



**TECHNIQUES
DE L'INGÉNIEUR**

Réf. : **B5520 V1**

Liaisons par obstacle

Date de publication :
10 mai 1991

Cet article est issu de : **Mécanique | Fonctions et composants mécaniques**

par **Louis FAURE**

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

Par mail :
infos.clients@teching.com
Par téléphone :
00 33 (0)1 53 35 20 20

Document téléchargé le : **05/02/2020**
Pour le compte : **7200049203 - ecole centrale de lyon // 156.18.19.146**

© Techniques de l'Ingénieur | tous droits réservés

Liaisons par obstacle

par **Louis FAURE**

*Ingénieur de l'École Nationale Supérieure de Chronométrie
et de Micromécanique de Besançon
Chef du service Transmissions mécaniques
au Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM)*

1. Éléments de théorie des coins	B 5 520 - 2
1.1 Définitions et symboles.....	— 2
1.2 Établissement des formules	— 3
1.2.1 Engagement du coin	— 3
1.2.2 Force de dégagement.....	— 4
1.2.3 Irréversibilité	— 4
1.2.4 Rendement	— 4
1.2.5 Forces exercées sur une pièce intermédiaire.....	— 4
1.3 Formules pratiques.....	— 4
1.4 Exemple numérique	— 4
2. Liaisons en translation (ou statiques) par obstacle	— 6
2.1 Assemblages par coin ou par clavette transversale	— 6
2.2 Assemblages par goupilles.....	— 6
2.3 Assemblages par plateaux et boulons.....	— 6
2.4 Méthode de dimensionnement des assemblages	— 7
2.4.1 Pour une charge statique	— 7
2.4.2 Pour une charge dynamique	— 9
3. Liaisons en rotation par obstacle	— 9
3.1 Influence des conditions de montage et de fonctionnement	— 9
3.2 Liaisons par clavettes	— 10
3.2.1 Liaisons en rotation sans translation possible.....	— 10
3.2.2 Liaisons en rotation avec translation possible.....	— 11
3.2.3 Dimensionnement d'une liaison par clavette.....	— 12
3.2.4 Dimensionnement d'un arbre avec rainure de clavette	— 12
3.3 Liaisons par cannelures	— 13
3.3.1 Limitations des liaisons par clavettes et avantages des cannelures	— 13
3.3.2 Géométrie et dimensions des différents types de cannelures	— 13
3.3.3 Réalisation des assemblages cannelés.....	— 18
3.3.4 Contrôle des assemblages cannelés	— 19
3.3.5 Dimensionnement d'un assemblage cannelé	— 21
3.4 Liaisons par dentelures	— 23
3.4.1 Géométrie des profils et dimensions.....	— 23
3.4.2 Réalisation des arbres et des moyeux dentelés cylindriques.....	— 24
3.4.3 Contrôle des moyeux et des arbres	— 24
3.4.4 Dentelures rectilignes avec arbres et moyeux coniques.....	— 24
3.5 Liaisons en rotation réalisées avec d'autres profils de pièces.....	— 24
3.5.1 Section carrée	— 24
3.5.2 Sections Polygon	— 24
3.6 Autres procédés de liaisons en rotation	— 24
Pour en savoir plus	Doc. B 5 520
Formulaire	Form. B 5 520

Cet article traite des dispositifs pouvant être utilisés pour établir une liaison en translation ou en rotation entre deux pièces à l'aide d'obstacles. Les formes et les dimensions présentées pour réaliser ces obstacles sont différentes en fonction des degrés de liberté autorisés et de la charge transmise. On fera donc une différence entre les liaisons qui travaillent en translation ou en rotation et l'on distinguera également les liaisons qui peuvent coulisser de celles qui sont fixes.

L'article débute par une présentation théorique des dispositifs à coins, à laquelle on peut pratiquement ramener l'étude de la plupart des types de liaisons par obstacle proposés.

Il décrit ensuite les moyens mécaniques pouvant être utilisés pour réaliser une liaison en translation : goupilles, boulons, puis ceux destinés aux liaisons en rotation avec pièces rapportées : clavettes, ou par usinage direct des pièces à assembler : cannelures et dentelures.

Pratiquement, tous ces dispositifs sont normalisés et l'article fournit la plupart du temps, en plus des références de la norme, un résumé des principales caractéristiques dimensionnelles utiles. Pour plus d'informations, notamment sur le contrôle des cannelures et sur l'application des formules de géométrie, l'utilisateur pourra se reporter directement à la norme correspondante.

