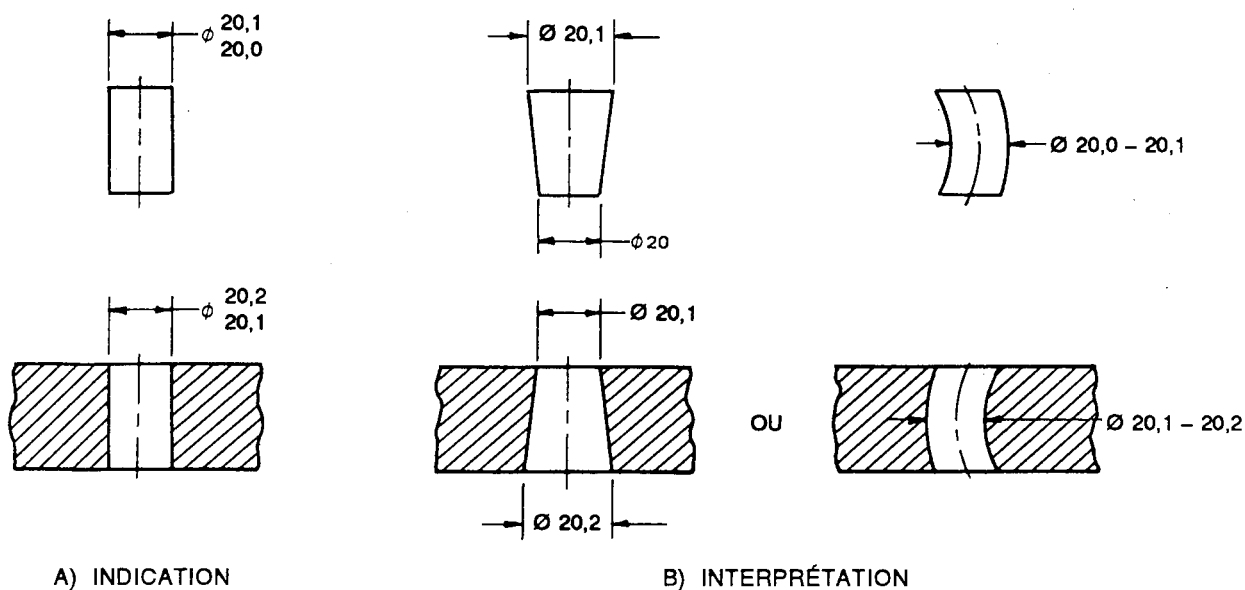


A) SURFACE À MESURER



B) INTERPRÉTATION

Fig. 10-11 Zone de tolérance à frontières non parallèles



Note. Ce type de tolérancement ne contrôle pas la forme.

Fig. 10-10 Tolérancement dimensionnel simple

10.11 Engrenages et cannelures

Chaque tolérance d'orientation ou de position et chaque élément de référence concernant des engrenages ou des cannelures doit désigner avec précision l'élément de l'engrenage ou de la cannelure auquel il s'applique. Ce renseignement est indiqué sous le cadre de tolérance d'élément ou sous le symbole d'élément de référence, selon le cas.

10.12 Surfaces inclinées

10.12.1

Une tolérance de dimension angulaire, indiquée en unités angulaires, ne contrôle que l'orientation générale des lignes ou des surfaces, et non leurs écarts de forme (fig. 10-11). L'orientation générale de la surface réelle est l'orientation de la surface de contact de forme géométrique idéale.

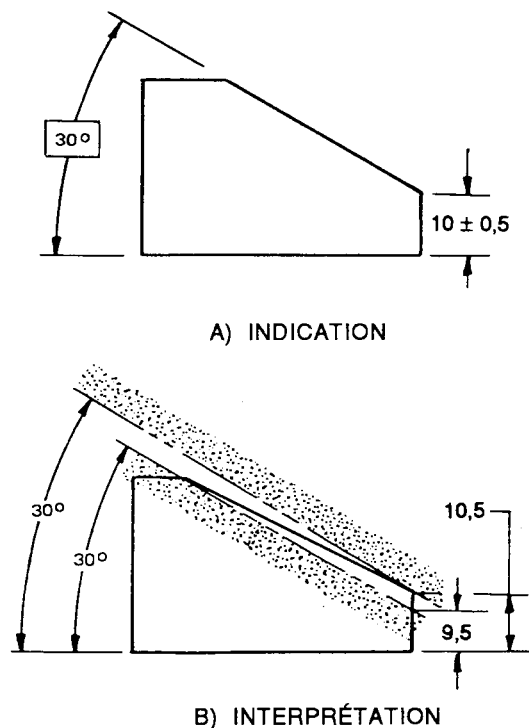


Fig. 10-12 Zone de tolérance à frontières parallèles

10.12.2

La zone de tolérance s'agrandit selon l'accroissement de la distance à partir du sommet de l'angle. Si l'on veut obtenir une zone de tolérance à frontières parallèles, on peut indiquer un angle de base (fig. 10-12).

10.13 Conicités

10.13.1 Conicités non critiques

Dans le cas de conicités non critiques, comme la transition entre les diamètres d'un arbre, il suffit généralement d'indiquer par des cotes tolérancées les diamètres des deux extrémités (la grande et la petite) et la distance axiale qui les sépare.

10.13.2 Conicités de précision

La conicité spécifiée à l'aide d'une fraction est précédée du symbole \rightarrow correctement orienté dans la direction du cône, comme il est illustré à la figure 10-13 B). La conicité peut aussi être exprimée par un angle en degrés ou en radians ou encore par un pourcentage. La surface réelle d'un cône doit se trouver dans la zone créée conjointement par les dimensions (exactes) de base (voir l'article 6.11) et par une tolérance de profil (voir l'article 13.3) visant la surface conique (fig. 10-13 A) et B)).

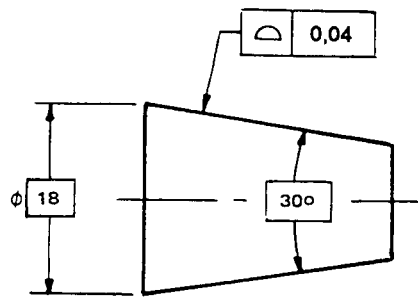
10.14 Rayons tangents

10.14.1

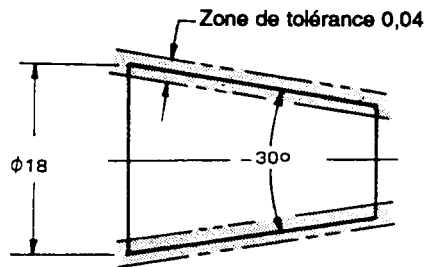
Un rayon tolérancé dont le centre n'est pas localisé crée une zone de tolérance définie par deux arcs (le rayon minimal et le rayon maximal) tangents aux surfaces adjacentes (fig. 10-14). Cela est difficile à réaliser lorsque ni des plats ni des renversements du contour ne sont permis. Il est habituellement préférable dans de tels cas de spécifier le rayon maximal avec une tolérance de profil unilatérale (fig. 13-42). Une autre méthode serait la cotation par tolérance unilatérale (voir l'article 10.2.3), selon les règles de conception de la pièce.

10.14.2

Lorsque la position du profil radial est plus critique que le rayon réel, on recommande de procéder par cote de base et tolérance de profil, selon les explications détaillées de l'article 13.3.

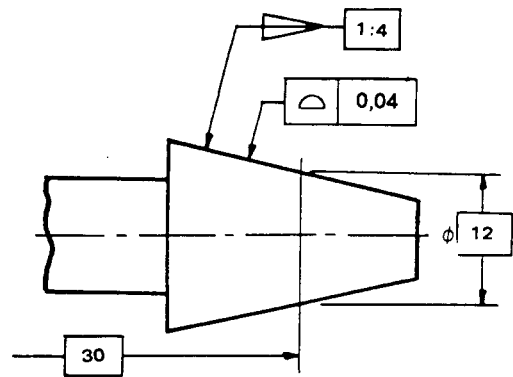


INDICATION

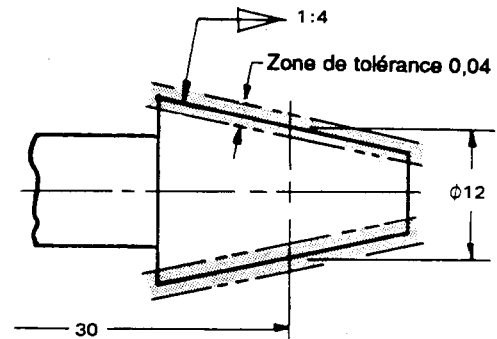


INTERPRÉTATION

A) SPÉCIFICATION PAR ANGLE D'OUVERTURE



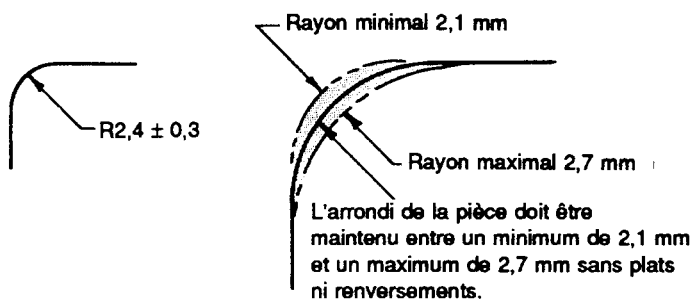
INDICATION



INTERPRÉTATION

B) SPÉCIFICATION PAR POSITION DU CÔNE

Fig. 10-13 Tolérances de conicité



A) INDICATION

B) INTERPRÉTATION

Fig. 10-14 Rayon tolérancé

11. Tolérancement géométrique

11.1 Généralités

11.1.1

Lorsqu'il n'est indiqué, par un élément quelconque, que des tolérances ou des limites dimensionnelles, sans indication de tolérance de forme, on pourrait en principe s'attendre à ce que la dimension limite au maximum de matière définisse une enveloppe de forme parfaite, et qu'aucune partie de l'élément réel ne déborde de cette frontière. Cette condition se retrouve souvent dans le cas des petites pièces, lorsque la vérification se fait au moyen de calibres de pleine forme, lesquels sont des jauges tampon ENTRE, dans le cas des petits alésages, ou des jauges angulaires N'ENTRE PAS, dans le cas des éléments cylindriques externes. Ce principe ne s'applique toutefois qu'à condition que le dessin indique des tolérances géométriques appropriées. Dans le cas où la forme parfaite à l'état au maximum de matière est une exigence fonctionnelle critique, c.-à-d. lorsqu'il est interdit qu'aucune partie de l'élément ne déborde de la frontière de forme parfaite au maximum de matière, on doit indiquer une tolérance de zéro \textcircled{M} . Dans le cas d'éléments dimensionnels individuels, qu'il s'agisse d'un cylindre ou que l'élément soit défini par deux plans parallèles ayant la fonction d'un ajustement, les exigences de forme parfaite pour l'élément à la dimension au maximum de matière peuvent être indiquées par le signe \textcircled{E} , le symbole d'enveloppe, qui est équivalent à la rectitude parfaite à l'état au maximum de matière (fig. 11-4 A)).

11.1.2

Dans plusieurs cas, les écarts de forme des pièces fabriquées seront adéquatement contrôlés par la précision intrinsèque du procédé de fabrication, de l'équipement utilisé ou par le degré partiel de contrôle exercé par les méthodes de mesurage ou de calibrage employées. Cela est également expliqué dans la norme CSA B97.2. En cas de doute sur l'adéquation de ce contrôle, ou si on doit maintenir les erreurs de forme dans des limites plus étroites pour satisfaire aux exigences fonctionnelles ou aux exigences d'interchangeabilité, l'indication d'une tolérance géométrique est nécessaire. Les exigences fonctionnelles et d'interchangeabilité constituent le principe sur lequel doit être fondé le nombre de tolérances géométriques à spécifier dans un cas donné. Cependant, le fait d'indiquer une tolérance géométrique n'impose pas l'utilisation d'une méthode de production, de mesurage ou de calibrage.

11.1.3

Une tolérance géométrique représente la largeur ou le diamètre des zones de tolérance et, en conséquence, ne

peut jamais consister en valeurs « plus ou moins ». Sauf indication contraire, une tolérance géométrique s'applique à la totalité de la longueur ou de la surface de l'élément.

11.2 Caractéristiques géométriques

11.2.1

Les tolérances géométriques contrôlent la position des points ou la forme, l'orientation ou la position des lignes et des surfaces.

11.2.2

Les termes généraux utilisés pour décrire les caractéristiques fondamentales de forme, d'orientation ou de position sont respectivement le profil, l'inclinaison et le positionnement, et il serait possible de réaliser tout le tolérancement géométrique en utilisant ces trois termes. Toutefois, certaines formes et dispositions sont si fréquentes en pratique que des noms et des symboles spéciaux leur ont été attribués, comme il est illustré à la figure 5-2. D'autres noms et symboles connexes sont indiqués aux figures 5-1, 5-3 et 5-5.

11.3 Relation avec les dimensions de l'élément : sans égard aux dimensions de l'élément (RFS)

11.3.1

Une tolérance géométrique représente la largeur ou le diamètre de la zone de tolérance et ne peut donc avoir de valeur positive ou négative. Sauf indication contraire, une tolérance géométrique s'applique à toute la longueur de la surface de l'élément.

11.3.2

Lorsqu'il s'agit d'un élément pour lequel l'aspect dimensionnel est en cause, p. ex. le diamètre d'un élément cylindrique ou l'épaisseur d'une pièce plate, s'il n'est pas prescrit de relation entre cette dimension de l'élément et la tolérance géométrique, la tolérance s'applique sans égard à la dimension et les deux caractéristiques sont traitées comme des exigences indépendantes l'une de l'autre. En conséquence, la tolérance géométrique contrôle réellement la forme, l'orientation ou la position de l'axe ou du plan médian de l'élément. En ce sens, une tolérance géométrique pourrait théoriquement être spécifiée et mesurée même en l'absence d'indication de dimension ou de tolérance dimensionnelle.

Note. Les normes ANSI indiquent ce genre de tolérance par le symbole \textcircled{S} ou l'abréviation RFS.

11.3.3

À noter que les éléments contrôlés par des tolérances géométriques appliquées sans égard aux dimensions de l'élément ne peuvent être vérifiés que par le mesurage individuel de la dimension, accompagné d'un mesurage des caractéristiques géométriques exécuté séparément, alors que ceux qui sont modifiés selon le principe du maximum de matière (voir l'article 11.4) peuvent être vérifiés au moyen de jauges ENTRE fonctionnelles fixes.

11.4 Relation avec les dimensions de l'élément : état au maximum de matière (EMM)

11.4.1

Les pièces constitutives qui sont à l'état au maximum de matière présentent la condition d'assemblage la moins favorable, lorsqu'un assemblage avec jeu constitue le critère principal pour l'établissement des tolérances. Des écarts par rapport à la forme, à l'orientation ou à la position exactes en excès de ceux qui sont spécifiés à l'état au maximum de matière sont permis à mesure que les dimensions de l'élément se rapprochent des dimensions au minimum de matière. La figure 11-1 illustre, en section transversale, deux goupilles en diamètre de base. Les

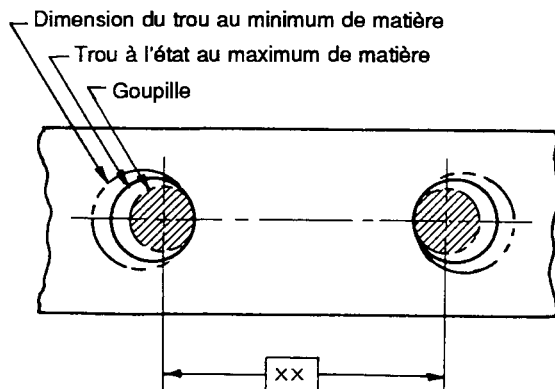


Fig. 11-1 Interprétation de la tolérance au maximum de matière

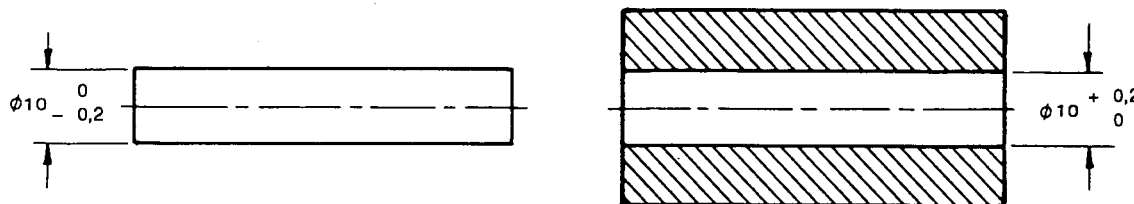


Fig. 11-2 Signification de l'état au maximum de matière dans un assemblage

cercles en trait continu représentent les trous au maximum de matière, déplacés de façon que les deux goupilles puissent tout juste entrer. Si les trous étaient pratiqués en un diamètre au minimum de matière (cercles en trait interrompu), il est évident qu'ils pourraient s'écarter encore plus de la position exacte sans empêcher l'assemblage avec jeu.

11.4.2

Un autre exemple à la figure 11-2 montre une goupille cylindrique à introduire dans un trou rond. Si les deux pièces étaient à l'état au maximum de matière sur toute la longueur, il est évident qu'il faudrait que l'une et l'autre soient parfaitement rondes et droites pour pouvoir être assemblées, alors que, si la goupille était à l'état minimal de matière, soit à $\phi 9,8$ mm, elle pourrait être recourbée de 0,2 mm et pourrait être introduite même dans le plus petit trou permis.

11.4.3

S'il est prévu qu'une tolérance géométrique de forme, d'orientation ou de position s'applique à une dimension au maximum de matière et qu'il soit permis que cette tolérance s'accroisse de l'écart de cette dimension par rapport à la dimension au maximum de matière, cette exigence est indiquée par l'inscription du symbole \textcircled{M} dans le cadre de tolérance. Par conséquent, de telles tolérances contrôlent les limites de l'élément, comme la surface cylindrique ou les deux faces d'un élément plat, plutôt que l'axe ou le plan médian. Lorsque les tolérances de forme sont indiquées de cette façon, les surfaces peuvent dépasser les limites au maximum de matière selon une valeur égale à celle des tolérances de forme (fig. 11-3). Si l'on exige que les dimensions virtuelles demeurent à l'intérieur des limites au maximum de matière, la tolérance de forme doit être indiquée comme étant \textcircled{O} (fig. 11-4).

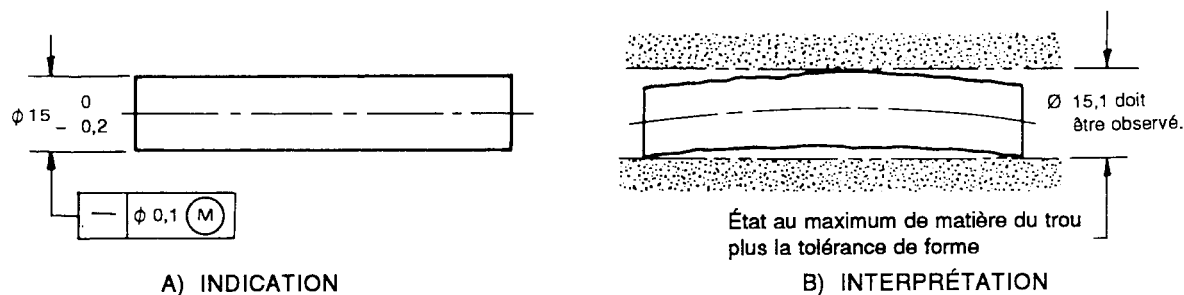


Fig. 11-3 Application de la tolérance à l'état au maximum de matière

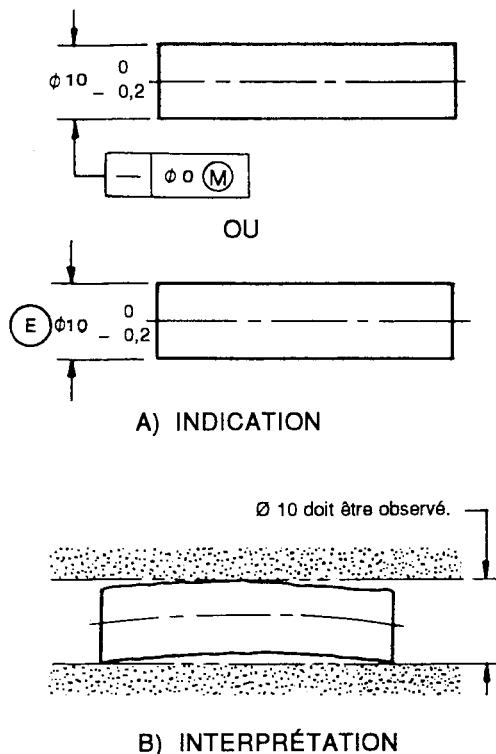


Fig. 11-4 Application d'une tolérance de forme nulle au maximum de matière

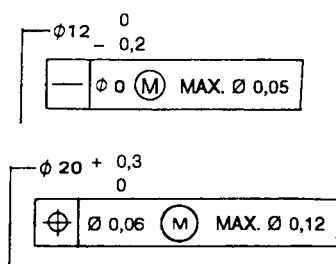


Fig. 11-5 Limitation des tolérances géométriques

11.4.4

Il est parfois nécessaire d'assurer que la tolérance géométrique ne varie pas dans toute la gamme des écarts dimensionnels. Pour ce faire, on ajoute une limite maximale à la forme, à l'orientation, ou à l'écart de position admissibles (fig. 11-5).

11.5 Annotations et symboles de tolérance

On peut indiquer les tolérances géométriques dans les dessins sous forme d'annotations ou de symboles, conformément au chapitre 5. La forme symbolique est celle qui est préférée et utilisée dans la plupart des illustrations de cette norme. Toutefois, chacun des deux systèmes a ses avantages :

- les annotations sont plus faciles à comprendre et à retenir, à condition qu'il n'y ait pas de problème de langue ;
- les symboles occupent peu de place ;
- si on dispose de gabarits, l'inscription d'un symbole est plus rapide que celle d'une note ;
- les symboles sont internationaux et sont les mêmes dans toutes les langues ;
- les symboles sont faciles à distinguer des autres types d'annotations et de cotes.

11.6 Application des symboles dans les dessins

11.6.1 Généralités

11.6.1.1

Le cadre de tolérance est habituellement relié au moyen d'une ligne de repère partant de l'une ou de l'autre extrémité du cadre et se terminant par une flèche à la ligne représentant la surface ou l'élément visé (fig. 11-6). La pointe de la flèche doit toucher la ligne, de préférence dans la direction correspondant à la largeur ou au diamètre de la zone de tolérance, qui sera généralement perpendiculaire

à la ligne. Dans le cas des surfaces inclinées ou coniques, la ligne de repère et la flèche doivent être placées dans la direction de la zone de tolérance (fig. 11-7).

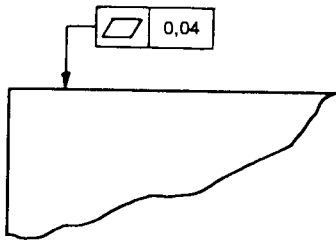


Fig. 11-6 Application du cadre de tolérance

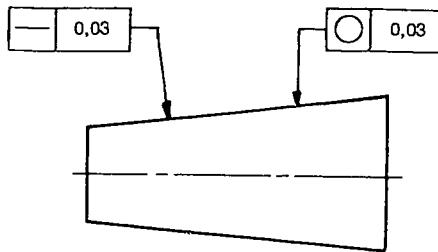


Fig. 11-7 Application du cadre de tolérance aux surfaces inclinées ou coniques

11.6.1.2

Il est préférable de diriger les tolérances géométriques vers les vues appropriées du dessin. Ainsi, dans le cas d'une pièce cylindrique, une tolérance de rectitude doit être autant que possible indiquée dans la vue latérale et une tolérance de circularité, dans la vue d'extrémité (fig. 11-8). Il est parfois plus pratique de diriger vers la vue latérale les tolérances de circularité, de concentricité et de battement et ce, à condition qu'il n'y ait pas de risque d'ambiguïté. Lorsque la tolérance s'applique à une ligne ou à la surface même, la ligne de repère est pointée vers le contour de l'élément ou vers la ligne d'attache du contour lui-même. Toutefois, la ligne de repère ne doit pas être alignée sur la ligne de cote (fig. 11-9). Lorsque la tolérance s'applique à la ligne d'axe (ou axe), la ligne de repère est pointée vers l'axe ou alignée sur la ligne de cote de ce dernier (fig. 11-10 et 11-15).

11.6.1.3

Lorsqu'une tolérance de rectitude ou une tolérance de profil de ligne est associée à une surface, elle s'applique uniquement aux éléments linéaires dans la direction indiquée dans la vue. Les tolérances telles que la tolérance

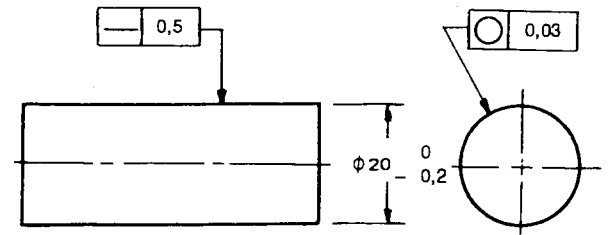


Fig. 11-8 Mise en relation du cadre de tolérance avec la vue appropriée

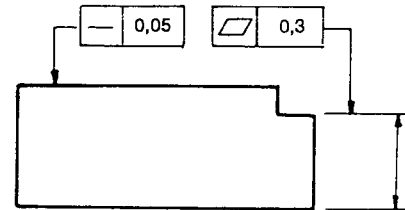


Fig. 11-9 Application du cadre de tolérance à une surface

de planéité, qui contrôlent la forme des surfaces, doivent de préférence être dirigées vers une seule ligne représentant la surface, habituellement celle qui a la plus grande dimension. Lorsqu'une tolérance de position est destinée à être appliquée dans une seule direction, l'intention devrait être évidente à partir des cotes de positionnement théorique, mais on peut ajouter si nécessaire une note explicative (voir l'article 12.9).

11.6.2 Contrôle appliqué sans égard aux dimensions d'un élément

11.6.2.1

Lorsqu'un cadre de tolérance s'applique à un élément de dimension, tel un diamètre ou une épaisseur, il peut être souhaitable de contrôler la ligne d'axe plutôt que la surface réelle de la pièce. Dans ce cas, il est préférable de diriger le cadre de tolérance vers la ligne d'axe ou vers la ligne de cote (fig. 11-10).

11.6.2.2

Un contrôle visant une ligne d'axe commune à deux éléments ou plus, comme dans une pièce à diamètres multiples (fig. 11-11), s'appliquerait à toute la longueur de la pièce ou à tous les éléments sur la ligne d'axe commune. Dans le cas du contrôle appliqué à un seul des éléments, on peut utiliser la méthode illustrée à l'exemple 2 de la figure 11-11 ou ajouter une note appropriée.

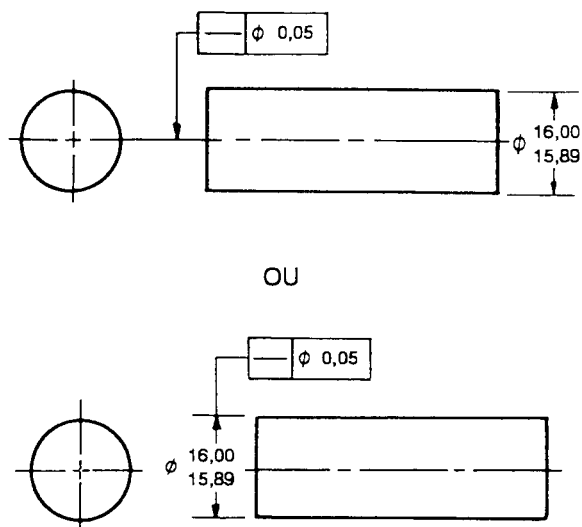
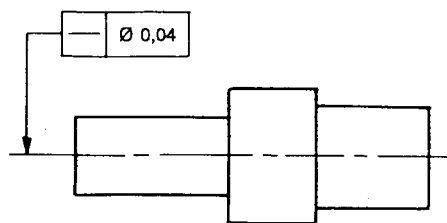
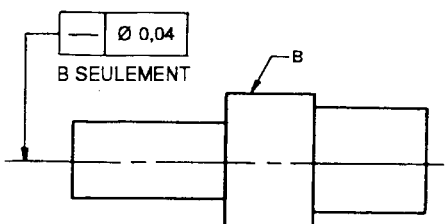


Fig. 11-10 Application du cadre de tolérance sans égard aux dimensions visées de l'élément



EXEMPLE 1



EXEMPLE 2

Fig. 11-11 Application du cadre de tolérance à une pièce à diamètres multiples

11.6.2.3

On peut aussi indiquer un cadre de tolérance sur une ligne d'axe commune à deux ou plusieurs éléments concentriques ou symétriques. À la figure 11-12, les deux trous doivent être conformes à la tolérance de forme spécifiée.

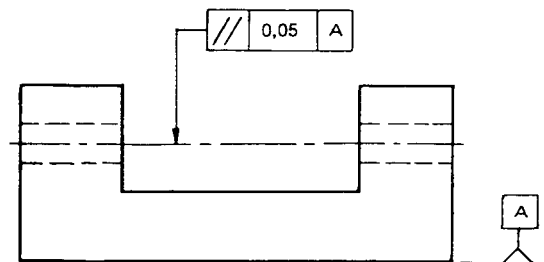


Fig. 11-12 Application du cadre de tolérance à des éléments coaxiaux

11.6.2.4

La tolérance de position d'un trou, appliquée sans égard aux dimensions de l'élément, doit de préférence être dirigée vers l'axe (fig. 11-13).

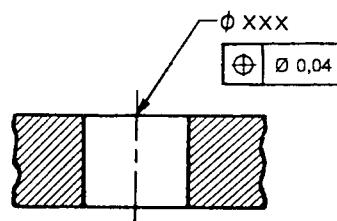
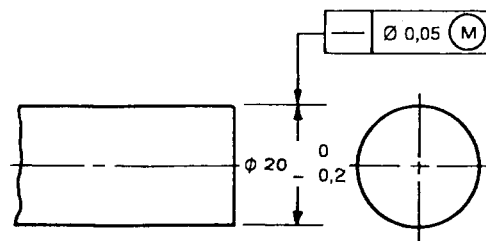
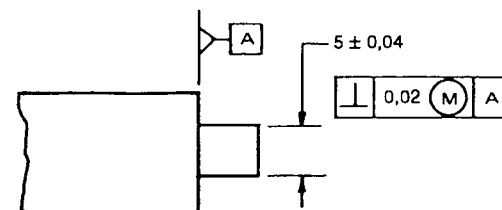


Fig. 11-13 Application du cadre de tolérance à la tolérance de position d'un trou sans égard aux dimensions visées de l'élément



EXEMPLE 1



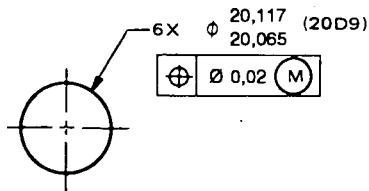
EXEMPLE 2

Fig. 11-14 Application du cadre de tolérance au maximum de matière

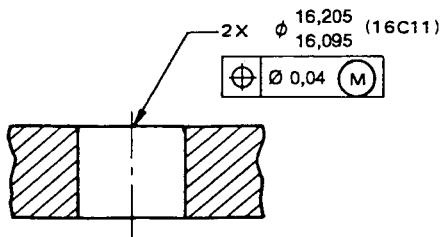
11.6.3 Contrôle appliqué selon l'état au maximum de matière

11.6.3.1

Le contrôle selon l'état au maximum de matière appliqué à un élément dimensionnel doit toujours être accompagné de la cote dimensionnelle correspondante de l'élément. On établit cette relation d'une façon utile et pratique en alignant la ligne de repère sur la ligne de cote (fig. 11-14) ou en associant directement le contrôle à la cote au moyen d'une ligne de repère commune (fig. 11-15).



EXEMPLE 1



EXEMPLE 2

Fig. 11-15 Application du cadre de tolérance à une cote dimensionnelle

11.6.3.2

Une tolérance de position s'appliquant à des ergots, à des rainures ou à d'autres éléments similaires selon l'état au maximum de matière est liée à la cote de largeur (fig. 11-16).

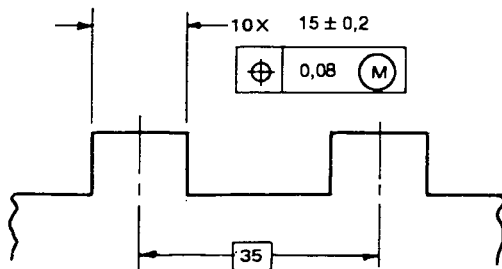


Fig. 11-16 Tolérance de position des ergots ou des rainures au maximum de matière

11.6.4 Contrôle de plusieurs éléments

11.6.4.1

Dans le cas d'un contrôle géométrique identique de deux surfaces voisines ou plus, on peut utiliser un seul contrôle avec des lignes de repère touchant chaque surface (fig. 11-17).

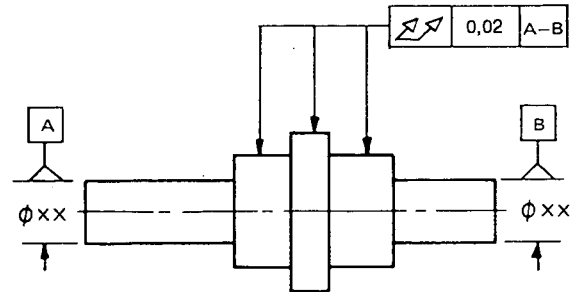


Fig. 11-17 Cadre de tolérance individuel pour éléments adjacents

11.6.4.2

Lorsqu'un contrôle s'applique à deux surfaces ou plus, on peut relier le cadre de tolérance à un des côtés de l'élément, en y joignant une note indiquant le nombre de surfaces ou d'éléments (fig. 11-18).

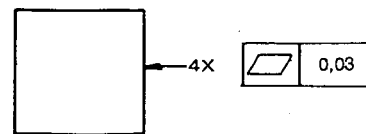


Fig. 11-18 Application d'un symbole à plusieurs éléments

11.6.5 Contrôle de portions d'éléments

11.6.5.1

Lorsqu'une tolérance géométrique ne s'applique qu'à des portions de la surface d'un élément, on peut utiliser soit la

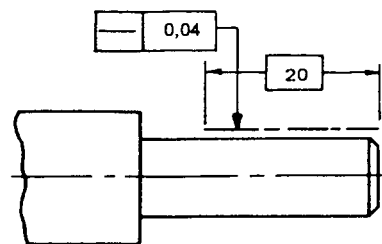


Fig. 11-19 Méthode de contrôle d'une partie d'un élément

méthode de la limite de zone, soit celle de la surface cible (fig. 11-9 et 11-20).

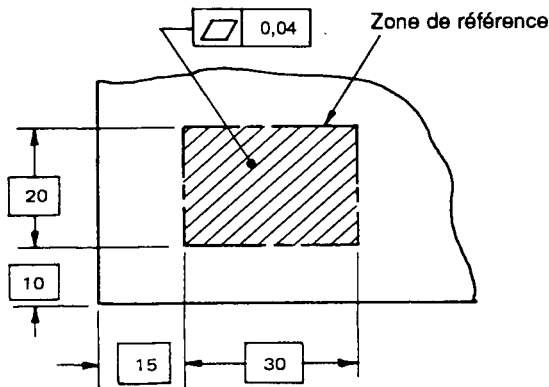


Fig. 11-20 Méthode de contrôle d'une portion de surface

11.6.5.2

On peut limiter les écarts de forme sur une longueur donnée, avec ou sans tolérance plus grande pour toute la longueur, en précisant la portion de longueur à laquelle la plus petite tolérance s'applique. La figure 11-21 indique que l'écart de parallélisme ne doit pas excéder 0,08 mm sur la longueur totale ni 0,03 mm dans toute portion de 25 mm de longueur. En pareil cas, la barre oblique (/) signifie « dans toute portion de » et non « par ». Il est à noter que 0,03 mm dans toute portion de 25 mm de longueur permettrait une erreur de rectitude de

$$0,03 \left(\frac{100}{25} \right)^2 = 0,48 \text{ mm}$$

sur les 100 mm de longueur de l'élément si une limite totale de 0,08 mm ne figurait pas dans le cadre de tolérance (fig. 11-21).

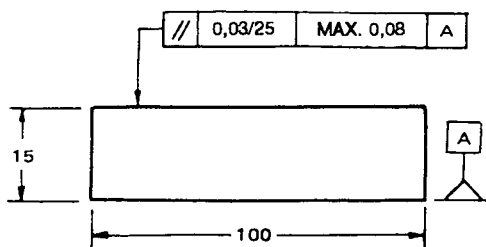


Fig. 11-21 Contrôle par longueur unitaire combiné à un contrôle général

11.7 Utilisation des symboles avec les systèmes de référence

11.7.1

Les tolérances d'orientation et de position indiquent une relation entre deux éléments ou plus. De telles tolérances peuvent indiquer un contrôle entre deux éléments similaires (fig. 11-22). L'indication des éléments de référence auxquels les éléments contrôlés sont reliés facilite le mesurage et le calibrage (fig. 11-21).

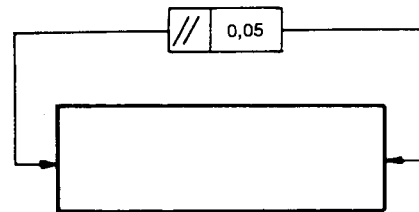
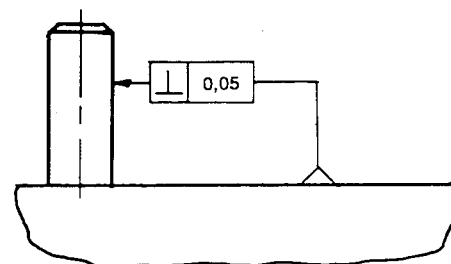


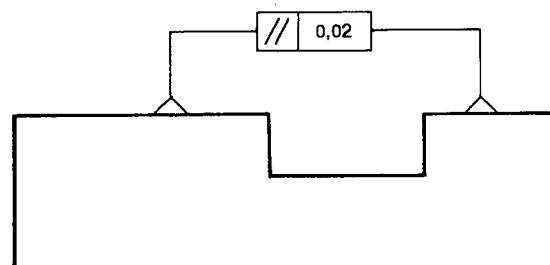
Fig. 11-22 Relation de tolérancement entre éléments sans utilisation de référence

11.7.2

Lorsque les surfaces considérées sont relativement rapprochées les unes des autres, on peut relier le cadre de tolérance aux deux surfaces, en utilisant une flèche pour l'élément contrôlé et le cadre de tolérance pour l'élément de référence (fig. 11-23).



EXEMPLE 1



EXEMPLE 2

Fig. 11-23 Relation de tolérancement entre éléments rapprochés

11.7.3

Pour éviter les longues lignes de repère lorsque les deux surfaces ne sont pas rapprochées l'une de l'autre, il est préférable d'identifier l'élément de référence au moyen d'une ou de plusieurs majuscules, inscrites dans la troisième case du cadre de tolérance (fig. 11-12).

11.7.4

Si une référence unique est établie par deux éléments de référence, on place les lettres d'identification dans la même case mais on les sépare par un trait d'union (fig. 11-24).

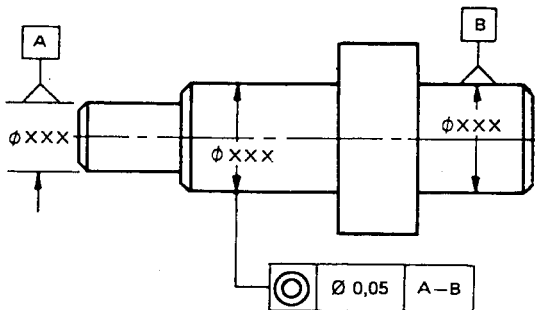


Fig. 11-24 Référence unique visant deux éléments

11.7.5

Une surface ou autre élément est souvent contrôlé par un cadre de tolérance tout en servant d'élément de référence pour une autre exigence. Cela pourrait être indiqué séparément (fig. 11-25) ou, plus commodément, par l'ajout du cadre de tolérance directement au symbole d'élément de référence (fig. 11-26).

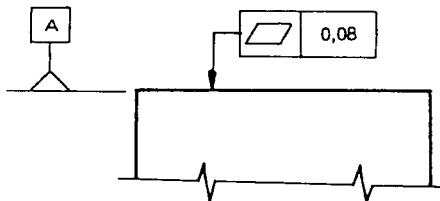


Fig. 11-25 Application du cadre de tolérance et du symbole d'élément de référence séparément

11.7.6

Si les valeurs de tolérance de forme sont différentes par rapport à deux références et plus, on utilise un cadre de tolérance combiné (fig. 11-27).

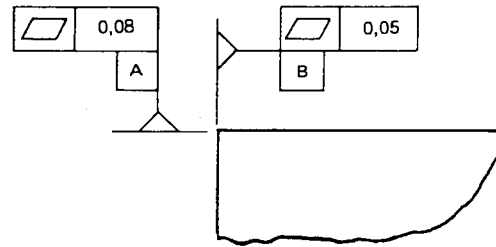


Fig. 11-26 Application du cadre de tolérance et du symbole d'élément de référence à une même pièce

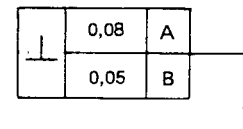


Fig. 11-27 Application d'un contrôle à deux références distinctes

11.8 Interdépendance des tolérances géométriques

11.8.1

Une tolérance de forme, telle la rectitude ou la planéité, contrôle la forme d'une ligne ou d'une surface mais ne permet pas de contrôle d'orientation ou de position. Une tolérance d'orientation, tel le parallélisme, peut, en contrôlant la relation angulaire avec un élément de référence, maintenir la forme dans les limites de la tolérance d'orientation. De la même façon, une tolérance de position peut contrôler à la fois la forme et l'orientation dans les mêmes limites de tolérance.

11.8.2

La figure 11-28 illustre une pièce comportant un dessus plat contrôlé par une tolérance de planéité de 0,08 mm. La zone de tolérance qui résulte de cette exigence est l'espace compris entre deux plans parallèles situés à 0,08 mm l'un de l'autre et entre lesquels la surface doit se situer entièrement. Cette zone de tolérance peut prendre n'importe quelle position ou disposition, c.-à-d. qu'elle est libre de monter ou de descendre ou encore de s'incliner dans n'importe quelle direction et de continuer d'être conforme à l'exigence énoncée. La position de la surface pourrait être contrôlée par une cote de hauteur tolérancée qui maintiendrait le parallélisme dans les mêmes limites de tolérance.

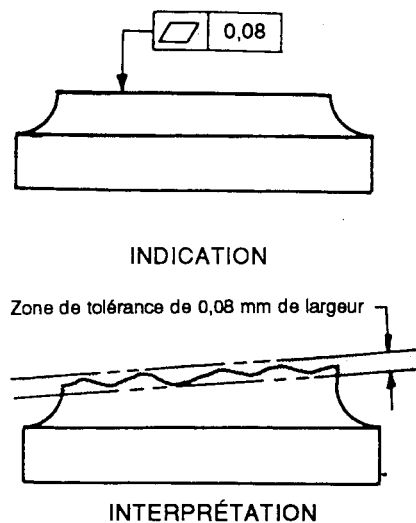


Fig. 11-28 Tolérance de forme indépendante

11.8.3

Si une tolérance d'orientation est substituée à une tolérance de forme, on doit la relier à une référence (fig. 11-29). La zone de tolérance de parallélisme est exactement la même que la zone de tolérance de planéité de la figure 11-28, sauf qu'elle doit demeurer parallèle à la surface de référence. Il faut par conséquent contrôler la hauteur séparément au moyen d'une cote tolérancée mais, en contrôlant le parallélisme, on maintient la planéité dans les mêmes limites de tolérance.

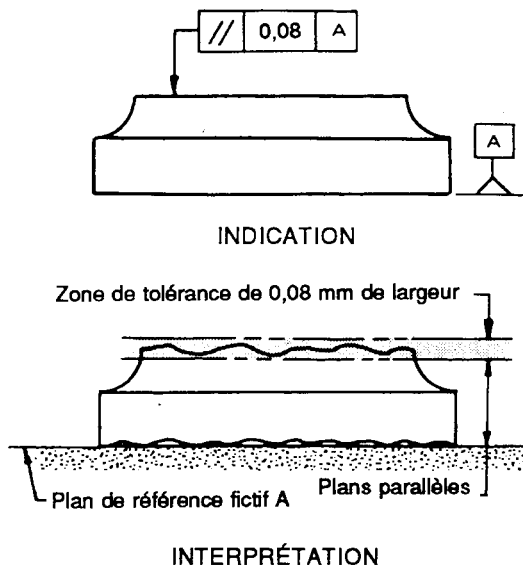


Fig. 11-29 Tolérance d'orientation contrôlant aussi la forme

11.8.4

La hauteur illustrée à la figure 11-30 est une dimension de base. Le parallélisme et la planéité sont maintenus dans la même zone de tolérance.

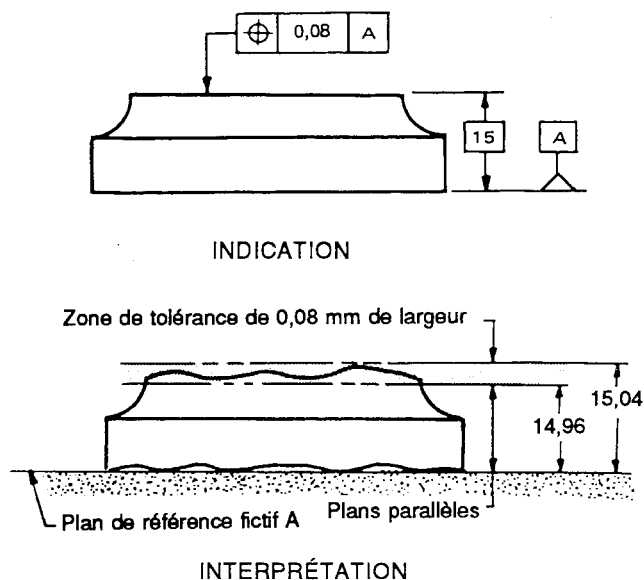


Fig. 11-30 Tolérance de position contrôlant également l'orientation et la forme

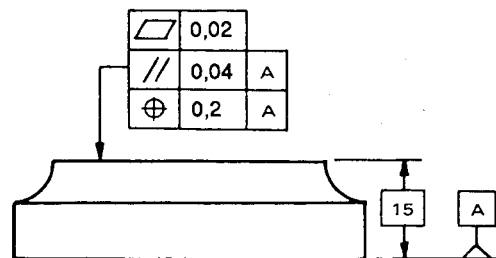


Fig. 11-31 Trois tolérances distinctes appliquées au même élément

11.8.5

Il est tout à fait possible, par conséquent, d'indiquer une tolérance de forme plus petite mais non plus grande que la tolérance d'orientation indiquée, ou une tolérance d'orientation plus petite mais non plus grande que la tolérance de position. Lorsqu'il est essentiel de spécifier plusieurs tolérances, on devrait les indiquer séparément (fig. 11-31).