L'article donne également des indications concernant le calcul de dimensionnement des clavettes et des cannelures en fonction des matériaux utilisés et des efforts transmis. Ce calcul n'est pas normalisé et la méthode indiquée est issue de l'expérience industrielle, basée sur l'utilisation de formules empiriques simples et faciles à appliquer.

1. Éléments de théorie des coins

1.1 Définitions et symboles

Notations et Symboles		
Symbole	Unité	Définition
α	degré	Angle entre l'axe et une face inclinée. L'axe Oy est défini comme la droite passant par le point de rencontre O des 2 faces et perpendiculaire à la base
P	N	Force d'enfoncement parallèle à l'axe
P'	N	Force nécessaire pour extraire le coin après son coincement obtenu par l'action de P
Q	N	Force normale à l'axe appliquée au coin. Les forces Q relatives aux 2 faces inclinées sont égales en module et opposées (équilibre du coin)
Q'	N	Force normale à l'axe appliquée à la pièce intermédiaire
N	N	Réaction normale aux faces de contact

Pour la définition de K_t et K_T et le choix des valeurs numériques de ces facteurs, on se reportera à l'article *Concentration de contraintes*[BM 5 040], dans ce traité.

Notations et Symboles		
Symbole	Unité	Définition
$F = fN$	N	Force de frottement due à N située sur la face de contact et opposée au mouvement
$f = \tan \varphi$	nombre	Coefficient de frottement des faces en contact
φ	degré	Angle de frottement
η	nombre	Rendement de l'opération de serrage, défini comme étant le rapport des travaux virtuels de Q et de P
D	mm	diamètre du manchon extérieur
E_1	MPa	module d'élasticité de la tige
E_2	MPa	module d'élasticité du manchon
K_{t1}		facteur de concentration de pression dû au trou dans la tige
K_{t2}		facteur de concentration de pression dû au trou dans le manchon
K_T		facteur de concentration de charge dû au trou dans la tige
K_{T_2}		facteur de concentration de charge dû au trou dans le manchon

Pour la définition de K_t et K_T et le choix des valeurs numériques de ces facteurs, on se reportera à l'article *Concentration de contraintes*[BM 5 040], dans ce traité.

Notations et Symboles

Symbole	Unité	Définition
Q	N	effort supporté par le coin pour transmettre un effort Q' de compression entre tige et manchon extérieur. On négligera les frottements entre tige et manchon et, par suite, on prendra $Q = Q'$
R	N	résultante des forces extérieures et du poids appliqués à la tige
Y_N		facteur de durée prenant en compte le nombre de cycles de mise en charge que devra subir l'assemblage
d	mm	diamètre de la tige
h	mm	hauteur du coin
h_1	mm	longueur libre de la tige après le coin
h_2	mm	longueur du manchon avant le coin
ℓ	mm	longueur d'emmanchement
p_1	MPa	pression maximale entre le coin et la tige
p_2	MPa	pression maximale entre le coin et le manchon
p_3	MPa	pression moyenne entre collerette de tige et manchon
s	mm	largeur du coin
σ_1	MPa	contrainte maximale de traction dans la tige
σ_2	MPa	contrainte maximale de compression dans le manchon
σ_D	MPa	limite de fatigue en traction des matériaux,
σ_s	MPa	contrainte moyenne de cisaillement dans le coin
σ_S	MPa	limite pratique de résistance au cisaillement
Z	sans	nombre de cannelures
m	mm	module
α	degré	angle de pression
gw	mm	longueur cannelée utile
$DII + \text{tol.}$	mm	diamètre mineur maximal du moyeu
$DEE - \text{tol.}$	mm	diamètre majeur minimal de l'arbre
S_{min}	mm	épaisseur circulaire minimale
E_{max}	mm	intervalle circulaire maximal
$D = mZ$	mm	diamètre primitif
$DB = mZ \cos \alpha$	mm	diamètre de base
C	N · m	couple à transmettre
τ_m	MPa	cisaillement dans le moyeu
τ_a	MPa	cisaillement de l'arbre
σ_a	MPa	contrainte de compression
n	tr/min	nombre de tours par minute

Pour la définition de K_t et K_f et le choix des valeurs numériques de ces facteurs, on se reportera à l'article *Concentration de contraintes* [BM 5 040], dans ce traité.

Les symboles sont affectés, selon le cas, de l'indice 1 ou 2 correspondant à la face à laquelle ils sont relatifs ou de l'indice 3 dans le cas d'une pièce intermédiaire.

1.2 Établissement des formules

Les formules sont établies dans le cas général (**coin dissymétrique**). Le coin, qui est poussé suivant la direction de la force P , permet de vaincre les forces Q_1 et Q_2 perpendiculaires à P .

1.2.1 Engagement du coin

Pendant son enfoncement, le coin (figure 1) est soumis aux forces P , N_1 et N_2 et aux forces de frottement F_1 et F_2 qui s'opposent à son mouvement. Aux points A_1 et A_2 , les résultantes de \vec{F}_1 , \vec{F}_2 , \vec{N}_1 et \vec{N}_2 sont $\vec{A_1B_1}$ et $\vec{A_2B_2}$.

L'équilibre du coin s'écrit :

$$\vec{P} + \vec{A_1B_1} + \vec{A_2B_2} = \vec{0} \quad (1)$$

En projection sur l'axe Ox perpendiculaire à l'axe du coin, nous obtenons :

$$\vec{A_1C_1} + \vec{A_2C_2} = \vec{0}$$

En considérant les mesures de ces vecteurs, nous obtenons :

$$Q_1 - Q_2 = 0 \Leftrightarrow Q_1 = Q_2 = Q$$

avec

$$Q_1 = \left(\frac{N_1}{\cos \varphi_1} \right) \cos (\alpha_1 + \varphi_1) \quad (2)$$

et

$$Q_2 = \left(\frac{N_2}{\cos \varphi_2} \right) \cos (\alpha_2 + \varphi_2) \quad (3)$$

En projection sur l'axe Oy , nous avons :

$$\vec{P} + \vec{C_1B_1} + \vec{C_2B_2} = \vec{0}$$

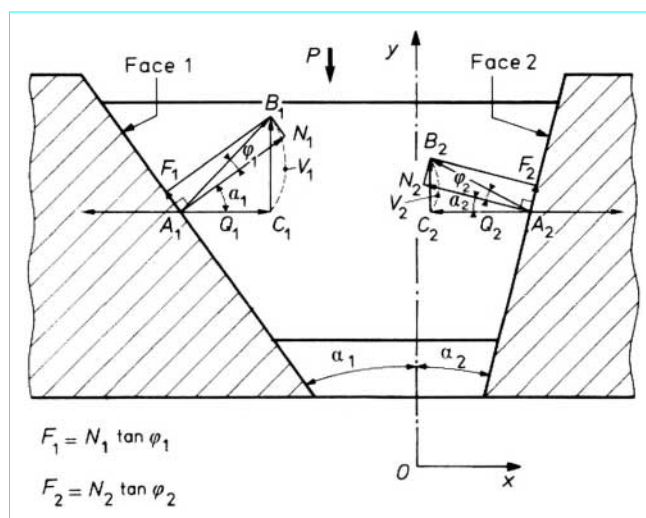


Figure 1 – Forces s'exerçant sur les deux faces d'un coin

En considérant les mesures de ces vecteurs, nous obtenons :

$$-P + V_1 + V_2 = 0$$

avec $V_1 = Q \tan(\alpha_1 + \varphi_1)$ (4)

et $V_2 = Q \tan(\alpha_2 + \varphi_2)$ (5)

Nous pouvons écrire :

$$P = Q [\tan(\alpha_1 + \varphi_1) + \tan(\alpha_2 + \varphi_2)] \quad (6)$$

P étant la force d'enfoncement qu'il faut exercer sur le coin pour obtenir un effort de serrage (ou d'écartement) égal à Q au niveau de ses deux faces latérales.

1.2.2 Force de dégagement

Après suppression de \vec{P} , il faut exercer une force de dégagement \vec{P}' pour enlever le coin. Dans ce cas, les forces de frottement \vec{F}_1 et \vec{F}_2 (opposées au mouvement) changent de sens et sont dirigées vers la pointe du coin.

En faisant un calcul analogue au précédent, on obtient :

$$P' = Q [\tan(\varphi_1 - \alpha_1) + \tan(\varphi_2 - \alpha_2)] \quad (7)$$

1.2.3 Irréversibilité

Pour que le coin ne se dégage pas de lui-même, il faut que la force \vec{P}' existe et soit positive. D'après la relation (7), nous obtenons :

$$\tan(\varphi_1 - \alpha_1) + \tan(\varphi_2 - \alpha_2) > 0 \quad (8)$$

1.2.4 Rendement

Le rendement η est le rapport des travaux virtuels de \vec{Q} et de \vec{P} .