12. Tolérances de position

12.1 Généralités

12.1.1

Ce chapitre énonce les principes régissant les tolérances de position, qui comprennent le positionnement, la concentricité et la symétrie, utilisées dans le contrôle des relations suivantes :

- a) position des éléments tels que trous, fentes, bossages, etc., par rapport aux éléments et aux références qui leur sont associés ;
- b) position des éléments en tant que groupements, par rapport à des éléments de référence ;
- c) coaxialité ou symétrie d'éléments ;
- d) position des éléments sur des entraxes équidistants de part et d'autre d'un axe ou d'un plan de référence.

12.1.2

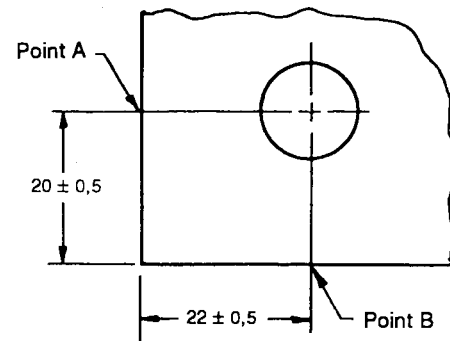
Il existe deux méthodes de tolérancement de la position des éléments : le tolérancement direct et le tolérancement positionnel.

12.2 Tolérancement direct

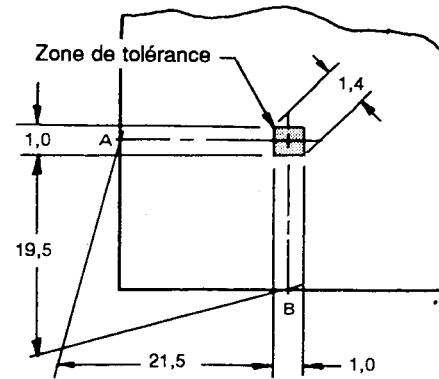
12.2.1

Dans la méthode de tolérancement direct, on applique les tolérances aux cotes de distance des centres (fig. 12-1) ; autrement, on peut appliquer celle qu'indique la note de tolérance générale. Cette méthode comporte des avantages et des inconvénients :

- a) elle est simple et facile à comprendre ; son usage est donc très répandu ;
- b) en tolérancement par coordonnées, elle engendre des zones de tolérance carrées, rectangulaires ou sectorielles dans lesquelles l'axe doit se situer (fig. 12-1). Cela permet un accroissement dans la direction diagonale par rapport à la tolérance demandée et peut, par conséquent, exiger l'établissement de tolérances plus réduites qu'il n'est fonctionnellement nécessaire ;
- c) elle permet le mesurage direct au moyen d'instruments standard, mais ne correspond pas au contrôle exercé par des jauges ENTRE fixes ;
- d) elle peut avoir pour résultat une accumulation indésirable de tolérances lorsque plusieurs éléments et plusieurs cotes sont en cause (voir l'article 10.8.2) ;
- e) il est plus difficile d'évaluer le jeu entre éléments correspondants qu'avec le tolérancement positionnel.



INDICATION



INTERPRÉTATION

Fig. 12-1 Cotation à tolérancement direct

12.2.2

Les cotes tolérancées sont mesurées entre les points correspondants des lignes d'axe (p. ex., à partir du centre de l'élément jusqu'aux points A et B de la figure 12-1). Toutes les tolérances de ce genre s'appliquent sans égard aux dimensions de l'élément.

12.2.3

Lorsque des cotes tolérancées sont données à partir d'une ligne ou d'une surface de référence, les mesures sont prises à partir de la ligne ou du plan de référence fictif plutôt qu'à partir du bord réel ou de la surface réelle de la pièce (fig. 9-3).

12.3 Tolérancement positionnel

12.3.1 Généralités

12.3.1.1

Une tolérance de position définit la zone à l'intérieur de laquelle il est permis que la ligne d'axe ou le plan de centre d'un élément dimensionnel s'écarte de la position théorique. Les cotes de base établissent la position théorique à partir des éléments de référence spécifiés et entre les éléments connexes (fig. 9-10 et 12-4).

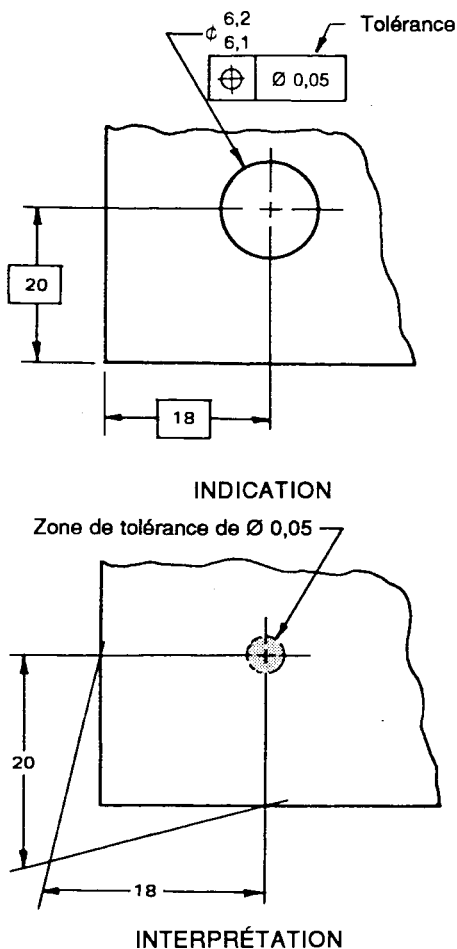


Fig. 12-2 Cotation à tolérancement positionnel

12.3.1.2

Le tolérancement positionnel s'applique bien aux groupements de trous dont les axes ne sont pas parallèles les uns aux autres ou ne sont pas normaux à la surface (fig. 12-30).

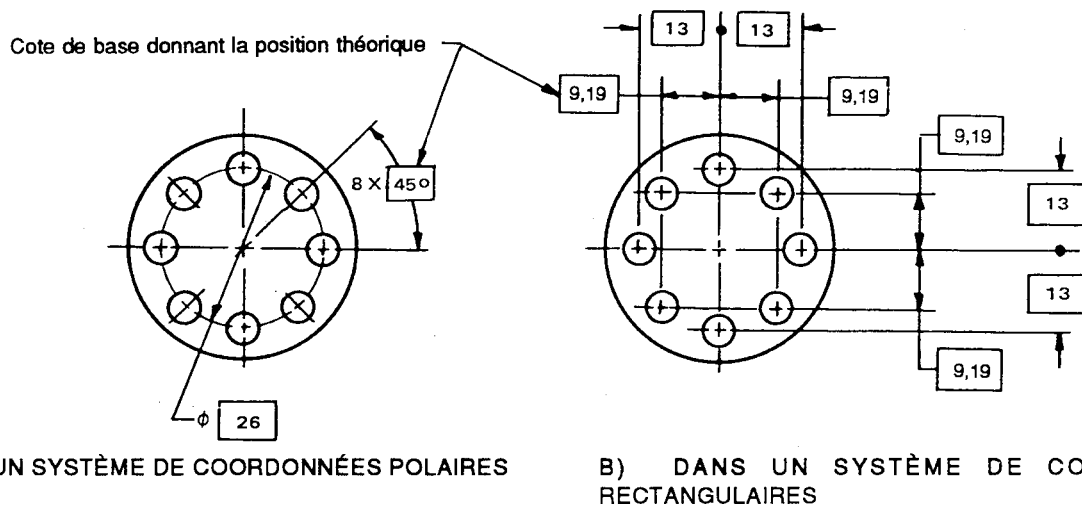
12.3.1.3

Lorsqu'on utilise le tolérancement positionnel, on doit établir la position théorique de chaque élément au moyen des cotes de base (voir l'article 6.11). On peut utiliser soit la cotation à partir d'un point commun, soit la cotation en série. Si les côtés de la pièce ou les éléments à partir desquels ces cotes originent ne sont pas désignés comme éléments de référence, les cotes se mesurent à partir de points sur les surfaces, de la même manière que dans la cotation de point à point (article 8.4). Les écarts admissibles par rapport à la position théorique sont indiqués par un cadre de tolérance (fig. 12-2). Cela engendre une zone de tolérance cylindrique, localisée à la position théorique, de diamètre égal à la tolérance demandée et de longueur égale à la longueur de l'élément. La ligne d'axe de l'élément doit se situer à l'intérieur de cette zone de tolérance. Dans la plupart des cas, toutefois, il est préférable de rattacher les tolérances de position à un système de référence. Si le trou ou l'élément doit être perpendiculaire à la surface de la pièce, cette surface devrait être désignée comme référence primaire (voir la référence A dans la figure 12-4).

12.3.2 Méthode

12.3.2.1

De nombreux dessins sont élaborés à partir d'un tableau de tolérances générales, habituellement fourni à proximité du cartouche (voir la norme CSA CAN3-B78.1). On doit



A) DANS UN SYSTÈME DE COORDONNÉES POLAIRES

B) DANS UN SYSTÈME DE COORDONNÉES RECTANGULAIRES

Fig. 12-3 Identification des cotes de base

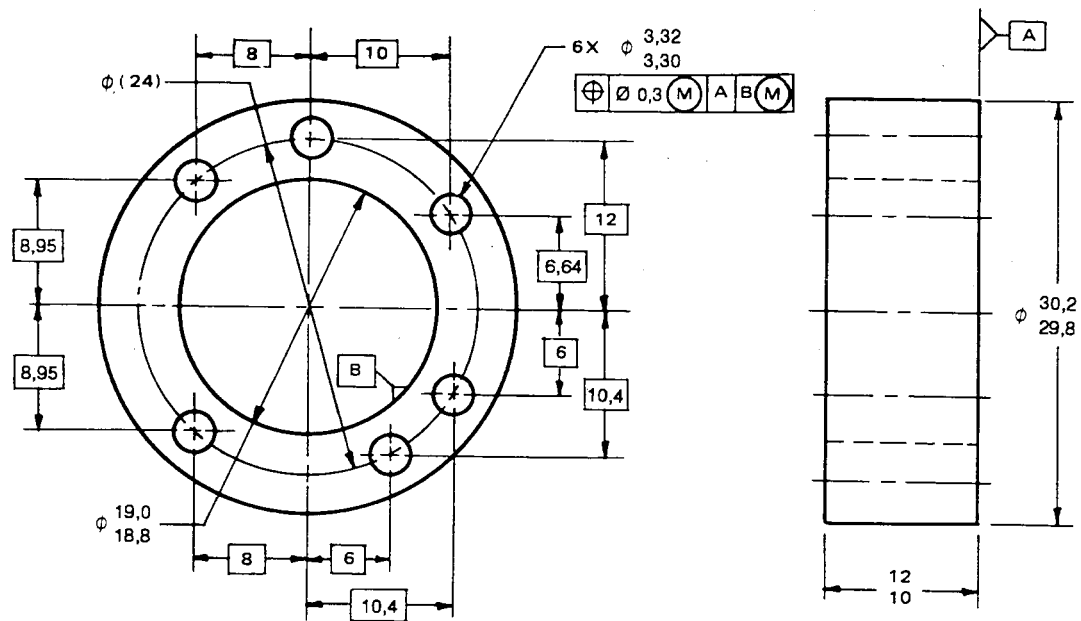


Fig. 12-4 Tolérancement positionnel à l'aide de deux références

exclure de la tolérance générale les cotes établissant la position théorique, en leur appliquant le symbole de cote de base (voir la figure 12-3 A) et B)).

12.3.2.2

On ajoute un cadre de tolérance à la note qui donne les dimensions des éléments de leur nombre. Voir les figures 12-4 à 12-6, qui illustrent divers cas de cotation de groupements d'éléments.

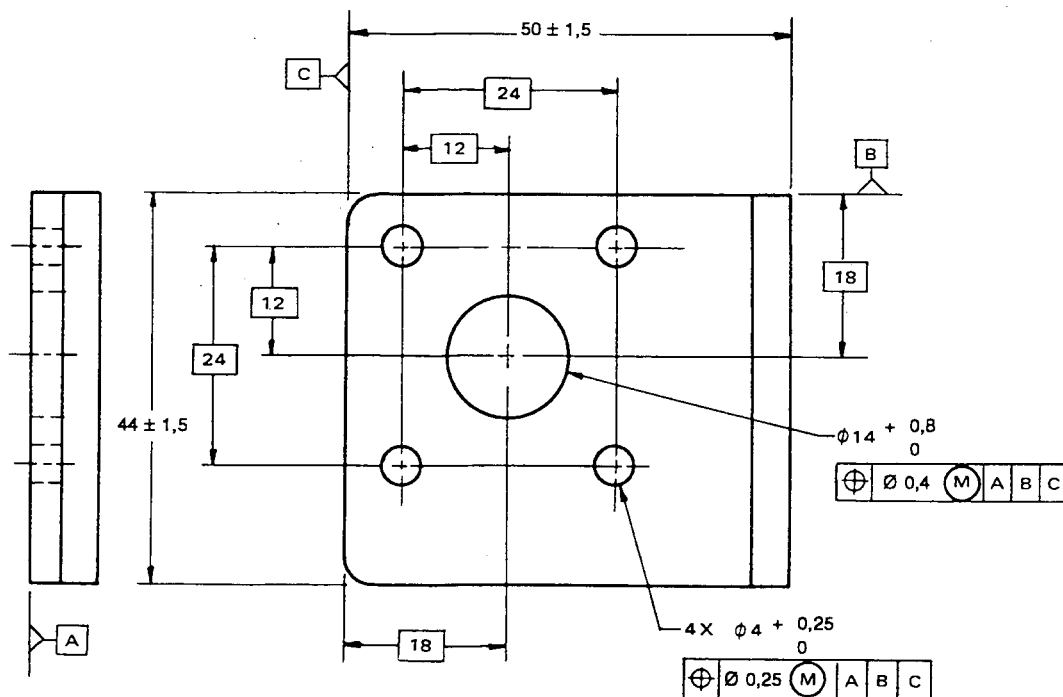


Fig. 12-5 Tolérancement positionnel à l'aide de trois références

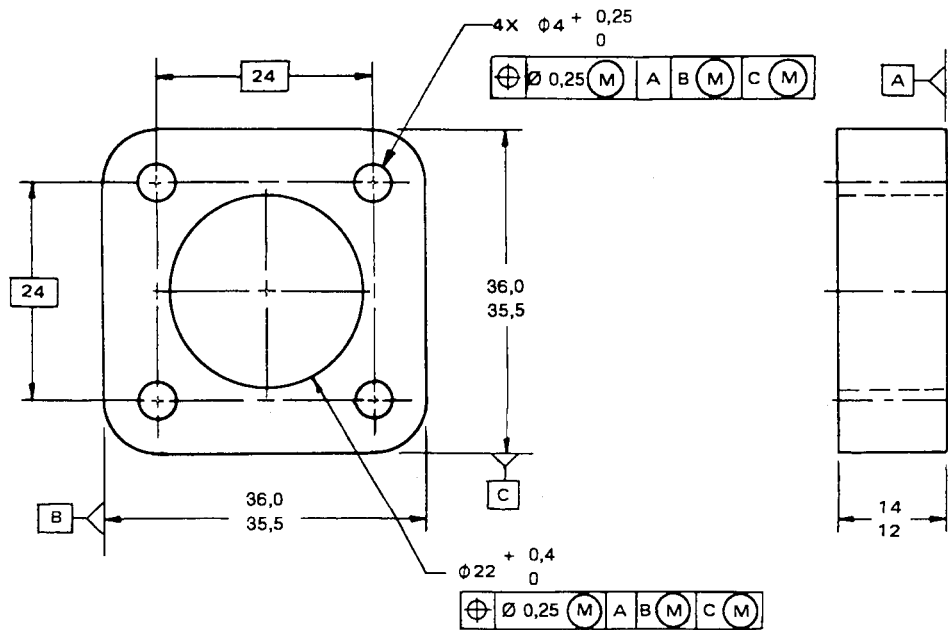


Fig. 12-6 Tolérancement positionnel à l'aide de trois références

12.3.2.3

Il est nécessaire d'identifier les éléments sur une pièce pour définir les références des cotes établissant les positions théoriques. Si, par exemple, on avait, dans la figure 12-4, omis d'indiquer les références, on ne saurait pas clairement si c'est le diamètre intérieur ou le diamètre extérieur qu'on a voulu établir comme élément de référence pour les cotes établissant les positions théoriques. Les éléments de référence sont identifiés par des symboles d'élément de référence et les références applicables sont incluses dans le cadre de tolérance. Des indications sur l'ordre dans lequel on doit indiquer les références sont données à l'article 9.2.

12.3.3 Base d'état matériel

La tolérance de position s'applique selon un des principes suivants : l'état au maximum de matière, sans égard aux dimensions de l'élément, ou l'état minimal de matière. Dans le cas d'un principe autre que « sans égard aux dimensions de l'élément », le symbole approprié suit la tolérance spécifiée ainsi que toute indication de référence applicable dans le cadre de tolérance (voir l'article 11.4.3).

12.3.4 Rapport entre l'état au maximum de matière et la tolérance de position

12.3.4.1

La tolérance de position et l'état au maximum de matière des pièces à assembler correspondantes sont pris en compte l'un face à l'autre. Le fait de spécifier l'état au maximum de matière seulement signifie qu'un élément d'un produit fini contient la quantité maximale de matière

permise par la cote dimensionnelle tolérancée par cet élément.

12.3.4.2

Une tolérance de position appliquée au maximum de matière peut être expliquée par l'une des façons suivantes :

a) **Pour la surface d'un trou.** Tout en respectant les limites dimensionnelles exigées, aucun élément de la surface d'un trou ne doit se trouver à l'intérieur d'une frontière théorique créée à partir du diamètre minimal permis et de la tolérance de position. Cette frontière se trouve à la position théorique (fig. 12-7). Telle est l'exigence pratique ou fonctionnelle.

La position du trou peut varier, mais aucun point de sa surface ne peut se trouver à l'intérieur de la frontière théorique.

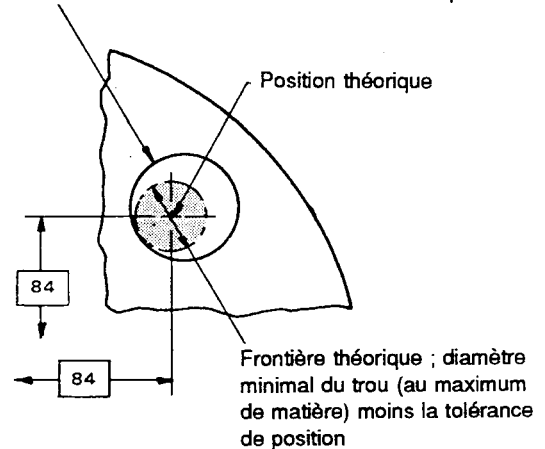
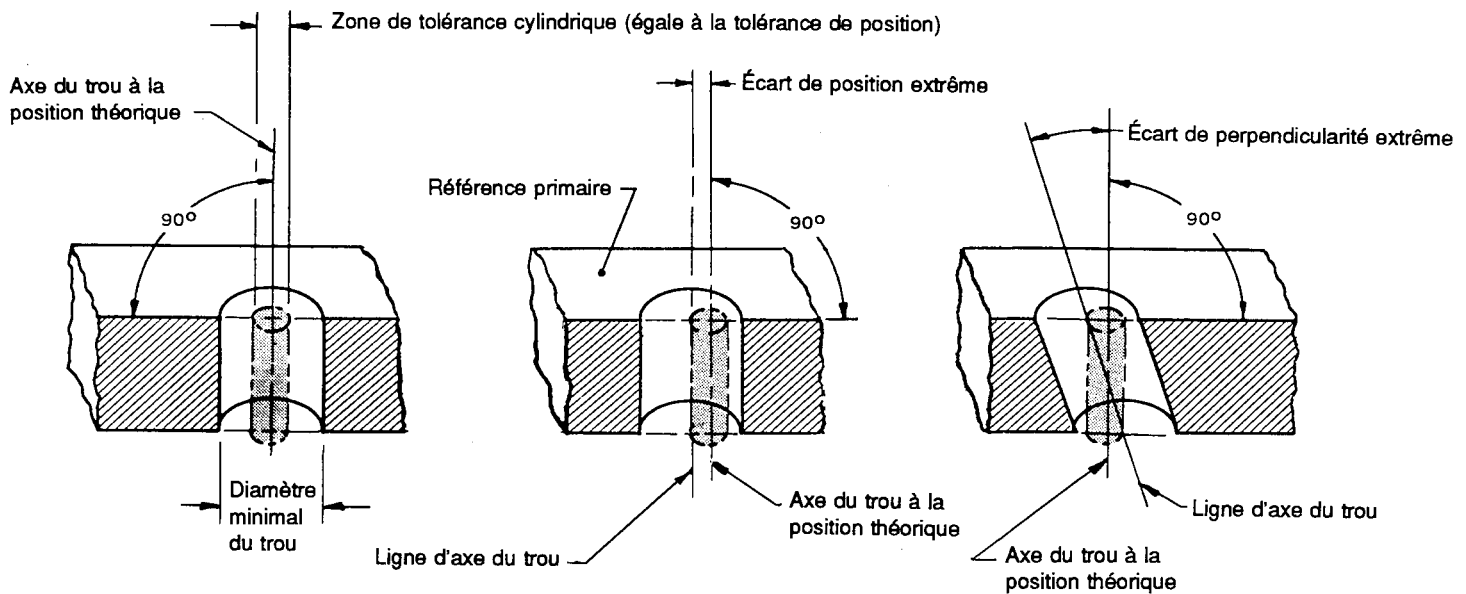


Fig. 12-7 Frontière pour la surface d'un trou au maximum de matière



La ligne d'axe du trou coïncide avec l'axe de la position théorique.

A) POSITION COÏNCIDENTE

La ligne d'axe du trou se trouve en position extrême à la gauche de la position théorique (mais demeure dans la zone de tolérance).

B) POSITION DÉCENTRÉE

La ligne d'axe du trou est inclinée à l'extrême dans la zone de tolérance.

C) TROU INCLINÉ

La longueur de la zone de tolérance est égale à celle de l'élément, sauf indication contraire dans le dessin.

Fig. 12-8 Ligne d'axe d'un trou en relation avec les zones de tolérance de position

b) **Pour l'axe d'un trou.** Lorsqu'un trou est à l'état au maximum de matière (diamètre minimal), sa ligne d'axe doit se trouver à l'intérieur d'une zone de tolérance cylindrique dont l'axe se trouve à la position théorique. Le diamètre de cette zone est égal à la tolérance de position ; sa longueur est égale à la profondeur du trou (fig. 12-8). Cette zone de tolérance définit également les limites de comportement de l'axe du trou en relation avec la surface de référence (fig. 12-8 C)). Ce n'est que lorsque l'élément est à l'état au maximum de matière que la tolérance de position spécifiée

s'applique. Lorsque les dimensions réelles de l'élément sont supérieures à l'état au maximum de matière, l'interdépendance de la tolérance dimensionnelle et de la tolérance géométrique permet qu'il résulte une tolérance de position additionnelle (fig. 12-9). Cet accroissement de tolérance de position est égal à la différence entre les dimensions réelles et les dimensions au maximum de matière spécifiées de l'élément. Ce concept est l'exigence visuelle de conception.

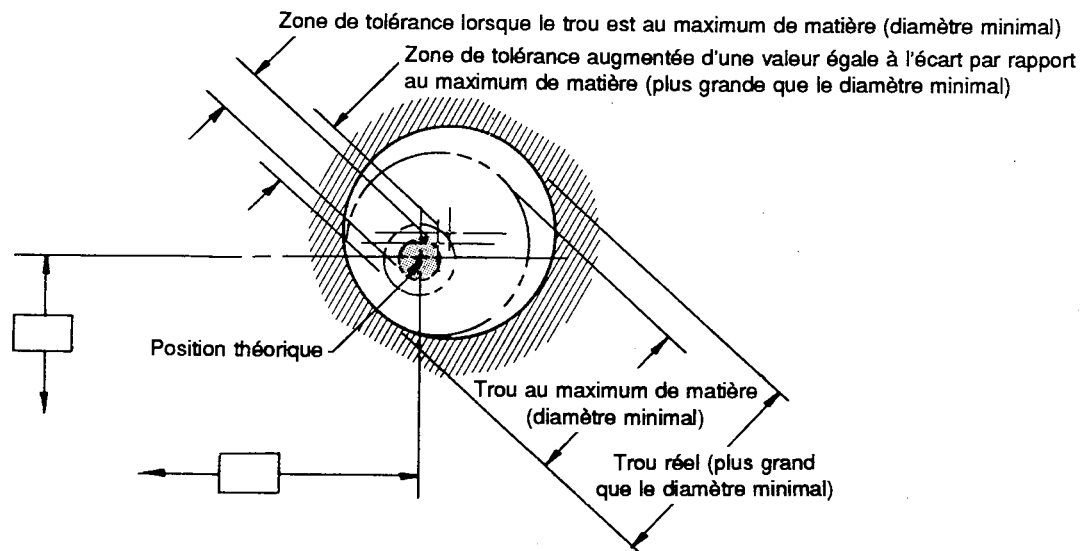


Fig. 12-9 Augmentation de la tolérance de position lorsque le trou n'est pas au maximum de matière

12.4 Positionnement des groupements d'éléments

12.4.1 Généralités

12.4.1.1

Souvent, on doit positionner un groupement d'éléments (p. ex., un groupe de trous de montage) par rapport à un élément de référence à l'état au maximum de matière (fig. 12-10). Lorsque l'élément de référence B est à l'état au maximum de matière, son axe détermine la position de l'ensemble d'éléments en tant que groupement. Lorsque l'élément de référence B n'est pas à l'état au maximum de matière, son axe peut être déplacé par rapport à la position de l'axe de référence (référence B au maximum de matière), d'une distance égale à la moitié de la différence entre sa dimension réelle et sa dimension au maximum de matière.

Note. Si l'on utilise une jauge fonctionnelle pour la vérification de la pièce, ce déplacement de l'axe de l'élément de référence est automatiquement rattrapé. Si par contre on a recours à des méthodes non restrictives pour vérifier la position du groupement d'élément par rapport à l'axe de l'élément de référence, on doit en tenir compte.

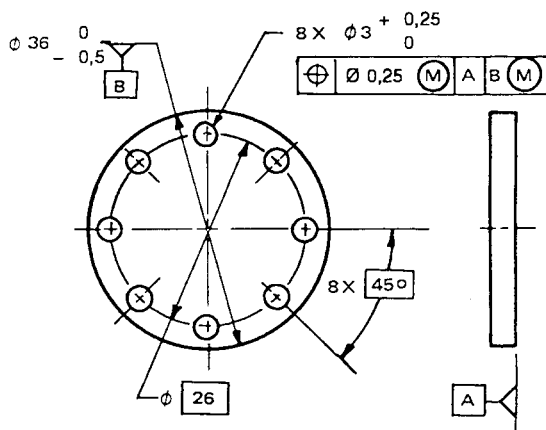


Fig. 12-10 Élément de référence à l'état au maximum de matière

12.4.1.2

Vu que l'élément de référence réel doit servir d'origine aux mesures d'un groupement d'éléments, les éléments sont vus comme s'ils avaient, en tant que groupe été déplacés par rapport à l'axe de l'élément de référence (réel). Ce déplacement relatif du groupe par rapport à l'axe de l'élément de référence n'affecte pas la tolérance positionnelle des éléments l'un par rapport à l'autre à l'intérieur du groupe.

12.4.2 Tolérancement positionnel nul à l'état au maximum de matière

12.4.2.1

Dans l'explication fournie à l'article 12.4.1, une tolérance de position d'une grandeur quelconque est exigée pour le positionnement des éléments. Cependant, le principe s'applique aussi lorsqu'on spécifie une tolérance nulle à l'état au maximum de matière. Dans ce cas, la tolérance de position permise dépend totalement des dimensions réelles de l'élément en cause.

12.4.2.2

Dans la figure 12-11, on utilise une tolérance nulle sur les trous d'une pièce destinée à l'accouplement. Dans la figure 12-12, une tolérance de position de 0,25 est appliquée à la même pièce. Dans les deux cas, la dimension maximale possible des trous avec jeu est la même (diamètre de 14,5 mm), mais, dans la figure 12-11, la dimension minimale a été ajustée pour correspondre au diamètre maximal de 14 mm d'un organe de fixation. Cela permet d'augmenter la tolérance sur le diamètre allant de 0,25 à 0,5 mm, lorsque la tolérance de position appliquée est réduite de 0,25 à l'état au maximum de matière (fig. 12-12) jusqu'à zéro (fig. 12-11). Le tableau 12-1 indique l'effet des deux méthodes sur les écarts acceptables par rapport à la position théorique des centres des trous de montage pour divers diamètres de trous.

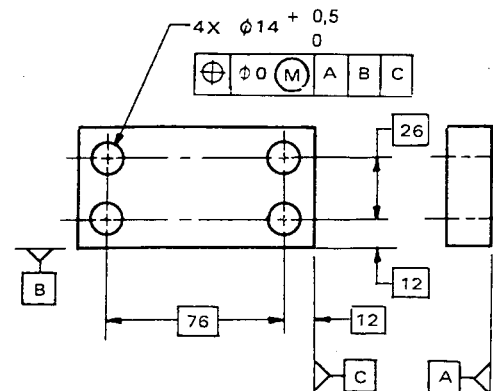


Fig. 12-11 Tolérance de position nulle à l'état au maximum de matière

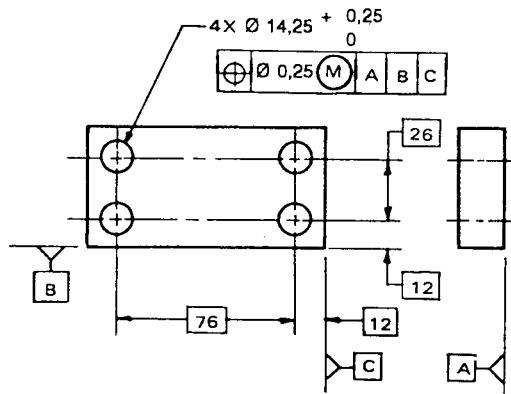


Fig. 12-12 Tolérance de position conventionnelle à l'état au maximum de matière

Tableau 12-1
Effet des deux méthodes de
tolérancement positionnel

Diamètre du trou avec jeu, mm	Diamètre de tolérance de position, mm	
	Figure 12-11	Figure 12-12
14	0	Pièce rejetée
14,1	0,1	Pièce rejetée
14,2	0,2	Pièce rejetée
14,25	0,25	0,25
14,3	0,3	0,3
14,4	0,4	0,4
14,5	0,5	0,5

12.4.3 Rapport entre le principe du « sans égard aux dimensions de l'élément » et le tolérancement positionnel

12.4.3.1

Il arrive que le dessin ou la fonction d'une pièce exige que la tolérance de position ou la référence, ou les deux, soient maintenues sans égard aux dimensions réelles de l'élément (RFS). Ce principe, lorsqu'on l'applique à la tolérance de position des éléments, exige que l'axe de chaque élément se trouve à l'intérieur des limites de la tolérance de position spécifiée, indépendamment des dimensions de l'élément. Cette exigence impose un contrôle plus serré des éléments en cause et introduit des complexités dans la vérification, bien que plusieurs instruments de mesure fassent appel au principe RFS.

Note. Le principe RFS s'applique chaque fois que les principes du maximum ou du minimum de matière ne sont pas explicitement spécifiés.

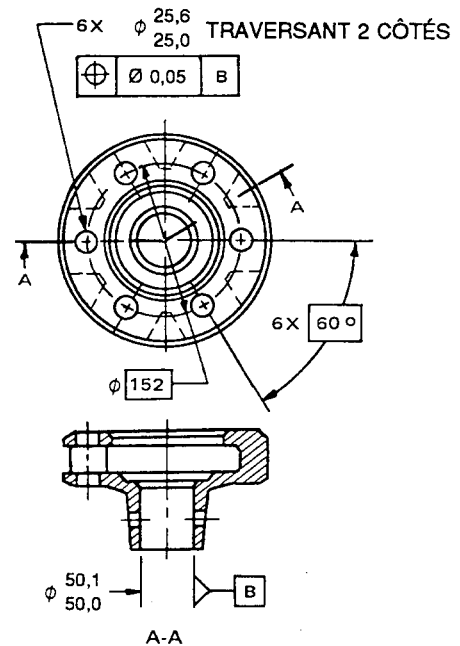


Fig. 12-13 Application de la notion « sans égard aux dimensions de l'élément » à un élément et à sa référence

12.4.3.2

Dans la figure 12-13, le diamètre des six trous peut varier de 25,0 à 25,6 mm. La position de chaque trou doit satisfaire à une tolérance de position spécifiée sans égard au diamètre du trou. Le positionnement d'un trou à l'état au minimum de matière (diamètre de 25,6 mm) est réalisé avec une précision aussi grande que celle d'un trou à l'état au maximum de matière (diamètre de 25,0 mm). Ce contrôle positionnel est plus restrictif que le principe au maximum de matière.

12.4.4 Groupements multiples d'éléments positionnés par des cotes de base rapportées à des références communes

12.4.4.1

Lorsque des groupements multiples d'éléments sont positionnés par des cotes de base rapportées à des éléments de référence communs qui sont donnés dans le même ordre (article 9.2.1) et qui ne sont pas des éléments dimensionnels ou sont des éléments dimensionnels non établis comme références selon l'état au maximum de matière, ces groupements distincts sont considérés comme un seul groupe complexe. Dans la figure 12-14, chaque groupement d'éléments est positionné par rapport à des éléments de référence communs non soumis à des tolérances dimensionnelles. Les centres réels de tous les trous doivent se trouver dans leurs zones de tolérance respectives lorsqu'ils sont mesurés à partir de références, appelées A, B et C (fig. 12-15). L'explication donnée à la figure 12-15 continue de s'appliquer lorsqu'une vérification indépendante de la position de groupements devient nécessaire en raison de la dimension ou de la complexité de la pièce.

12.4.4.2

Les groupements multiples d'éléments positionnés par des cotes de base à partir d'éléments de référence communs soumis à des tolérances dimensionnelles sont considérés comme des groupements indépendants et distincts, même lorsque leurs cadres de tolérance respectifs contiennent les mêmes références placées dans le même ordre de préséance, avec le même facteur de modification \textcircled{M} (voir la définition du principe de l'indépendance et la figure 12-16). Cela permet aux divers groupements d'éléments de se déplacer, comme tels, indépendamment les uns des autres, par rapport aux axes ou aux plans médians des éléments de référence dans leur état virtuel.

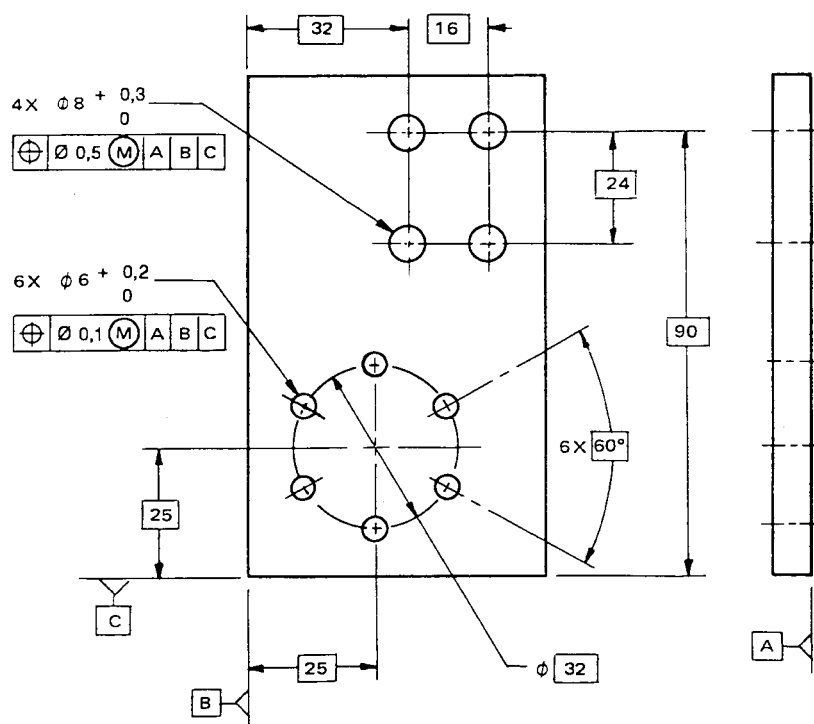


Fig. 12-14 Groupements multiples d'éléments

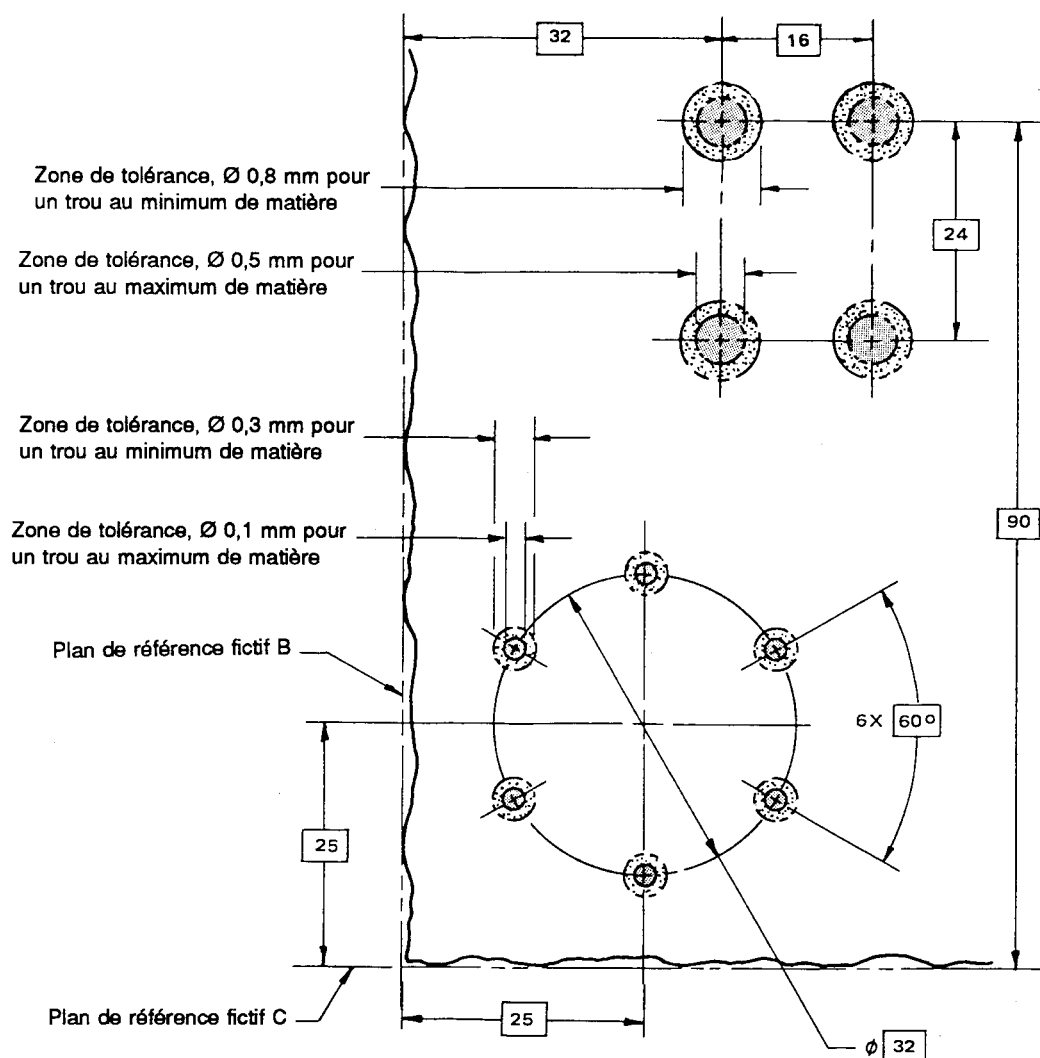


Fig. 12-15 Zones de tolérance pour les groupements d'éléments de la figure 12-14

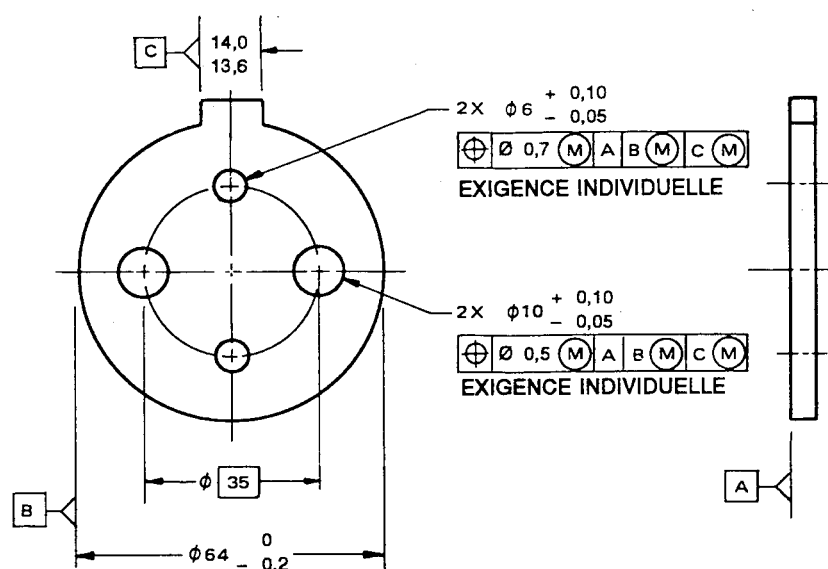


Fig. 12-16 Groupements multiples d'éléments, exigences individuelles

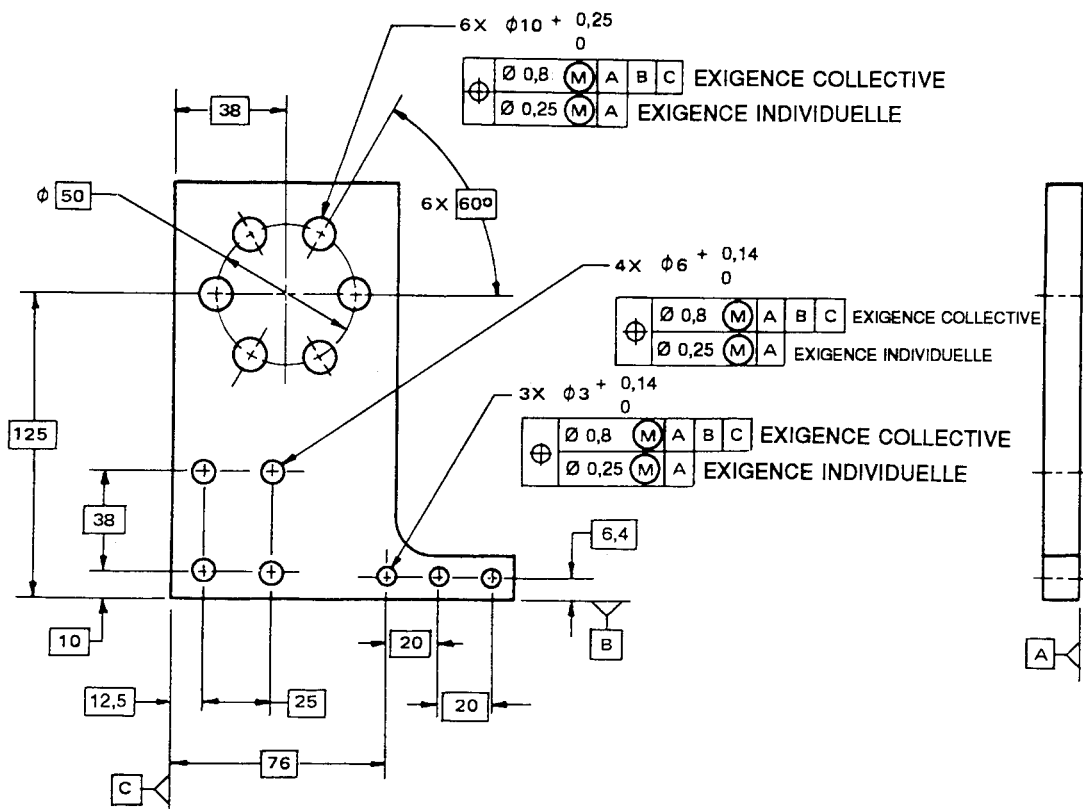


Fig. 12-17 Groupement de trous localisés par tolérancement positionnel composé

12.5 Positionnement des groupements d'éléments : tolérancement positionnel composé

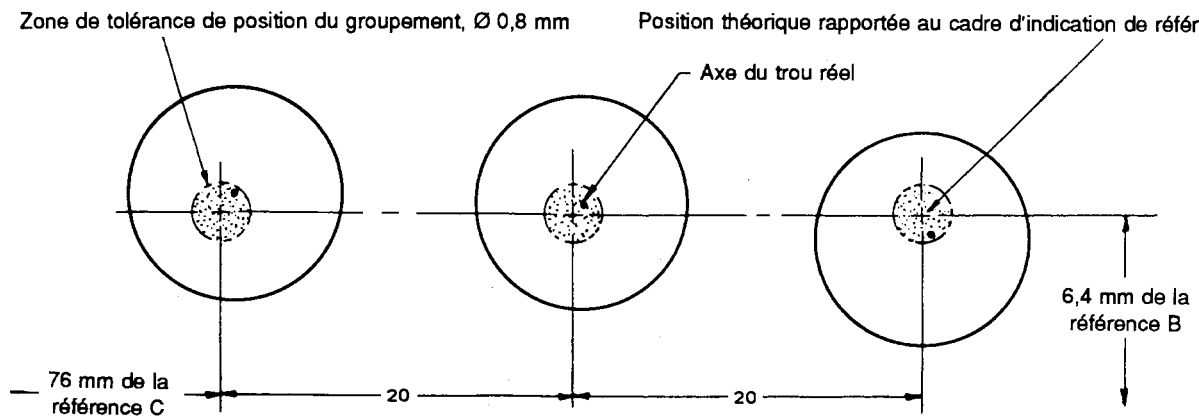
12.5.1

Lorsque les exigences conceptuelles permettent qu'un écart de position d'un groupement d'éléments, considéré comme tel, puisse varier selon une tolérance plus grande que la tolérance de position assignée à chaque élément du groupement, on utilise le tolérancement positionnel composé. Cela constitue une application composée du tolérancement de position de groupements d'éléments ainsi que la relation entre éléments à l'intérieur de ces groupements. Les exigences sont indiquées au moyen d'un cadre de tolérance composé. Chaque ligne inscrite dans le cadre de tolérance de la figure 12-17 constitue une exigence distincte. Le symbole de position est indiqué une seule fois et s'applique aux deux lignes d'inscription. La ligne supérieure est appelée contrôle de position du groupement. Elle indique la tolérance de position globale du groupement d'éléments en tant que tel. Les références applicables sont indiquées dans l'ordre de préséance. La ligne inférieure est appelée contrôle de mise en relation des

éléments. Elle indique une tolérance de position, plus petite, pour chaque élément du groupement (relation d'élément à élément) et répète la référence primaire de la ligne supérieure.

12.5.2

Chaque groupement d'éléments est localisé à partir de références spécifiées, au moyen de cotes de base (figures 12-18 à 12-21). La ligne inférieure, en plus de définir le contrôle des relations entre éléments de chaque groupement, contrôle l'étendue du comportement (la perpendicularité, dans le cas de la figure 12-17) de chaque axe d'élément par rapport au plan établi par la référence A. Comme on peut la voir dans la vue en section des zones de tolérance de la figure 12-18, les axes des grandes et des petites zones sont parallèles. Les axes des trous ne peuvent s'incliner (écart de perpendicularité) que dans les frontières de leurs plus petites zones de tolérance de position respectives. Cette portion de la plus petite zone de tolérance qui se trouve au-delà de la périphérie de la zone de tolérance plus large n'est pas utilisable parce que l'axe de l'élément ne doit pas pénétrer dans la zone de tolérance plus grande.



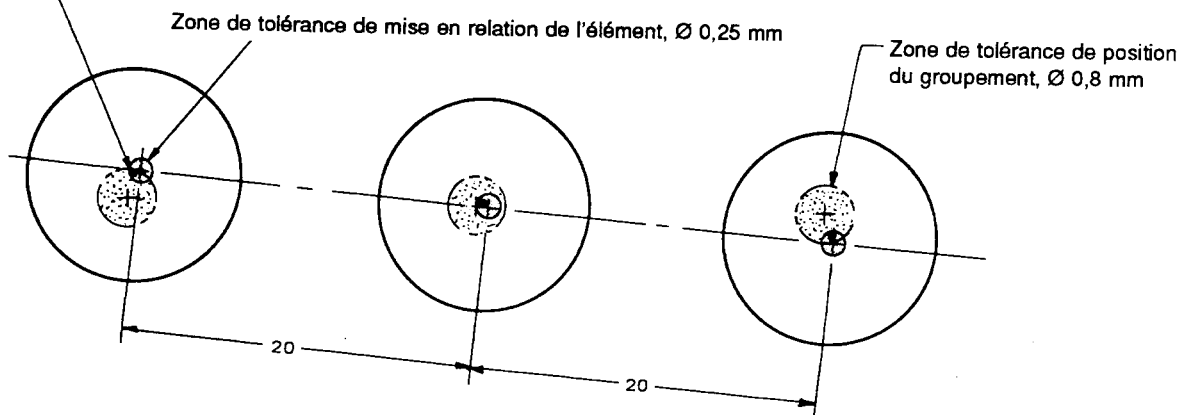
Les axes des trous doivent se situer dans les zones de tolérance de position de $\varnothing 0,8$ mm du groupement, ces zones étant localisées par des cotes de base par rapport au cadre d'indication de la référence.

A) LA PARTIE SUPÉRIEURE DU CADRE SIGNIFIE :

\oplus	$\varnothing 0,8$	(M)	A	B	C

EXIGENCE COLLECTIVE

L'axe du trou réel se situe à l'intérieur des deux zones,

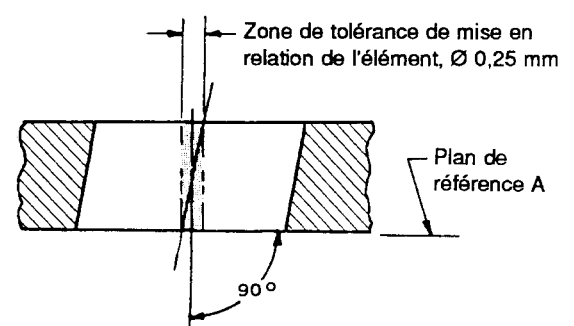
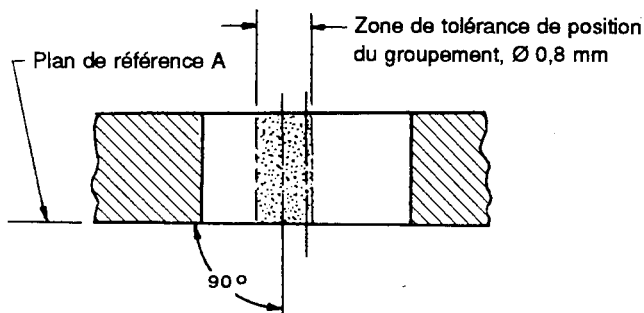


Les axes des trous doivent se situer dans les zones de tolérance de position d'élément de $\varnothing 0,25$ mm, ces zones étant, par des cotes de base, mises en relation l'une avec l'autre et orientées par rapport au plan de référence A.

B) LA PARTIE INFÉRIEURE DU CADRE SIGNIFIE :

\oplus	$\varnothing 0,25$	(M)	A		

EXIGENCE INDIVUELLE



C) ZONE DE TOLÉRANCE DE POSITION DU GROUPEMENT, MONTRANT UN TROU S'APPROCHANT DE SA POSITION DÉPLACÉE AU MAXIMUM ADMISSIBLE

D) ZONE DE TOLÉRANCE DE MISE EN RELATION DE L'ÉLÉMENT, MONTRANT UN TROU À SON INCLINAISON MAXIMALE ADMISSIBLE PAR RAPPORT AU PLAN DE RÉFÉRENCE A

(Note. Les contrôles A) et B) sont faits indépendamment l'un de l'autre.)

Fig. 12-18 Zones de tolérance pour le groupement de trois trous de la figure 12-17

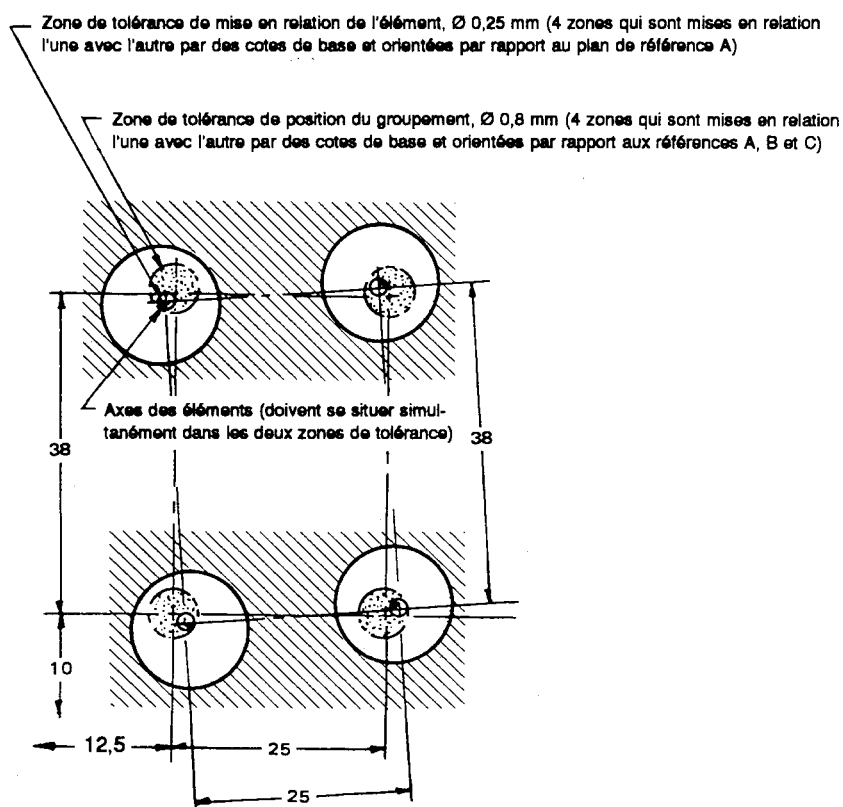


Fig. 12-19 Zones de tolérance pour le groupement à quatre trous de la figure 12-17

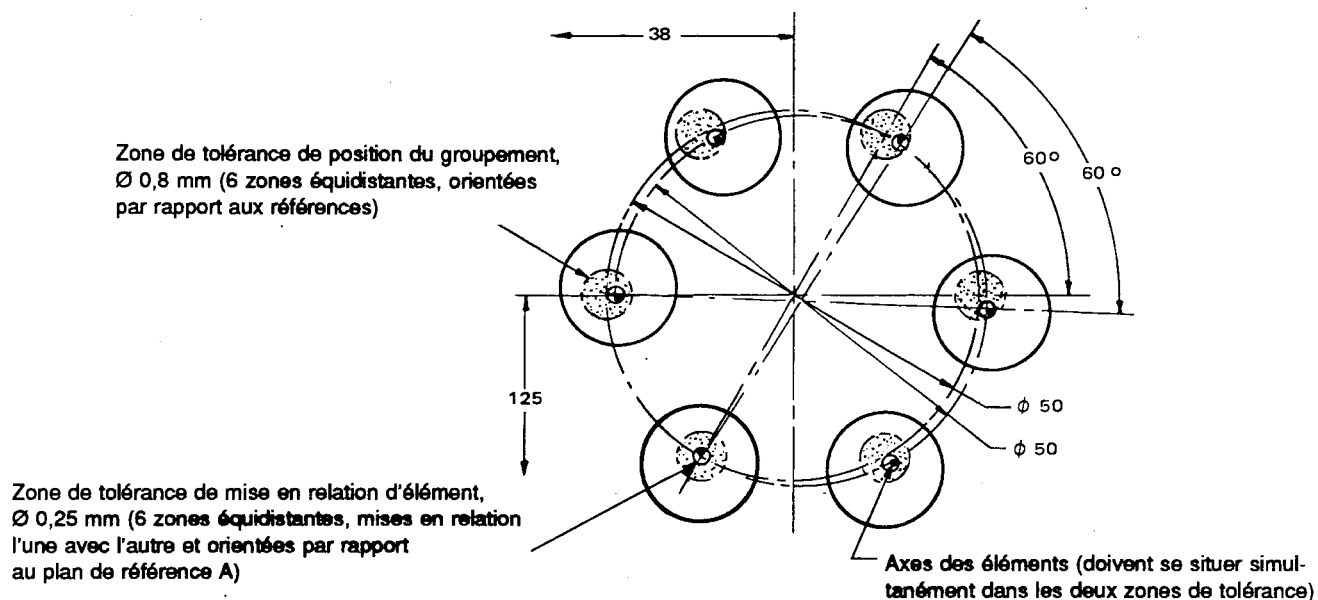
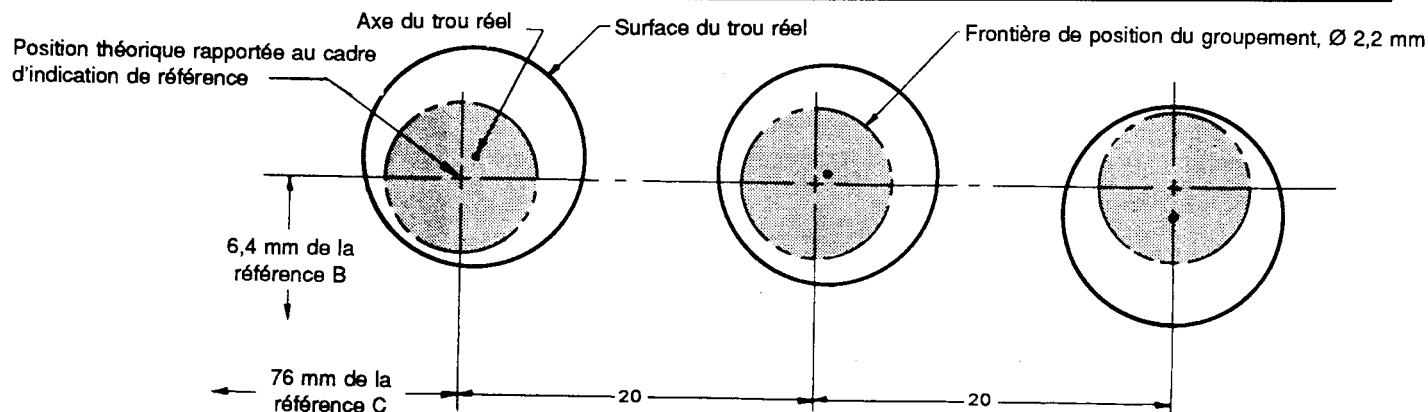


Fig. 12-20 Zones de tolérance pour le groupement à six trous de la figure 12-17

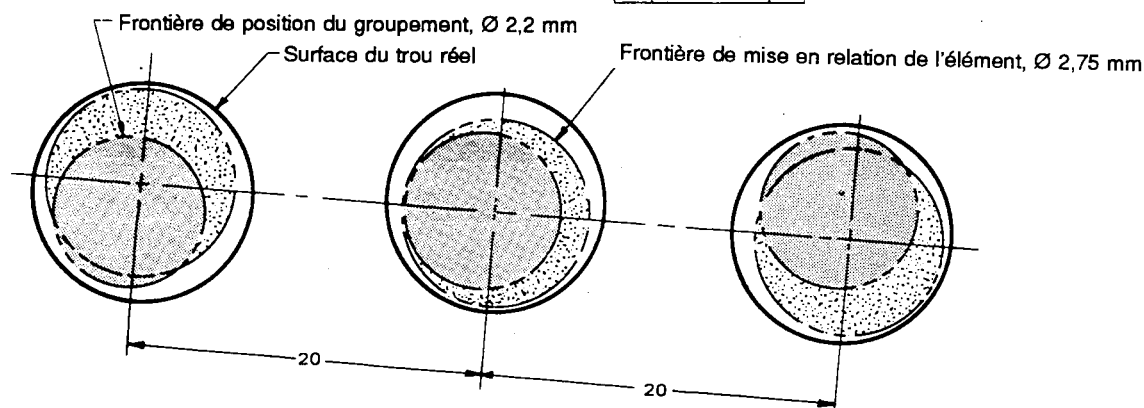


Aucune partie de la surface d'un trou ne peut se trouver à l'intérieur de sa propre frontière de position du groupement de $\varnothing 2,2$ mm, chaque frontière étant localisée selon un cadre d'indication de référence.

A) LA PARTIE SUPÉRIEURE DU CADRE SIGNIFIE :

\oplus	$\varnothing 0,8$	(M)	A	B	C

EXIGENCE COLLECTIVE



Aucune partie de la surface d'un trou ne peut se trouver à l'intérieur de sa frontière de mise en relation d'élément, de $\varnothing 2,75$ mm, chaque frontière étant, par des cotes de base, mise en relation l'une avec l'autre et orientée par rapport au plan de référence A.

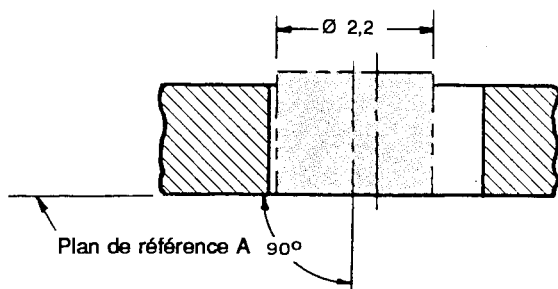
B) LA PARTIE INFÉRIEURE DU CADRE SIGNIFIE :

\oplus					
	$\varnothing 0,25$	(M)	A		

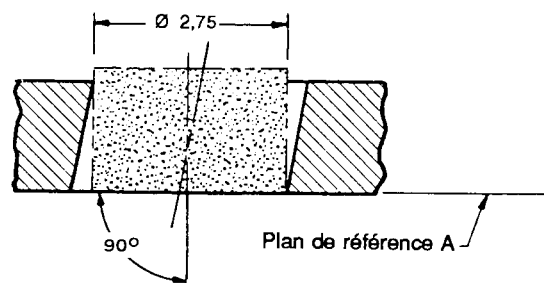
EXIGENCE INDIVIDUELLE

$\varnothing 3$ État au maximum de matière du trou
 $\varnothing 0,8$ Tolérance de position du groupement
 $\varnothing 2,2$ Frontière d'acceptation

$\varnothing 3$ État au maximum de matière du trou
 $\varnothing 0,25$ Tolérance de mise en relation d'élément
 $\varnothing 2,75$ Frontière d'acceptation



C) FRONTIÈRE DE POSITION DU GROUPEMENT, MONTRANT UN TROU S'APPROCHANT DE SA POSITION DÉPLACÉE AU MAXIMUM ADMISSIBLE



D) FRONTIÈRE DE MISE EN RELATION DE L'ÉLÉMENT, MONTRANT UN TROU DANS SON INCLINAISON MAXIMALE ADMISSIBLE PAR RAPPORT AU PLAN DE RÉFÉRENCE A

(Note. Les contrôles A) et B) sont faits indépendamment l'un de l'autre.)

Fig. 12-21 Zones de tolérance pour le groupement de trois trous de la figure 12-17

Note. Les zones de tolérance des figures 12-18 à 12-21 sont indiquées telles qu'elles existent à l'état au maximum de matière des éléments représentés à la figure 12-17. Les dimensions des grandes zones s'accroîtraient de la valeur de l'écart des éléments par rapport à l'état au maximum de matière, comme dans le cas des petites zones. Les deux zones ne sont pas cumulatives.

12.5.3

La figure 12-21 illustre le groupe de trois trous de la figure 12-17, à titre de surfaces de trous par rapport aux frontières d'acceptation (voir l'article 12.3.4.2 a)). On peut voir, en comparant la figure 12-21 avec la figure 12-18, que le résultat final est le même pour les explications qui concernent l'axe que pour celles qui concernent la surface.

12.5.4

On peut appliquer le tolérancement positionnel composé aux groupements circulaires d'éléments appartenant à des pièces circulaires (fig. 12-22).

12.5.5

La figure 12-23 illustre un exemple de groupement radial de trous dont le plan du groupement est localisé à partir d'une face de référence par une cote de base. L'explication donnée à l'article 12.5.1 s'applique aussi à la figure 12-23. Au maximum de matière, le groupement des trous peut, comme tel, s'écarter de la position théorique dans une zone de tolérance de position du groupement de 0,8 mm de diamètre fondamentalement localisée en rapport avec le cadre d'indication de référence spécifié. Les axes des trous doivent aussi se trouver séparément dans des zones

de tolérance de mise en relation d'éléments, de 0,25 mm de diamètre, elles-mêmes mises en relation l'une par rapport à l'autre et orientées par rapport à l'axe A (fig. 12-24).

12.6 Zone de tolérance projetée

12.6.1

L'application du concept de zone de tolérance projetée est recommandée dans les cas où l'écart de perpendicularité des trous taraudés ou à ajustement serré pourrait causer un calage entre les attaches telles que boulons, chevilles ou goupilles et pièces d'assemblage correspondantes (fig. 12-25). Un calage peut avoir lieu lorsqu'une tolérance de position est appliquée à la profondeur des trous taraudés ou des alésages à ajustement serré et que les axes des trous sont inclinés dans les limites admissibles. Contrairement au cas d'un assemblage flottant qui ne met en cause que des trous avec jeu, le comportement d'un assemblage fixe est limité par l'inclinaison du trou qui le reçoit. La figure 12-26 illustre comment le concept de zone de tolérance projetée s'applique à la condition illustrée à la figure 12-25. Il est à noter que c'est l'écart de perpendicularité de la portion de l'attache qui traverse la pièce correspondante qui est importante. La position et la perpendicularité du trou taraudé n'ont d'importance que dans la mesure où elles affectent la portion libre de l'attache. Dans les cas où des considérations conceptuelles exigent un contrôle plus serré de la perpendicularité d'un trou taraudé que celui qui est donné par la tolérance de position, on peut spécifier une tolérance de perpendicularité appliquée comme zone de tolérance projetée (fig. 12-29).

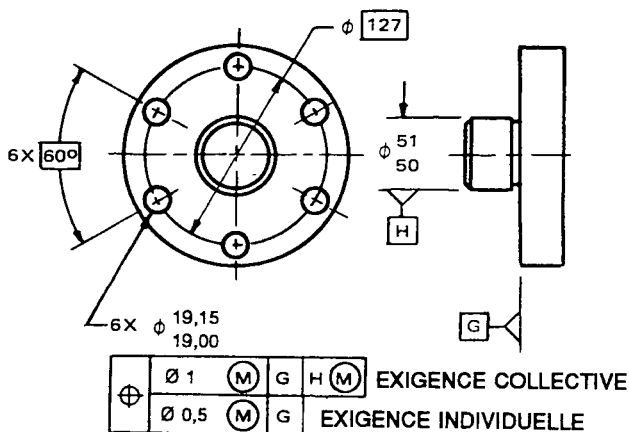


Fig. 12-22 Tolérancement positionnel composé d'un groupement d'éléments sur une pièce circulaire

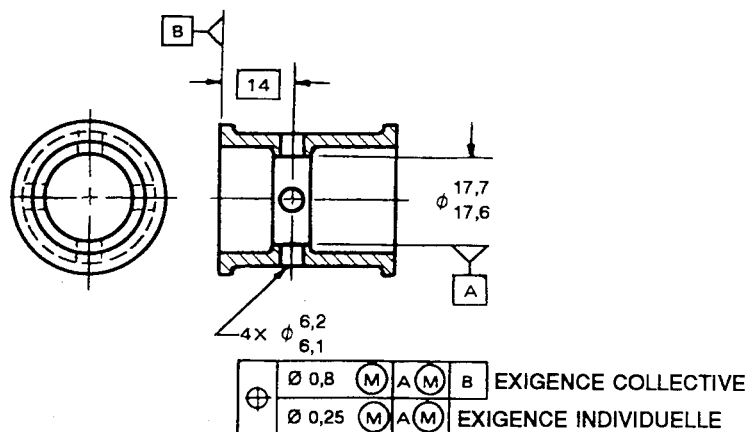
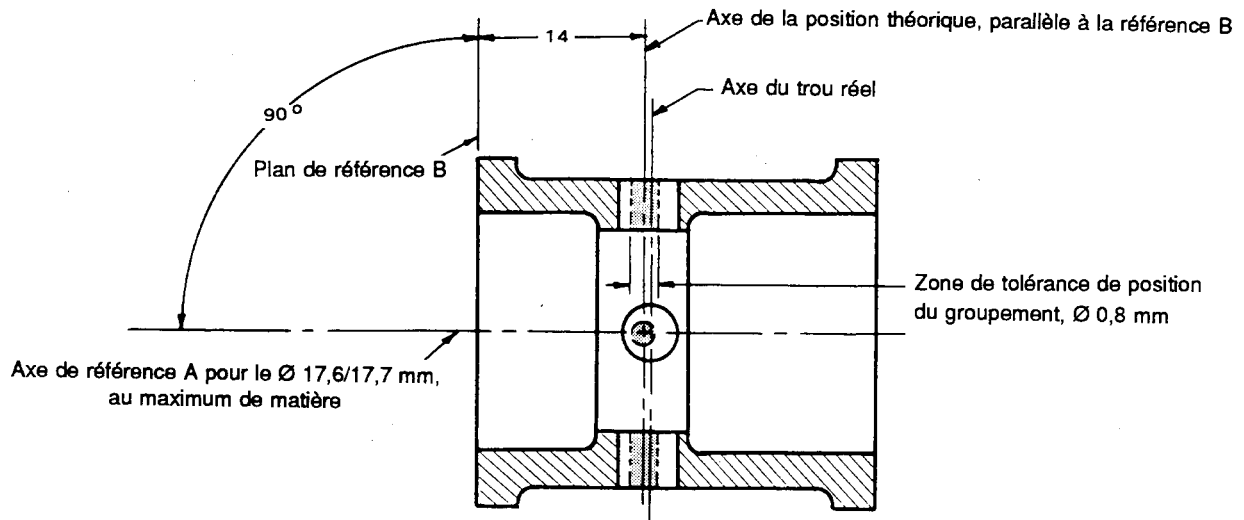


Fig. 12-23 Groupement radial de trous localisé par tolérancement positionnel composé

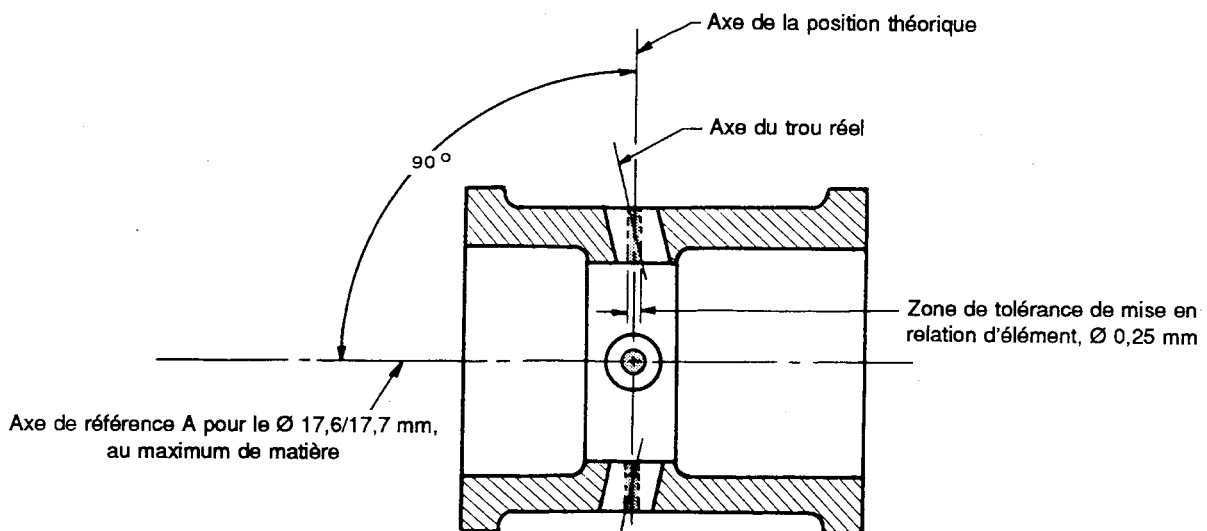


Zone de tolérance de position du groupement montrant un trou s'approchant de sa position déplacée au maximum admissible

A) LA PARTIE SUPÉRIEURE DU CADRE SIGNIFIE :

\oplus	$\phi 0,8$	(M)	A(M)	B

EXIGENCE COLLECTIVE



Zone de tolérance de mise en relation d'élément montrant un trou dans son inclinaison maximale par rapport à l'axe de référence A.

B) LA PARTIE INFÉRIEURE DU CADRE SIGNIFIE :

\oplus	$\phi 0,25$	(M)	A(M)	

EXIGENCE INDIVIDUELLE

(Note. Les contrôles A) et B) sont faits indépendamment l'un de l'autre.)

Fig. 12-24 Zone de tolérance pour le groupement radial de la figure 12-23

12.6.2

La prescription d'une zone de tolérance projetée a pour effet d'empêcher le calage entre les attaches fixes et les pièces d'assemblage correspondantes dotées de trous avec jeu dont les dimensions sont établies au moyen des formules recommandées au chapitre 16. Un élargissement ultérieur des trous avec jeu, pour permettre un très grand écart de perpendicularité de l'attache, n'est pas nécessaire.

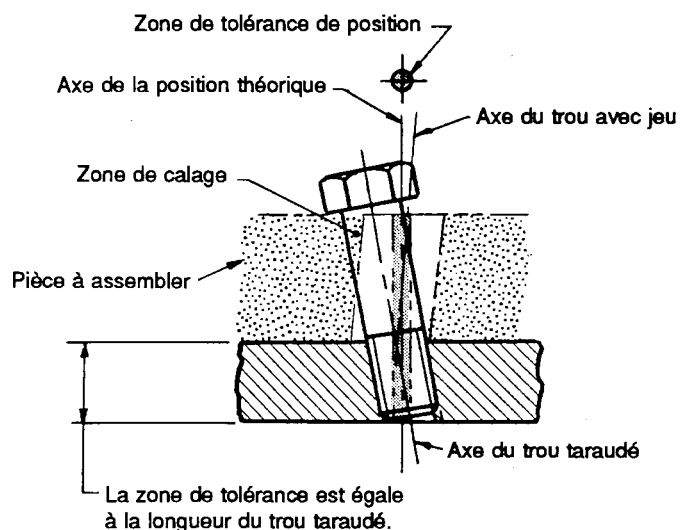


Fig. 12-25 Calage entre l'attache et le trou avec jeu

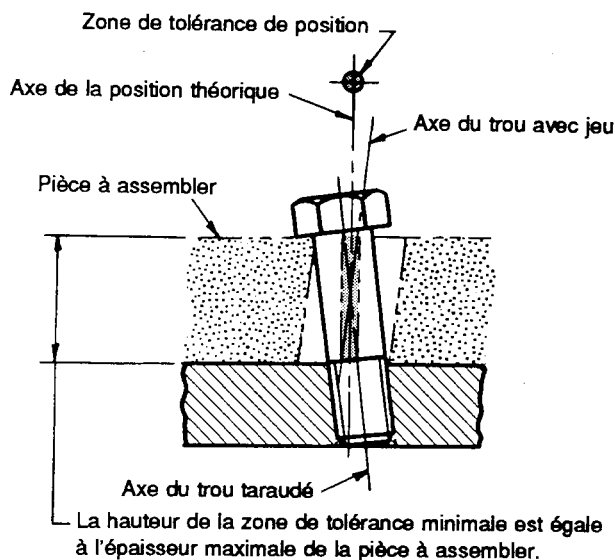
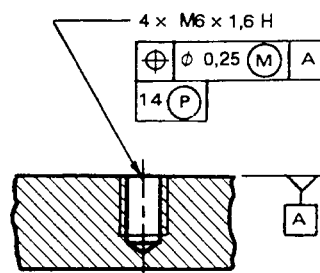


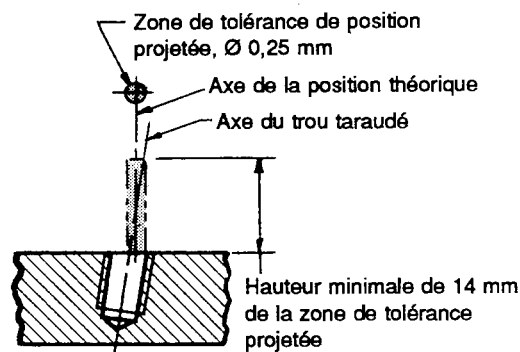
Fig. 12-26 Zone de tolérance de position projetée

12.6.3

La figure 12-27 illustre l'application d'une tolérance de position faisant usage d'une zone de tolérance projetée. La longueur spécifiée de la zone de tolérance projetée est un minimum et représente l'épaisseur maximale de la pièce d'assemblage correspondante, ou la longueur ou la hauteur maximale de saillie de composants tels que goujons ou goupilles. Dans le cas des trous de passage, ou dans des assemblages plus complexes ou inhabituels, la direction de la saillie à partir de la surface de référence peut avoir besoin de plus d'éclaircissements. En pareil cas, on peut indiquer la zone de tolérance projetée (fig. 12-28). Le prolongement minimal et la direction de la zone de tolérance projetée sont illustrés dans une vue sous la forme d'une valeur cotée, accompagnée d'une ligne de zone de surface dessinée tout près d'un prolongement de la ligne d'axe du trou.



INDICATION



INTERPRÉTATION

Fig. 12-27 Zone de tolérance de position projetée spécifiée

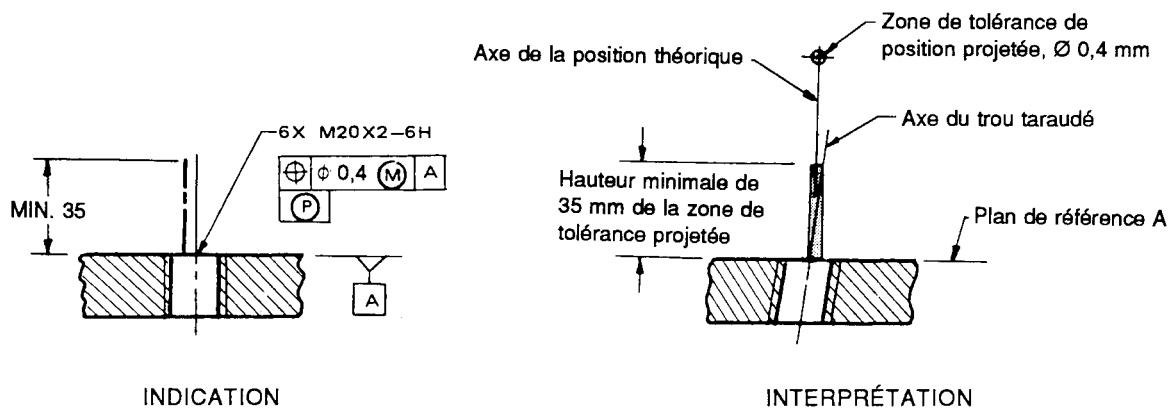


Fig. 12-28 Zone de tolérance projetée indiquée avec une limite de zone de surface

La hauteur minimale de la zone de tolérance est égale à la hauteur maximale du goujon ou de la goupille.

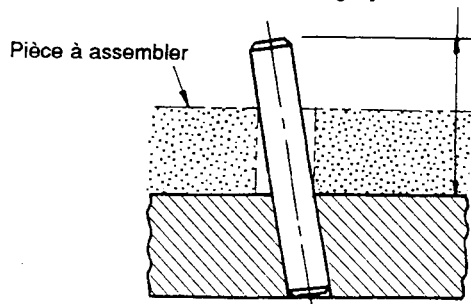


Fig. 12-29 Zone de tolérance projetée appliquée à des goujons ou à des goupilles

12.6.4

On doit appliquer une zone de tolérance projetée à des trous taraudés ou non, destinés à recevoir des goujons ou des goupilles, et montrés dans un dessin de détail. En pareil cas, la hauteur projetée spécifiée doit, de préférence, être égale à la hauteur maximale admissible du goujon ou de la goupille après installation, et non à l'épaisseur de la pièce d'assemblage (fig. 12-29 et 12-30).

12.7 Alésages chambrés

Lorsque l'on utilise des tolérances de position des éléments coaxiaux, par exemple des trous chambrés, les pratiques suivantes s'appliquent :

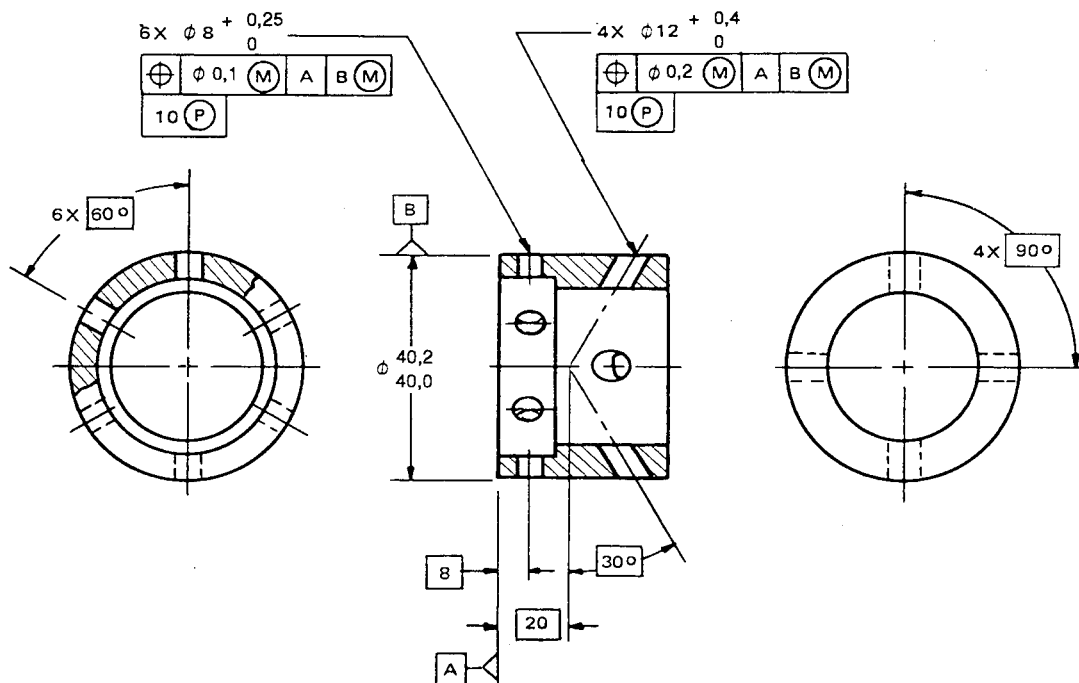


Fig. 12-30 Zone de tolérance projetée appliquée à des trous non parallèles, y compris ceux qui ne sont pas perpendiculaires à la surface

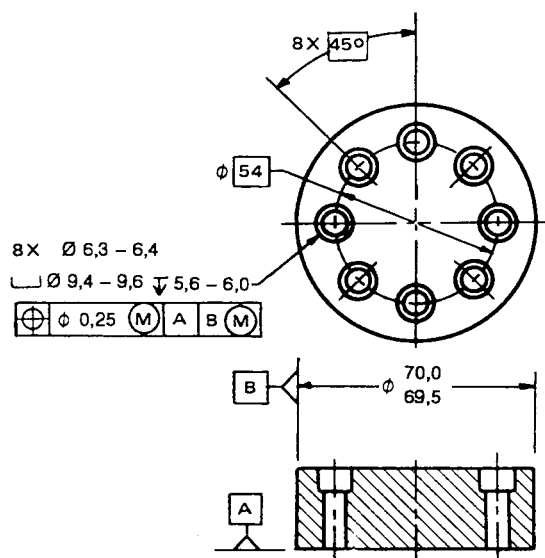
a) dans le cas d'une même tolérance de position s'appliquant au trou et au chambrage, on place un seul cadre de tolérance sous les annotations qui énoncent les exigences concernant le trou et le chambrage (fig. 12-31). Des zones de tolérance de position du diamètre identiques pour l'un et l'autre se trouvent coaxialement à la position théorique par rapport aux références indiquées ;

b) dans le cas des tolérances de position différentes s'appliquant aux trous et aux chambrages par rapport à des éléments de référence communs, on utilise un cadre de tolérance composé. Il est placé sous l'annotation indiquant les exigences relatives au trou et au chambrage (fig. 12-32) ;

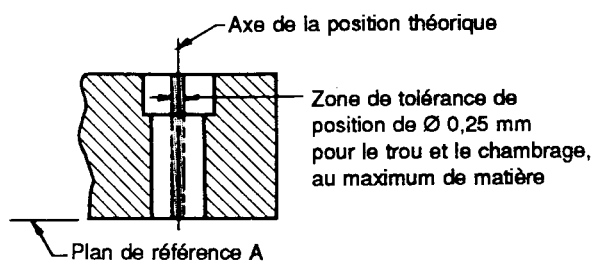
c) dans le cas des tolérances de position s'appliquant aux trous et aussi contrôlant les relations entre le chambrage et le trou de référence, on utilise deux cadres de tolérance (fig. 12-23).

12.8 Contrôle plus serré à une extrémité d'un élément

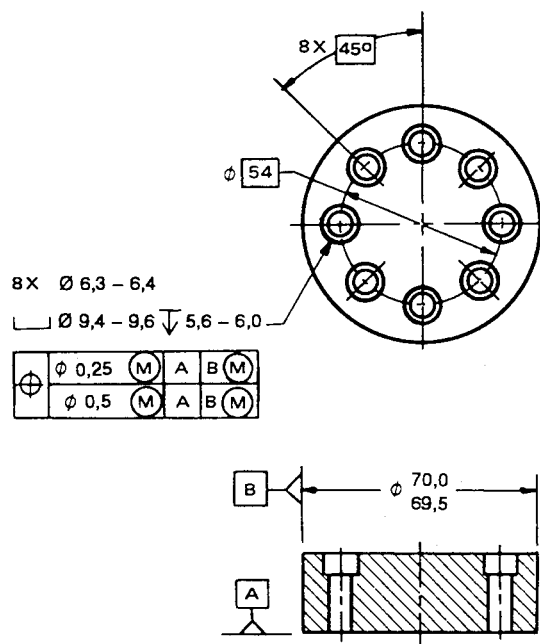
Lorsque la conception le permet, on peut spécifier des tolérances de position différentes pour les extrémités des trous longs. Cela établit une zone de tolérance conique plutôt que cylindrique (fig. 12-34).



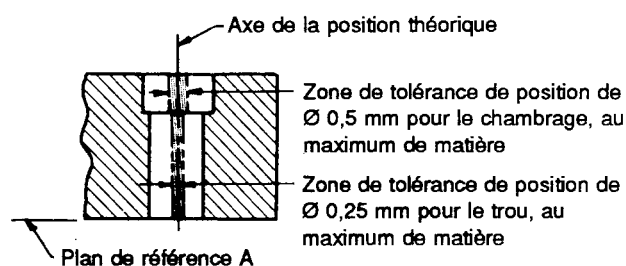
INDICATION



INTERPRÉTATION



INDICATION



INTERPRÉTATION

Fig. 12-31 Même tolérance de position pour les trous et les chambrages, mêmes références

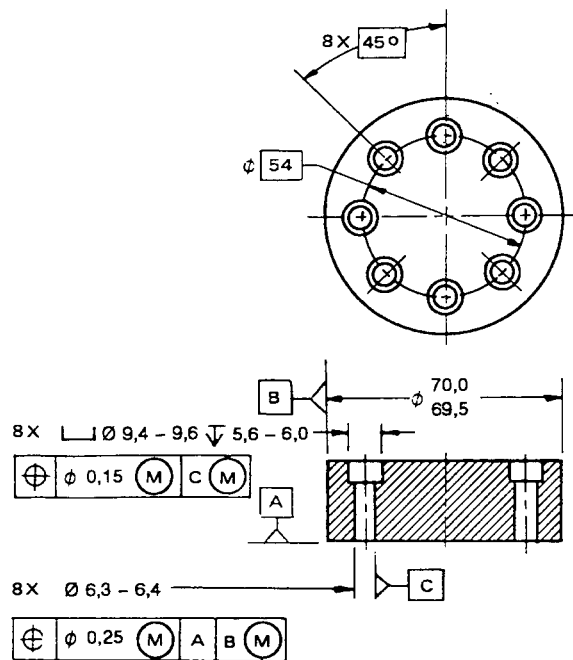
Fig. 12-32 Tolérances de position différentes pour les trous et les chambrages, mêmes références

12.9 Contrôle bidirectionnel

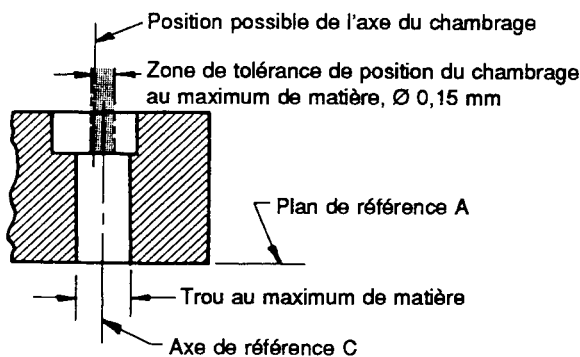
12.9.1 Généralités

12.9.1.1

La position d'un ou de plusieurs trous peut être soumise à une tolérance plus réduite dans une direction que dans l'autre par l'emploi de cotes directement tolérancées, comme cela est expliqué à l'article 12.2. Lorsqu'on utilise le tolérancement positionnel, deux cadres de tolérance distincts sont nécessaires. Des annotations appropriées indiquent la direction dans laquelle ils s'appliquent



INDICATION

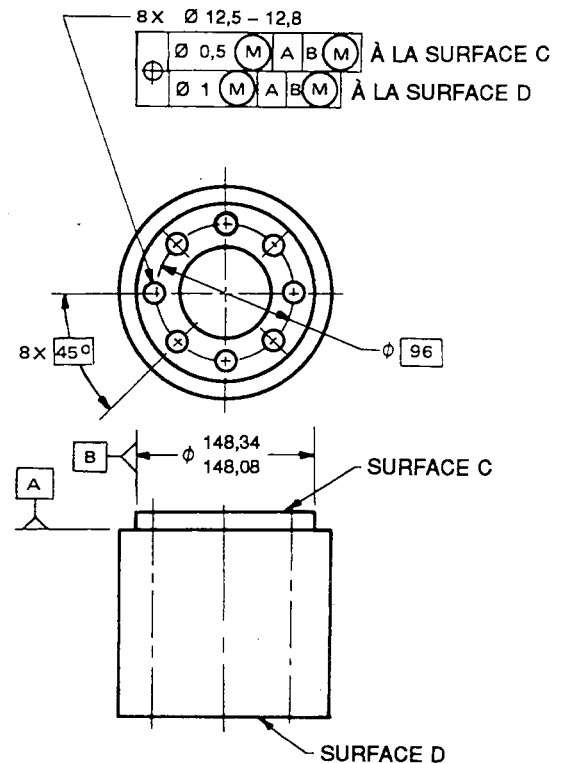


INTERPRÉTATION

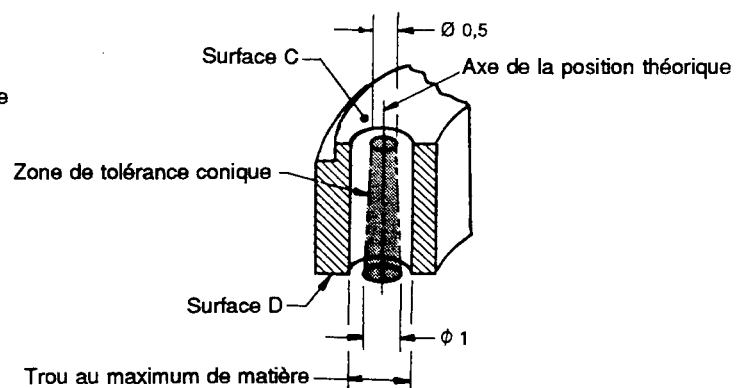
(fig. 12-35 à 12-38). Ici, l'interprétation est la même que celle qui est décrite à l'article 12.3 et à la figure 12-2, sauf que la zone de tolérance ne sera pas cylindrique, comme on le voit à la figure 12-35.

12.9.1.2

Lorsque le contrôle au maximum de matière est nécessaire, on ajoute le symbole (M) dans les deux cadres de tolérance (fig. 12-36).