Quand le point d'application de \vec{P} s'enfonce de a , celui de \vec{Q} s'écarte de $(a \tan \alpha_1 + a \tan \alpha_2)$, d'où :

$$\eta = (Q/P)(\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$$

En tirant Q/P de la relation (6), on a :

$$\eta = \frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{\tan(\alpha_1 + \varphi_1) + \tan(\alpha_2 + \varphi_2)} \quad (9)$$

1.2.5 Forces exercées sur une pièce intermédiaire

Si l'on ne considère que la face 2 du coin (figure 2), la pièce intermédiaire est en équilibre sous l'action des forces \vec{V}_2 , \vec{Q}' , \vec{F}_3 et \vec{N}_3 , \vec{V}_2 étant la force d'enfoncement du coin.

La force \vec{Q} qui est transmise au coin par la pièce intermédiaire est plus grande que \vec{Q}' car elle prend en compte l'action du frottement de la pièce D sur un appui (force \vec{F}_3) qui s'oppose au mouvement relatif de ces deux pièces. Par suite :

$$Q = Q' + F_3 = Q' + N_3 \tan \varphi_3$$

La réaction \vec{N}_3 est l'opposée de la composante \vec{V}_2 .

Nous avons, d'après la relation (5) :

$$V_2 = Q \tan(\alpha_2 + \varphi_2)$$

et par suite, $Q' = Q [1 - \tan(\alpha_2 + \varphi_2) \tan \varphi_3]$.

On voit que, si les angles sont petits, Q' diffère très peu de Q par suite de la faible valeur du produit $\tan(\alpha_2 + \varphi_2) \tan \varphi_3$.

Exemple

Si $\alpha_2 = 5^\circ$, $\varphi_2 = 6^\circ$ et $\varphi_1 = 7^\circ$, Q' est inférieur à Q de 2 % environ.

1.3 Formules pratiques

Ces formules ont été établies dans trois cas :

- le cas général du coin dissymétrique ;
- le cas du coin rectangle avec une face parallèle au sens du déplacement ;
- le cas du coin symétrique avec ses deux faces également inclinées par rapport à son axe.

Les formules ont été regroupées dans le tableau 1.

1.4 Exemple numérique

Exemple d'une clavette-vélo pour fixation du pédalier (figure 3) : on suppose que l'on peut faire travailler le noyau du filetage de $7 \times 1,00$ de la clavette sous une contrainte de traction de 100 MPa (1 MPa = 1 N/mm²).

Compte tenu de la section de 24,2 mm² du noyau, on a :

$$P = 24,2 \times 100 = 2\,420 \text{ N}$$

En utilisant les formules approchées du tableau 1 (coin rectangle) pour $\alpha = 4^\circ$ et pour $f = \tan \varphi = 0,1$ (soit $\varphi \approx 6^\circ$), on obtient les résultats suivants :

- $N_1 = Q = 8\,440 \text{ N}$;
- $N_2 = 8\,523 \text{ N}$;
- $P' = 1\,186 \text{ N}$;
- p pression unitaire s'exerçant sur le dos de la clavette (surface portante d'environ 220 mm²) = 38,3 MPa ;
- p' pression unitaire s'exerçant sur le méplat de la clavette portant sur l'encoche de l'axe du pédalier (soit sur 80 mm² environ) = 106,5 MPa ;
- $\eta = 25 \%$ rendement ;
- irréversibilité largement assurée, puisque $\alpha < 2\varphi$ (soit $4^\circ < 12^\circ$).

Toutefois, pour résister aux vibrations et aux à-coups, le coin est maintenu par un écrou de blocage en bout.