INDICATION



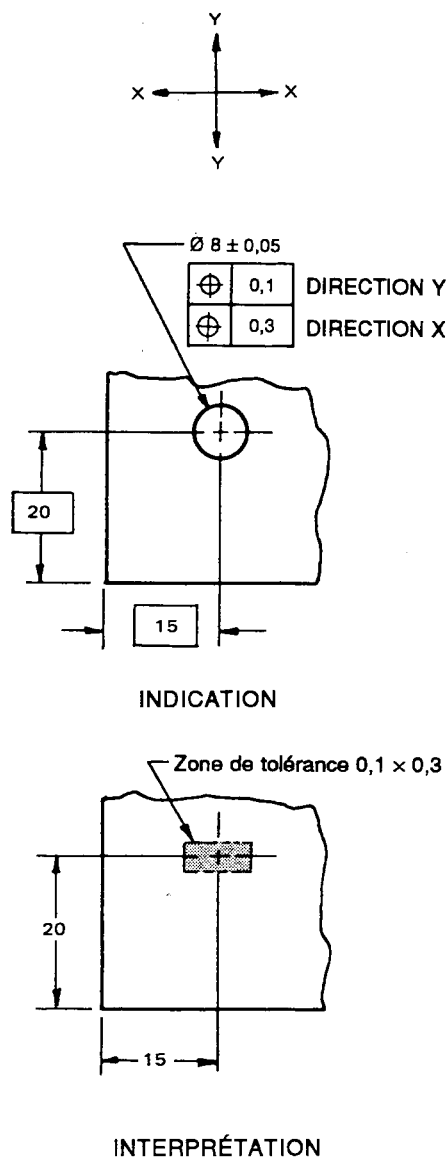
INTERPRÉTATION

Fig. 12-33 Tolérances de position pour les trous et les chambrages, références différentes

Fig. 12-34 Tolérances de position différentes aux deux extrémités d'un long trou

12.9.2 Méthode des coordonnées rectangulaires

Dans le cas des trous localisés par coordonnées rectangulaires, on utilise des cadres distincts pour indiquer la direction et la grandeur de chaque tolérance de position par rapport aux références (fig. 12-37). Les cadres de tolérance sont reliés aux lignes de cote appliquées perpendiculairement. Chaque valeur de tolérance représente une distance entre deux plans parallèles disposés à distance égale de part et d'autre de la position théorique.



12.9.3 Méthode des coordonnées polaires

On applique aussi le tolérancement positionnel bidirectionnel à des éléments tels que cannelures, alésages et centres de montage d'engrenages, localisés par coordonnées polaires par rapport aux références et où l'on peut souhaiter une tolérance plus réduite dans la direction radiale que dans une direction perpendiculaire à celle-ci. Dans la figure 12-38, une ligne de cote est tracée dans la direction radiale et l'autre sur la circonférence. Dans la figure, une exigence additionnelle de perpendicularité par rapport à la référence A et à l'intérieur de la zone de tolérance positionnelle est spécifiée. Les valeurs de tolérance de position représentent les distances entre deux arcs concentriques et deux plans parallèles, disposés à distance de part et d'autre de la position théorique.

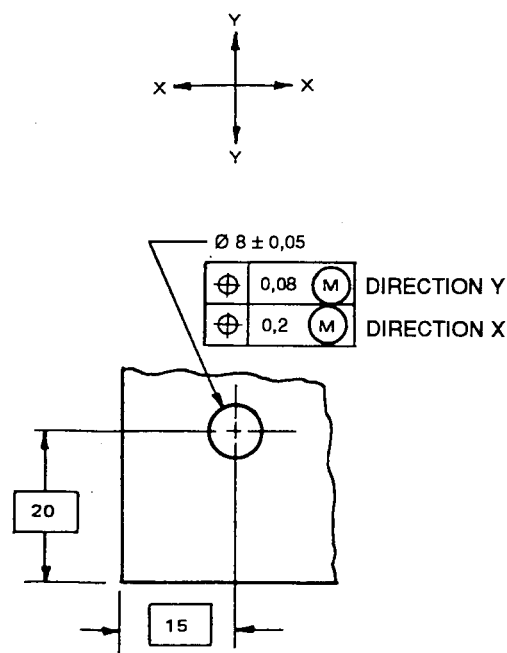
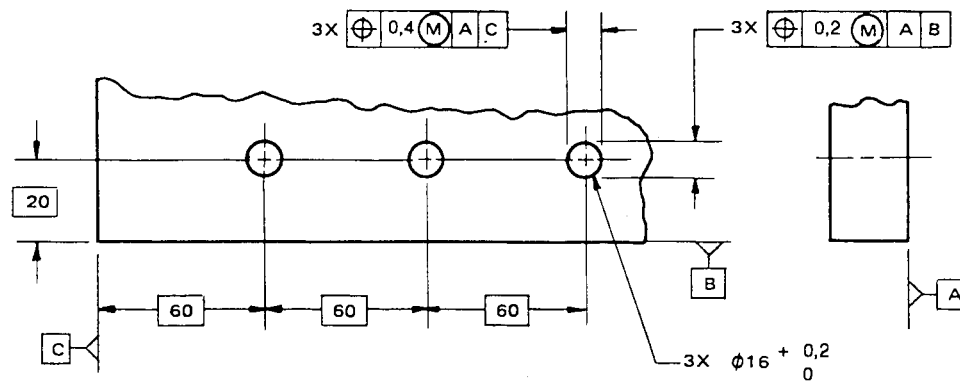
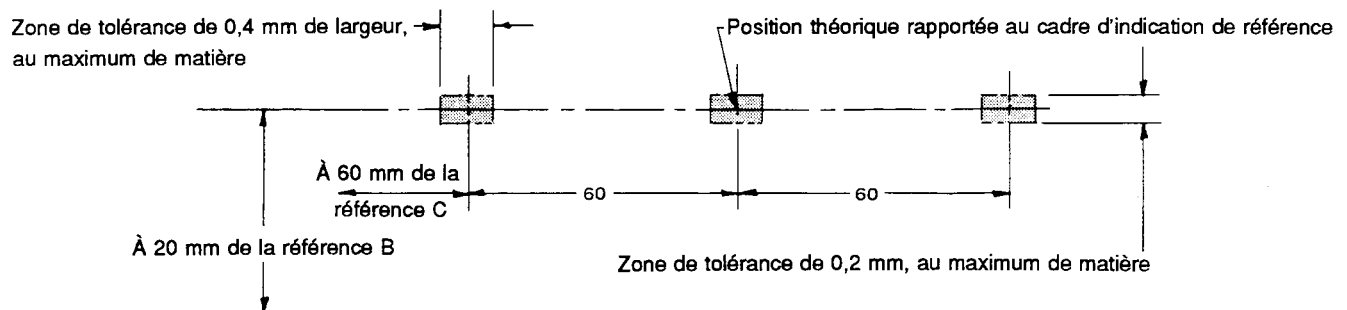


Fig. 12-36 Contrôle dans deux directions, tolérancement au maximum de matière

Fig. 12-35 Contrôle dans deux directions, tolérancement indiqué par des annotations



INDICATION



Les axes des trous doivent se situer dans la zone de tolérance rectangulaire de $0,4 \times 0,2$ mm localisée par des cotes de base selon le cadre d'indication de référence.

INTERPRÉTATION

Fig. 12-37 Contrôle dans deux directions : tolérancement par la méthode des coordonnées rectangulaires

12.10 Éléments non cylindriques

12.10.1

Les principes fondamentaux de la cotation de la position théorique et du tolérancement positionnel des éléments circulaires tels que trous et bossages s'appliquent aussi à des éléments non circulaires tels que trous oblongs, crans ou dents. Pour de tels éléments dimensionnels, on utilise une tolérance de position pour localiser le plan de centre établi par des surfaces parallèles de l'élément. La valeur de tolérance représente une distance entre deux plans parallèles. Le symbole de diamètre est omis dans le cadre de tolérance (fig. 12-39 et 12-40).

12.10.2

Lorsqu'une tolérance de position d'un élément non circulaire (p. ex., un trou oblong) est spécifiée au maximum de matière, les principes suivants s'appliquent :

- tout en maintenant les limites dimensionnelles spécifiées pour la largeur de l'élément, aucune partie de ses surfaces ne doit déborder de la frontière théorique définie par deux plans parallèles disposés à distance égale de part et d'autre de la position théorique et éloignés d'une distance égale à la dimension au maximum de matière modifiée (augmentée dans le cas des éléments externes et diminuée dans le cas des éléments internes) par une tolérance géométrique applicable à l'état au maximum de matière (fig. 12-40 et 12-41) ; ou
- tout en maintenant les limites dimensionnelles spécifiées pour la largeur de l'élément, son plan de centre doit se situer dans la largeur de zone de tolérance définie par des plans parallèles disposés à égale distance de part et d'autre de la position théorique (fig. 12-40 et 12-42) ;
- dans le cas d'un élément allongé (p. ex., un trou oblong, une clavette), tout en maintenant les limites

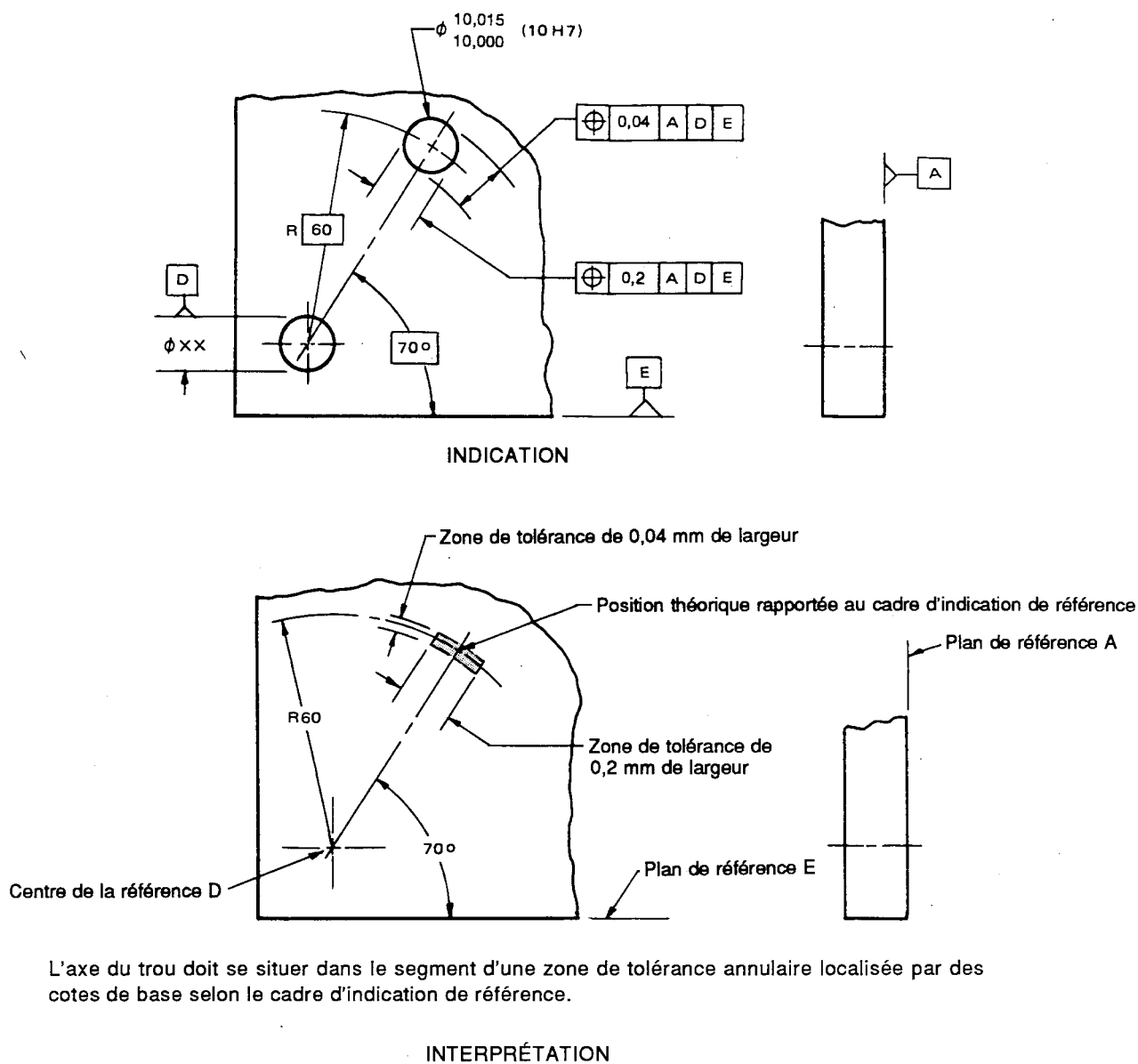


Fig. 12-38 Contrôle dans deux directions : tolérancement par la méthode des coordonnées polaires

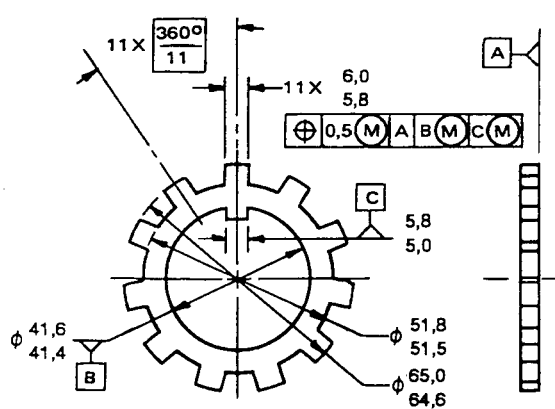


Fig. 12-39 Tolérancement positionnel de dents

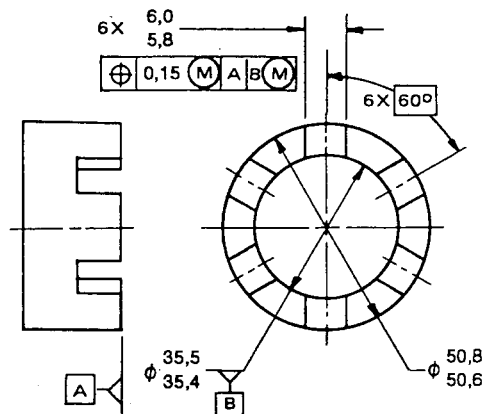


Fig. 12-40 Tolérancement positionnel de crans

dimensionnelles indiquées, aucune partie de sa surface ne doit déborder d'une frontière de forme identique, située à la position théorique et ayant les dimensions au maximum de matière modifiées (augmentées dans le cas des éléments externes et diminuées dans le cas des éléments internes) par une tolérance géométrique admissible à l'état au maximum de matière (fig. 12-43).

12.11 Contrôles de coaxialité

12.11.1 Généralités

La coaxialité est la condition dans laquelle les axes de deux surfaces de révolution ou plus coïncident. La valeur de l'écart admissible peut s'exprimer par une tolérance de position, de battement ou de concentricité. Le choix du

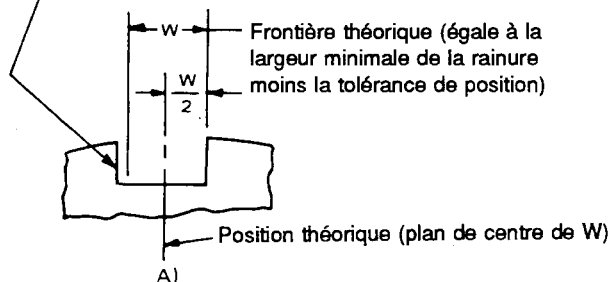
contrôle approprié dépend des exigences fonctionnelles du produit à réaliser.

12.11.2 Contrôle par tolérance de position

12.11.2.1

Lorsque les surfaces de révolution sont cylindriques et que l'on peut appliquer le contrôle des lignes d'axe selon le principe du maximum ou du minimum de matière, le tolérancement positionnel est recommandé.

La position de la rainure peut varier de la façon indiquée, mais aucun point de l'une ou l'autre des faces latérales ne doit être à l'intérieur de W.



L'orientation des faces latérales de la rainure peut varier, mais la cote W et la tolérance de largeur doivent être respectées.

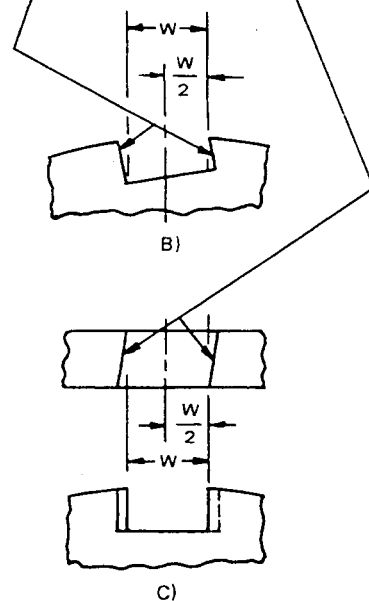


Fig. 12-41 Frontière pour les surfaces de rainures au maximum de matière

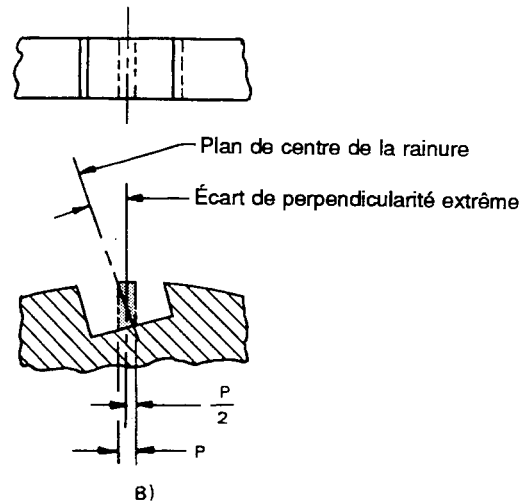
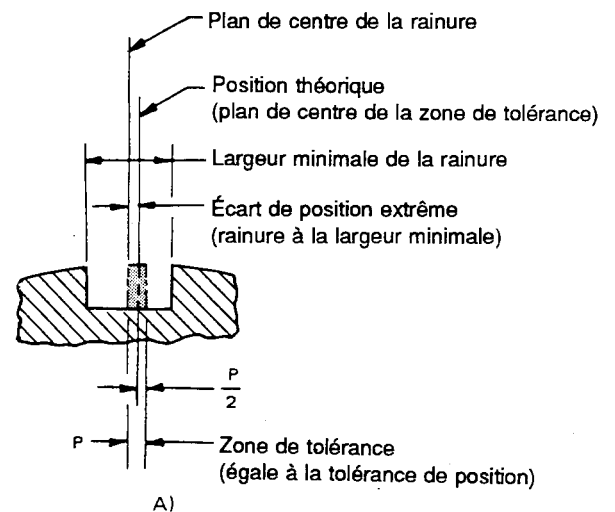
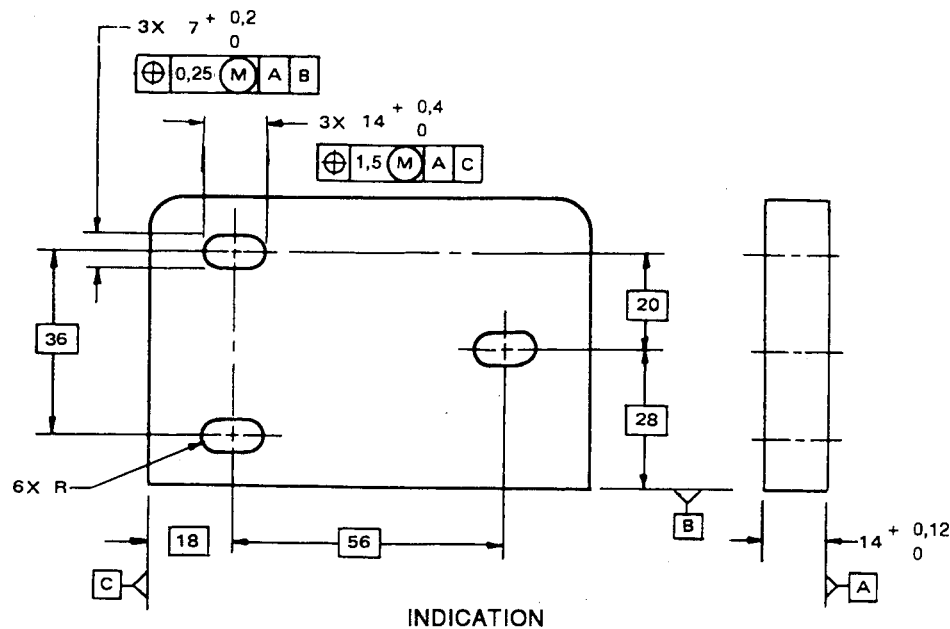
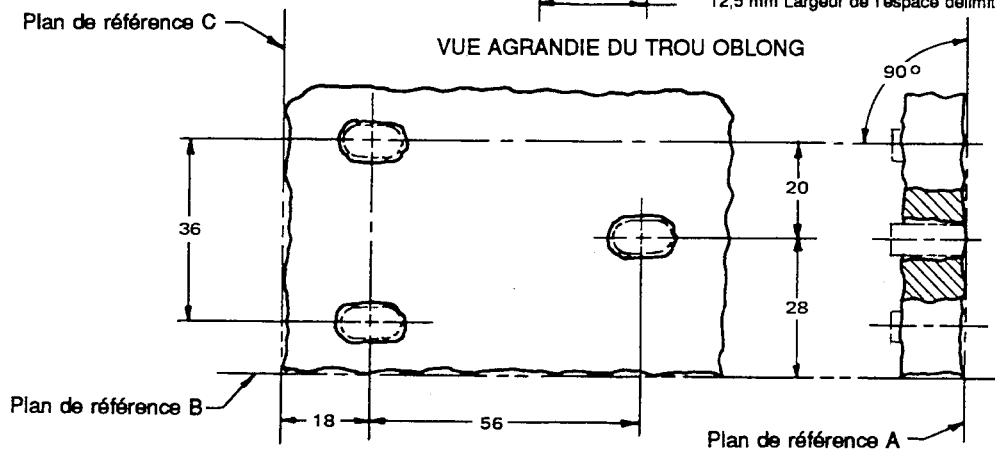
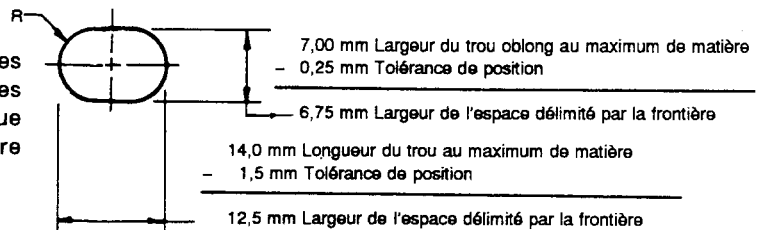


Fig. 12-42 Zone de tolérance du plan de centre de la rainure au maximum de matière



Le trou oblong doit se situer dans les limites dimensionnelles et aucune partie de sa surface ne peut se trouver dans les espaces délimités par les frontières de 6,75/12,5 mm lorsque la position de la pièce respecte les exigences du cadre d'indication de référence.



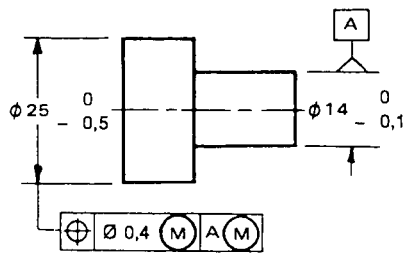
INTERPRÉTATION

Fig. 12-43 Tolérancement positionnel des trous oblongs : conception de la frontière

12.11.2.2

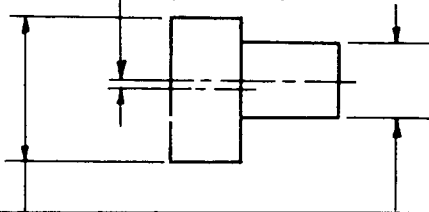
On peut contrôler une relation de coaxialité en indiquant une tolérance de position au maximum de matière. Si l'élément de référence est également indiqué au maximum de matière (fig. 12-44), tout écart de l'un et de l'autre

élément par rapport à l'état au maximum de matière permettra un déplacement additionnel entre l'axe de référence et la ligne d'axe de l'élément en cause (fig. 12-44, tableau). Lorsque deux éléments ou plus sont coaxialement mis en relation avec une telle référence, à



INDICATION

La distance maximale admissible entre l'axe de l'élément de référence et la ligne d'axe de l'élément en cause est égale à la moitié de la tolérance de position disponible.



Dimension de l'élément, mm	Dimension de l'élément de référence, mm					
	14	13,98	13,96	13,94	13,92	13,9
25	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
24,9	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3
24,8	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35
24,7	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,4
24,6	0,4	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45
24,5	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,5

INTERPRÉTATION

Fig. 12-44 Tolérancement positionnel relatif à la coaxialité

l'état au maximum de matière (p. ex., un arbre ayant plusieurs diamètres), les éléments en cause sont déplacés comme groupe par rapport à l'élément de référence, comme cela est expliqué à l'article 12.4 pour un groupement d'éléments.

12.11.2.3

Le contrôle de tolérance de position illustré à la figure 12-44 permet habituellement, mais sans l'imposer, l'inspection au moyen d'une simple jauge réceptrice. L'utilisation d'une telle jauge est illustrée à la figure 12-45 (valeurs numériques provenant de la figure 12-44). La figure 12-45 indique :

- en A, l'élément en cause et l'élément de référence, au maximum de matière ;
- en B, l'élément en cause et l'élément de référence tous deux au minimum de matière, déplacés aux extrémités opposées ;
- en C, l'élément en cause et l'élément de référence tous deux au minimum de matière, déplacés aux extrémités opposées.

12.11.2.4

Lorsqu'il est nécessaire de contrôler la coaxialité d'éléments connexes dans leurs limites dimensionnelles, on spécifie une tolérance positionnelle nulle au maximum de matière. On spécifie normalement l'élément de référence au maximum de matière (fig. 12-46). Lorsque les deux éléments sont à l'état au maximum de matière, les frontières de forme parfaite exactement coaxiales sont par le fait même établies. Des écarts de coaxialité ne sont permis que lorsque les éléments s'écartent de l'état au maximum de matière vers l'état au minimum de matière.

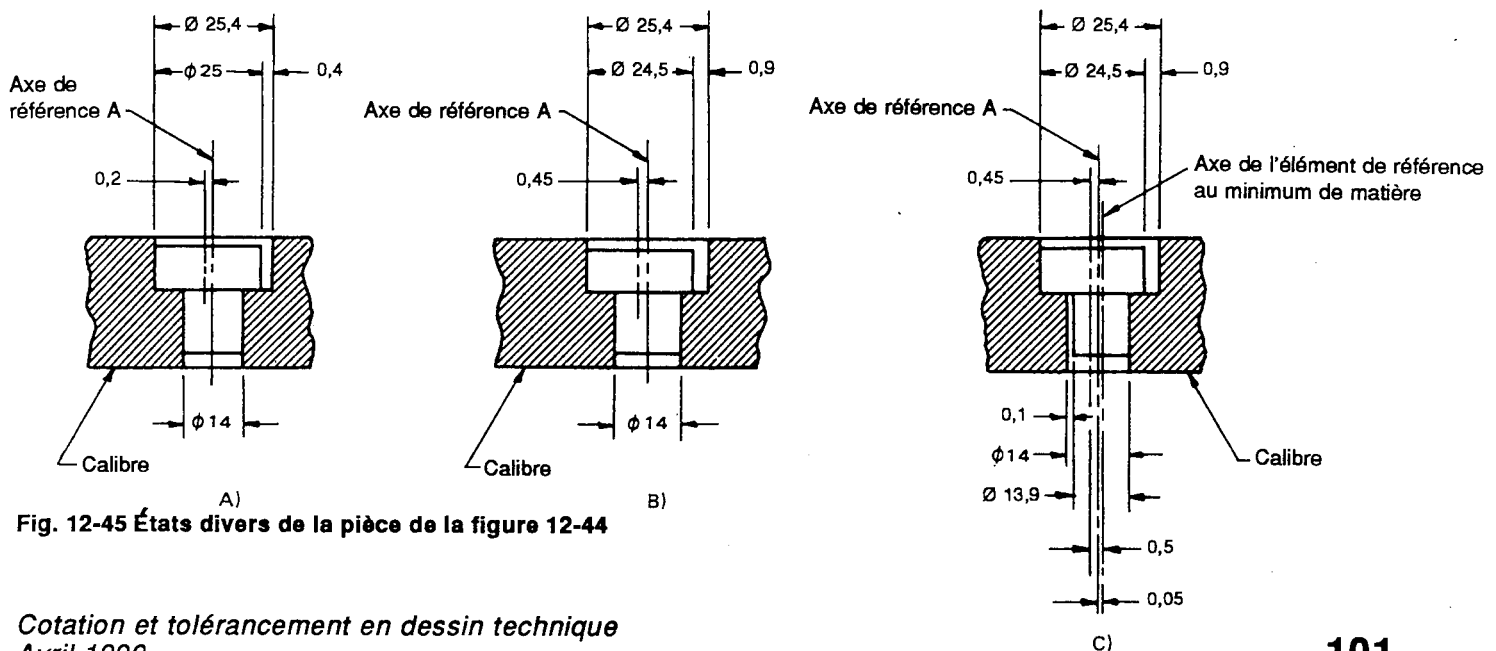
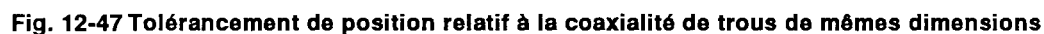
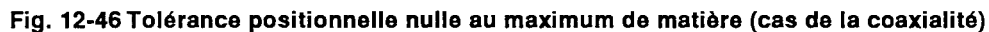


Fig. 12-45 États divers de la pièce de la figure 12-44



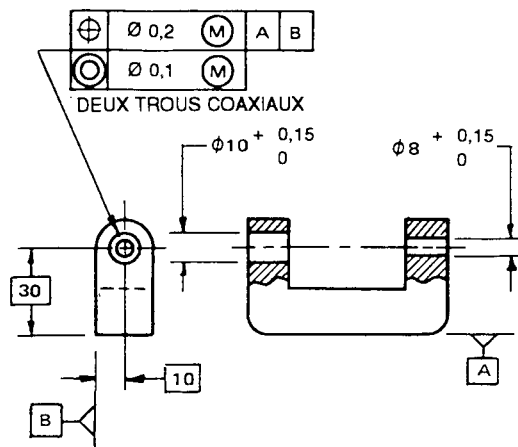


Fig. 12-48 Tolérancement positionnel relatif aux trous coaxiaux de diamètres différents

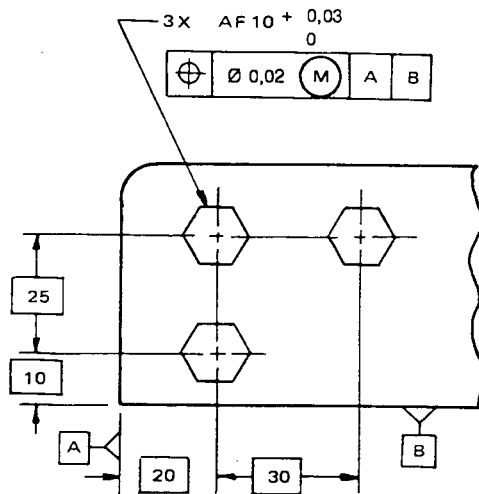


Fig. 12-49 Tolérance de position des trous non circulaires au maximum de matière

12.11.2.5

On peut utiliser une tolérance de position pour contrôler l'alignement de deux trous ou plus ayant dans le dessin un axe commun. Si seule la tolérance ne fournit pas un contrôle suffisant de l'alignement de ces trous, on doit ajouter une exigence, de concentricité par exemple (fig. 12-47). Lorsqu'on spécifie des trous de diamètres différents et que les mêmes exigences s'appliquent à tous, on utilise un seul cadre de tolérance accompagné d'une annotation telle que DEUX TROUS COAXIAUX (fig. 12-48).

12.11.2.6

On peut appliquer le tolérancement positionnel à des éléments non circulaires (carrés, hexagonaux, oblongs, etc.) en procédant de la même façon que pour les trous circulaires :

- lorsqu'on spécifie l'état au maximum de matière, il est facile de contrôler la qualité des pièces au moyen d'une jauge ENTRE dotée de tiges de calibrage ayant la forme des trous à inspecter. Dans l'exemple de la figure 12-49, les tiges de calibrage seraient hexagonales, mesureraient 9,98 mm sur pans et seraient localisées à la position théorique ;
- lorsque l'état au maximum de matière n'est pas spécifié, il est nécessaire de déterminer la position des lignes d'axe ou des plans de centre, de manière à ce qu'ils se situent dans la zone de tolérance exigée ou qu'ils en sortent ;
- dans le cas d'une série de trous oblongs, il sera nécessaire de coter un des éléments et d'indiquer la distance entre axes (fig. 12-50) ;
- lorsqu'une seule des faces d'un élément est importante (fig. 12-51), la tolérance de position ne s'applique qu'à cette face, qui doit se situer dans la largeur de la zone de tolérance, sans égard aux dimensions de l'élément. L'état au maximum de matière ne peut pas être appliqué dans ces conditions ;

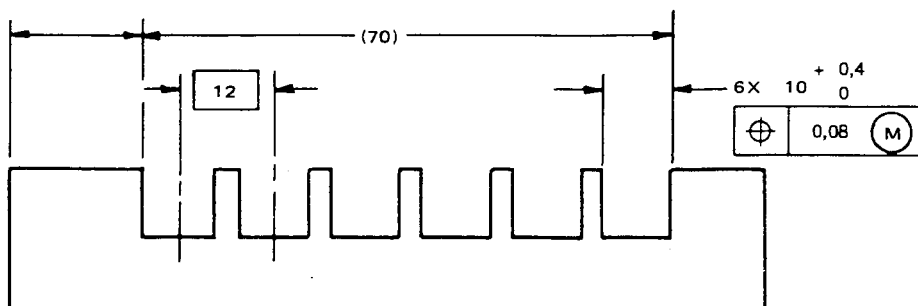


Fig. 12-50 Positionnement d'une série d'éléments non cylindriques

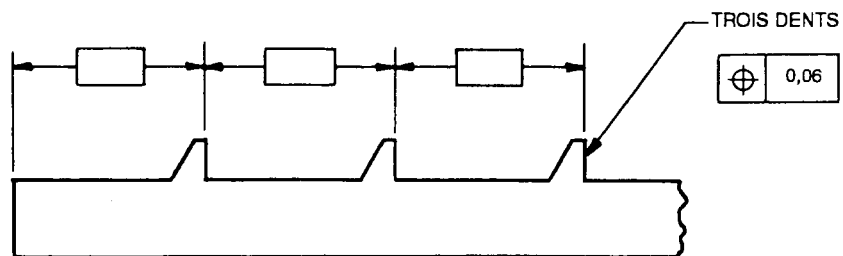


Fig. 12-51 Positionnement d'une série d'éléments non cylindriques

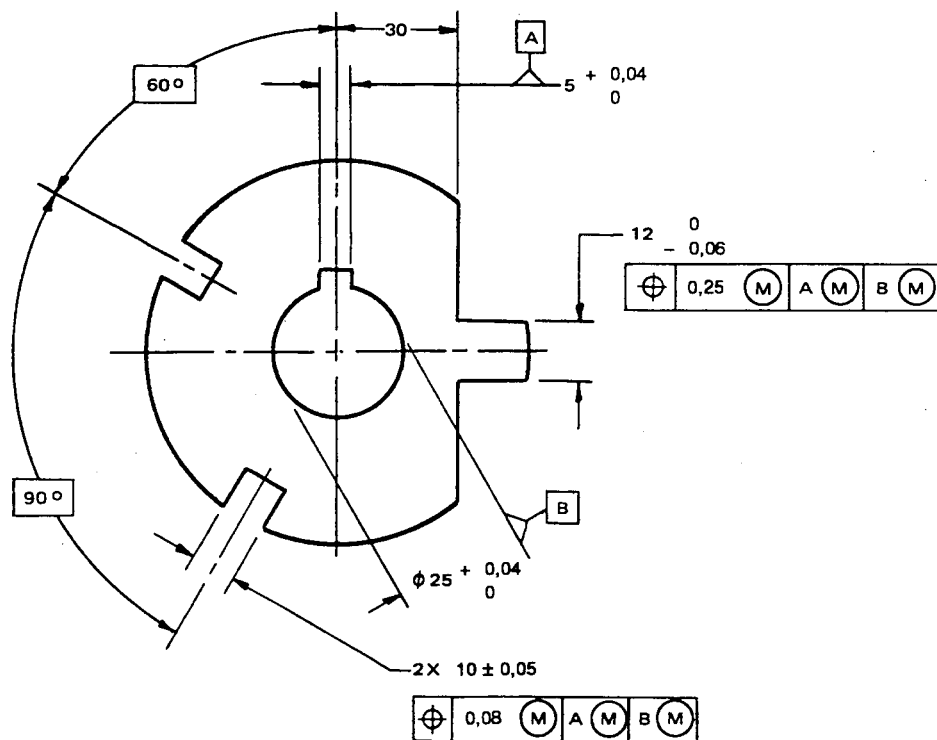


Fig. 12-52 Positionnement d'éléments non cylindriques à l'aide d'éléments de référence

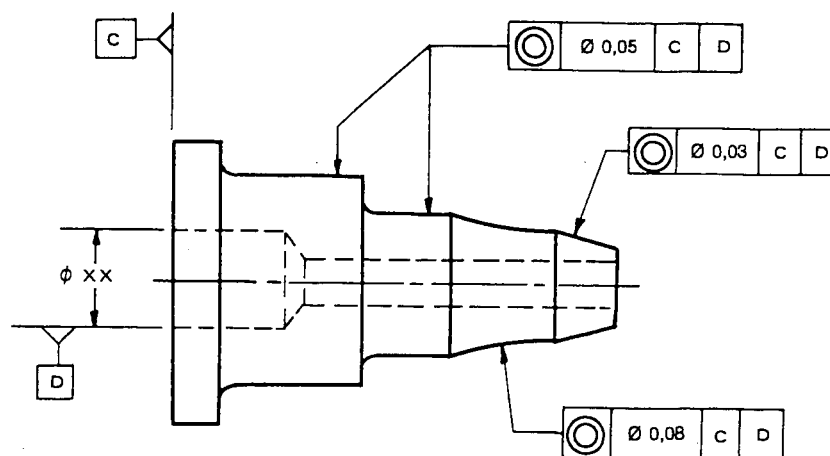


Fig. 12-53 Tolérancement de concentricité

e) la position des éléments non cylindriques peut aussi être rapportée à un élément de référence (fig. 12-52).

12.11.3 Contrôle de la tolérance de battement

Dans le cas d'un ensemble de surfaces de révolution cylindriques, coniques ou sphériques par rapport à un axe de référence commun, une tolérance de battement est recommandée (voir l'article 13-4) ; elle est implicitement établie sans égard aux dimensions de l'élément.

12.11.4 Contrôle de la tolérance de concentricité

12.11.4.1

Une tolérance de concentricité contrôle l'excentricité permise entre deux surfaces de révolution ou plus, voulues comme coaxiales (fig. 12-53).

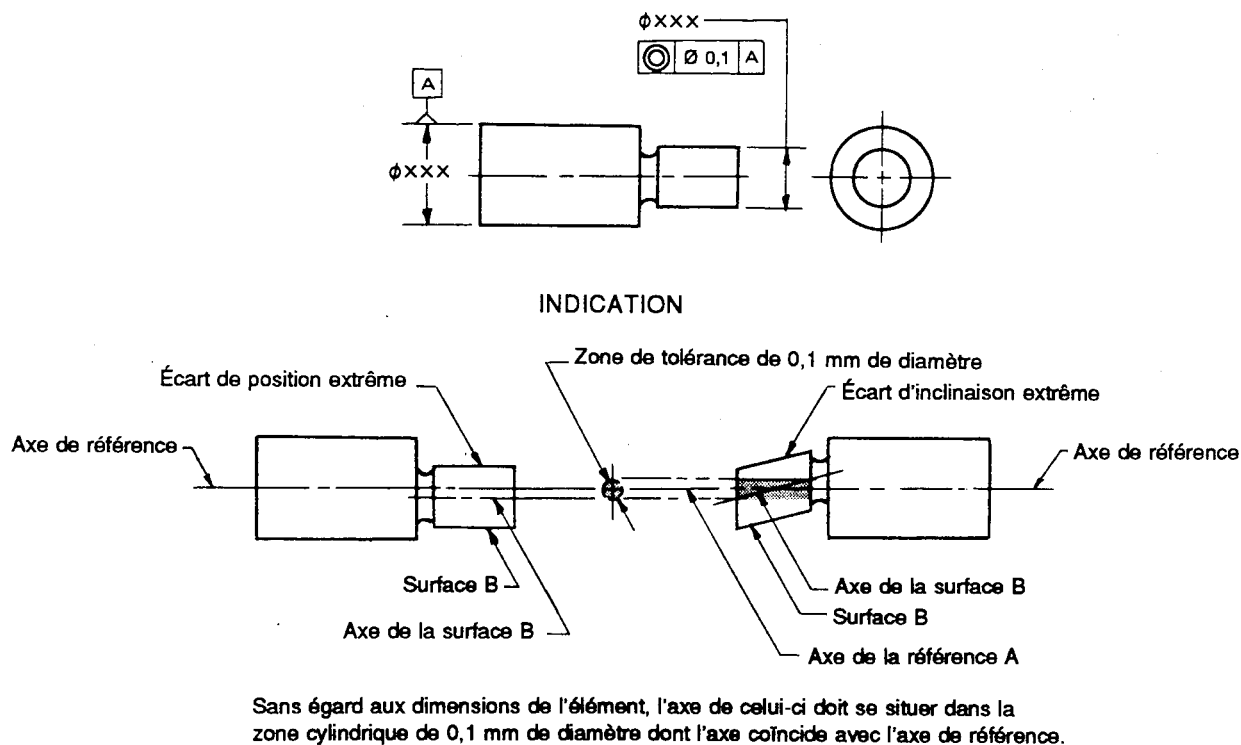
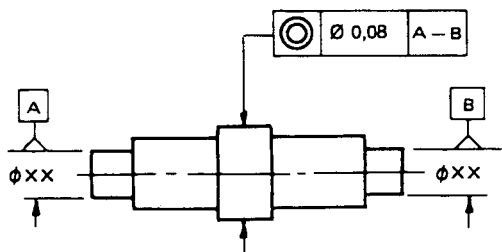
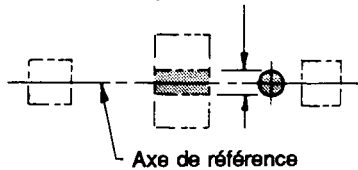


Fig. 12-54 Tolérancement de concentricité relatif à la coaxialité



INDICATION

Zone de tolérance : cylindre de 0,08 mm de diamètre concentrique avec la référence



INTERPRÉTATION

Fig. 12-55 Concentricité, sans égard aux dimensions de l'élément, avec une référence composée de deux éléments

12.11.4.2

La zone de tolérance est un cylindrique dont l'axe coïncide avec l'axe de référence et dont le diamètre est égal à la tolérance indiquée. S'il n'y a pas d'autre erreur, la tolérance équivaut au mouvement complet d'un calibre indicateur appliqué à la périphérie de l'élément contrôlé lorsque la pièce tourne autour de son axe de référence. Si la tolérance est indiquée sous forme d'annotation, il y a lieu d'ajouter la mention MCI ou FIM (mouvement complet d'indicateur), pour fins de clarté.

12.11.4.3

L'axe de référence peut être fondé sur un seul élément de référence (fig. 12-54) ou sur deux (fig. 12-55). Ces illustrations indiquent aussi les interprétations théoriques.

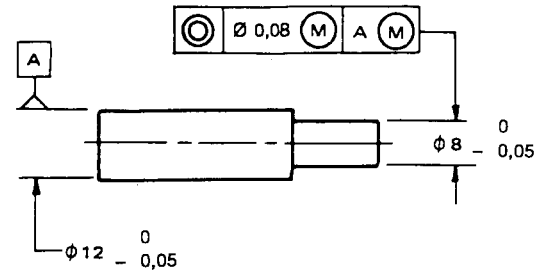
12.11.4.4

La concentricité à l'état au maximum de matière est tout à fait praticable, lorsque l'aptitude à l'assemblage est le critère principal, en raison de la facilité avec laquelle les pièces peuvent être calibrées au moyen d'un calibre ENTRE à mâchoires fixes (fig. 12-56).

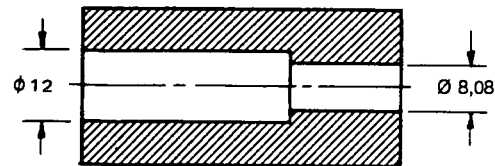
12.12 Symétrie

12.12.1

La symétrie est un état dans lequel un élément (ou plusieurs) est disposé symétriquement par rapport au plan médian d'un élément de référence.



INDICATION



CALIBRE ENTRE

Fig. 12-56 Concentricité au maximum de matière

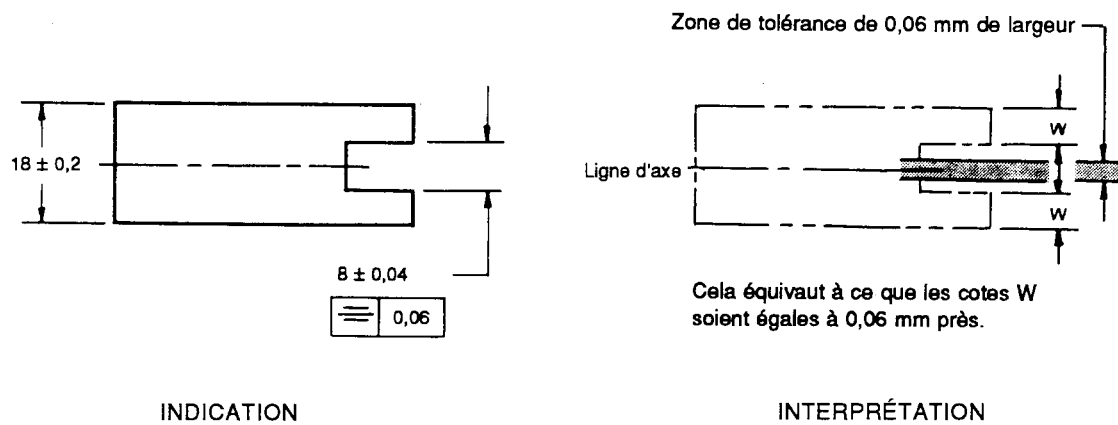
12.12.2

Le tolérancement géométrique relatif à la symétrie d'éléments est habituellement un cas particulier du tolérancement positionnel mais, par l'utilisation du symbole de symétrie à la place du symbole de position, il élimine la nécessité de quelques cotes de position théorique.

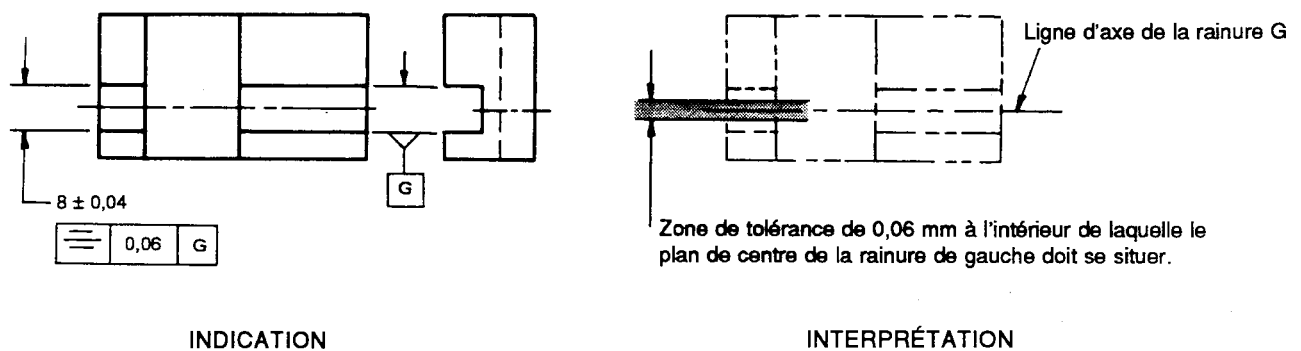
Note. Les normes ANSI n'utilisent plus le symbole de symétrie qui est maintenant remplacé par le symbole de position.

12.12.3

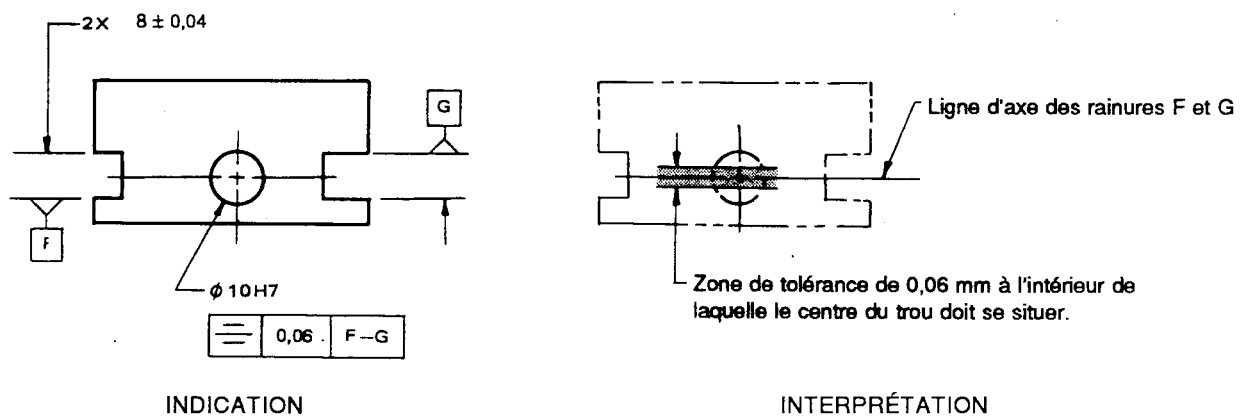
Lorsqu'elles sont indiquées sous forme de symbole sans le modificateur d'état au maximum de matière (fig. 12-57), les tolérances de symétrie s'appliquent sans égard aux dimensions de l'élément. On peut éliminer cette complication en indiquant la symétrie à l'état au maximum de matière, auquel cas une jauge ENTRE suffirait. Par conséquent, si l'exemple B de la figure 12-57 portait la mention (M), à la fois pour l'élément et pour la référence, il suffirait d'une jauge plate ayant une largeur de 7,96 mm pour s'ajuster dans la rainure de la référence G et une largeur de 7,9 mm pour calibrer la position de la rainure du côté gauche.



EXEMPLE A



EXEMPLE B



EXEMPLE C

Fig. 12-57 Tolérancement combiné des éléments symétriques

12.12.4

Une relation symétrique peut être contrôlée en spécifiant une tolérance de position au maximum de matière (fig. 12-58). L'explication donnée aux articles 12.10.2 a) et b) s'applique à l'élément en cause. L'indication de l'élément de référence peut être faite à l'état au maximum de matière, s'il est inapproprié de le faire sans égard aux dimensions de l'élément.

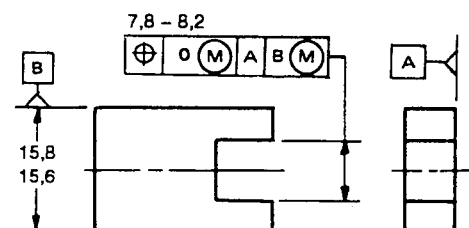


Fig. 12-58 Tolérancement positionnel de la symétrie, au maximum de matière

12.12.5

Lorsqu'il est nécessaire de contrôler la symétrie d'éléments connexes dans leurs limites dimensionnelles, on indique une tolérance de position nulle au maximum de matière. L'élément de référence est généralement indiqué au maximum de matière. Lorsque les deux éléments sont au maximum de matière, les frontières de forme parfaite qui sont réellement symétriques se trouvent établies. Des écarts de symétrie ne sont permis que si les éléments s'écartent de l'état au maximum de matière vers l'état au

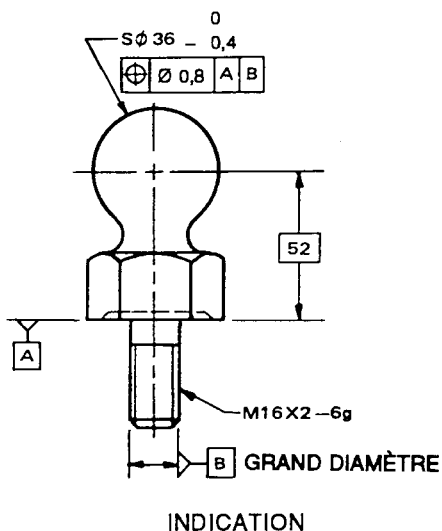
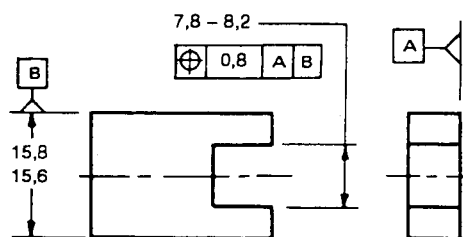


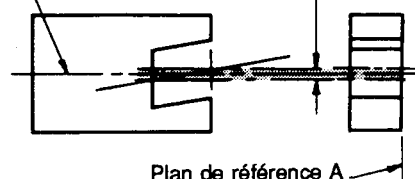
Fig.12-60 Élément sphérique localisé par tolérancement positionnel



INDICATION

Le plan de centre de l'élément de référence B est perpendiculaire au plan de référence A.

Zone de tolérance de 0,8 mm de largeur



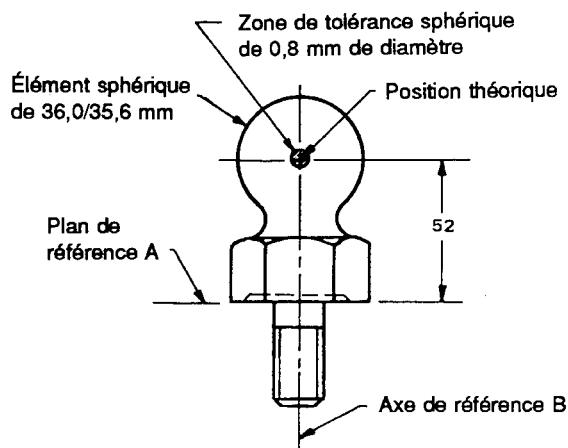
Plan de référence A

Sans égard aux dimensions de l'élément et de sa référence, le plan de centre de la rainure doit se situer entre deux plans parallèles distants de 0,8 mm, disposés à distance égale de part et d'autre du plan médian de la référence B.

INTERPRÉTATION

Fig. 12-59 Tolérancement positionnel de la symétrie, sans égard aux dimensions de l'élément

minimum de matière. Cette condition est la même que celle qui est illustrée à la figure 12-44, sauf qu'une tolérance est appliquée au positionnement d'un plan de centre.



Sans égard aux dimensions de l'élément et de sa référence, le centre de l'élément doit se situer à l'intérieur d'une zone sphérique de 0,8 mm de diamètre localisée à la position théorique par rapport aux références A et B.

INTERPRÉTATION

12.12.6

On exige un contrôle des relations de symétrie entre figures sans égard à leurs dimensions réelles. Dans ce cas, l'état au maximum de matière n'est pas indiqué comme une exigence (fig. 12-59).

12.13 Éléments sphériques

On peut utiliser une tolérance de position pour contrôler le positionnement d'un élément sphérique par rapport à d'autres éléments d'une pièce (fig. 12-60). Le symbole de diamètre sphérique précède la cote dimensionnelle de l'élément. Comme l'élément est sphérique, sa zone de tolérance l'est également et le diamètre de cette dernière est égal à la tolérance de position.

13. Tolérances de forme, d'orientation, de profil et de battement

13.1 Généralités

13.1.1

Ce chapitre a pour objet la description des méthodes de cotation et de tolérancement visant à contrôler la forme, l'orientation, le profil et le battement de formes géométriques variées et d'écarts à l'état libre.

13.2 Tolérances de forme et d'orientation

13.2.1 Contrôle des tolérances de forme et d'orientation

Les tolérances de forme contrôlent la rectitude, la planéité, la circularité et la cylindricité. Les tolérances d'orientation contrôlent l'inclinaison, le parallélisme et la perpendicularité. La tolérance de profil contrôle la forme et, selon le cas, peut contrôler l'orientation et les dimensions. Dans certains procédés de fabrication, les limites dimensionnelles contrôlent, jusqu'à un certain point, la forme et le parallélisme, alors que les tolérances de position peuvent aussi contrôler l'orientation dans une certaine mesure (fig. 10-10 et 12-8). C'est la portée de ces contrôles qui a été incorporée dans des tableaux de tolérances géométriques générales applicables aux cotes ne comportant pas d'indications particulières de tolérance géométrique. Il y a lieu de tenir compte des effets de ces contrôles lorsqu'on indique les tolérances de forme et d'orientation.

13.2.2 Cas où il faut indiquer des tolérances de forme et d'orientation

On indique des tolérances de forme et d'orientation critiques par rapport à la fonction et à l'interchangeabilité, dans les cas où les tolérances dimensionnelles et de position ne permettent pas un contrôle suffisant. On peut indiquer une tolérance de forme ou d'orientation lorsqu'aucune tolérance dimensionnelle n'est donnée, p. ex., le contrôle de la planéité ou du profil d'un arc.

13.2.3 Zones de tolérance de forme et d'orientation

13.2.3.1

Une tolérance de forme ou d'orientation définit une zone à l'intérieur de laquelle se trouvent l'élément en cause, ses surfaces, sa ligne d'axe ou son plan de centre.

13.2.3.2

Lorsque la valeur de la tolérance représente le diamètre d'une zone cylindrique, elle est précédée du symbole du

diamètre. Dans tous les autres cas, la valeur de la tolérance représente une distance linéaire entre deux frontières géométriques et aucun symbole n'est nécessaire.

13.2.3.3

Certains cas exigent le contrôle d'une zone restreinte ou d'une portion restreinte de la longueur d'un élément plutôt que de toute la surface. Cette portion de surface ou de la longueur, de même que sa position, sont indiquées au moyen d'une ligne de zone tracée très près de la surface, avec la cotation appropriée. La tolérance indiquée s'applique dans les frontières ainsi définies plutôt que sur la totalité de la surface (fig. 11-19 et 11-20).

13.2.4 Tolérances de forme

13.2.4.1 Application

Les tolérances de forme s'appliquent à des éléments individuels ou à des portions d'éléments individuels. Les articles 13.2.4.2 à 13.2.4.5 traitent des aspects particuliers des tolérances de forme : la rectitude, la planéité, la circularité et la cylindricité.

13.2.4.2 Tolérance de rectitude

13.2.4.2.1

La rectitude est l'état de la génératrice d'une surface (cylindrique, conique ou plane) ou d'une ligne d'axe. La tolérance de rectitude établit la zone à l'intérieur de laquelle la génératrice ou la ligne d'axe doit se situer. On indique une tolérance de rectitude dans une vue représentant les éléments à contrôler par une droite.

13.2.4.2.2

La figure 13-1 illustre un élément cylindrique qui, tout au long de sa surface, doit être contenu dans les limites de la tolérance dimensionnelle indiquée. Chaque constituant de la surface doit être contenu entre deux lignes parallèles séparées par la valeur de la tolérance de rectitude spécifiée et dans un plan commun avec l'axe nominal de l'élément. Le cadre de tolérance est doté d'une ligne de repère pointant la surface ou la ligne d'attache de la surface, mais non la cote dimensionnelle. La tolérance de rectitude peut être inférieure à la tolérance dimensionnelle. Comme il est nécessaire de respecter les limites dimensionnelles, la pleine tolérance de rectitude peut ne pas être disponible pour les parties opposées dans le cas d'un rétrécissement ou d'un bombement de la surface (fig. 13-1). Ce type de tolérance contrôle la rectitude de la surface, mais non les erreurs de forme telles que la conicité.

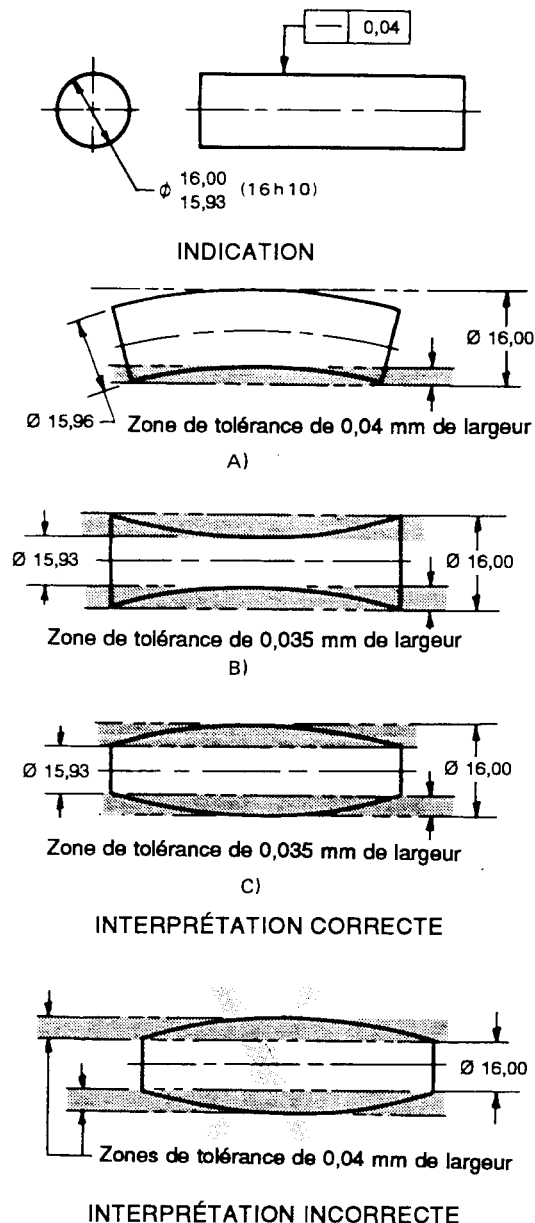


Fig. 13-1 Spécification de la rectitude des composants de surface, sans égard aux dimensions de l'élément

13.2.4.2.3

Même si tous les constituants de la surface illustrée dans les figures 13-2 et 13-3 doivent demeurer dans les limites de la tolérance dimensionnelle spécifiée, la frontière de forme parfaite à l'état au maximum de matière peut être dépassée. Cette condition existe lorsque le cadre de tolérance est associé à la cote ou relié à un prolongement de la ligne de cote. Dans un tel cas, un symbole de diamètre précède la valeur de la tolérance et cette dernière s'applique soit sans égard à la dimension de l'élément, soit à l'état au maximum de matière si ce dernier est indiqué. Le cas échéant, la tolérance de rectitude peut être plus grande que la tolérance dimensionnelle.

L'effet global de l'écart de dimension et de forme produit une dimension virtuelle égale à la dimension au maximum de matière plus la tolérance de rectitude. Lorsqu'elle est appliquée sans égard à la dimension de l'élément, comme dans la figure 13-2, la tolérance de rectitude maximale est la tolérance spécifiée. Lorsqu'elle est appliquée à l'état au maximum de matière (fig. 13-3), la tolérance de rectitude maximale est la tolérance spécifiée plus la valeur selon laquelle l'élément s'écarte de sa dimension au maximum de matière. La ligne d'axe dérivée de l'élément réel doit se situer à l'intérieur de la zone de tolérance cylindrique (fig. 13-3, tableau).

13.2.4.2.4

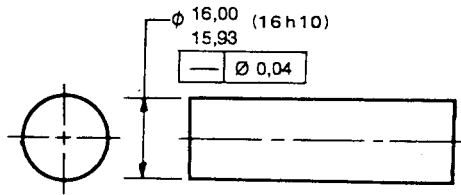
Le contrôle de rectitude peut être appliqué, sans égard à la dimension de l'élément ou à l'état au maximum de matière, aux éléments dimensionnels non cylindriques. Dans ce cas, toutes les portions de surface, ou le plan de centre dérivé, doivent se situer dans une zone de tolérance comprise entre deux plans parallèles séparés par une distance égale à la valeur de la tolérance. La méthode de disposition du cadre de tolérance décrite aux articles 13.2.4.2.1 et 13.2.4.2.3 s'applique, sauf qu'on n'emploie pas le symbole de diamètre, vu que la zone de tolérance n'est pas cylindrique.

13.2.4.2.5

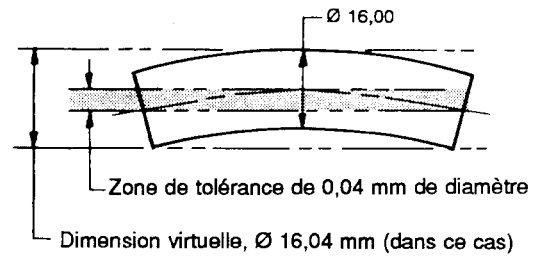
Il est préférable, en général, d'appliquer une tolérance de rectitude à la ligne d'axe d'une pièce, spécialement lorsque celle-ci comporte des diamètres multiples ou non uniformes. Il convient, en pareil cas, de diriger le contrôle de tolérance vers la ligne d'axe (fig. 13-4). On signifie ainsi que la ligne d'axe réelle de la pièce doit en tout point se situer dans une zone de tolérance cylindrique dont le diamètre est égal à la tolérance spécifiée. Il n'est évidemment pas possible de trouver réellement la ligne d'axe pour en déterminer la rectitude ; sa forme ou sa position doivent être déduites des mesures prises sur la surface. Comme cela peut être impossible, il est généralement préférable de spécifier une tolérance de battement au lieu d'une tolérance de rectitude de la ligne d'axe.

13.2.4.2.6

On peut appliquer la rectitude ou la planéité par unité de longueur (fig. 13-5). On doit procéder avec précaution lorsqu'on utilise des contrôles de ce genre sans préciser de limite maximale en raison des écarts relativement grands qui peuvent en résulter si ces derniers ne sont pas restreints (voir l'article 11.6.5.2). La figure 13-6 illustre la condition qui peut être créée si l'on utilise seule la rectitude par unité de longueur donnée à la figure 13-5, alors que la



INDICATION



La ligne d'axe dérivée de l'élément réel doit se situer dans une zone de tolérance cylindrique de 0,04 mm de diamètre, sans égard aux dimensions de l'élément. Tous les composants point-à-point de la surface doivent également se situer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

Fig. 13-2 Spécification de la rectitude d'un élément dimensionnel

INTERPRÉTATION

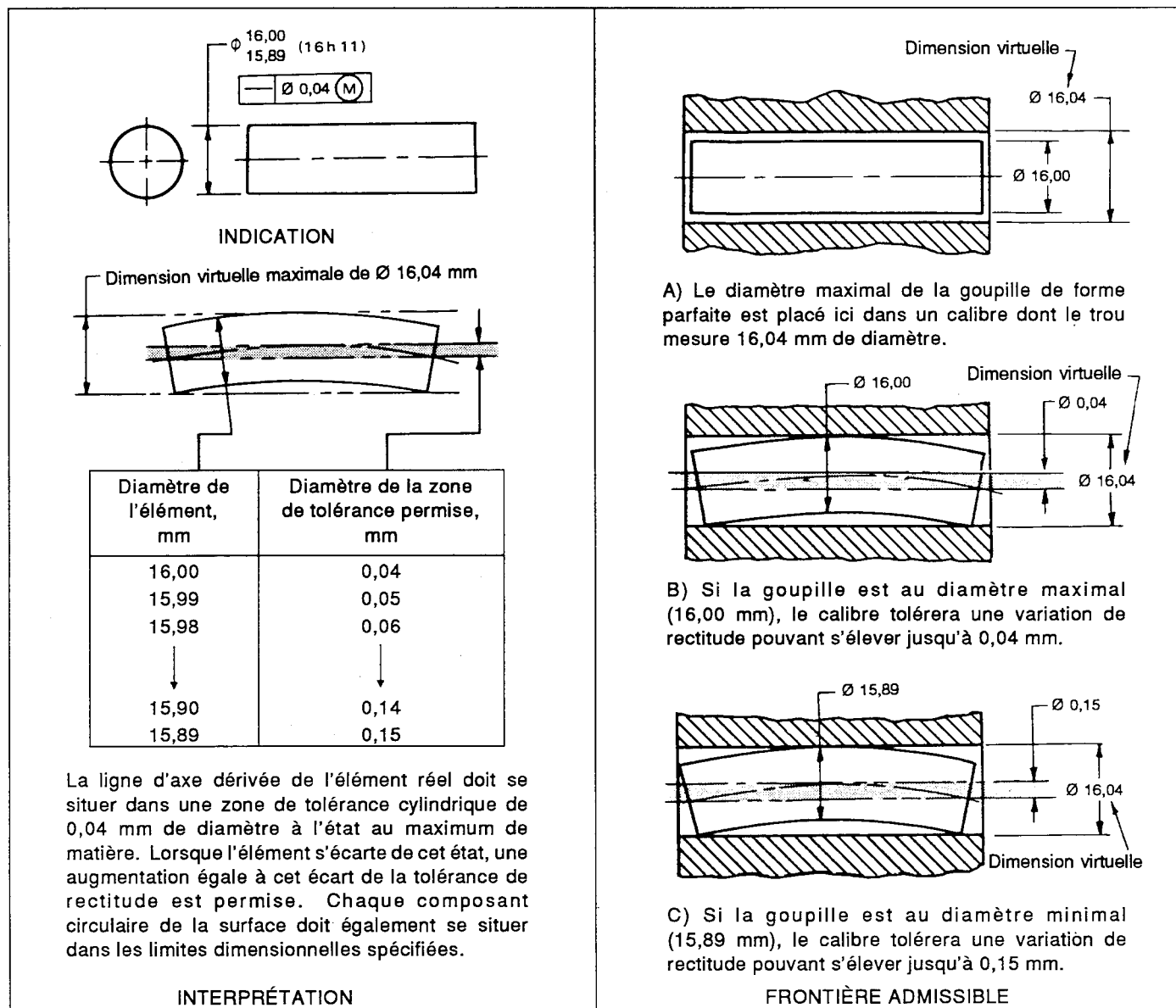
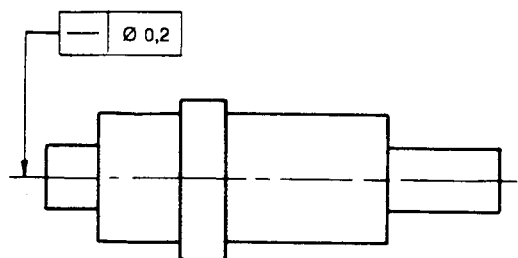
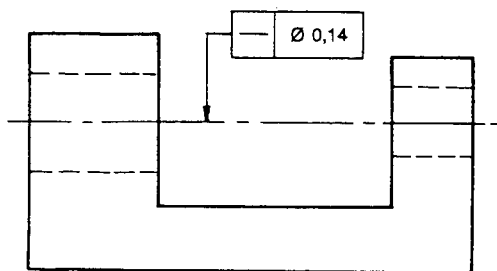


Fig. 13-3 Spécification de la rectitude d'un élément dimensionnel au maximum de matière



EXEMPLE 1



EXEMPLE 2

Fig.13-4 Application de la rectitude à une ligne d'axe

rectitude pour toute la longueur n'est pas donnée. Des spécifications du genre de celles qui sont illustrées à la figure 13-5 permettent d'empêcher que la tolérance

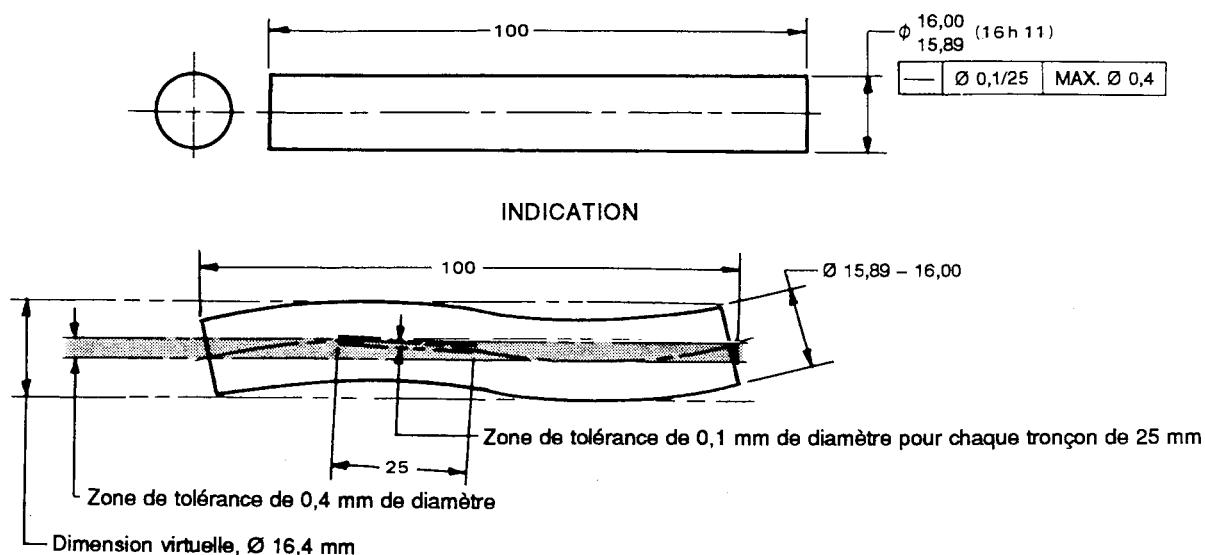
maximale pour la longueur totale de l'élément ne soit utilisée dans la « longueur limitée » donnée dans le cadre de tolérance.

13.2.4.2.7

Lorsque la rectitude est appliquée à une surface plane (fig. 13-7), elle s'applique à tous les éléments linéaires de la surface indiquée, dans la direction de la ligne de profil à laquelle la tolérance se rapporte. La zone de tolérance est l'espace compris entre deux lignes parallèles à la ligne de profil à laquelle la tolérance se rapporte. Elles sont comprises dans tout plan normal à la surface plane et sont séparées par la valeur de la tolérance spécifiée.

13.2.4.2.8

Si l'on doit spécifier des tolérances de rectitude différentes dans plus d'une direction, il convient d'appliquer des tolérances distinctes aux vues appropriées de la surface (fig. 13-8). Si toutefois des vues d'extrémité ou de côté ne sont pas par ailleurs nécessaires, on peut indiquer la direction des tolérances de rectitude en utilisant des lignes de direction et des flèches sur la surface contrôlée (fig. 13-9). Si la même rectitude est spécifiée dans deux directions coordonnées de la même surface, il est préférable d'utiliser, à la place, une tolérance de planéité.



La ligne d'axe dérivée de l'élément réel doit se situer dans une zone de tolérance cylindrique de 0,4 mm de diamètre sur la longueur totale de 100 mm, et dans une zone de tolérance cylindrique de 0,1 mm pour chaque tronçon de 25 mm, sans égard aux dimensions de l'élément. De plus, tous les composants point-à-point de la surface doivent se situer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig 13-5 Spécification de la rectitude par unité de longueur, rectitude totale spécifiée

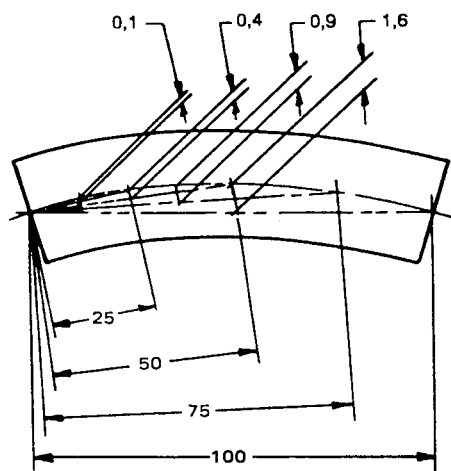


Fig. 13-6 Résultats possibles d'une spécification de rectitude par unité de longueur sans spécification d'erreur totale

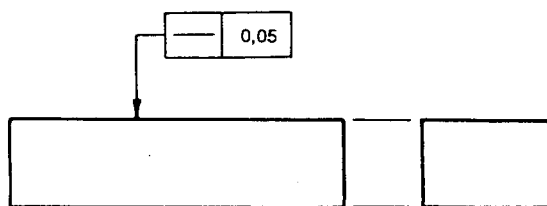


Fig. 13-7 Rectitude d'une surface plane dans une direction

13.2.4.3 Tolérance de planéité

13.2.4.3.1

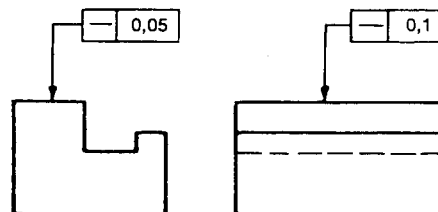
La planéité est l'état d'une surface dont tous les points sont dans un même plan. Une tolérance de planéité établit une zone de tolérance comprise entre deux plans parallèles entre lesquels la surface doit se situer. Lorsqu'une tolérance de planéité est spécifiée, le cadre de tolérance est relié à une ligne de repère pointant la surface ou la ligne placée dans le prolongement de la surface. On la place dans une vue dans laquelle la surface à contrôler est représentée par une ligne (fig. 13-10). Lorsque la surface en cause est associée à une cote, la tolérance de planéité doit être moindre que la tolérance dimensionnelle.

13.2.4.3.2

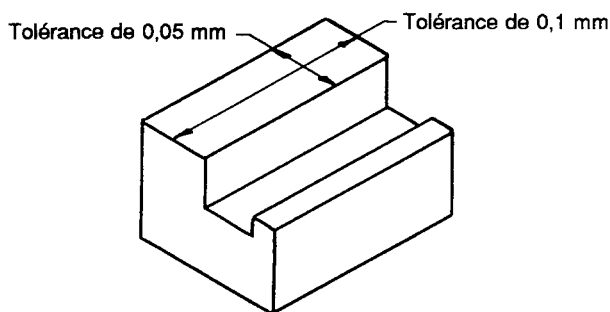
La planéité, tout comme la rectitude, peut ne concerner qu'une zone limitée. Les dimensions de cette zone, p. ex. 25 x 25 mm, sont indiquées à la droite de la tolérance de planéité et séparées par un trait oblique (fig. 13-11).

13.2.4.3.3

Sauf lorsque la surface est celle d'un élément dimensionnel considéré à l'état au maximum de matière, la planéité s'applique uniquement à la surface ou aux surfaces vers lesquelles la tolérance est dirigée. Lorsqu'il est nécessaire de contrôler deux surfaces ou plus, indépendamment, on peut ajouter le symbole « fois » (fig. 11-18).



INDICATION



Chaque élément longitudinal de la surface doit se situer entre deux lignes parallèles espacées de 0,05 mm dans la vue de gauche et de 0,1 mm, dans la vue de droite.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-8 Spécification de la rectitude d'une surface plane dans plus d'une direction

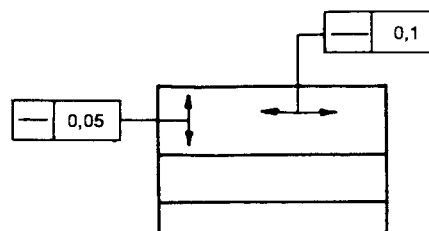
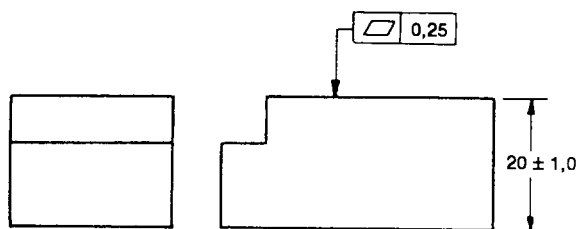
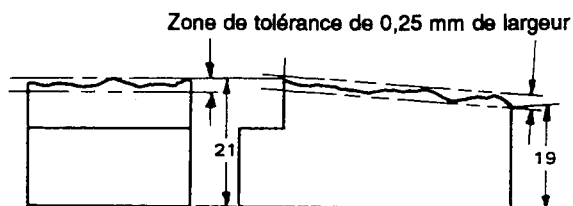


Fig. 13-9 Rectitude d'une surface plane dans plus d'une direction



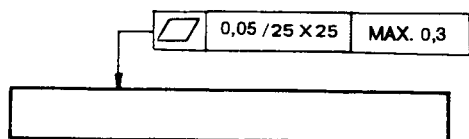
INDICATION



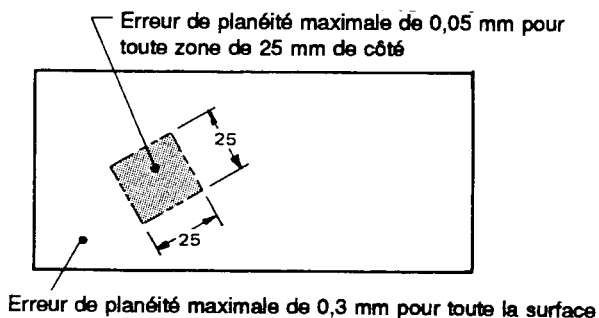
La surface doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,25 mm. Elle doit également être localisée dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig 13-10 Spécification de la qualité



INDICATION



INTERPRÉTATION

Fig. 13-11 Spécification d'une tolérance de planéité par unité de surface

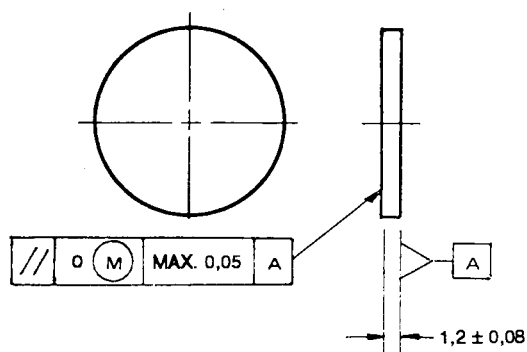


Fig 13-12 Tolérancement de pièces planes minces

13.2.4.3.4

Dans certains cas, p. ex. celui des pièces planes minces (pièces faites d'un matériau en feuille), il est souvent souhaitable de contrôler la planéité des deux côtés simultanément selon l'état au maximum de matière. On y parvient en désignant une des surfaces comme référence pour la tolérance de parallélisme et en désignant l'autre surface comme référence de la pièce (fig. 13-12). La pièce peut être vérifiée à l'aide d'un calibre ENTRE (fig. 13-13) dont la largeur de fente est égale à l'épaisseur maximale de la pièce. Voir aussi l'article 13.2.5.4.

13.2.4.3.5

La coplanarité est l'état de deux surfaces ou plus dont tous les points sont dans un même plan. Elle peut être contrôlée par un tolérancement de forme, d'orientation ou de position, selon le cas. Lorsqu'une zone de tolérance de forme commune est spécifiée pour les surfaces, on ajoute les mots ZONE COMMUNE au-dessus du cadre de tolérance (fig. 13-14) ; sinon, l'exigence de planéité s'appliquerait séparément à chaque surface, résultant ainsi en trois zones de tolérance qui ne seraient pas nécessairement parallèles.

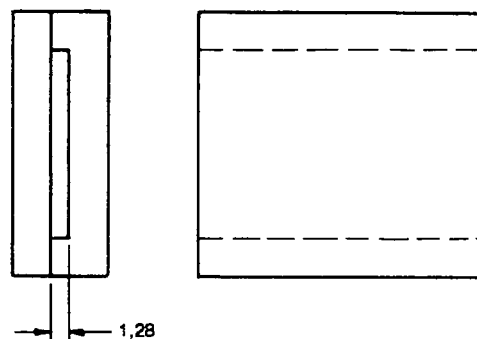


Fig. 13-13 Calibre ENTRE pour la pièce de la figure 13-12

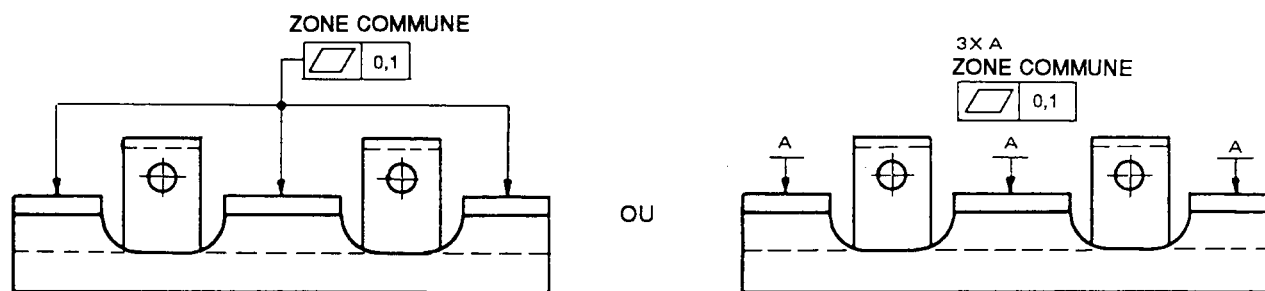
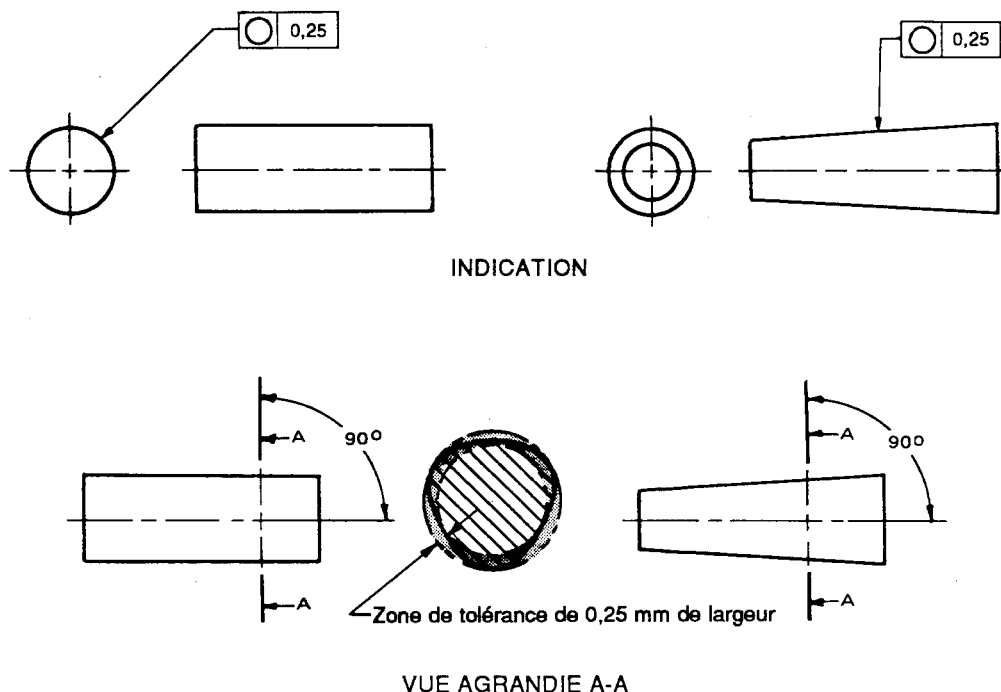


Fig 13-14 Contrôle de la planéité des surfaces coplanaires



Chaque composant circulaire de la surface se trouvant dans un plan perpendiculaire à un axe commun doit se situer entre deux cercles concentriques dont l'un a un rayon de 0,25 mm supérieur à l'autre. De plus, chaque circulaire de la surface doit se situer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

Fig. 13-15 Spécification de la circularité d'un cylindre ou d'un cône

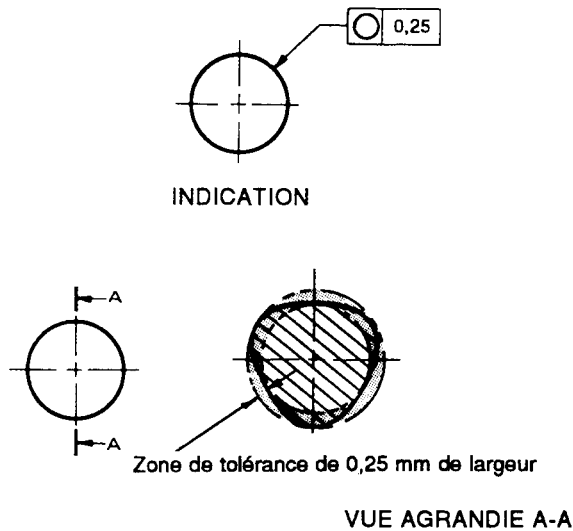
13.2.4.4 Tolérance de circularité

13.2.4.4.1

La circularité est l'état de la surface d'une pièce ou d'un élément circulaire selon lequel tous les points d'une section transversale plane sont équidistants du centre commun. Le plan de mesurage d'une pièce circulaire (conique, cylindrique, etc.) est n'importe quel plan perpendiculaire à l'axe ou à la ligne d'axe (fig. 13-15). Dans le cas d'une sphère, il s'agit de n'importe quel plan passant par une section de diamètre maximal (fig. 13-16).

13.2.4.4.2

La tolérance de circularité se rapporte à la largeur d'une zone de tolérance annulaire, limitée par deux cercles concentriques situés dans le même plan, entre lesquels doit se trouver la périphérie de l'élément dans ce plan. La tolérance de circularité doit être plus petite que la moitié de la tolérance dimensionnelle, sauf s'il s'agit de pièces soumises à une exigence « retenue » (voir l'article 13.5.2).



Chaque composant circulaire de la surface se trouvant dans un plan traversant un centre commun doit se situer entre deux cercles concentriques dont l'un a un rayon de 0,25 mm supérieur à l'autre. De plus, chaque composant circulaire de la surface doit demeurer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-16 Spécification de la circularité d'une sphère

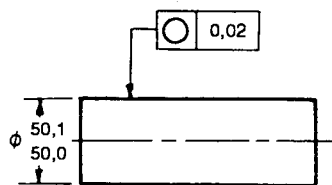


Fig. 13-17 Tolérance de circularité d'un cylindre

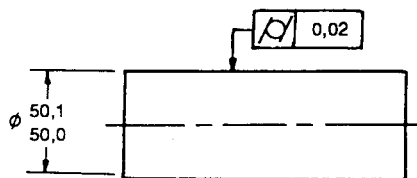
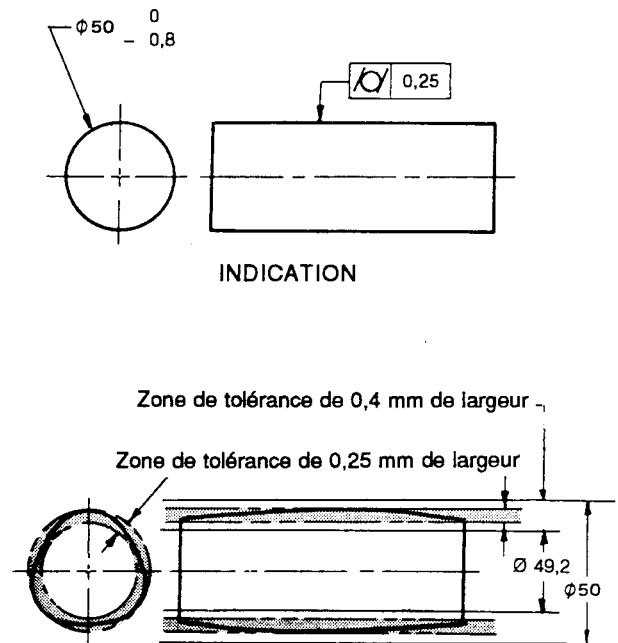


Fig. 13-19 Tolérance de cylindricité



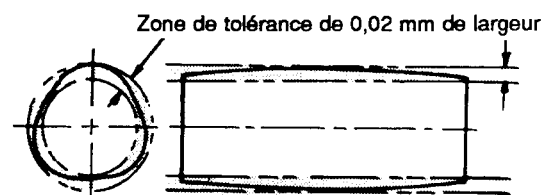
La surface cylindrique doit se situer entre deux cylindres concentriques dont l'un a un rayon de 0,25 mm supérieur à l'autre. De plus, la surface doit se situer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-18 Spécification de la cylindricité

13.2.4.4.3

La tolérance de circularité ne peut pas être appliquée à l'état au maximum de matière, car elle ne vise que les éléments circulaires. La ligne de repère reliant le cadre de tolérance et la zone tolérancée doit être perpendiculaire à la zone (fig. 13-17).



13.2.4.5 Tolérance de cylindricité

13.2.4.5.1

La cylindricité est l'état de la surface de révolution d'un cylindre circulaire droit dans lequel tous les points de la surface sont équidistants d'un axe commun. Une tolérance de cylindricité spécifie une zone de tolérance délimitée par deux cylindres concentriques à l'intérieur de laquelle la surface doit être contenue. Dans le cas de la cylindricité, contrairement à la circularité, la tolérance s'applique simultanément aux composants circulaires et longitudinaux de toute la surface (fig. 13-18). La ligne de repère reliée au cadre de tolérance peut figurer dans l'une ou l'autre vue. La tolérance de cylindricité doit être plus petite que la moitié de la tolérance dimensionnelle.

Note. La tolérance de cylindricité est un contrôle de forme composé qui inclut la circularité, la rectitude et le parallélisme des éléments cylindriques.