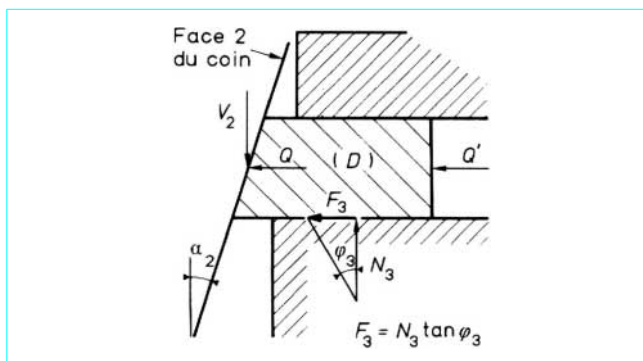
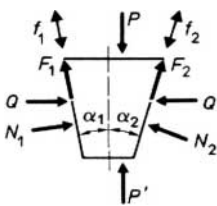
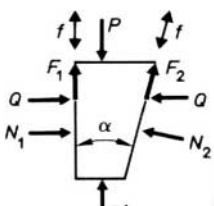
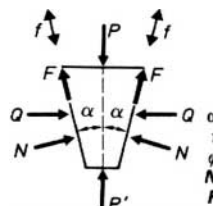


Figure 2 – Forces s'exerçant sur la pièce intermédiaire D d'un coin

Tableau 1 – Formules de calcul des coins

Type	Coin dissymétrique	Coin rectangle	Coin isocèle
	 $\alpha_1 \neq \alpha_2$ $f_1 \neq f_2$ $\varphi_1 \neq \varphi_2$	 $\alpha_1 = 0$ $\alpha_2 = \alpha$ $f_1 = f_2 = f$ $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$	 $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ $f_1 = f_2 = f$ $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ $N_1 = N_2 = N$ $F_1 = F_2 = F$
P	$P = Q [\tan (\alpha_1 + \varphi_1) + \tan (\alpha_2 + \varphi_2)]$	$P = Q [\tan \varphi + \tan (\alpha + \varphi)]$ ou $P = Q \tan (\alpha + 2\varphi)$ (1)	$P = 2Q \tan (\alpha + \varphi)$
P'	$P' = Q [\tan (\varphi_1 - \alpha_1) + \tan (\varphi_2 - \alpha_2)]$	$P' = Q [\tan \varphi + \tan (\varphi - \alpha)]$ ou $P' = Q \tan (2\varphi - \alpha)$ (1)	$P' = 2Q \tan (\varphi - \alpha)$
Q	$Q = P / [\tan (\alpha_1 + \varphi_1) + \tan (\alpha_2 + \varphi_2)]$ $Q = (N_1 / \cos \varphi_1) \cos (\alpha_1 + \varphi_1)$ $= (N_2 / \cos \varphi_2) \cos (\alpha_2 + \varphi_2)$	$Q = P / [\tan \varphi + \tan (\alpha + \varphi)]$ $Q = N_1 = N_2 \cos (\alpha + \varphi) / \cos \varphi$	$Q = P / 2 \tan (\alpha + \varphi)$
Q'	$Q' = Q [1 - \tan (\alpha_2 + \varphi_2) \tan \varphi_3]$	$Q' = Q [1 - \tan (\alpha + \varphi) \tan \varphi_3]$	$Q' = Q [1 - \tan (\alpha + \varphi) \tan \varphi_3]$
N	$N_1 = Q \cos \varphi_1 / \cos (\alpha_1 + \varphi_1)$ $N_2 = Q \cos \varphi_2 / \cos (\alpha_2 + \varphi_2)$	$N_1 = Q$ $N_2 = Q \cos \varphi / \cos (\alpha + \varphi)$	$N = Q \cos \varphi / \cos (\alpha + \varphi)$
Irréversibilité (2)	$\tan (\varphi_1 - \alpha_1) + \tan (\varphi_2 - \alpha_2) > 0$ ou $\varphi_1 + \varphi_2 > \alpha_1 + \alpha_2$ (1) Exemple : pour $f_1 = f_2 = \tan \varphi = 0,1$ (soit $\varphi \approx 6^\circ$), il faut $\alpha_1 + \alpha_2 < 12^\circ$.	$\tan \varphi + \tan (\varphi - \alpha) > 0$ ou $\alpha < 2\varphi$ (1) Exemple : pour $f = \tan \varphi = 0,1$ (soit $\varphi \approx 6^\circ$), il faut $\alpha < 12^\circ$.	$\tan (\varphi - \alpha) > 0$ ou $\alpha < \varphi$ Exemple : pour $f = \tan \varphi = 0,1$ (soit $\varphi \approx 6^\circ$), il faut $\alpha < 6^\circ$.
Rendement η	$\eta = \frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{\tan (\alpha_1 + \varphi_1) + \tan (\alpha_2 + \varphi_2)}$ Exemple : pour $\alpha_1 = 4^\circ$ et $\alpha_2 = 5^\circ$ avec $\varphi_1 = 6^\circ$ et $\varphi_2 = 8^\circ$ on a : $\eta = 38 \%$.	$\eta = \tan \alpha / [\tan \varphi + \tan (\alpha + \varphi)]$ $\eta = \tan \alpha / \tan (\alpha + 2\varphi)$ (1) Exemple : pour $\alpha = 4^\circ$ et $\varphi = 6^\circ$ on a : $\eta = 25 \%$.	$\eta = \tan \alpha / \tan (\alpha + \varphi)$ Exemple : pour $\alpha = 4^\circ$ et $\varphi = 6^\circ$ on a : $\eta = 41 \%$.