13.2.4.5.2

Puisque le mesurage de chaque pièce vérifie les écarts de forme, il est évident que les limites de la plage spécifiée de tolérance de cylindricité ne pourront pas toujours être atteintes. Par exemple, si dans le cas de la pièce fabriquée de la figure 13-19, le plus grand diamètre mesuré est de $\varnothing 50,02$ mm, une mesure proche de la dimension limite inférieure ($\varnothing 50,0$ mm), l'écart de cylindricité ne doit pas excéder 0,01 mm ; sinon, cet écart excéderait la dimension limite. Similairement, si le plus petit diamètre mesuré est de $\varnothing 50,08$ mm, une mesure proche de la dimension limite supérieure ($\varnothing 50,1$ mm), la même restriction relative à la tolérance de cylindricité s'appliquerait.

13.2.4.5.3

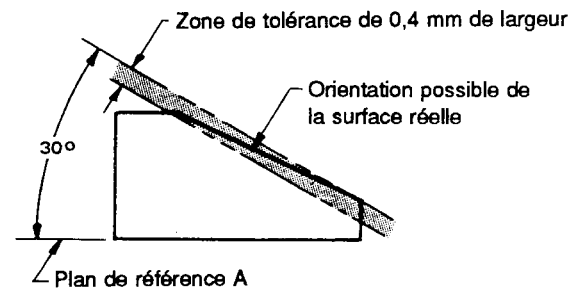
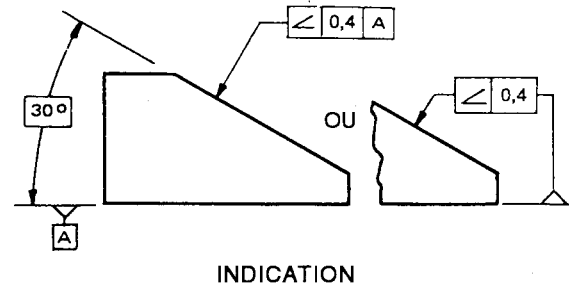
La cylindricité, tout comme la planéité, est une tolérance de forme qui s'applique à des éléments de surface seulement. Par conséquent, elle ne peut pas être appliquée à l'état au maximum de matière.

13.2.5 Tolérances d'orientation

13.2.5.1 Généralités

13.2.5.1.1

Les tolérances d'inclinaison, de parallélisme, de perpendicularité et, dans certains cas, de profil sont des tolérances d'orientation applicables aux figures connexes. Elles contrôlent l'orientation des éléments les uns par rapport aux autres.



La surface doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,4 mm, inclinés de 30° par rapport au plan de référence A. Elle doit également être localisée dans les limites dimensionnelles spécifiées. Voir la figure 10-12.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-20 Spécification de l'inclinaison d'une surface plane

13.2.5.1.2

Dans le cas du tolérancement géométrique des relations angulaires, il y a deux cas particuliers dans lesquels des symboles géométriques sont distincts. Il s'agit de la perpendicularité ou équerrage (90°) et du parallélisme (0°).

13.2.5.1.3

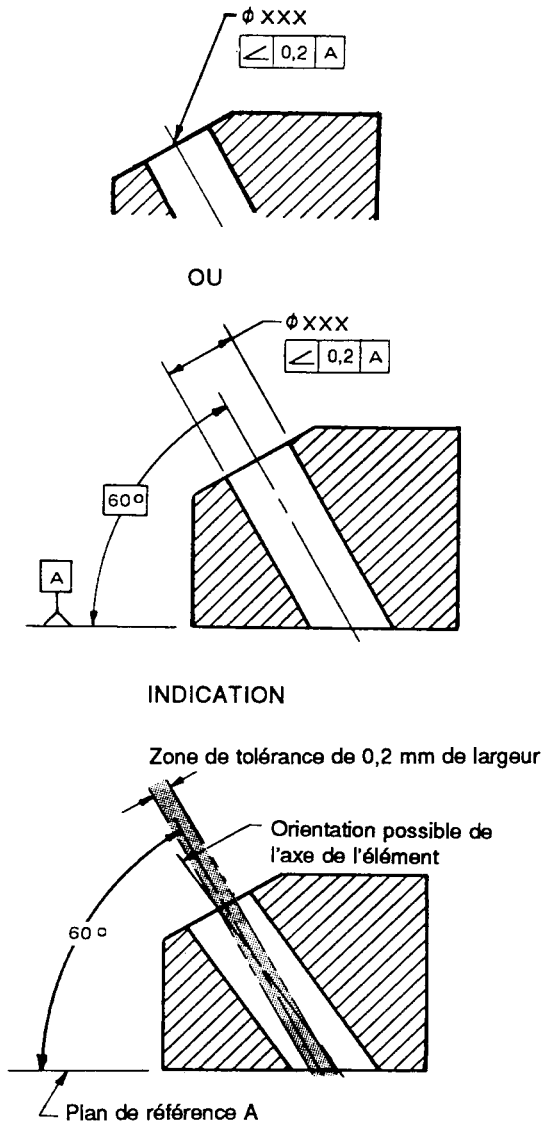
Dans la méthode de tolérancement géométrique, l'angle est indiqué comme angle de base (voir l'article 6.11). Dans les cas particuliers de la perpendicularité et du parallélisme, il n'est pas nécessaire de spécifier les angles (90° et 0°), puisqu'ils sont implicitement indiqués par le symbole.

13.2.5.2 Indication des tolérances d'orientation relativement aux éléments de référence

13.2.5.2.1

Quand on spécifie des tolérances d'orientation, l'élément en cause est mis en relation avec un ou plusieurs éléments de référence. La mise en relation avec plus d'un élément de référence devrait être prise en compte pour contrôler la zone de tolérance dans plus d'une direction. L'article 11.7 décrit une méthode d'indication des références. Il faut noter que les tolérances d'inclinaison, de perpendicularité

et de parallélisme, appliquées à des surfaces planes, contrôlent la planéité en l'absence d'une tolérance de planéité.



Sans égard aux dimensions de l'élément, l'axe de ce dernier doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,2 mm et inclinés de 60° par rapport au plan de référence A. De plus, l'axe doit respecter toute tolérance de position spécifiée.

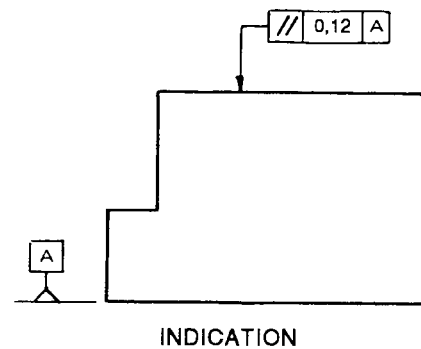
Note. Ce contrôle s'applique uniquement à la vue dans laquelle il est indiqué.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-21 Spécification de l'inclinaison d'un axe (sans égard aux dimensions de l'élément)

13.2.5.2.2

Les zones de tolérance sont des valeurs limites à l'intérieur desquelles doit se trouver un axe ou une ligne d'axe ou toute portion de la surface en cause. Lorsque l'exigence porte sur le contrôle de lignes individuelles d'une surface, on ajoute une annotation appropriée, telle que CHAQUE ÉLÉMENT ou CHAQUE ÉLÉMENT RADIAL (fig. 13-34). Cela permet un contrôle indépendant de tous les composants de la surface relativement à la référence et ne limite pas la surface totale à une zone enveloppante.



La surface doit se situer entre deux plans espacés de 0,12 mm et parallèles au plan de référence A. Elle doit également se situer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-22 Spécification du parallélisme d'une surface plane

13.2.5.3 Tolérance d'inclinaison

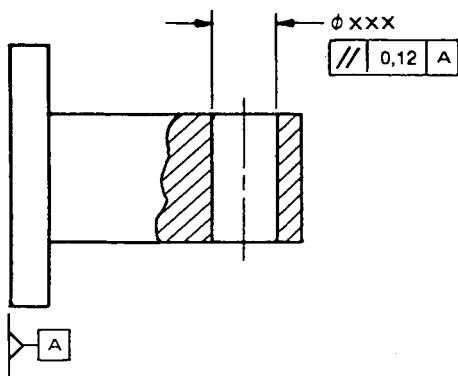
13.2.5.3.1

L'inclinaison est l'état d'une surface ou d'un axe placé à un angle autre que 0 et 90° par rapport à un plan ou à un axe de référence. Une tolérance d'inclinaison indique une zone de tolérance, définie par deux plans parallèles à l'angle de base indiqué, par rapport à un plan ou à un axe de

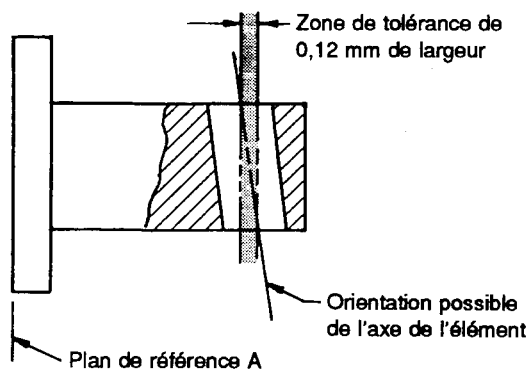
référence, et à l'intérieur de laquelle la surface ou la ligne d'axe de l'élément doit être contenue (fig. 13-20 et 13-21).

13.2.5.3.2

Lorsqu'aucun écart d'orientation n'est permis aux limites de dimension au maximum de matière d'un élément, on indique dans le cadre de tolérance un zéro pour la tolérance, accompagné du symbole de l'état au maximum de matière.



INDICATION



Sans égard aux dimensions de l'élément, l'axe de ce dernier doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,12 mm et parallèles au plan de référence A. Cet axe doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

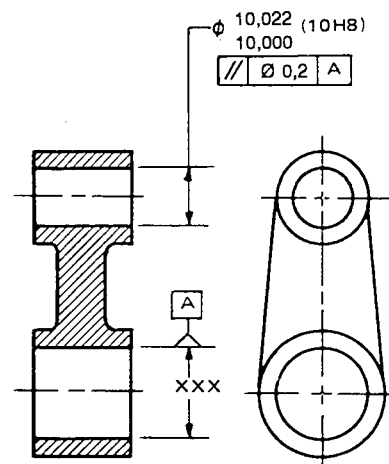
INTERPRÉTATION

Fig. 13-23 Spécification du parallélisme d'un axe (sans égard aux dimensions de l'élément)

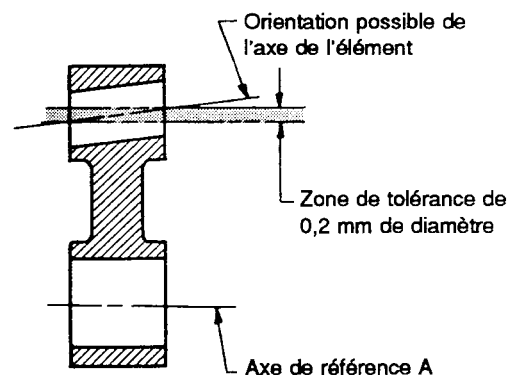
13.2.5.4 Tolérance de parallélisme

Le parallélisme est l'état d'une surface équidistante, en tout point, d'un plan de référence, ou celui d'une ligne d'axe équidistante, sur toute sa longueur, d'un axe de référence. Une tolérance de parallélisme spécifie :

a) soit une zone de tolérance définie par deux plans ou deux droites parallèles à un plan ou à un axe de référence, et dans laquelle les composants linéaires (fig. 13-41) ou la ligne d'axe de l'élément en cause doivent être contenus (fig. 13-22 et 13-23) ;



INDICATION

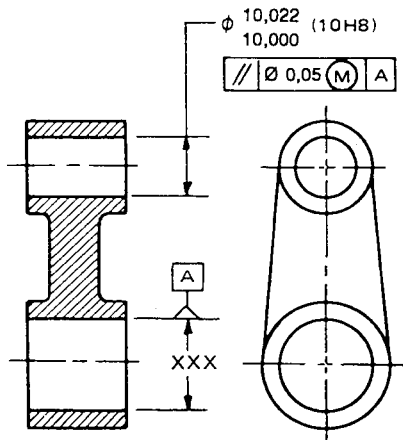


Sans égard aux dimensions de l'élément ou de l'élément de référence, l'axe de l'élément doit se situer dans une zone de tolérance cylindrique de 0,2 mm de diamètre dont l'axe est parallèle à l'axe de référence A. L'axe de l'élément doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

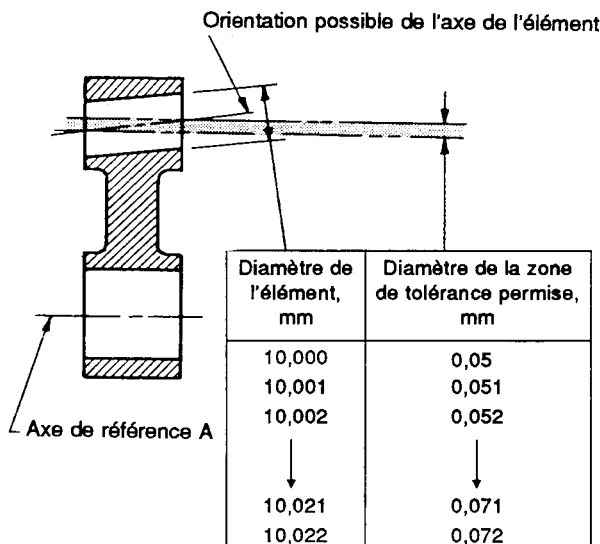
INTERPRÉTATION

Fig. 13-24 Spécification du parallélisme d'un axe (sans égard aux dimensions de l'élément et de son élément de référence)

b) soit une zone de tolérance cylindrique dont l'axe est parallèle à un axe de référence et dans laquelle la ligne d'axe de l'élément en cause doit être contenue (fig. 13-24 et 13-25).



INDICATION



Lorsque l'élément est au maximum de matière (10,000 mm), le diamètre maximal de la zone de tolérance de parallélisme est de 0,05 mm. Lorsque l'élément s'écarte de l'état au maximum de matière, un accroissement de la tolérance de parallélisme, égal à la valeur de l'écart, est permis. L'axe de l'élément doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-25 Spécification du parallélisme d'un axe (élément à l'état au maximum de matière, élément de référence considéré sans égard aux dimensions de l'élément)

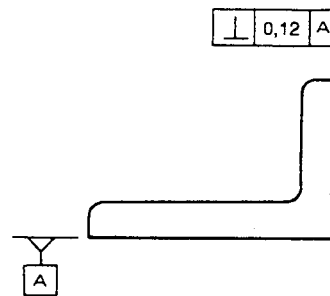
13.2.5.5 Tolérance de perpendicularité

La perpendicularité est l'état d'une surface, d'un plan médian et d'une droite placés à angle droit par rapport à un plan ou à un axe de référence. Une tolérance de perpendicularité spécifie :

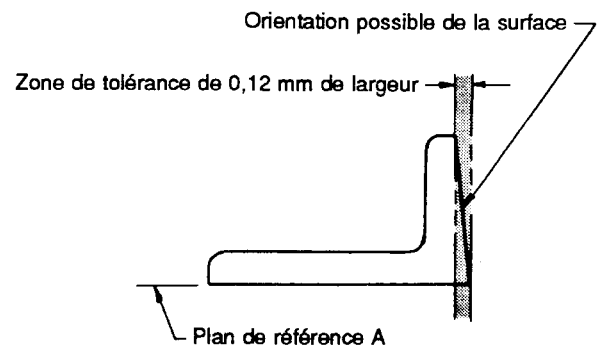
a) soit une zone de tolérance définie par deux plans parallèles perpendiculaires à un plan ou à un axe de référence, dans laquelle la surface, le plan médian ou la ligne d'axe de l'élément en cause doit être contenu (fig. 13-26, 13-27 et 13-28) ;

b) soit une zone de tolérance cylindrique perpendiculaire à un plan de référence, dans laquelle la ligne d'axe de l'élément en cause doit être contenu (fig. 13-29 à 13-33) ;

c) soit une zone de tolérance définie par deux lignes parallèles perpendiculaires à un plan ou à un axe de référence et dans laquelle un composant de la surface doit être contenu (fig. 13-34).



INDICATION



La surface doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,12 mm et perpendiculaires au plan de référence A.

INTERPRÉTATION

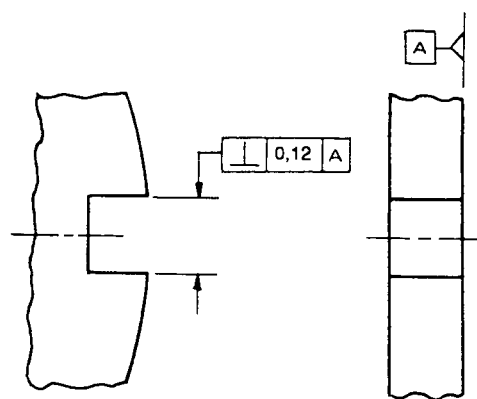
Fig. 13-26 Spécification de la perpendicularité d'une surface plane

13.3 Tolérances de profil

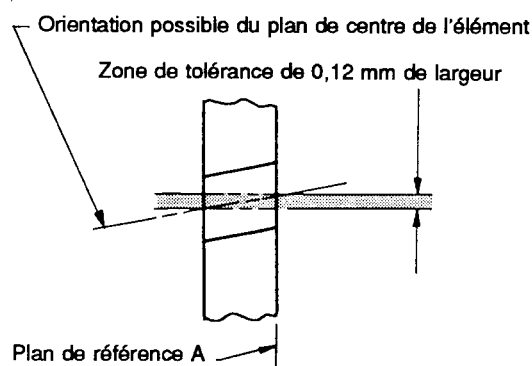
13.3.1 Généralités

13.3.1.1

Un profil est le contour ou la forme d'une ligne ou d'une surface d'un élément. Un profil de ligne peut être le contour des bords d'une surface, ou composants linéaires d'une surface, dans un plan défini. Un profil de surface définit le contour ou la forme d'une surface entière dans trois dimensions.



INDICATION



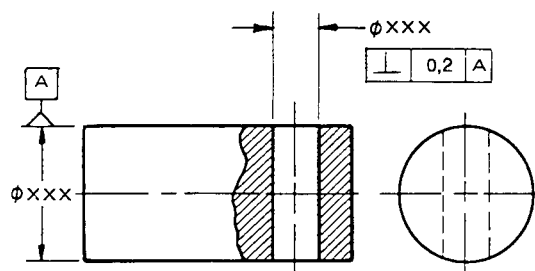
Sans égard aux dimensions de l'élément, le plan de centre de ce dernier doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,12 mm et perpendiculaires au plan de référence A. Ce plan de centre doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

INTERPRÉTATION

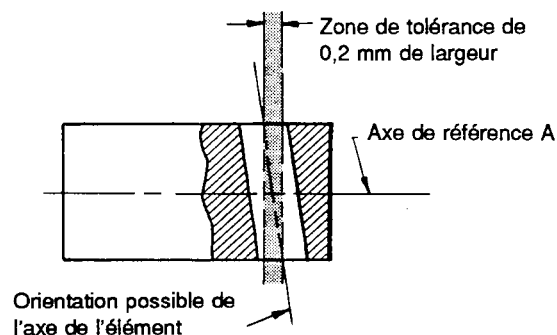
Fig. 13-27 Spécification de la perpendicularité d'un plan médian (sans égard aux dimensions de l'élément)

13.3.1.2

Un profil est constitué de droites, d'arcs et de diverses lignes courbes. On peut spécifier dans le dessin des tolérances individuelles pour les composants ou les points d'un profil (voir l'article 10.14.1). Dans le tolérancement de profil, le profil théorique peut être défini par les rayons de base, les cotes angulaires de base, les coordonnées linéaires de base ou de formules (fig. 13-35 à 13-38).



INDICATION



Sans égard aux dimensions de l'élément, l'axe de ce dernier doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,2 mm et perpendiculaires à l'axe de référence A. Cet axe doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

Note. Cette exigence ne s'applique qu'à la vue où elle est indiquée.

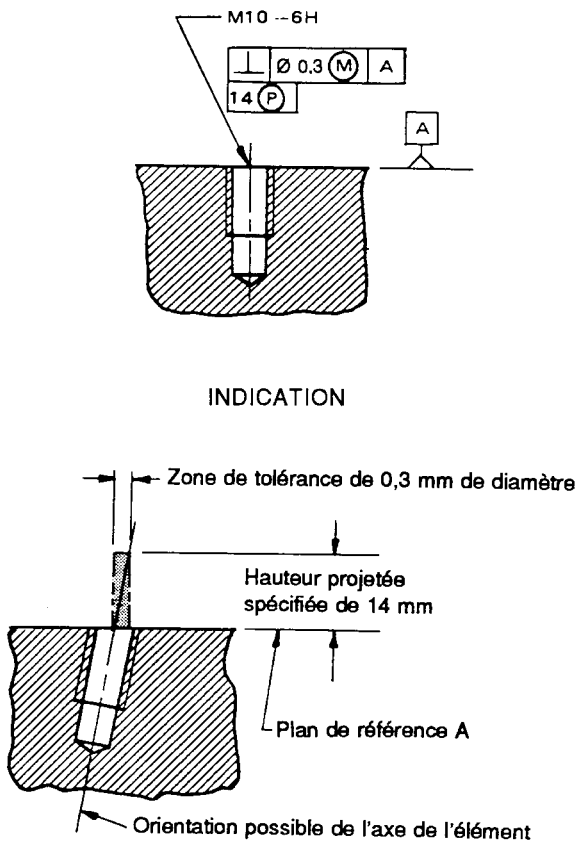
INTERPRÉTATION

Fig. 13-28 Spécification de la perpendicularité d'un axe (élément et élément de référence tous deux considérés sans égard aux dimensions de l'élément)

13.3.2 Zone de tolérance des profils

13.3.2.1

La tolérance de profil spécifie une frontière uniforme placée le long du profil théorique et dans les limites de laquelle tous les points de la surface doivent se situer. On l'utilise pour contrôler la forme, ou des combinaisons de dimensions, de forme et d'orientation (fig. 13-35 et 13-36).



Lorsque le profil de taraudage est à l'état au maximum de matière, l'axe de l'élément doit se situer dans une zone de tolérance cylindrique de 0,3 mm de diamètre perpendiculaire au plan de référence A et s'élevant au-dessus de ce plan sur la hauteur spécifiée de 14 mm. Cet axe doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

Note. Un trou taraudé est localisé et calibré à partir de son profil de taraudage au maximum de matière. On ne doit pas négliger la tolérance additionnelle attribuable à l'écart par rapport à l'état au maximum de matière. L'effet de contrainte de l'attache, lors de l'assemblage, peut cependant réduire ou annuler cette tolérance additionnelle. Voir aussi l'article 12.6.

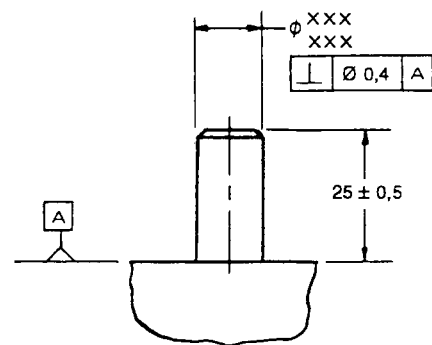
INTERPRÉTATION

Fig.13-29 Spécification de la perpendicularité d'un axe à une hauteur projetée (trou taraudé ou insertion à l'état au maximum de matière)

Lorsqu'on applique une tolérance de profil à une surface d'un élément dimensionnel, les limites dimensionnelles doivent être respectées indépendamment de la tolérance de profil. Une tolérance de profil ne contrôle que les éléments de surface ; on ne peut donc spécifier une tolérance de profil fondée sur l'état au maximum de matière.

13.3.2.2

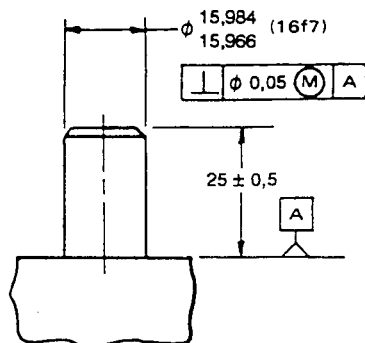
Sauf indication contraire, la zone de tolérance représente la largeur d'une zone de tolérance bilatérale située symétriquement de part et d'autre du profil théorique, et normale à celui-ci en tout point. Aux endroits appropriés,



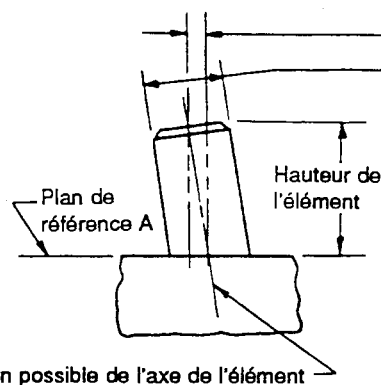
Sans égard aux dimensions de l'élément, l'axe de ce dernier doit se situer dans une zone de tolérance cylindrique de 0,4 mm de diamètre perpendiculaire au plan de référence A et s'élevant au-dessus de ce plan de la hauteur de l'élément. L'axe de l'élément doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-30 Spécification de la perpendicularité d'un axe (goupille ou bossage, sans égard aux dimensions de l'élément)



INDICATION

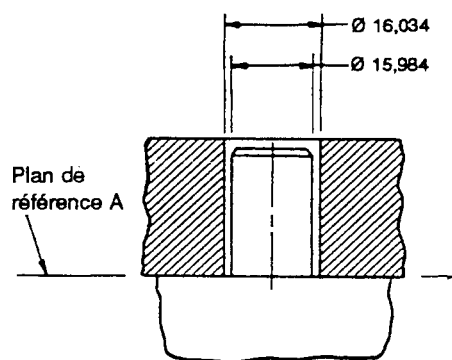


Orientation possible de l'axe de l'élément

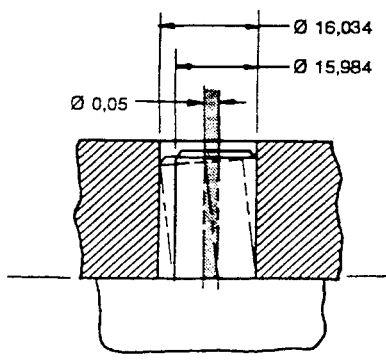
Diamètre de l'élément, mm	Diamètre de la zone de tolérance permise, mm
15,984	0,05
15,983	0,051
15,982	0,052
↓	↓
15,967	0,067
15,966	0,068

Lorsque l'élément est à l'état au maximum de matière (\varnothing 15,984 mm), le diamètre maximal de la zone de tolérance de perpendicularité est de 0,05 mm. Lorsque les dimensions de l'élément s'écartent du maximum de matière, un accroissement de la tolérance de perpendicularité, égal à cet écart, est permis. L'axe de l'élément doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

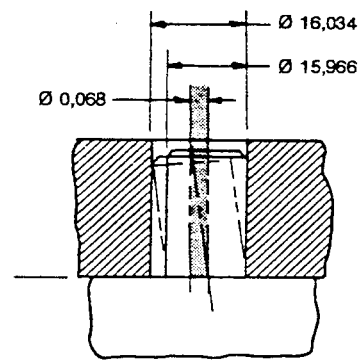
INTERPRÉTATION



A)



B)



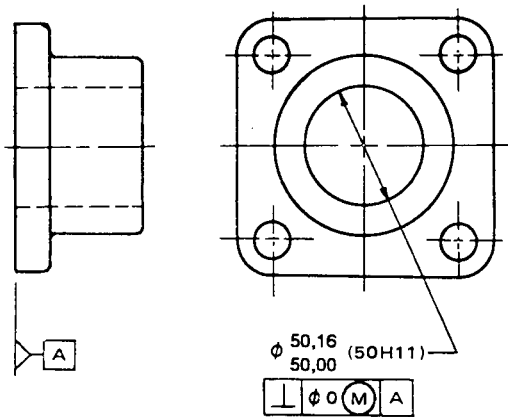
C)

Signification :

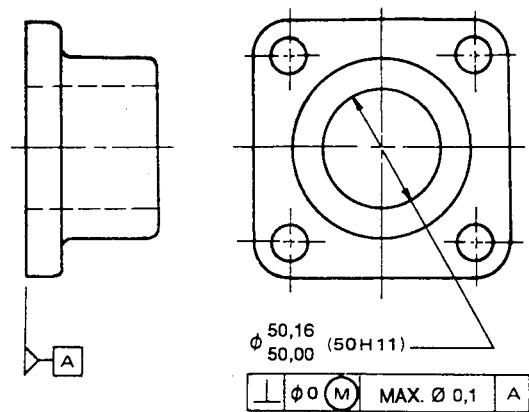
- A) La goupille de diamètre maximal et de forme parfaite est placée dans un calibre dont le trou est de 16,034 mm.
 B) Lorsque la goupille est au diamètre maximal (15,984 mm), le calibre accepte la pièce avec un écart de perpendicularité pouvant aller jusqu'à 0,05 mm.
 C) La goupille est au diamètre minimal (15,966 mm) et l'écart de perpendicularité peut s'élever jusqu'à 0,068 mm sans rendre la pièce inacceptable.

FRONTIÈRE ADMISSIBLE

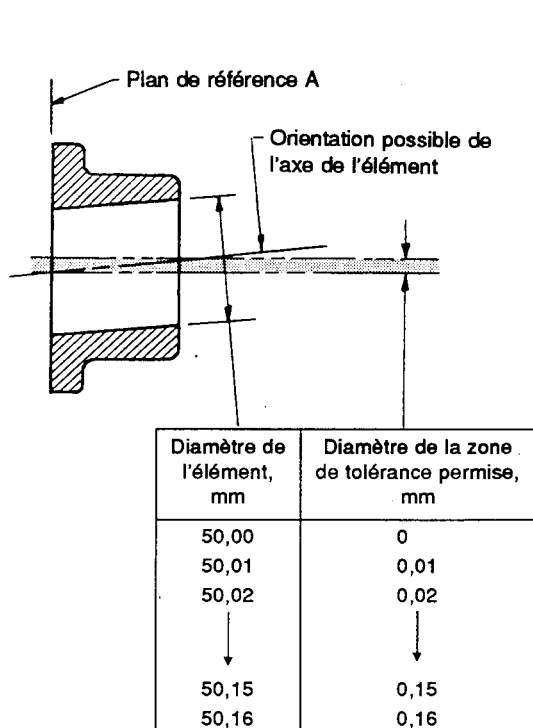
Fig. 13-31 Spécification de la perpendicularité d'un axe ; frontière admissible (goupille ou bossage à l'état au maximum de matière)



INDICATION



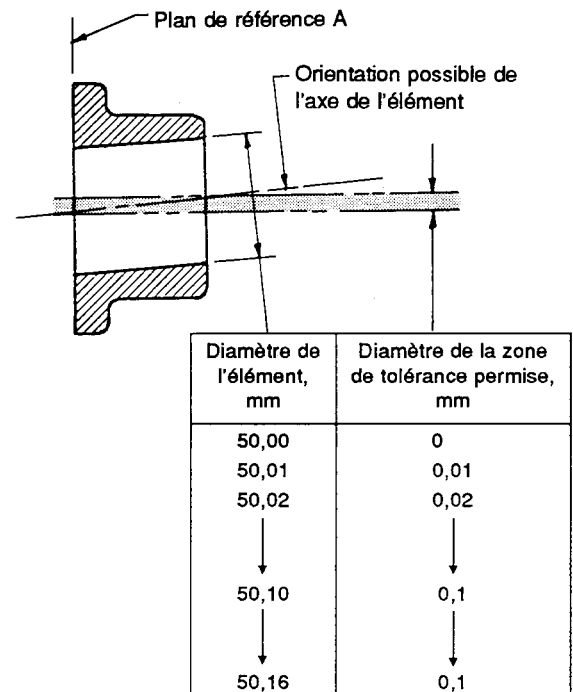
INDICATION



Lorsque l'élément est à l'état au maximum de matière ($\varnothing 50,00$ mm), son axe doit être perpendiculaire au plan de référence A. Lorsque l'élément s'écarte de l'état au maximum de matière, une tolérance de perpendicularité, égale à cet écart, est permise. L'axe doit également respecter toute tolérance de position spécifiée.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-32 Spécification de la perpendicularité d'un axe (tolérance nulle à l'état au maximum de matière)



Lorsque l'élément est à l'état au maximum de matière ($\varnothing 50,00$ mm), son axe doit être perpendiculaire au plan de référence A. Lorsque l'élément s'écarte de l'état au maximum de matière, une tolérance de perpendicularité, égale à cet écart, est permise jusqu'à concurrence de 0,1 mm. L'axe de l'élément doit également respecter toute tolérance de position indiquée.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-33 Spécification de la perpendicularité d'un axe (tolérance nulle au maximum de matière avec spécification d'un maximum)

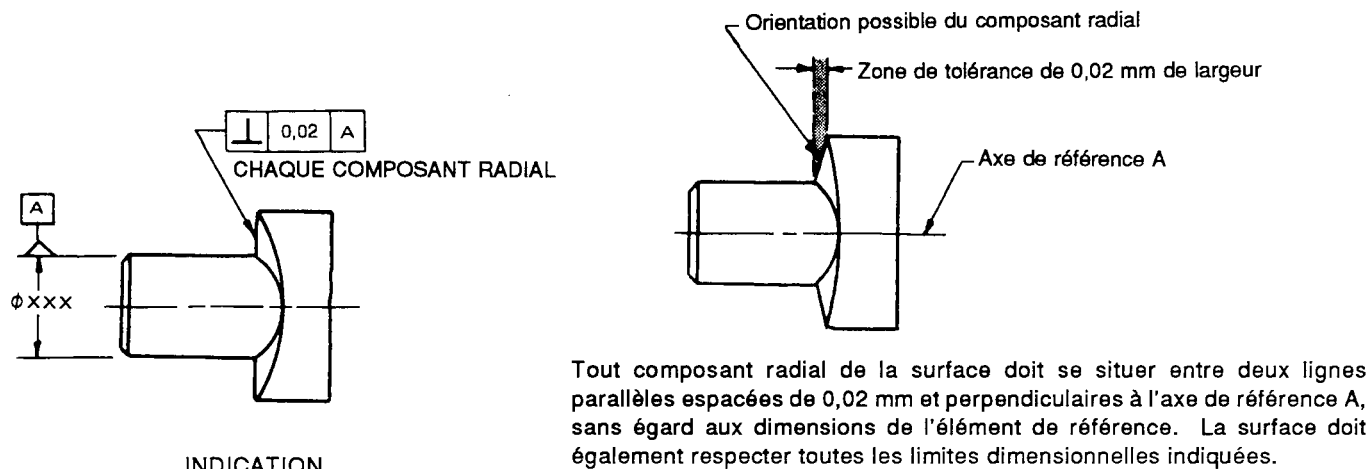
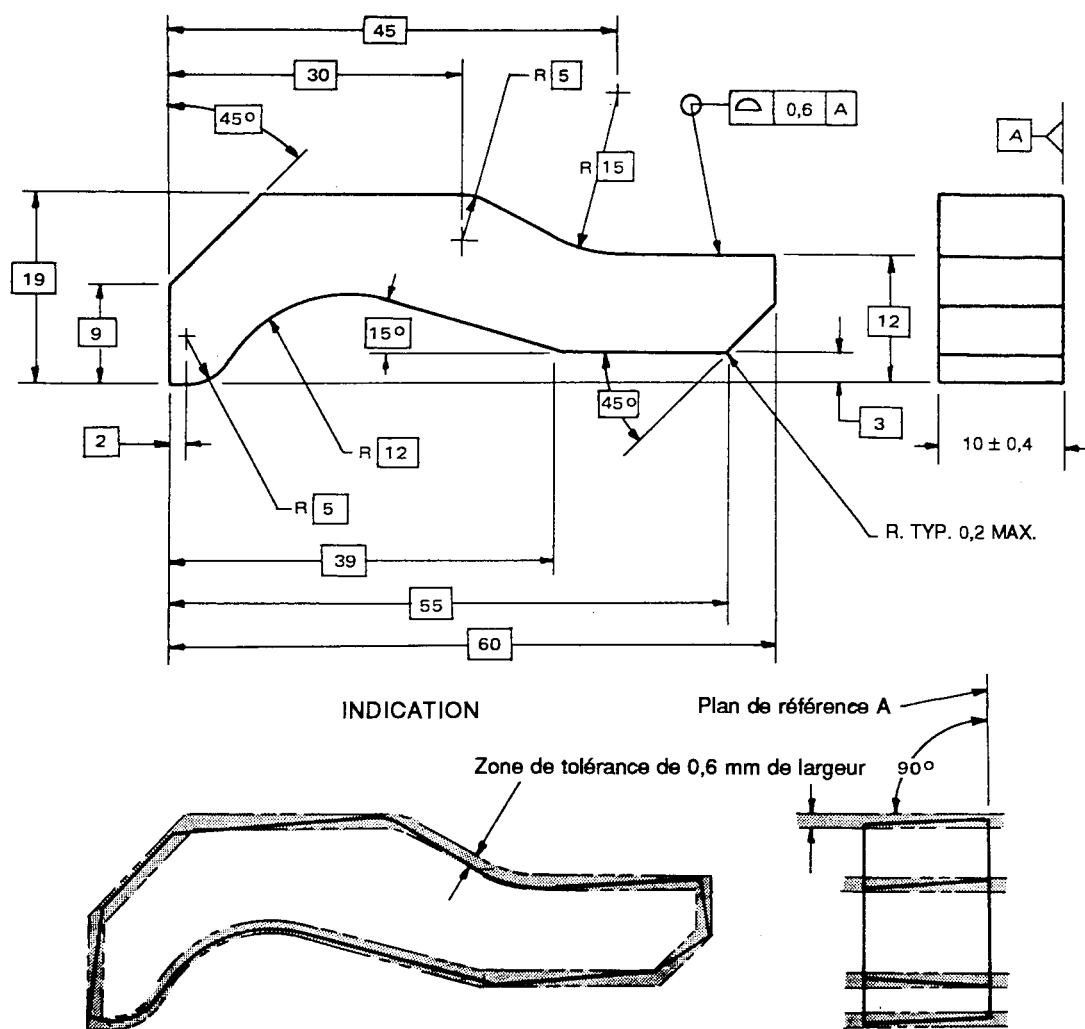


Fig. 13-34 Spécification de la perpendicularité du composant radial d'une surface

INTERPRÉTATION



La surface, sur tout le contour de la pièce, doit se situer entre deux frontières parallèles espacées de 0,6 mm, perpendiculaires au plan de référence A et disposées symétriquement de part et d'autre du profil théorique. Les rayons des arêtes ne doivent pas excéder 0,2 mm.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-35 Spécification d'un profil de surface enveloppante

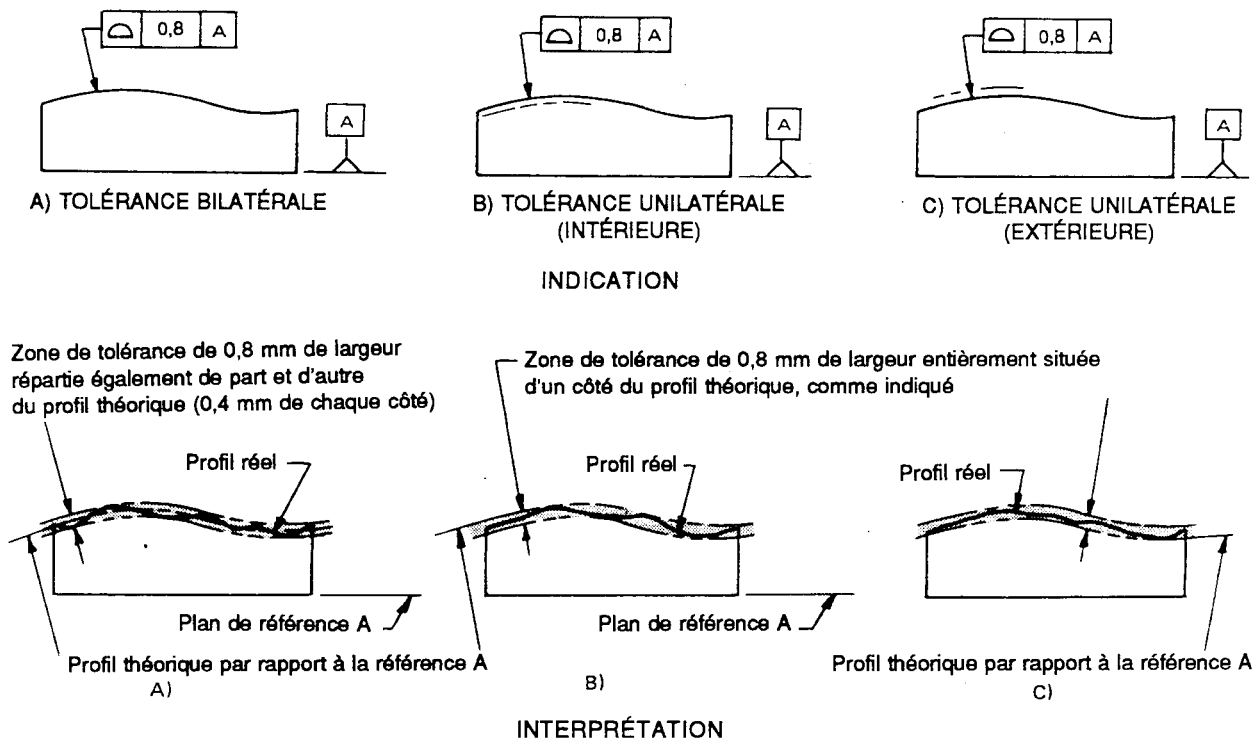


Fig. 13-36 Application du profil d'une surface de tolérance à un contour de base

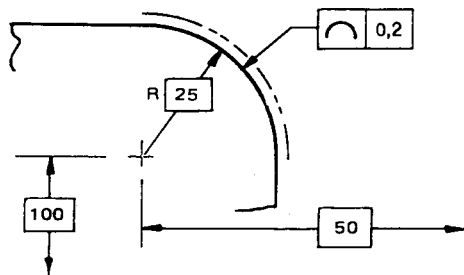


Fig. 13-37 Tolérancement de profil d'un seul rayon

on n'indique que le cadre de tolérance accompagné d'une ligne de repère pointant la surface. Dans le cas d'une zone de tolérance non symétriquement disposée ou d'une zone de tolérance unilatérale, on trace des lignes pointillées parallèlement au profil théorique pour indiquer la frontière de la zone de tolérance. Ces lignes n'ont que la longueur nécessaire pour indiquer clairement leur fonction (fig. 13-36).

13.3.2.3

Lorsque la position d'un profil radial est plus critique que le rayon réel, le rayon et la position de son centre peuvent être spécifiés comme cotes de base accompagnées d'une tolérance de profil (fig. 13-37). Cela rend possible l'utilisation d'un couteau ayant la dimension de base, en

permettant l'écart de sa position ou de son rayon à l'intérieur de la zone de tolérance uniforme spécifiée.

13.3.2.4

Lorsqu'une tolérance de profil s'applique au long du profil d'une pièce, on place le symbole signifiant « tout le tour » sur la ligne de repère du cadre de tolérance (fig. 13-35). Lorsque les segments d'un profil ont des tolérances différentes, on indique les extrémités de chaque zone de tolérance par des lettres (fig. 13-38). Pareillement, si des segments du profil sont contrôlés par une tolérance de profil et d'autres, par des cotes tolérancées individuellement, on doit indiquer l'étendue de la zone de tolérance (fig. 13-39).

13.3.2.5

On peut aussi appliquer une zone de tolérance à une surface entière ou à des profils individuels pris à diverses sections transversales d'une pièce. Ces deux cas sont les suivants :

a) **Profil d'une surface.** La zone de tolérance est tridimensionnelle et s'étend sur toute la longueur et la largeur (ou la circonférence) de l'élément ou des éléments en cause. On peut l'appliquer à des pièces de section constante (fig. 13-35), à des pièces ayant une surface de révolution ou à des pièces définies par des tolérances de profil s'appliquant sur TOUTE LA SURFACE, et accompagnées d'une telle indication placée sous le cadre de tolérance.

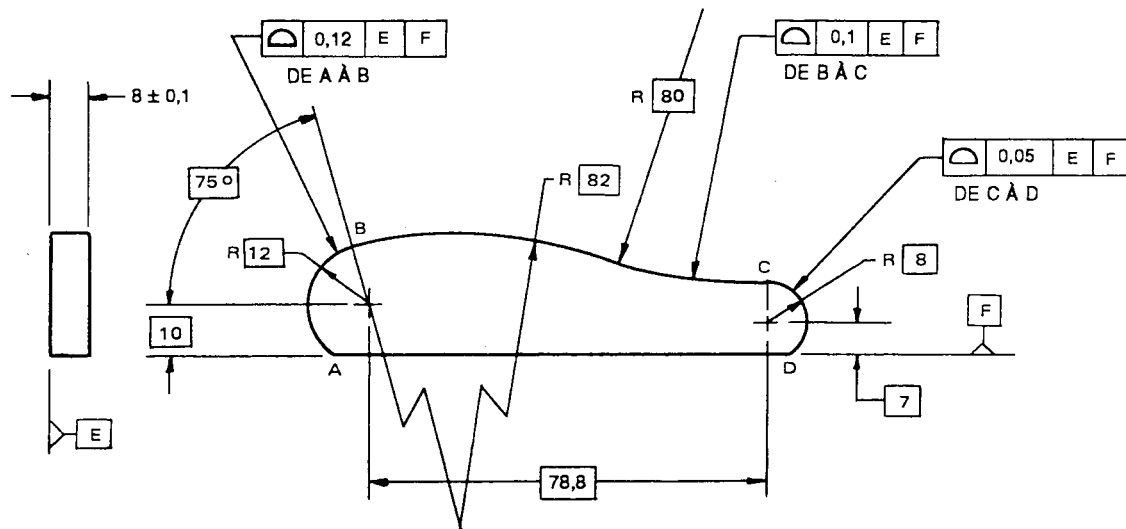
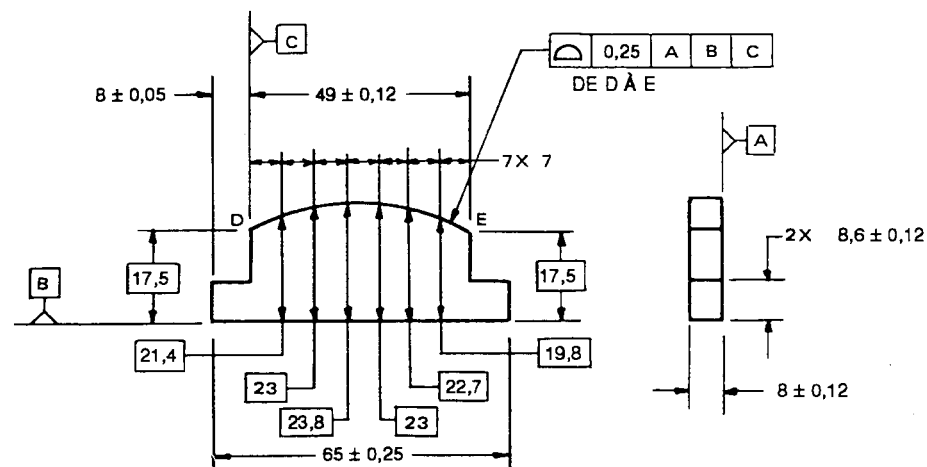
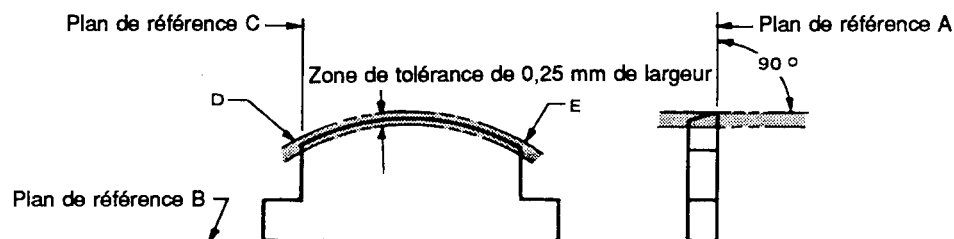


Fig. 13-38 Spécification de tolérances de profil différentes sur les segments d'un profil



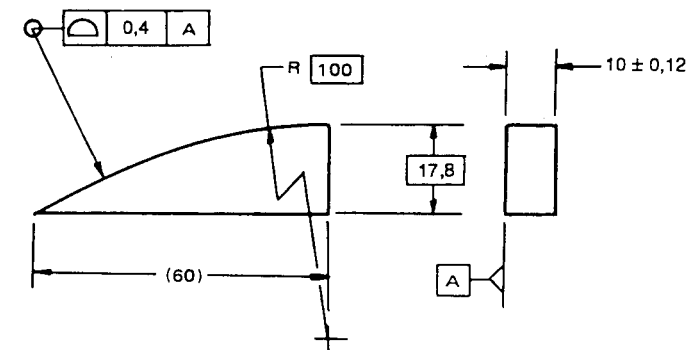
INDICATION



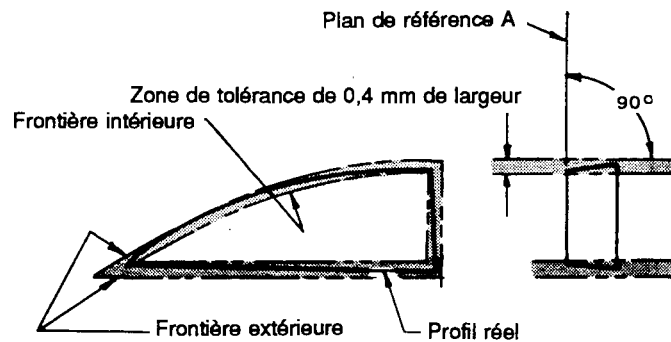
La surface entre les points D et E doit se situer entre deux frontières de profil espacées de 0,25 mm, perpendiculaires au plan de référence A, disposées symétriquement de part et d'autre du profil théorique et mises en position par rapport aux plans de référence B et C.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-39 Spécification du profil d'une surface entre des points



INDICATION



INTERPRÉTATION

Fig. 13-40 Spécification du profil d'une surface, coins à angle aigu

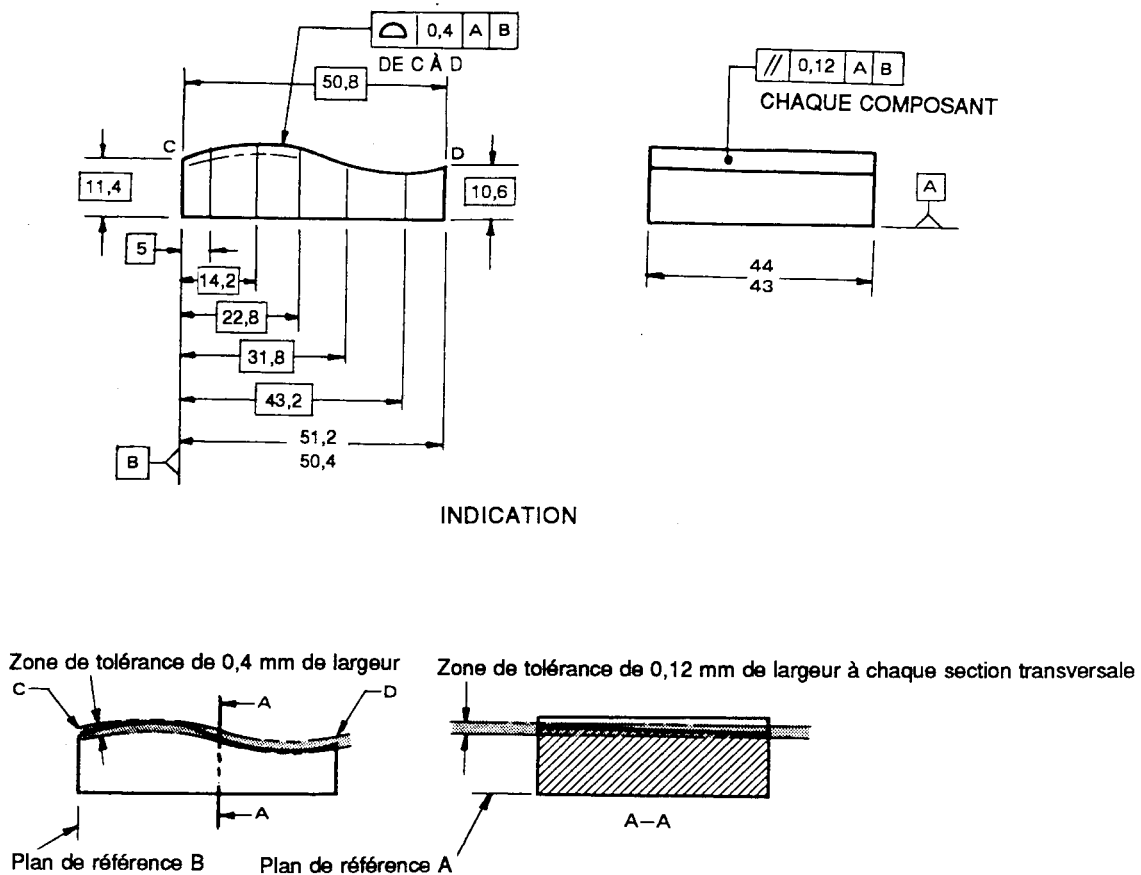
b) **Profil d'une ligne.** La zone de tolérance est bidimensionnelle et s'étend sur la longueur ou la largeur de l'élément ou des éléments en cause. On l'applique au profil de pièces de section variable (p. ex., les ailes effilées d'un avion), ou à des sections choisies au hasard d'une pièce (fig. 13-42), lorsqu'il n'est pas nécessaire de contrôler la surface entière de l'élément en tant qu'entité.

13.3.2.6

Lorsque la tolérance de profil englobe un coin aigu, la zone de tolérance s'étend jusqu'à l'intersection des lignes de frontière (fig. 13-40). Comme les surfaces intersectées peuvent se trouver n'importe où à l'intérieur de cette zone de convergence, on peut imaginer que le contour réel de la pièce pourrait être arrondi. Si cela n'est pas ce que l'on souhaite, le dessin doit indiquer les exigences conceptuelles, p. ex., en spécifiant le rayon maximal (fig. 13-35).

13.3.3 Application des références

La tolérance de profil d'une surface exige dans plusieurs cas que l'on se rapporte à des références pour assurer l'orientation appropriée du profil. Dans le cas de la tolérance de profil de lignes, on peut utiliser des références, dans certaines circonstances, mais on n'en utiliserait pas lorsque seule la forme du profil, prise section par section, est à contrôler, p. ex., la forme d'une extrusion continue.



La surface se trouvant entre C et D doit se situer entre deux frontières de profil espacées de 0,4 mm, l'une coïncidant avec le profil théorique, l'autre placée à l'intérieur de celui-ci et toutes deux doivent être mises en position par rapport aux plans de référence A et B. Chaque composant linéaire de la surface considérée, parallèle au plan de référence B, doit se situer entre deux lignes espacées de 0,12 mm et parallèles au plan de référence A.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-41 Spécification de tolérances de profil et de parallélisme combinées

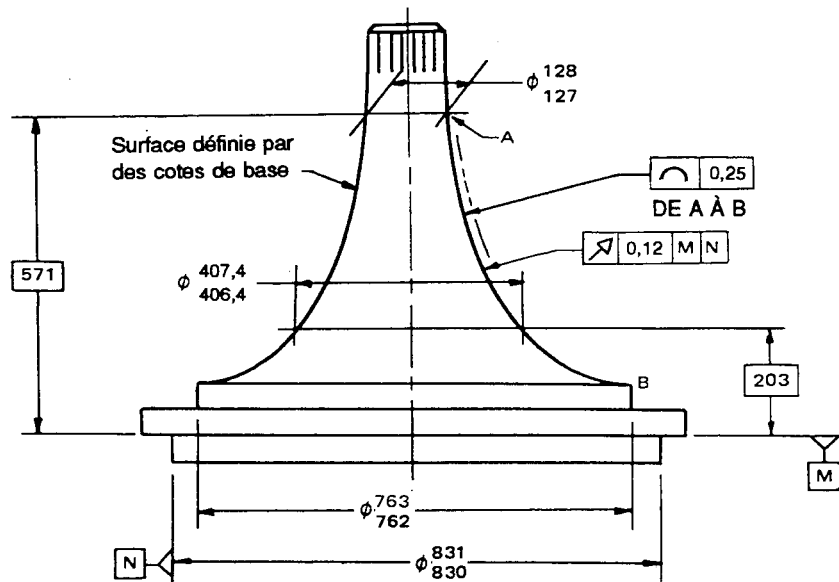


Fig. 13-42 Spécification de tolérances de profil et de battement combinées

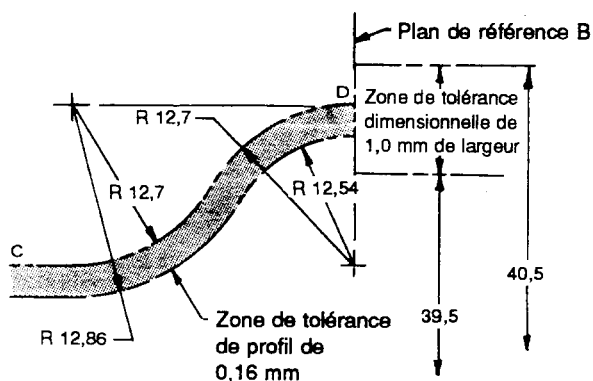
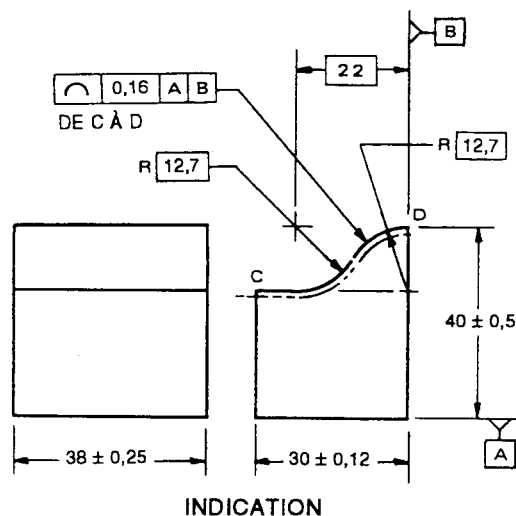
13.3.4 Contrôles combinés

13.3.4.1

Le tolérancement de profil peut être combiné avec d'autres types de tolérancement géométrique.

13.3.4.2

La figure 13-41 illustre une surface dont la tolérance de profil est affinée par une tolérance de parallélisme. Non seulement la surface doit-elle être contenue dans les limites de la tolérance de profil, mais chaque composant rectiligne de la surface doit, en plus, être parallèle à l'élément de référence dans les limites de la tolérance.



Chaque composant linéaire de la surface se trouvant entre les points C et D, à n'importe quelle section transversale, doit se situer entre deux frontières de profil espacées de 0,16 mm en rapport avec les plans de référence A et B. De plus, la surface doit être localisée dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-43 Profil de ligne et contrôle de dimension

13.3.4.3

La figure 13-42 illustre une surface dont la tolérance de profil est affinée par une tolérance de battement. Tout composant linéaire de la surface doit être contenu dans les limites de la tolérance de profil, et tout composant circulaire, contenu dans celles de la tolérance de battement.

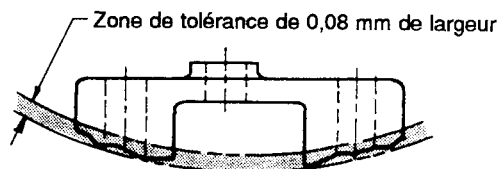
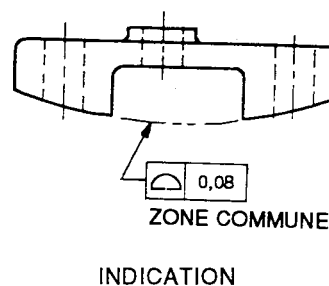
13.3.4.4

La figure 13-43 illustre une pièce ayant une tolérance de profil de ligne et dont la dimension est contrôlée par une tolérance distincte. Tout composant linéaire de la surface situé le long du profil doit être contenu dans la zone de tolérance de profil et à l'intérieur d'une zone de limitation de dimension.

13.3.5 Tolérance de profil pour surfaces coplanaires

13.3.5.1

La coplanarité est l'état de deux surfaces, ou plus, dont tous les composants se trouvent dans un même plan. On peut utiliser la tolérance de profil de surface lorsqu'on souhaite traiter deux surfaces ou plus comme une surface discontinue. Dans ce cas, on assure un contrôle semblable à celui qui est réalisé par une tolérance de planéité appliquée à une surface plane individuelle (fig. 13-14).



Chaque surface doit se situer à l'intérieur d'un segment annulaire de 0,08 mm de largeur. Les deux surfaces doivent également se situer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-44 Spécification du profil des surfaces

13.3.5.2

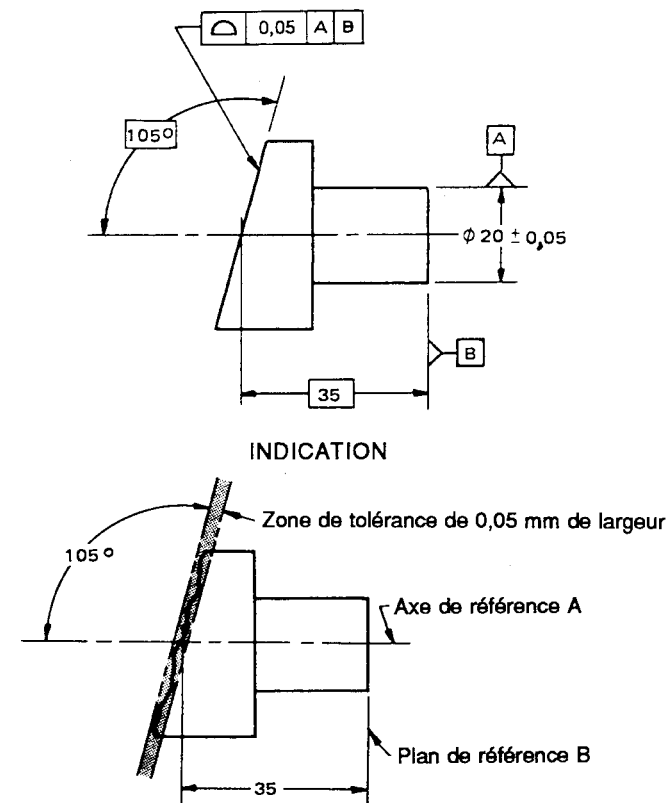
Comme il est illustré à la figure 13-44, la tolérance de profil de surface établit une zone de tolérance définie par un segment annulaire à l'intérieur duquel les surfaces doivent être contenues. Aucune référence n'est indiquée, vu que l'orientation de la zone de tolérance et la référence sont établies par les surfaces elles-mêmes.

13.3.5.3

Si l'on souhaite identifier comme éléments de référence des surfaces choisies parmi d'autres, on applique le symbole d'identification de la référence à ces surfaces et on ajoute dans le cadre de tolérance les lettres d'indication de référence appropriées. La zone de tolérance ainsi établie s'applique à toutes les surfaces coplanaires, y compris les surfaces de référence.

13.3.6 Tolérance de profil pour les surfaces planes

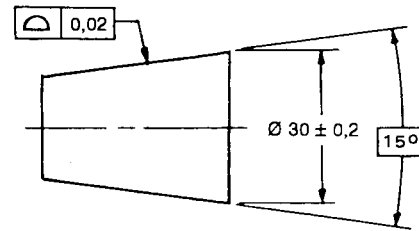
On peut utiliser le tolérancement de profil pour contrôler la forme et l'orientation de surfaces planes ; dans la figure 13-45, par exemple, ce tolérancement contrôle une surface plane inclinée vers un élément de référence.



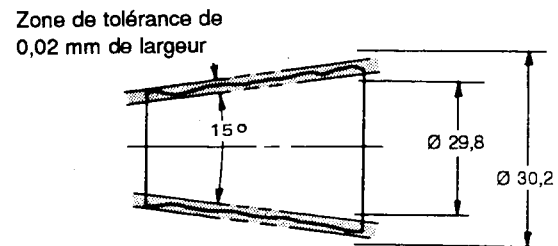
La surface doit se situer entre deux plans parallèles espacés de 0,05 mm disposés symétriquement de part et d'autre d'un plan théorique orienté en relation avec les références.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-45 Spécification du profil d'une surface plane



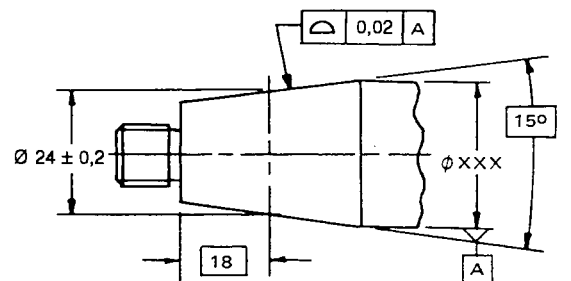
INDICATION



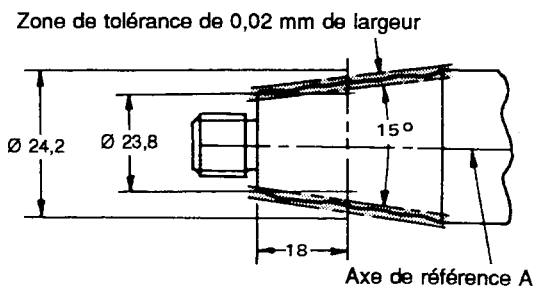
La surface doit se situer entre deux frontières coaxiales espacées de 0,02 mm et formant un angle de 15°. La surface doit également se situer dans les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-46 Spécification du profil d'un élément conique



INDICATION



La surface doit se situer entre deux frontières coaxiales avec l'axe de référence A, espacées de 0,02 mm et formant un angle de 15°. Elle doit également respecter les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-47 Tolérancement de profil d'un élément conique rapporté à une référence

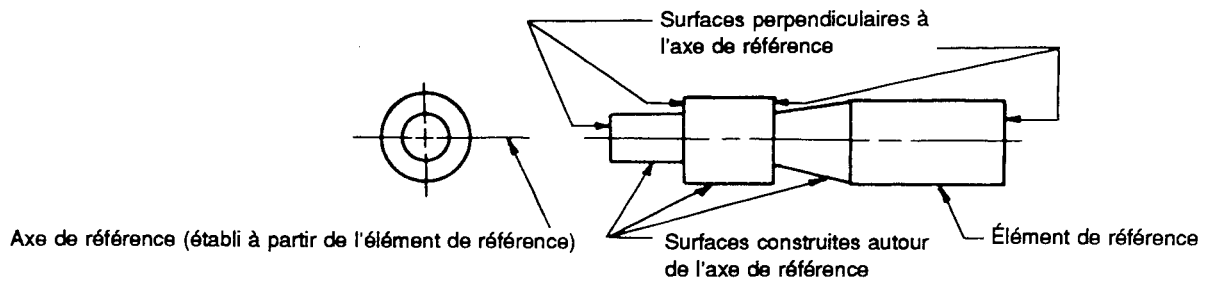
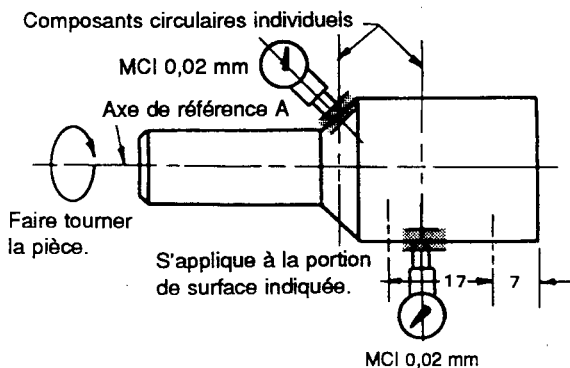
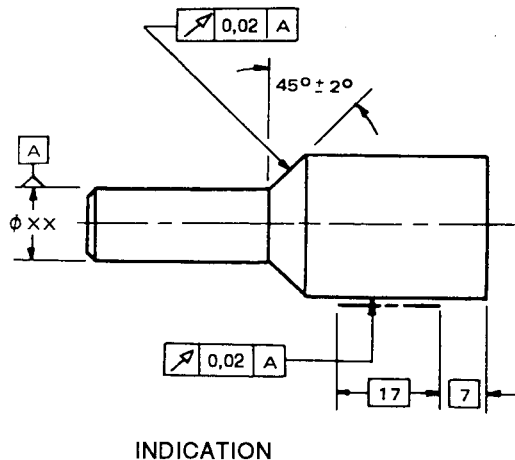


Fig. 13-48 Éléments applicables au tolérancement de battement



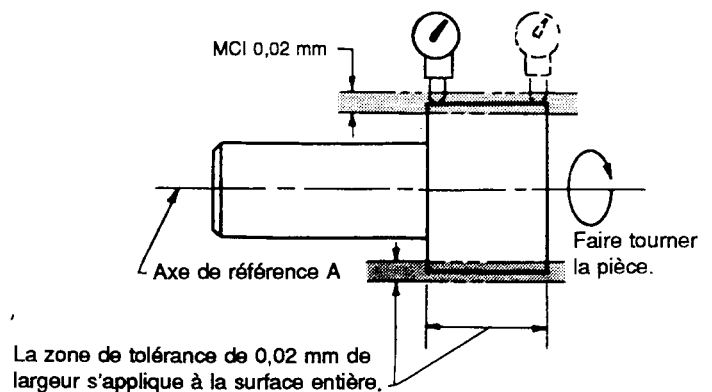
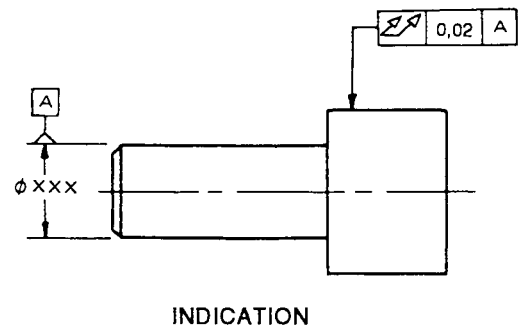
À n'importe quelle position de mesurage, chaque constituant circulaire de ces surfaces doit respecter la tolérance de battement spécifiée (mouvement complet d'indicateur de 0,02 mm) pendant qu'on fait faire à la pièce une révolution complète autour de l'axe de référence, l'indicateur étant fixé dans une position normale à la forme géométrique théorique. Cette opération ne contrôle que les constituants circulaires des surfaces, et non la totalité de celles-ci.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-49 Spécification d'un battement circulaire par rapport à un diamètre de référence

13.3.7 Tolérance de profil pour un élément conique

On peut spécifier une tolérance de profil pour contrôler la conicité d'une surface en tant que contrôle de forme indépendant ou comme contrôle combiné de forme et d'orientation. La figure 13-46 illustre un élément conique contrôlé par une tolérance de surface de profil où la conicité



La surface entière doit se situer dans la zone de tolérance de battement spécifiée (mouvement complet d'indicateur de 0,02 mm) pendant qu'on fait subir à la pièce un tour complet autour de l'axe de référence, l'indicateur étant placé à chaque endroit le long de la surface dans une position normale à la forme géométrique théorique sans être remis à zéro. L'élément doit également respecter les limites dimensionnelles spécifiées.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-50 Spécification du battement total par rapport à un diamètre de référence

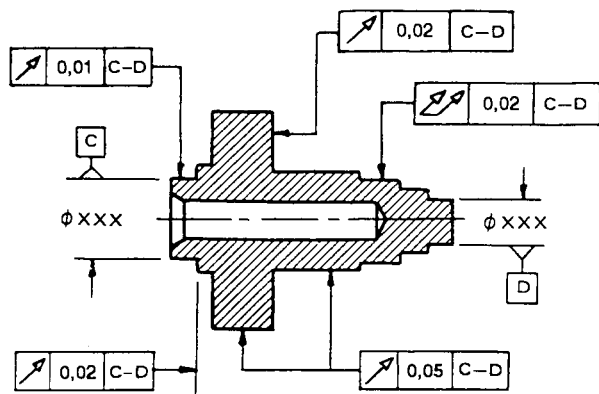


Fig. 13-51 Spécification du battement par rapport à deux diamètres de référence

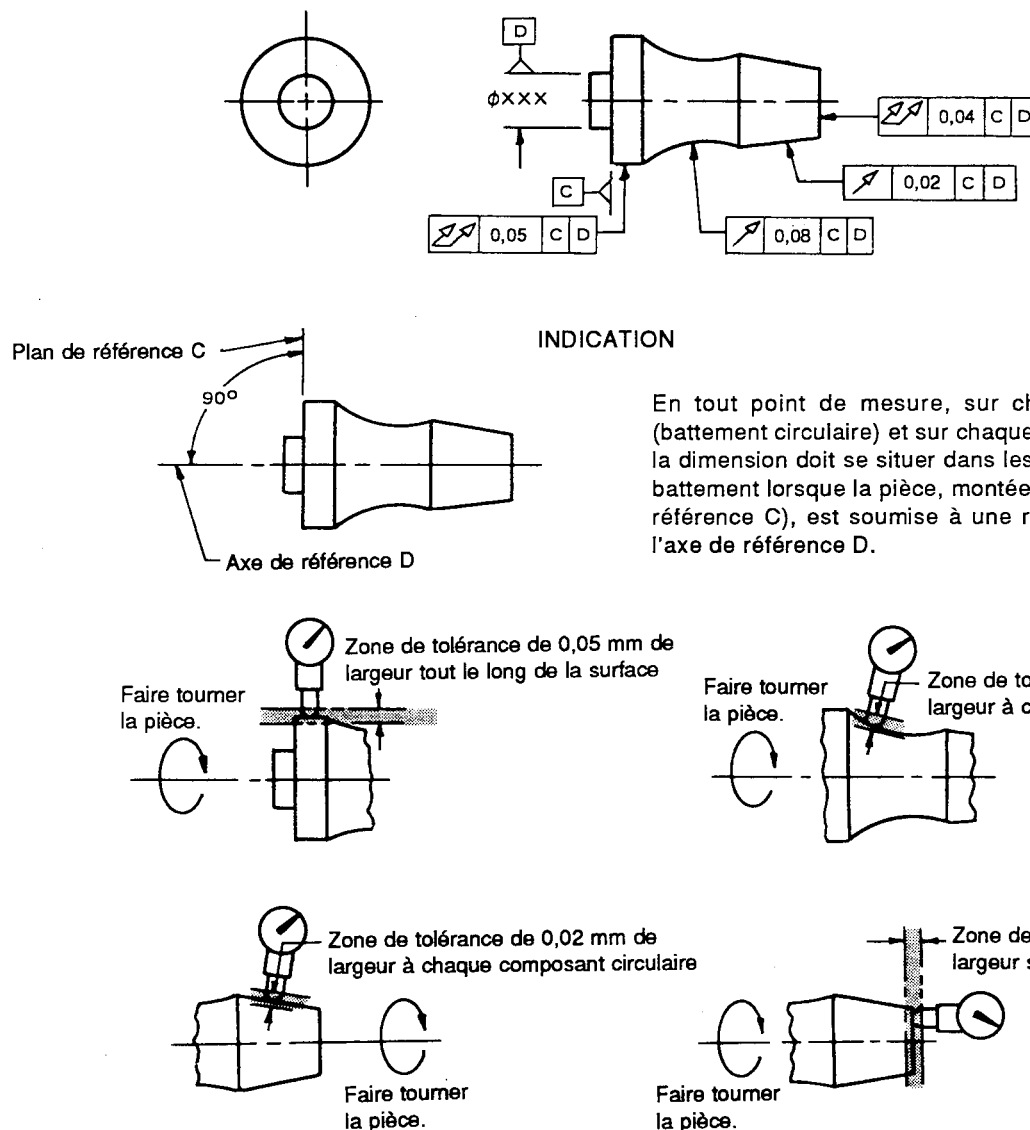
de la surface est un raffinement de la dimension. Dans la figure 13-47, le même contrôle est appliqué mais il est orienté vers un axe de référence. Dans chaque cas, l'élément doit être contenu dans les limites dimensionnelles prises point-à-point.

13.4 Tolérances de battement

13.4.1 Généralités

13.4.1.1

La tolérance de battement est une tolérance composée utilisée pour le contrôle des relations fonctionnelles de deux éléments, ou plus, d'une pièce par rapport à un axe de référence (fig. 13-48).



INDICATION

En tout point de mesure, sur chaque élément circulaire (battement circulaire) et sur chaque surface (battement total), la dimension doit se situer dans les limites de la tolérance de battement lorsque la pièce, montée contre la surface (plan de référence C), est soumise à une rotation de 360° autour de l'axe de référence D.

INTERPRÉTATION

Fig. 13-52 Spécification du battement par rapport à un plan et à un diamètre de référence

13.4.1.2

Une tolérance de battement peut être appliquée à n'importe quelle pièce circulaire que l'on peut faire tourner autour d'un axe prescrit. Elle contrôle les écarts de forme, d'orientation et de position (concentricité) de la surface, tels qu'erreurs de circularité, d'excentricité, d'oscillation et de cylindricité, apparaissant lorsqu'on fait faire à la pièce un tour complet sans mouvement axial. La tolérance spécifiée représente l'écart total, équivalant au mouvement complet d'indicateur (MCI), lorsqu'on le vérifie avec un calibre indicateur (fig. 13-49 et 13-50).



13.4.1.3

Sauf indication contraire, le battement est mesuré normalement à la surface et la ligne de repère reliant le cadre de tolérance doit de préférence toucher la surface dans cette direction (fig. 13-49 à 13-52). On devrait effectuer des mesures individuelles en un nombre suffisant d'endroits le long de la surface pour assurer qu'elle se trouve dans les limites prescrites. S'il est voulu que l'exigence ne s'applique qu'à une portion de la surface, on doit délimiter la zone visée dans le dessin au moyen d'une ligne de zone (fig. 13-49 et article 11.6.5.1). Les tolérances de battement ne s'appliquent pas aux rayons des congés ou des coins, à moins qu'on ne l'indique expressément.

13.4.2 Principe du contrôle

L'axe de référence peut être établi par un diamètre de longueur suffisante, par deux diamètres espacés sur une distance axiale suffisante, ou par un diamètre et une surface plane qui lui est perpendiculaire. Les éléments utilisés comme références pour l'établissement d'axes devraient être fonctionnels, comme les éléments de montage qui établissent un axe de rotation (fig. 13-49 à 13-52).

13.4.3 Types de contrôles de battement**13.4.3.1**

Les deux types de contrôle de battement sont le battement circulaire (symbole : ) et le battement total (symbole : ). Le type utilisé dépend des exigences conceptuelles. Le battement circulaire est normalement une exigence moins complexe que le battement total.

13.4.3.2

Le battement circulaire permet le contrôle des composants circulaires d'une surface. La tolérance est appliquée indépendamment à n'importe quelle position circulaire de mesurage pendant que la pièce exécute un tour de 360° (fig. 13-49). Lorsqu'on l'applique à des surfaces construites

autour d'un axe de référence, le battement circulaire peut contrôler les écarts cumulatifs de circularité et de coaxialité. Lorsqu'on l'applique à des surfaces construites perpendiculairement à l'axe de référence, le battement circulaire contrôle les composants circulaires d'une surface plane (oscillations).

13.4.3.3

Le battement total permet un contrôle mixte de tous les composants d'une surface. La tolérance est appliquée simultanément à toutes les positions de mesurage circulaire et de profil, pendant que la pièce exécute un tour de 360° (fig. 13-50). Appliqué à des surfaces construites autour d'un axe de référence, le battement total contrôle les écarts cumulatifs de circularité, de rectitude, de coaxialité, d'inclinaison, de conicité ainsi que le profil d'une surface. Appliqué à des surfaces construites perpendiculairement à un axe de référence, il contrôle les écarts cumulatifs de perpendicularité, pour détecter les oscillations, et de planéité, pour détecter la concavité ou la convexité.

13.4.3.4

La figure 13-51 illustre l'application des tolérances de battement lorsque deux diamètres de référence établissent collectivement un axe de référence unique auquel les éléments sont rapportés (voir l'article 11.7.4).

13.4.3.5

Lorsque les éléments à contrôler sont rapportés à un diamètre de référence et à un plan de référence qui lui est perpendiculaire, on applique à chaque élément contrôlé une tolérance de battement par rapport à ces deux références (fig. 13-52).

13.4.3.6

Il peut être nécessaire de contrôler des écarts individuels de surfaces de référence pour ce qui est de la planéité, de la circularité, du parallélisme, de la rectitude ou de la cylindricité. Dans de tels cas, on spécifie la tolérance appropriée. On peut voir aux figures 13-53 et 13-54 des exemples d'applications de tolérances de cylindricité et de planéité aux références.

13.4.3.7

Des tolérances de battement doivent être spécifiées dans le cas des éléments de référence dont la fonction exige leur présence dans le contrôle du battement (fig. 13-53).



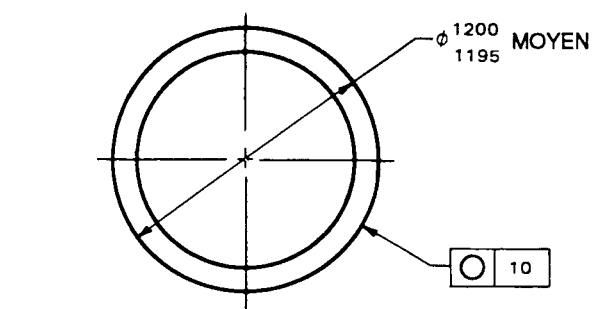
Les éléments ayant une relation particulière l'un avec l'autre plutôt qu'avec un axe de référence commun sont identifiés par des indications de référence appropriées dans le cadre de tolérance (fig. 13-53). Dans cette figure, la tolérance de battement de l'alésage est rapportée à la référence E plutôt qu'à l'axe C-D.

Lorsque deux surfaces sont rapportées à une référence commune par des tolérances de battement, le battement admissible entre les deux surfaces est égal à la somme de leurs tolérances de battement individuelles par rapport à la référence. Ainsi, dans la figure 13-54, le battement maximal entre les surfaces YYY et ZZZ sera de 0,17 si

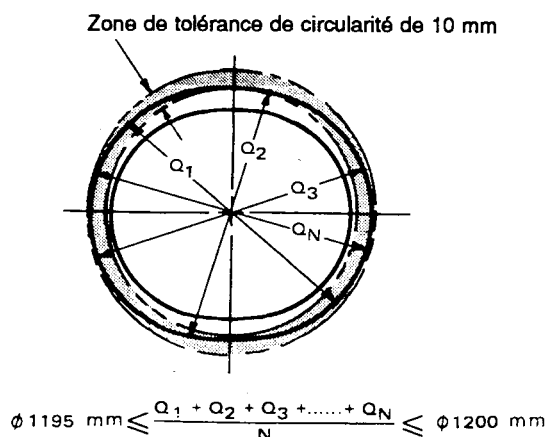
13.5 Écarts à l'état libre

13.5.1.1

Le terme écarts à l'état libre est utilisé pour décrire la distorsion d'une pièce après le retrait des forces appliquées pendant la fabrication. Cette distorsion est principalement due au poids et à la flexibilité de la pièce et à la libération des contraintes internes résultant de la fabrication. Une pièce de ce genre, p. ex., une pièce dont la paroi est très mince par rapport à son diamètre, est dite non rigide. Dans



INDICATION



INTERPRÉTATION

Fig. 13-55 Spécification de circularité à l'état libre avec diamètre moyen

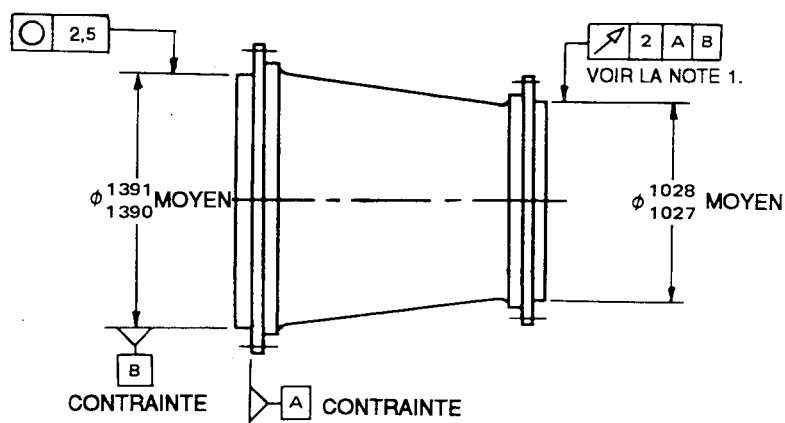
certain cas, on peut exiger que la pièce satisfasse à des exigences de tolérance quand elle est à l'état libre.

13.5.1.2

L'état libre est la condition normale pour laquelle la cotation et le tolérancement sont applicables et la pièce doit être dimensionnellement correcte dans cet état (fig. 13-55).

13.5.1.3

Dans d'autres conditions, il peut être nécessaire de simuler l'interface de la pièce d'assemblage correspondante pour vérifier des tolérances individuelles ou des tolérances d'éléments connexes ou pour imposer des restrictions voulant que les contraintes dans la pièce ne soient pas supérieures à celles qui sont acceptables à l'état assemblé. On atteint ce but en contraignant les éléments appropriés, comme p. ex., les éléments de référence de la figure 13-56. Les forces de contrainte sont celles qui seraient exercées au cours de l'assemblage ou du fonctionnement de la pièce. Le mot CONTRAINTE apparaissant dans une annotation signifie qu'il y a contrainte dans ces limites lorsque la valeur de la contrainte n'est pas spécifiée. Si les cotes et les tolérances sont conformes à l'état libre, il n'est habituellement pas nécessaire de contraindre la pièce à moins que l'effet des forces de contrainte subséquentes sur les éléments en cause ne puisse amener les autres éléments de la pièce à dépasser les limites spécifiées.



NOTE 1. CETTE TOLÉRANCE S'APPLIQUE LORSQUE L'ÉLÉMENT DE RÉFÉRENCE A EST MONTÉ CONTRE UNE SURFACE PLANE AU MOYEN DE BOULONS DE 64 — M6 x 1 SERRÉS À 9 — 15 N·m TOUT EN IMPOSANT À L'ÉLÉMENT DE RÉFÉRENCE B LA LIMITE DIMENSIONNELLE SPÉCIFIÉE.

Fig. 13-56 Spécification des contraintes imposées aux pièces non rigides

13.5.2 Spécification des tolérances géométriques des éléments à contraindre

Lorsque l'orientation, le battement ou les tolérances de position doivent être vérifiées pendant que la pièce est en condition de contrainte, il faut choisir et identifier les éléments (diamètre pilote, bossages, rebords, etc.) à utiliser comme surfaces de référence. Comme ces surfaces peuvent être assujetties à des écarts à l'état libre, il est nécessaire de spécifier l'effort nécessaire pour contraindre chacune d'entre elles. Il faut ensuite déterminer les efforts de contrainte ou de retenue et autres exigences nécessaires pour simuler les conditions d'assemblage prévues. Il faut ensuite indiquer dans le dessin que, si la pièce est soumise à des contraintes dans cet état, le reste de la pièce ou certains de ses éléments doivent satisfaire aux limites des tolérances énoncées (fig. 13-56).

13.5.3 Diamètre moyen

Lorsqu'un contrôle de forme (de circularité, p. ex.) est spécifié à l'état libre pour un élément circulaire ou cylindrique, on ajoute au diamètre visé l'inscription MOYEN (fig. 13-55). Il est nécessaire de spécifier la circularité selon un diamètre moyen d'une pièce non rigide pour assurer que le diamètre réel de l'élément est contraint à la forme désirée au moment de l'assemblage. Un diamètre moyen est la moyenne de plusieurs mesures de diamètre d'un élément circulaire ou cylindrique. Un diamètre moyen s'établit normalement par un nombre suffisant de mesures, au moins quatre habituellement. On peut aussi, lorsque la chose est possible, mesurer le diamètre moyen à l'aide d'un ruban diamétrique. Il faut noter que la tolérance de circularité à l'état libre est plus grande que la tolérance dimensionnelle sur le diamètre moyen (fig. 13-55 et 13-56).

14. Cotation dans les dessins de pièces moulées

14.1 Généralités

14.1.1

Ce chapitre porte principalement sur les dessins de pièces moulées, mais les mêmes principes généraux peuvent aussi s'appliquer aux dessins de pièces forgées et soudées.

14.1.2

Même si les règles normalisées de la cotation et du tolérancement visent aussi bien les pièces moulées que d'autres produits, les pièces moulées constituent un cas plus compliqué en raison de la complexité plus grande des formes et de la présence d'éléments tels que joints de moule, aspérités, rugosités, retraits, dépouilles et gauchissements.

14.1.3

Il est fréquent que les dessins ne représentent que les produits finis après usinage, et que les cotes de moulage, les surépaisseurs pour usinage, etc., soient laissées à la discrétion du modelleur ou du fondeur. Toutefois, dans les cas de fabrication en grande série, il est généralement préférable de faire un dessin de moulage distinct indiquant les références soigneusement choisies, pour que les pièces se placent bien dans les gabarits et appareils d'usinage et que les caractéristiques exigées du produit fini soient obtenues. La cotation exige alors que l'on établisse deux séries de surfaces, de lignes ou de points de références, de façon à disposer de références communes pour le mesurage, l'usinage et l'assemblage. La première série est utilisée pour le moulage et la seconde, pour l'usinage. Pour choisir les références appropriées, il est nécessaire de connaître la technique choisie du moulage, où se trouveront les joints de moule et comment la pièce s'ajustera dans les gabarits et appareils d'usinage. Exception faite des cas très simples, cela exige une coopération étroite entre l'ingénieur concepteur, le dessinateur, le concepteur de l'outil et souvent le modelleur.

14.2 Références de moulage

14.2.1

La première étape de la cotation consiste à choisir une surface de référence primaire pour le moulage, parfois appelée surface de base, et à lui donner le nom de référence A (fig. 14-1). La référence primaire doit respecter les critères suivants de façon aussi étroite que possible :

- il doit s'agir d'une surface, ou de références partielles sur une surface, que l'on peut utiliser d'abord pour le mesurage de la pièce moulée et ensuite pour son montage et sa position dans un gabarit ou un appareil, dans le but d'usiner la référence primaire pour la pièce finie ;
- elle devrait être une surface qui ne sera pas enlevée par usinage, de telle sorte que le contrôle de la matière à enlever ne soit pas perdu et puisse être vérifié à l'inspection finale ;
- elle devrait être parallèle au-dessus du moule ou à la ligne de moule, c.-à-d. à une surface qui ne présente pas de dépouille ou de conicité ;
- elle devrait faire partie intégrante du corps principal de la pièce, pour que les mesures qui seront prises à partir de la référence jusqu'aux surfaces principales de la pièce moulée soient moins affectées par les surfaces de noyautage, lignes de moule, etc. ;
- elle devrait être une surface, ou des zones partielles sur une surface, sur lesquelles la pièce puisse être assujettie sans distorsion pour la première opération d'usinage ;
- elle devrait être une surface qui puisse fournir des points de positionnement aussi espacés que possible, de façon à réduire l'effet de tout défaut de planéité car un montage sur points très rapprochés exagérerait ce défaut.

14.2.2

La deuxième étape consiste à choisir deux autres plans pour servir de références secondaire et tertiaire et situés de préférence à angle droit l'un par rapport à l'autre et par

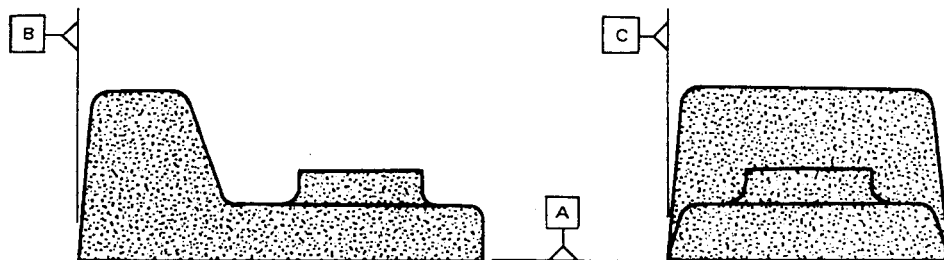


Fig. 14-1 Références de moulage

rapport à la référence primaire. Ils ne coïncideront probablement pas avec les surfaces réelles, à cause de la dépouille ou de l'inclinaison, excepté en un point, généralement adjacent à la référence primaire. Ils sont appelés références B et C respectivement (fig. 14-1).

14.2.3

Dans le cas d'une pièce circulaire, on peut choisir les lignes d'axe des vues d'extrémité comme références secondaire et tertiaire (fig. 14-2). Les lignes d'axe représentent alors, sauf indication contraire, le centre du diamètre extérieur de la pièce.