(1) Formule approchée valable pour α et φ petits, permettant de confondre les valeurs numériques du sinus et de la tangente avec celles de l'arc et de l'angle exprimées en radians. Pour α et φ inférieurs à 8° , l'erreur est inférieure à 1 %.

(2) Pratiquement, pour tenir compte des vibrations inévitables, il faut toujours adopter des angles inférieurs à ceux donnés par les conditions d'irréversibilité théoriques et même, pour empêcher le coin de se dégager à la longue, il faudra prévoir un arrêt positif du coin, par vis, goupille, etc.

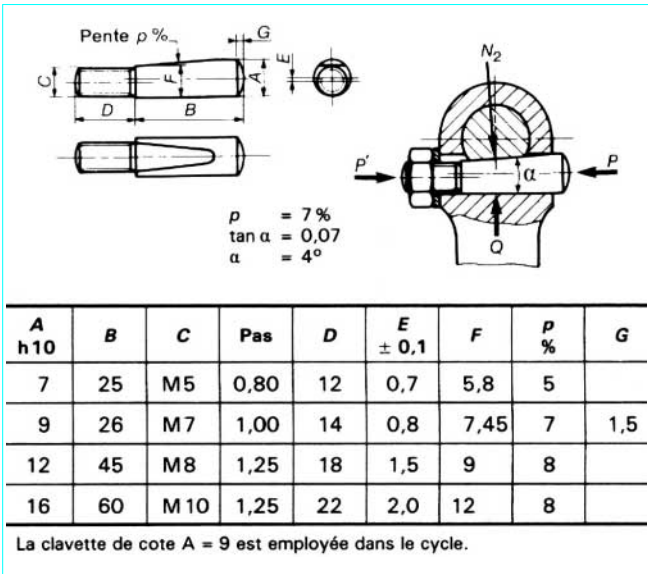


Figure 3 – Exemple d’une clavette-vélo pour fixation du pédalier

2. Liaisons en translation (ou statiques) par obstacle

Les types de liaisons décrits ci-après permettent de relier entre elles deux pièces de manière rigide. L’une des pièces peut simplement entraîner l’autre en translation ou peut être plaquée sur elle en lui transmettant un effort statique.

2.1 Assemblages par coin ou par clavette transversale

Les deux éléments à assembler sont engagés l’un dans l’autre (assemblage conique ou cylindrique). La clavette traversant les deux pièces prend appui sur l’une et pousse sur l’autre dans le sens opposé au démontage. Elle est sollicitée au cisaillement lorsque l’assemblage transmet un effort axial ou un couple.

Cet assemblage est surtout utilisé lorsque l’effort axial qui tend à séparer les deux pièces est important. L’usinage de la clavette et son ajustage doivent être faits avec soin, ce qui explique que le coût de cet assemblage est élevé, en général, et qu’il est de plus en plus abandonné.

La figure 4 donne plusieurs exemples d’assemblage de deux pièces à l’aide d’une (ou deux) clavette transversale :

- (a) liaison avec deux clavettes conjuguées C₁ et C₂, la pièce A s’appuyant au fond de la pièce B ; dans ce cas, la mortaise est de section cylindrique ;
- (b) liaison avec une clavette C à une seule pente, la pièce A s’appuyant sur la pièce B par l’intermédiaire d’une collerette ou d’une embase ;
- (c) assemblage conique réalisé avec une clavette à une seule pente ;
- (d) assemblage soumis à des chocs avec risque de desserrage de la clavette ; cette dernière est immobilisée par tige filetée et écrou D, et par vis de pression latérale ;
- (e) assemblage réalisé en utilisant deux contre-clavettes identiques (D₁ et D₂), à portée extérieure cylindrique, et une clavette C à deux pentes.