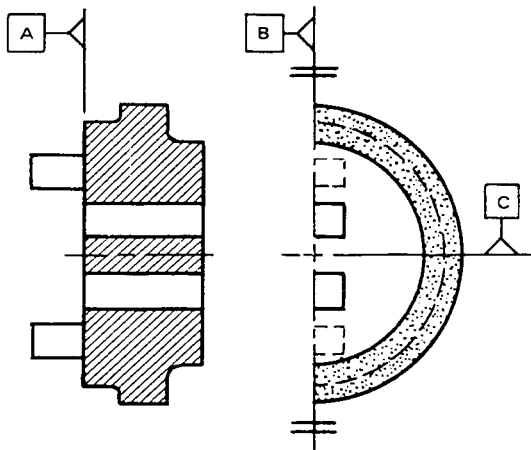


Fig. 14-2 Références pour pièces moulées circulaires

14.3 Références d'usinage

14.3.1

La première étape de la cotation de la pièce finie consiste dans le choix d'une surface de référence primaire pour l'usinage, que l'on appellera référence D. Cette surface, la première de la pièce à être usinée, sert ensuite de référence pour toutes les autres opérations d'usinage. La surface devrait être choisie de façon à respecter les critères suivants :

- il est généralement préférable, quoique non essentiel, qu'elle soit parallèle à la référence primaire de moulage ;
- elle peut consister en une grande surface plane usinée ou en plusieurs petites surfaces situées dans le même plan ou dans des plans parallèles ;
- si la surface de référence primaire de moulage est lisse et n'a pas besoin d'être usinée, comme dans le cas des moulages en coquille, ou si l'on a établi des zones partielles, on peut utiliser la même surface comme référence d'usinage ;

d) si, dans le cas de moulages en sable, la surface de référence primaire de moulage apparaît comme la seule surface appropriée, on recommande d'assurer trois ou quatre bossages que l'on peut usiner pour former la référence d'usinage (fig. 14-3) ;

e) une fois choisis, les bossages ou les surfaces partielles devraient être espacés aussi loin que possible et positionnés à des endroits où la pièce peut facilement être immobilisée sur les gabarits ou appareils, sans distorsion et sans qu'elle ne crée d'interférence avec les autres opérations d'usinage.

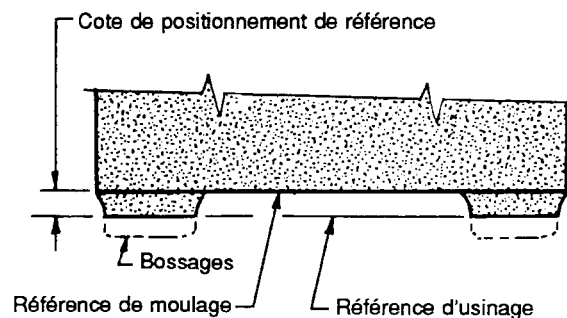


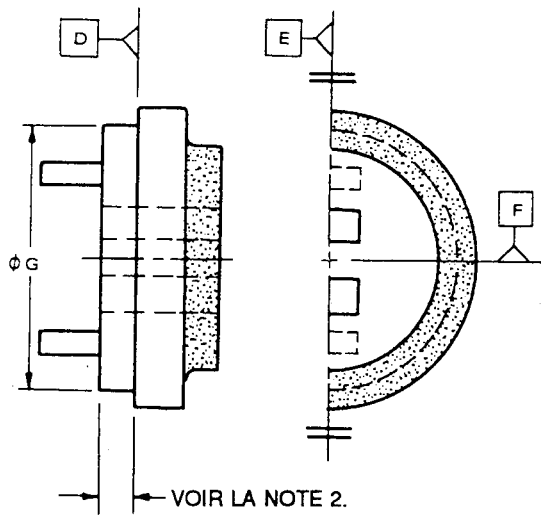
Fig. 14-3 Référence d'usinage primaire

14.3.2

La deuxième étape consiste à choisir deux autres surfaces devant servir de références secondaire et tertiaire. Si ces références ne sont nécessaires que pour des fins de positionnement et de cotation, et non d'immobilisation de la pièce sur un gabarit ou un appareil, on peut choisir des références autres que des surfaces planes usinées. Ces références peuvent être les mêmes références ayant servi au moulage, si le point de repère dans chaque cas est clairement établi et ne disparaît pas lors de l'usinage. Dans le cas de pièces circulaires, un trou percé au centre, ou un diamètre façonné au tour autre que le diamètre extérieur, peut fournir des lignes d'axe appropriées pour ces références (fig. 14-4). Dans tous les cas de ce genre, le dessin doit indiquer clairement quelle surface ou quel diamètre est utilisé pour l'établissement de la référence. En l'absence de ces précisions, les lignes d'axe sont inutiles.

14.3.3

La troisième étape a pour but l'établissement de la cote de positionnement de la référence, c.-à-d. la cote donnant la distance entre la référence de moulage et la référence d'usinage correspondante. Il ne doit y avoir qu'une cote à partir d'une même surface de référence de moulage.



NOTES :

1. LES RÉFÉRENCES E ET G SONT LES AXES DU DIAMÈTRE G.
2. COMMENCER L'USINAGE AVEC LA RÉFÉRENCE D À LA COTE INDICUÉE.

Fig. 14-4 Références d'usinage des pièces circulaires

14.4 Cotes

14.4.1

Une fois établies les références et les cotes de positionnement des références du dessin d'usinage de la pièce moulée, on peut procéder à la cotation directe à partir des références jusqu'aux surfaces principales. Toutefois, lorsqu'il est nécessaire de préserver une relation particulière entre deux surfaces ou éléments ou plus, on préfère généralement procéder par cotation de point à point. Cela comprend généralement des caractéristiques comme l'épaisseur des nervures, la hauteur des bossages, les bourrelets, les surélévations, la profondeur des rainures, la plupart des diamètres et des rayons et entraxes. On doit, chaque fois que la chose est possible, coter par rapport à des surfaces ou à des intersections de surfaces plutôt que par rapport à des centres de rayons ou à des lignes d'axe.

14.4.2

Dans le dessin d'une pièce usinée, on ne devrait pas répéter les cotes, sauf à titre de cotes auxiliaires.

14.4.3

Dans le dessin combiné d'une pièce moulée et usinée, il est nécessaire de montrer les deux séries de références et les deux séries de cotes. Mais, comme on ne procède ainsi que pour des pièces simples, il n'y aura que peu de surfaces usinées et très souvent les mêmes références pourront servir aux deux fins.

14.5 Dépouille

14.5.1

Toutes les méthodes de moulage exigent une dépouille ou une inclinaison sur toutes les surfaces perpendiculaires au joint de moule pour faciliter l'enlèvement du moule et l'éjection de la pièce. La dépouille admissible doit être indiquée dans le dessin en degrés d'inclinaison pour chaque surface ou en millimètres de pente par millimètre de longueur.

14.5.2

De façon générale, on peut prendre comme angle de dépouille, pour le moulage en sable, aussi bien qu'en coquille, un angle de 1° pour les surfaces extérieures et de 2° , pour les surfaces intérieures (fig. 14-5). Un moule permanent exige généralement des angles plus grands, p. ex., 2° pour les surfaces extérieures et 5° pour les surfaces intérieures. Une plus grande dépouille accélère la production et donne des surfaces plus lisses ; on devrait y recourir pour les formes compliquées, lorsque cela est possible. On s'en tient à de petites dépouilles lorsque cela est nécessaire, surtout si, en raison de la forme de la pièce, le retrait fait sortir la pièce du moule ou de la matrice. Les angles peuvent habituellement être plus petits dans le cas des modèles usinés en métal qu'avec les modèles en bois. Une dépouille minimale de 0,1 sur 10 mm ($0,57^\circ$) pour les surfaces extérieures et de 0,2 sur 10 mm ($1,15^\circ$) pour les surfaces intérieures est suggérée lorsque ce degré de précision est nécessaire.

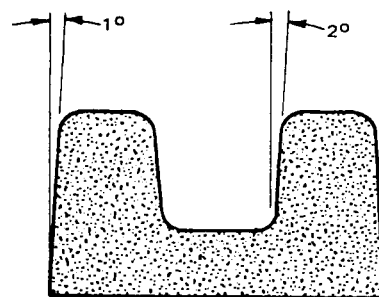


Fig. 14-5 Angles de dépouille pour moulage en sable et en coquille

14.5.3

Le dessin doit toujours indiquer clairement si on doit ajouter la dépouille aux cotes de moulage ou l'en soustraire. Dans la majorité des cas, les cotes de moulage s'appliquent à l'état au maximum de matière qui est invariablement adjacent au joint de moule. Par conséquent, la dépouille permet la réduction des cotes extérieures et l'accroissement des cotes intérieures. S'il est essentiel que la dépouille soit incluse dans la tolérance, on doit

spécifier une tolérance suffisamment large et indiquer dans une note qu'elle inclut la dépouille.

14.6 Forages pour filetage

Il n'est pas toujours possible de maintenir un trou foré dans les limites du diamètre mineur de filetage à cause de la conicité du trou. Si toutefois il est prévu que l'organe de fixation fileté s'engage dans le fond du trou, il suffit de ne spécifier les limites exigées que pour la longueur nécessaire au maintien de la résistance mécanique de la vis.

14.7 Congés et arrondis

14.7.1

Les coins des pièces moulées doivent de préférence être dotés de congés et d'arrondis de grand rayon, que l'on doit indiquer dans le dessin. La meilleure façon de procéder consiste à choisir un rayon commun convenant à la majorité des cas, à inclure dans le dessin une note à cet effet, et à ne donner d'indications particulières que dans les cas où le rayon est différent.

14.7.2

L'usinage fera éventuellement disparaître plusieurs de ces congés et arrondis. On doit bien préciser dans le dessin s'ils doivent demeurer ou si des angles vifs sont acceptables.

14.8 Surépaisseurs pour usinage

14.8.1

Lorsque des dessins distincts sont fournis pour le moulage et pour l'état fini, on doit inclure dans les cotes de moulage des surépaisseurs appropriées pour l'usinage. À cette fin, on devrait ajouter dans le dessin de moulage une note similaire à la suivante :

LES COTES COMPRENNENT UNE SURÉPAISSEUR POUR USINAGE.

14.8.2

Des valeurs suggérées pour chaque surface usinée d'un petit moulage (moins de 250 mm dans la plus grande dimension) sont indiquées au tableau 14-1).

Tableau 14-1
Surépaisseurs d'usinage des pièces
moulées mesurant moins de 250 mm
dans la grande dimension

Type de moulage	Surépaisseur, mm
Moulages en sable	1,5
Moulages en moule permanent	0,8
Moulages en coquille et moulages en cire perdue (de précision)	0,3

14.8.3

On devrait augmenter ces surépaisseurs dans le cas de cotes qui traversent le joint de moule. Dans le cas de pièces de grandes dimensions, où le retrait et la distorsion peuvent empêcher un surfaçage complet, on peut augmenter la surépaisseur, de la valeur indiquée au tableau, pour chaque tranche additionnelle de 300 à 400 mm de la cote en cause.

15. Cotation en conception et en fabrication assistées par ordinateur

15.1 Généralités

15.1.1

Les systèmes de conception assistée par ordinateur (CAO) et de fabrication assistée par ordinateur (FAO) peuvent être utilisés pour décrire une pièce sous forme de modèle géométrique, pour introduire interactivement des données de fabrication et pour restituer cette information à une machine-outil pour l'exécution de la pièce finie. Bien que ces systèmes fassent appel eux aussi à des cotes et à des tolérances pour la définition des pièces, la cotation est exécutée dans beaucoup de cas au moyen d'algorithmes qui imitent le processus traditionnel de cotation.

15.1.2

En raison de l'évolution rapide des techniques, il est important que les concepteurs comprennent dans quels cas on peut utiliser certaines pratiques pour l'expression efficace des dimensions.

15.1.3

Dans le but de contribuer à cette familiarisation, le chapitre 15, après avoir fait un rappel du système des coordonnées, présente quelques lignes directrices applicables autant à la CAO-FAO (base de données) qu'au mode manuel (dessin traditionnel). Cette information permettra aux concepteurs de mettre au point des pratiques de cotation et de tolérancement communes à ces deux modes.

15.2 Systèmes de coordonnées

15.2.1

Le système de coordonnées utilisé pour le modèle géométrique créé par la CAO est le même que celui du dessin traditionnel. C'est le système normalisé de coordonnées rectangulaires ou cartésiennes, dans lequel un point est localisé par sa distance par rapport à deux ou à trois plans mutuellement perpendiculaires. Des coordonnées bidimensionnelles (dans les directions X et Y) situent un point dans un plan, alors que des coordonnées tridimensionnelles (dans les directions X, Y et Z) le situent dans l'espace.

15.2.2

Une fois que l'on a défini un modèle géométrique, ce dernier constitue la base de la programmation interactive des commandes à la machine-outil pour exécuter le mouvement relatif nécessaire entre l'outil de coupe et

l'objet. Aux fins de la FAO, les coordonnées dimensionnelles deviennent des positions de points par rapport aux axes étant donné que des mouvements linéaires et rotatifs sont en cause.

15.3 Plans de référence

Aux fins de la CAO, trois plans mutuellement perpendiculaires sont établis, à partir desquels un modèle géométrique de la pièce peut être construit. Ces plans coïncident normalement avec le contour extérieur de pièces dont les surfaces sont mutuellement perpendiculaires. Lorsque la pièce est cylindrique, deux de ces plans se coupent selon l'axe du cylindre et le troisième lui est perpendiculaire. Vus de dessus (fig. 15-1), ces plans sont orientés de la façon suivante :

- le premier, le plan X-Y, se trouve dans le plan de projection. C'est le plan à partir duquel sont données les distances dans la direction Z ;
- le deuxième, le plan X-Z, est le plan dans lequel les distances sont données dans la direction Y ;
- le troisième, le plan Y-Z, est le plan dans lequel les distances sont données dans la direction X.

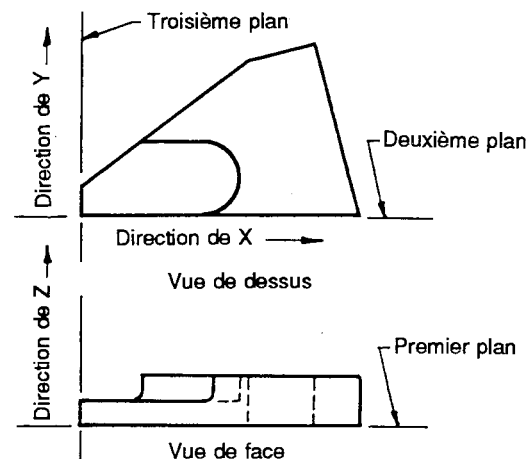


Fig. 15-1 Plans de référence

15.4 Axes de référence

Aux fins de la FAO, trois axes mutuellement perpendiculaires sont établis, selon lesquels des mouvements linéaires ou rotatifs sont produits dans la machine-outil qui façonne la pièce. Ces axes sont généralement désignés comme les axes principaux des systèmes de coordonnées de l'équipement. On peut aussi créer des axes additionnels (secondaires), selon les possibilités de la machine et la configuration de la pièce. Vus de dessus (fig. 15-2), ces axes principaux sont orientés de la façon suivante :

- a) le premier, l'axe des X du mouvement, est horizontal dans le plan de projection ;
- b) le deuxième, l'axe des Y, est vertical dans le plan de projection et perpendiculaire à l'axe des X ;
- c) le troisième, l'axe des Z, est perpendiculaire au plan de projection et perpendiculaire aux axes des X et des Y.

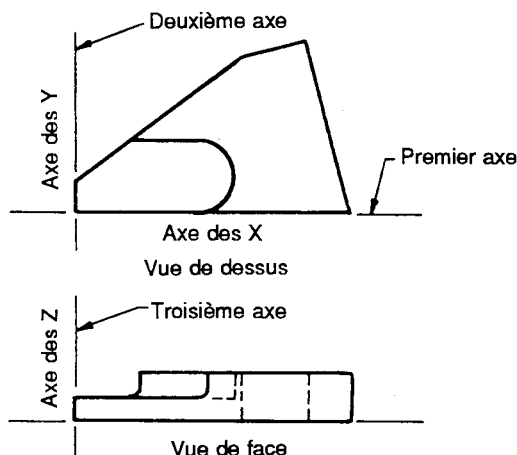


Fig. 15-2 Axes de référence

15.5 Quadrants

15.5.1

L'intersection de l'axe des X et de l'axe des Y forme les quadrants décrits à la figure 15-3. Normalement, ces axes sont en ligne ou coïncident avec les surfaces ou les éléments appropriés de la pièce.

15.5.2

Lorsque l'on fait la programmation des commandes pour la machine-outil, on devrait s'efforcer de placer la pièce dans un quadrant de manière à ce qu'il y ait un maximum de valeurs positives. Si, par exemple, la pièce est entièrement dans le premier quadrant, toutes les valeurs sont positives. Si on la place dans deux quadrants ou plus, on obtient des valeurs positives et négatives, et les risques d'erreur sont plus grands. Ces considérations s'appliquent aussi aux quadrants formés par l'intersection des axes des X et des Z d'une part et des Y et des Z d'autre part.

15.6 Cotation et tolérancement

Les lignes directrices recommandées pour la cotation et le tolérancement en CAO-FAO sont les suivantes :

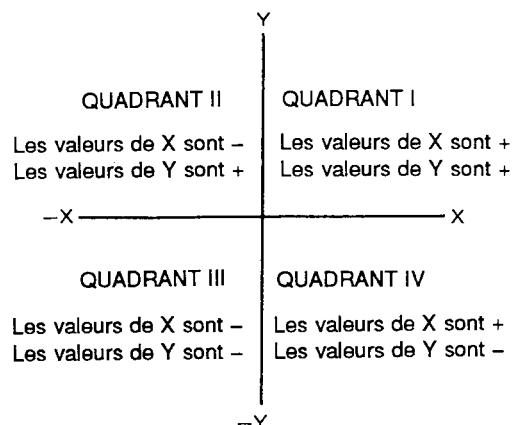


Fig. 15-3 Quadrants

a) on utilise les éléments principaux de la pièce pour établir le système de coordonnées et procéder à la définition initiale de la pièce. Ces éléments pourront servir par la suite d'éléments de référence, mais peuvent ne pas être nécessairement identifiés comme tels ;

b) le choix des éléments de référence est fondé principalement sur les exigences fonctionnelles de la pièce ;

c) on peut créer, pour la définition finale de la pièce, un nombre indéterminé de sous-systèmes de coordonnées servant à positionner et à orienter les éléments d'une pièce. Ces systèmes doivent être géométriquement situés par rapport au système de coordonnées principal ;

d) on doit définir les éléments de la pièce par rapport aux trois plans de référence mutuellement perpendiculaires, en situant si possible ces plans selon les éléments de la pièce qui sont parallèles aux axes et aux mouvements du matériel de FAO ;

e) on doit coter la pièce de manière à ce que sa forme géométrique soit complètement définie et mathématiquement précise ;

f) les profils géométriques réguliers tels que les ellipses, les paraboles et les hyperboles peuvent être définis dans le dessin par leur formule mathématique. Le matériel de FAO peut être programmé pour produire ces profils par interpolation linéaire, c.-à-d. par une série de courtes lignes droites dont les extrémités sont suffisamment rapprochées pour que le profil désiré soit représenté dans les limites de la tolérance de profil exigée ;

g) une surface dont le profil est défini dans le dessin par une formule mathématique ne doit pas normalement être cotée, sauf si des cotes particulières apparaissent nécessaires pour fins d'inspection ou qu'on les identifie comme information de référence ;

h) dans le cas des profils arbitraires, on devrait normalement spécifier dans le dessin, les coordonnées de quelques points bien choisis, soit sous forme de cotes, ou au moyen d'un tableau. Pour déterminer la quantité de points nécessaires à la définition de la forme, on doit se rappeler que plus la tolérance est serrée ou le rayon de courbure petit, plus les points devraient être rapprochés. On ne doit pas utiliser d'expressions telles que « lisser » ou « courbe lisse » ;

i) on peut aussi définir les profils par d'autres systèmes de coordonnées, tels que les systèmes de coordonnées polaires, sphériques ou cylindriques, lorsque cela peut être utile. Il est toutefois préférable de n'utiliser qu'un seul système dans un même dessin ;

j) tout changement dans le profil (points d'inflexion ou de tangence) devrait être clairement défini, compte tenu de son importance relative dans la configuration de la pièce. Une continuité précise du profil est nécessaire pour la CAO ;

k) un groupe circulaire de trous peut être défini par des coordonnées polaires. La position et l'orientation du groupe doit être clairement indiquée ;

l) autant que possible, on exprime les cotes angulaires en degrés et en décimales de degrés ;

m) on doit éviter de coter par valeurs limites, sauf si elles sont normalisées, p. ex. les limites et les ajustements ;

n) le tolérancement bilatéral, avec valeurs positive et négative égales, est préférable, comme dans le tolérancement de position des éléments dimensionnels ;

o) on indique des tolérances géométriques dans tous les cas où le contrôle de caractéristiques géométriques particulières des éléments d'une pièce est nécessaire. Le cas échéant, l'identification d'éléments de référence dans le dessin et leur énumération dans l'ordre de préférence indiquera clairement leur fonction en FAO ;

p) on doit éviter les tolérances de profil appliquées unilatéralement ; on recommande plutôt d'appliquer des tolérances égales de part et d'autre du profil théorique ;

q) il est préférable d'indiquer les tolérances en fonction des exigences réelles du dessin plutôt qu'en fonction des capacités de la machine de FAO.

15.7 Incorporation des changements de cotes

En dessin technique général, les petits changements de cotes exigent rarement une modification du dessin. Ou bien le dessin demeure suffisamment exact, ou bien on soulignera les nouvelles cotes, pour indiquer qu'elles ne sont pas à l'échelle. En CAO, tout changement de cote, quelle qu'en soit la grandeur, doit être indiqué dans la base de données et exige une réitération graphique, pour assurer l'exactitude mathématique des valeurs modifiées et maintenir la fidélité de la base de données CAO-FAO.

16. Formules pour le tolérancement positionnel

16.1 Généralités

Ce chapitre a pour objet la présentation des formules servant à établir les tolérances de position ou les dimensions de pièces correspondantes nécessaires au bon assemblage des pièces. Les formules sont valables pour tous les types d'éléments ou de groupes d'éléments et donnent un ajustement « sans serrage ni jeu » lorsque les éléments sont à l'état au maximum de matière et sont localisés à l'extrême de leur tolérance de position.

16.2 Symboles

16.2.1

Les trois symboles suivants figurent dans les formules données dans ce chapitre :

- F le diamètre maximal de l'organe de fixation (limite à l'état au maximum de matière) ;
- H le diamètre minimal du trou avec jeu (limite à l'état au maximum de matière) ;
- T le diamètre de la tolérance de position (fig. 16-1).

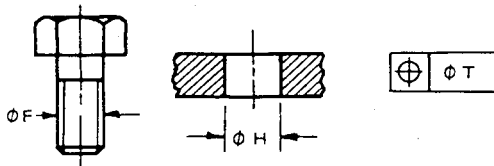


Fig. 16-1 Symboles utilisés dans les formules

16.2.2

On utilise des indices lorsque plus d'un élément dimensionnel ou plus d'une tolérance est en cause (fig. 16-4).

16.3 Cas de l'assemblage flottant

16.3.1

Un assemblage de deux pièces ou plus au moyen d'attaches telles que des boulons et des écrous et dont les pièces sont dotées de trous de boulon avec jeu est appelé assemblage flottant (fig. 16-2). Lorsque les attaches sont de même diamètre et que l'on désire utiliser les mêmes trous avec jeu et les mêmes tolérances de position pour les pièces à assembler, la formule suivante s'applique :

$$T = H - F$$

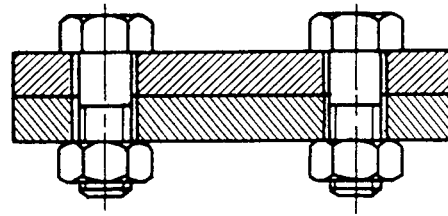


Fig. 16-2 Assemblages flottants

16.3.2

Si, dans la figure 16-2, les attaches ont un diamètre maximal de 3,5 mm et que les trous avec jeu ont un diamètre minimal de 3,94 mm, la tolérance de position exigée est égale à :

$$T = 3,94 - 3,5 \\ = 0,44 \text{ mm de diamètre pour chaque pièce.}$$

On peut accoupler n'importe quel nombre de pièces ayant des trous de diamètres différents affectés de tolérances de position différentes à condition que la formule $T = H - F$ soit appliquée à chaque pièce individuellement.

16.4 Cas de l'assemblage fixe

16.4.1

Un assemblage dont une des pièces constitutives est dotée d'attaches fixes telles que des vis ou des goujons engagés dans des trous taraudés, est appelé assemblage fixe (fig. 16-3). Lorsque les attaches sont de même diamètre et que l'on désire utiliser les mêmes tolérances de position dans les pièces à assembler, la formule suivante s'applique, sous réserve des exigences de l'article 16.6 :

$$T = \frac{H - F}{2}$$

À noter que la tolérance de position admissible est égale à la moitié de celle de l'assemblage flottant.

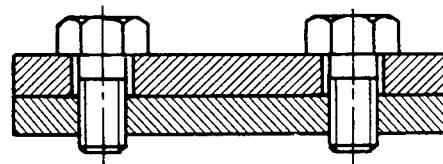


Fig. 16-3 Assemblages fixes

16.4.2

Si les attaches de la figure 16-3 ont un diamètre maximal de 3,5 mm et que les trous avec jeu ont un diamètre minimal de 3,94 mm, la tolérance de position requise est égale à :

$$T = \frac{3,94 - 3,5}{2}$$

= 0,22 mm de diamètre pour chaque pièce.

16.4.3

Lorsqu'on souhaite que la tolérance de position de la pièce dotée de trous taraudés soit plus grande que celle de la pièce dotée de trous avec jeu, on peut subdiviser T en T_1 et T_2 de n'importe quelle façon appropriée, telle que :

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Dans l'exemple de l'article 16.4.2, T_1 pourrait être de 0,18 mm plutôt que 0,22 mm, et T_2 serait alors égale à 0,26 mm.

16.4.4

La formule générale pour le cas de l'assemblage fixe où deux pièces correspondantes ont des tolérances de position différentes est :

$$T_1 + T_2 = H - F$$

16.5 Éléments coaxiaux

16.5.1

La formule donnée pour le cas de l'assemblage flottant (article 16.3) s'applique aussi à des pièces à assembler ayant deux éléments coaxiaux dont l'un sert de référence à l'autre (fig. 16-4). Si l'on souhaite subdiviser la tolérance de façon inégale entre les pièces, la formule suivante est utile :

$$(T_1 + T_2) = (H_1 + H_2) - (F_1 + F_2)$$

Cette formule ne vaut que pour des pièces simples à deux éléments (voir la figure).

16.5.2

Si l'on applique la formule de l'article 16.5.1 à l'exemple de la figure 16-4, on obtient le résultat suivant :

$$\begin{aligned} T_1 + T_2 &= (H_1 + H_2) - (F_1 + F_2) \\ &= (20 + 10) \text{ mm} - (19,935 + 9,965) \text{ mm} \\ &= 0,1 \text{ mm de tolérance totale disponible.} \end{aligned}$$

Si T_1 est de 0,06 mm, T_2 vaut 0,04 mm.

16.6 Erreurs de perpendicularité

Les formules ne fournissent pas de jeu suffisant dans le cas de l'assemblage fixe dont les trous filetés ou les trous destinés à des pièces à ajustement serré, comme des goujons, présentent un écart de perpendicularité ; dans ce cas, il y a lieu d'effectuer le tolérancement positionnel par la méthode de la zone de tolérance projetée (voir l'article 12.6).

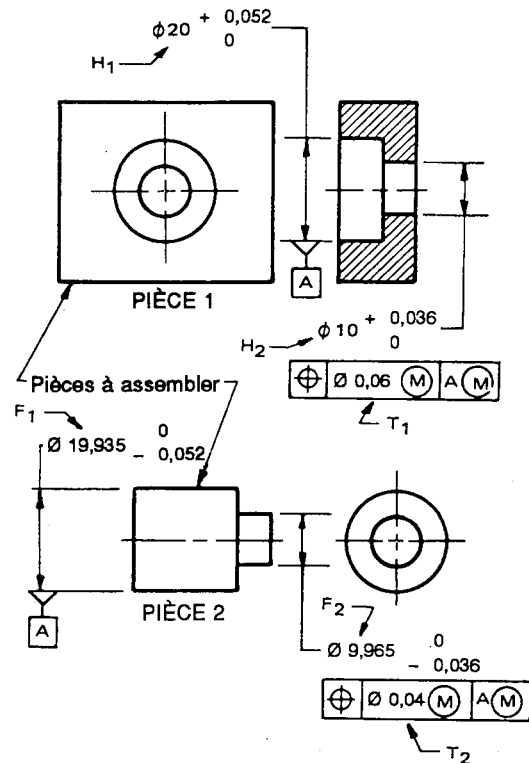


Fig. 16-4 Éléments coaxiaux

17. Forme, proportions et comparaison des symboles

17.1 Généralités

17.1.1

Ce chapitre a pour objet la forme et les proportions recommandées des symboles de la cotation et du tolérancement. Ces informations devraient aider les fabricants de gabarits de traçage à réaliser des accessoires permettant aux dessinateurs d'atteindre l'uniformité. Bien que la plupart des dessinateurs utilisent les gabarits vendus dans le commerce, ce chapitre aidera certainement les autres à atteindre des résultats uniformes sans l'aide de ces accessoires. Il pourra également contribuer à la mise au point de logiciels permettant la production de ces symboles en dessin assisté par ordinateur.

17.1.2

Les recommandations pour l'utilisation des symboles dans les dessins sont les suivantes :

- a) pour les dessins de petit format (A4 et A3), on recommande une hauteur de cadre de 6 mm et une hauteur de caractère de 3 mm (min. 2,5 mm) ;
- b) pour les dessins de format A1 et plus, on recommande une hauteur de caractère de 4 mm (min. 3 mm) ;
- c) pour les dessins de très grand format, certains préfèrent une hauteur de cadre de 10 mm et des caractères proportionnellement plus grands.

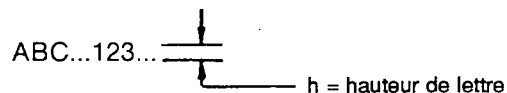
17.2 Forme et proportions

17.2.1

La figure 17-1 présente la forme et les proportions préférables des symboles servant à exprimer les tolérances géométriques. Ces symboles sont groupés de façon à mettre en évidence leurs similitudes. Les dimensions indiquées représentent les proportions relatives à une hauteur de cadre de 100 %.

17.2.2

La figure 17-2 présente la forme et les proportions préférables des symboles servant à exprimer les tolérances géométriques. Les proportions des symboles sont données sous la forme d'un facteur de h , où h est la hauteur de lettre recommandée pour l'inscription des cotes, des tolérances et des annotations. Voici un exemple :



Des largeurs de ligne et des hauteurs de lettres sont données dans la norme CSA B78.1.

17.3 Comparaison

La figure 17-3 établit une comparaison entre les symboles utilisés dans la présente norme et ceux que l'on trouve dans les normes internationales ISO 1101, 129 et 3040 ainsi que dans les normes ANSI.

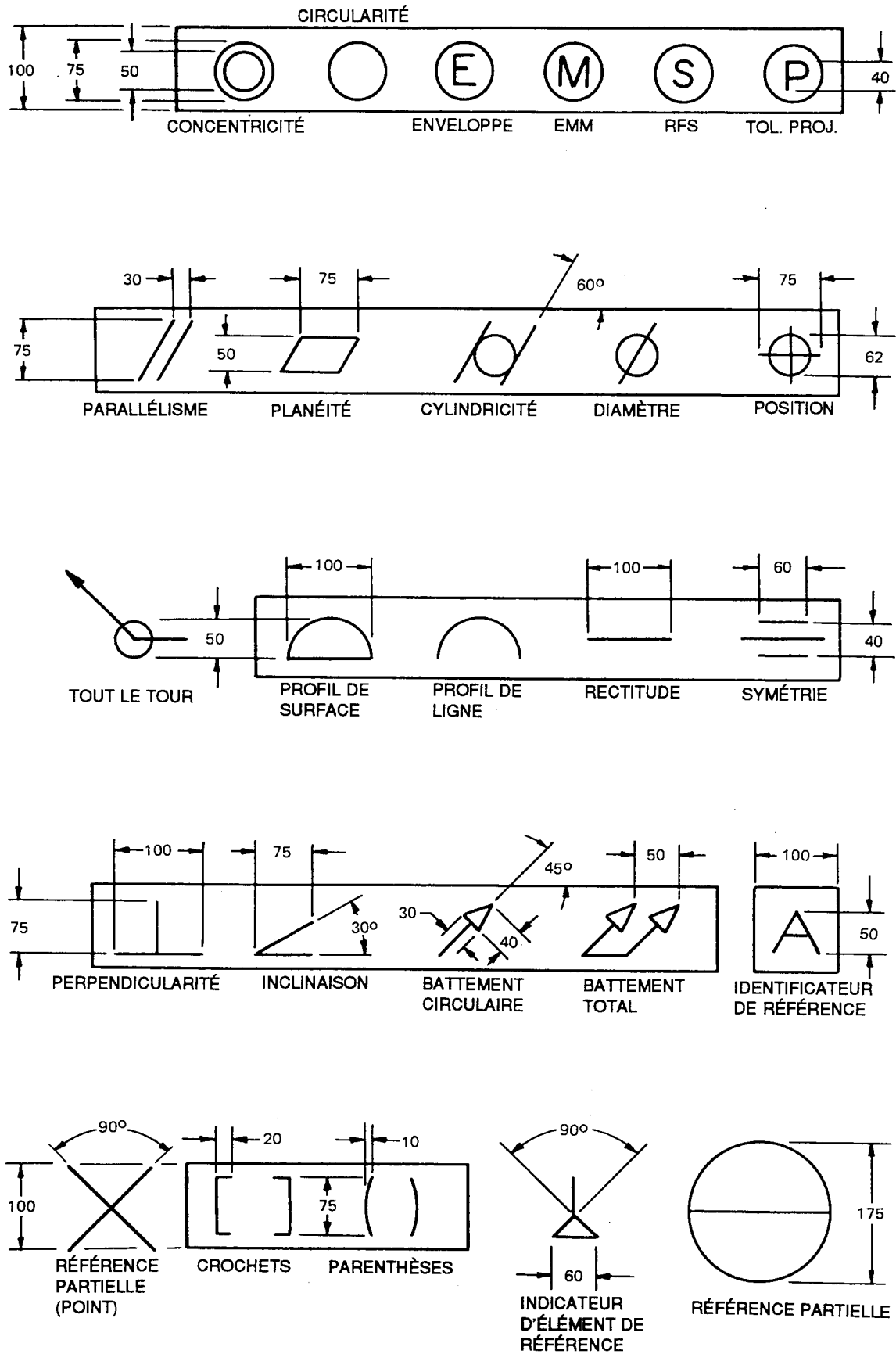


Fig. 17-1 Forme et proportions des symboles de tolérancement géométrique (hauteur de lettre = 100 %)

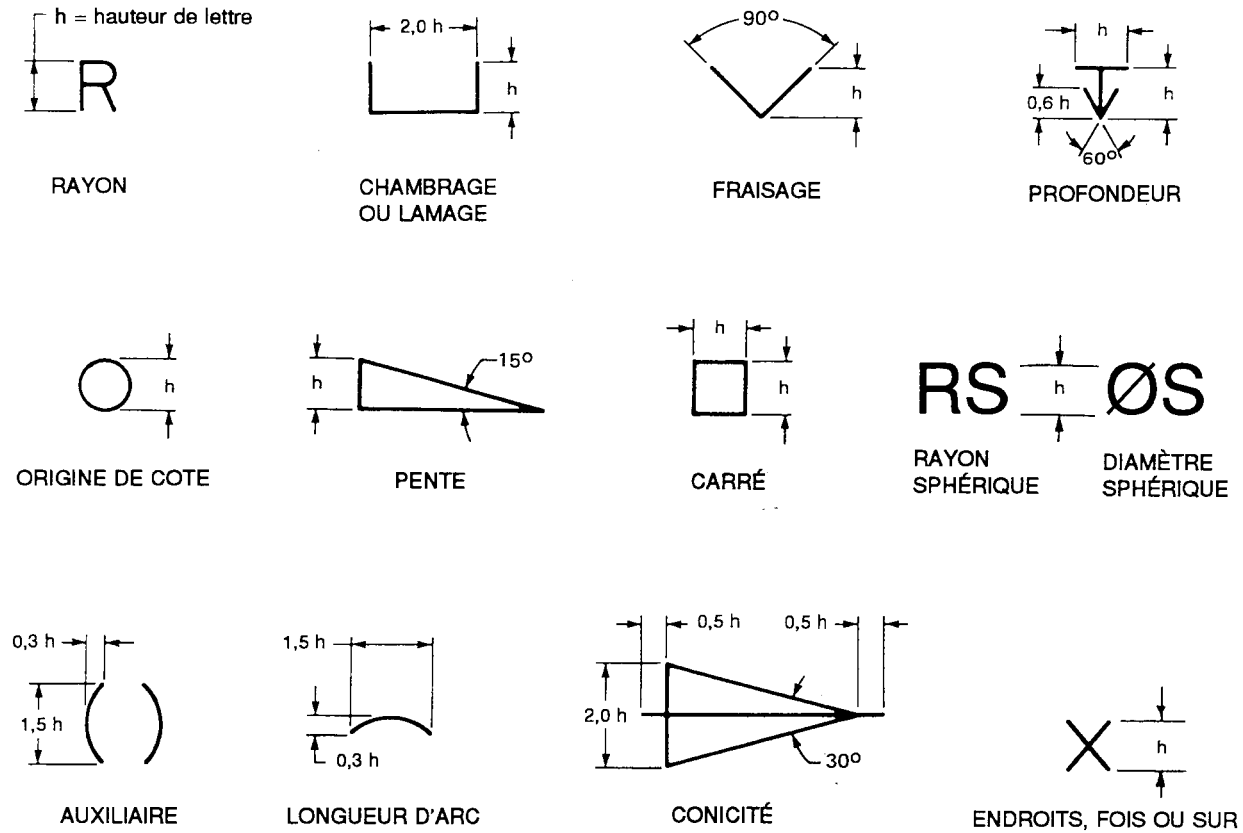


Fig. 17-2 Forme et proportions des symboles de cotation (hauteur de lettre = 100 %)

SYMBOLES	CSA B78.2	ANSI Y14.5	ISO
RECTITUDE	—	—	—
PLANÉITÉ			
CIRCULARITÉ			
CYLINDRICITÉ			
PROFIL DE LIGNE			
PROFIL DE SURFACE			
CONTOUR OU PROFIL			AUCUN
INCLINAISON			
PERPENDICULARITÉ			
PARALLÉLISME			
POSITION			
CONCENTRICITÉ OU COAXIALITÉ			
SYMÉTRIE		AUCUN	
BATTEMENT CIRCULAIRE			
BATTEMENT TOTAL			
ÉTAT AU MAXIMUM DE MATIÈRE			
PRINCIPE DE L'ENVELOPPE		AUCUN	
ÉTAT AU MINIMUM DE MATIÈRE	AUCUN		AUCUN
SANS ÉGARD AUX DIMENSIONS DE L'ÉLÉMENT (RFS)	AUCUN		AUCUN
ZONE DE TOLÉRANCE PROJETÉE			
DIAMÈTRE			
COTE DE BASE			
COTE AUXILIAIRE			
ÉLÉMENT DE RÉFÉRENCE			
RÉFÉRENCE PARTIELLE			
RÉFÉRENCE PARTIELLE (POINT)			
ORIGINE DE COTE			
CADRE DE TOLÉRANCE			
CONICITÉ			
PENTE			
CHAMBRAGE OU LAMAGE			AUCUN
FRAISAGE (EN SURFACE OU EN DÉPRESSION)			AUCUN
PROFONDEUR			AUCUN
CARRÉ (FORME)			
COTE NON À L'ÉCHELLE			
NOMBRE DE FOIS OU D'ENDROITS			
LONGUEUR D'ARC			
RAYON			
RAYON SPHÉRIQUE			
DIAMÈTRE SPHÉRIQUE			

* Peut être noirci.

Fig. 17-3 Comparaison entre symboles

Appendice A

Renseignements en vue de l'obtention des publications mentionnées dans cette norme

Note. Cet appendice ne constitue pas une partie obligatoire de la norme.

A1.

On peut se procurer aux endroits ci-dessous les publications mentionnées dans cette norme :

a) **Normes CGSB**

Office des normes générales du Canada
Groupe Communication Canada
Approvisionnement et Services Canada
Ottawa (Ontario)
K1A 0S9
ou chez un libraire agréé par le gouvernement

b) **Normes ANSI et ISO**

Conseil canadien des normes
350, rue Sparks, bureau 1200
Ottawa (Ontario)
K1P 6N7

Appendice B

Bibliographie des normes internationales

Note. Cet appendice ne constitue pas une partie obligatoire de la norme.

B1.

En plus de celles qui sont mentionnées dans cette norme au chapitre « Ouvrages de référence », le contenu des normes ISO* suivantes a été incorporé, en tout ou en partie, selon les pratiques de l'industrie canadienne :

129:1985,

Dessins techniques — Cotation — Principes généraux, définitions, méthodes d'exécution et indications spéciales ;

406:1982,

Dessins techniques — Tolérancement linéaire et angulaire — Indications sur les dessins ;

1101:1983,

Dessins techniques — Tolérancement géométrique — Tolérancement de forme, orientation, position et battement — Généralités, définitions, symboles, indications sur les dessins ;

1101/II:1974,

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

1660:1982,

Dessins techniques — Cotation et tolérancement des profils ;

3040:1974,

Dessins techniques — Cotation et tolérancement des éléments coniques ;

5459:1981,

Dessins techniques — Tolérancement géométrique — Références spécifiées et systèmes de références spécifiées pour tolérances géométriques ;

7083:1983,



Dessins techniques — Symboles pour tolérancement géométrique — Proportions et dimensions.

* Organisation internationale de normalisation.

Appendice C

Comparaison des pratiques en dessin dans différentes normes

Note. Cet appendice ne constitue pas une partie obligatoire de la norme. Pour d'autres pratiques, voir la figure 17-3.

CAN/CSA-B78.2-86 Élément	Référence	ANSI Y14.5M-1982 Élément	Référence	ISO Élément	Référence
Les notes et annotations dans les dessins sont en majuscules.	article 1.4	Comme dans la norme CAN/CSA-B78.2-86		On utilise les majuscules et les minuscules dans les dessins.	ISO 5458
La norme définit et utilise les termes axe, ligne d'axe, plan de centre et plan médian.	chapitre 3	La norme ne donne pas de définitions, mais utilise axe au sens d'axe et de ligne d'axe, et plan de centre au sens de plan de centre et de plan médian.		N'utilise que les termes axe et plan médian.	ISO 5458
Le symbole rectangulaire pour une dimension de base ne s'applique qu'à la valeur numérique et n'englobe pas les symboles géométriques et abréviations connexes.	article 5.1 fig. 12-31 fig. 12-34	Le symbole de dimension de base renferme la valeur numérique et les symboles géométriques et abréviations connexes.	article 3.3.4 fig. 152 fig. 184	Comme ANSI Y14.5	ISO 1660
Les unités angulaires sont exprimées en degrés et en décimales de degrés.	article 6.3.4	Les unités angulaires sont exprimées en degrés et en décimales de degrés ou en degrés, minutes et secondes.	article 1.5.4	Comme ANSI Y14.5	ISO 406
Cotation en coordonnées	article 8.7	Les tableaux présentent des différences de disposition mineures.	fig. 49	Même commentaire que dans ANSI Y14.5	ISO 129
Élément de référence					
1. Indicateur 	article 9.4.1	Cadre 	fig. 69	Comme dans la norme CAN/CSA-B78.2-86	ISO 5459
2. L'axe de référence ou le plan médian peut être indiqué directement.		Non indiqué		Non indiqué	
Le principe de l'indépendance énonce simplement que toutes les tolérances géométriques s'appliquent sans égard aux dimensions de l'élément et indépendamment les unes des autres, sauf indication contraire.	article 11.1	Lorsqu'il n'est demandé qu'une tolérance dimensionnelle, ces limites contrôlent aussi la forme. Toutes les tolérances de précision exigent que l'on précise RFS, MMC ou LMS.	article 2.7.1 règle n° 1 article 2.8 a) règle n° 2	Comme dans la norme CAN/CSA-B78.2-86	ISO 1101/1

(à suivre)

(Suite)

CAN/CSA-B78.2-86 Élément	Référence	ANSI Y14.5M-1982 Élément	ISO Élément	Référence
		Toutes les autres tolérances géométriques s'appliquent sans égard aux dimensions de l'élément, sauf indication contraire.		article 2.8 b) règle n° 3
Dans certaines circonstances, la rectitude, le parallélisme, la perpendicularité et la position d'une ligne ou d'un plan de centre par une ligne de repère reliée au cadre de tolérance.	article 11.6.2	Cette méthode n'est pas décrite.	Comme dans la norme CAN/CSA-B78.2-86	ISO 1101
Contrôle de position et tolérancement par coordonnées rectangulaires et polaires.	article 12.9	Comme dans la norme CAN/CSA-B78.2-86	Une flèche indique la direction de la zone de tolérance.	ISO 5458
Symétrie et symbole de symétrie	article 12.2	Tolérancement positionnel utilisé lorsqu'il y a symétrie.	Comme dans la norme CAN/CSA-B78.2-86	ISO 1101/1
Des zones de tolérance bilatérale et unilatérale sont utilisées dans le tolérancement de profil.	article 13.3.2	Comme dans la norme CAN/CSA-B78.2-86	On n'utilise que la zone de tolérance bilatérale.	ISO 1660
Variation à l'état libre.				
Les tolérances, lorsqu'appliquables à l'état contraint, doivent être identifiées en conséquence et les contraintes spécifiées.	article 13.5	Il faut préciser si les restrictions s'appliquent soit à l'état libre, soit à l'état contraint.	Sujet non traité	article 6.8

Proposition de modification

N'hésitez pas à nous faire part de vos suggestions et de vos commentaires. Prière d'utiliser le formulaire qui suit pour formuler les propositions de modification aux normes CSA et autres publications CSA. Il est recommandé d'inclure

- le numéro de la norme/publication
- le numéro de l'article, du tableau ou de la figure visé
- la formulation proposée
- la raison de cette modification.

Proposal for change

CSA welcomes your suggestions and comments. Please use the following form to submit your proposals for changes to CSA Standards and other CSA publications. Be sure to include the

- Standard/publication number
- relevant Clause, Table, and/or Figure number(s)
- wording of the proposed change
- rationale for the change.

Nom/Name: _____

Affiliation: _____

Adresse/Address: _____

Ville/City: _____

État/Province/State: _____

Pays/Country: _____ **Code postal/Postal/Zip code:** _____

Téléphone/Telephone: _____ **Télécopieur/Fax:** _____

Date: _____

Proposition de modification/Proposed change:

(Si l'espace est insuffisant, utiliser le verso et des feuilles volantes/Use reverse and additional pages as required.)