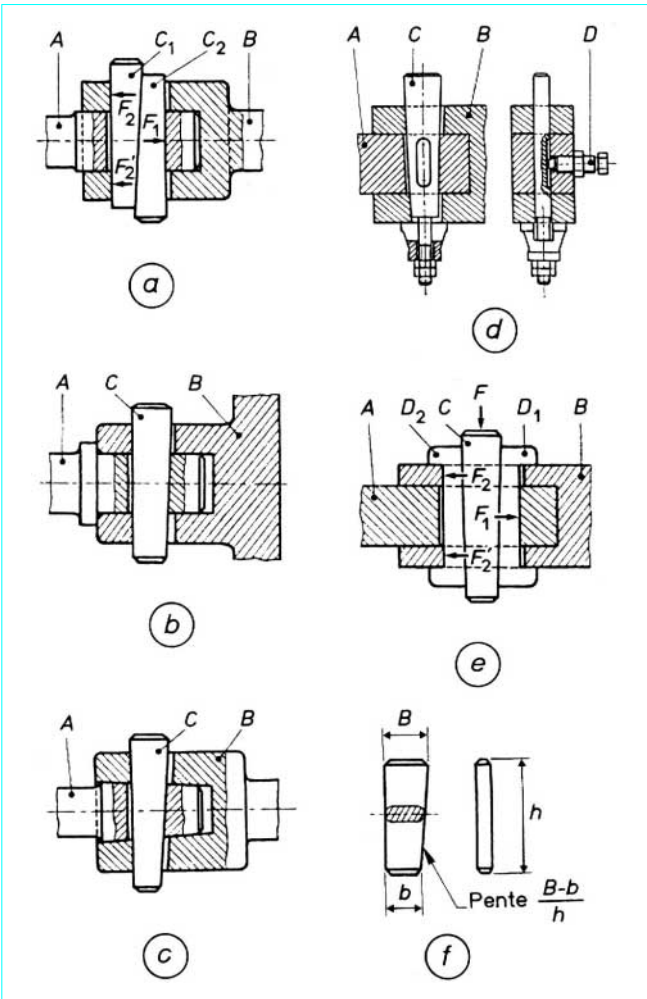


Figure 4 – Assemblage par clavettes transversales

Pour faciliter l’usinage des mortaises, on utilise de préférence des clavettes avec des chants arrondis (figure 4f). Comme le plus souvent les clavettes sont mises en place et sorties à coups de marteau, il y a intérêt à chanfreiner leurs extrémités.

2.2 Assemblages par goupilles

Pour les liaisons ne transmettant que peu de charge, on peut utiliser des goupilles coniques, des goupilles cannelées ou encore des goupilles cylindriques élastiques creuses (Mécanindus) qui sont très faciles à mettre en œuvre (figure 5).

Leurs dimensions normalisées sont rassemblées dans les tableaux 1, 2 et 3 du [Form. B 5 520].

2.3 Assemblages par plateaux et boulons

Dans le cas d’efforts à transmettre importants, on a souvent intérêt à utiliser une liaison par plateaux et boulons, qui a en plus l’avantage d’être facilement démontable.

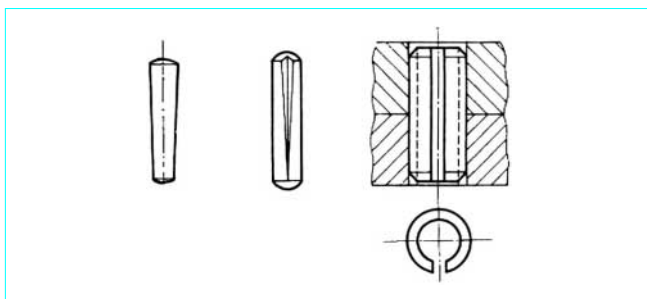


Figure 5 – Assemblage par goupilles

Lorsque le démontage ne peut se faire que par glissement relatif des deux plateaux, on utilise des boulons ajustés (figure 6a). Cette liaison travaille à la fois par obstacle et par adhérence et nécessite une très bonne précision de réalisation des trous de boulons, si l'on veut obtenir la meilleure efficacité.

Chaque fois que l'on peut réaliser pour le démontage un mouvement axial, on préfère décharger complètement les boulons de tout effort de cisaillement par l'un des moyens indiqués sur les figures 6b, c et d qui permettent l'emploi de boulons ordinaires non ajustés.

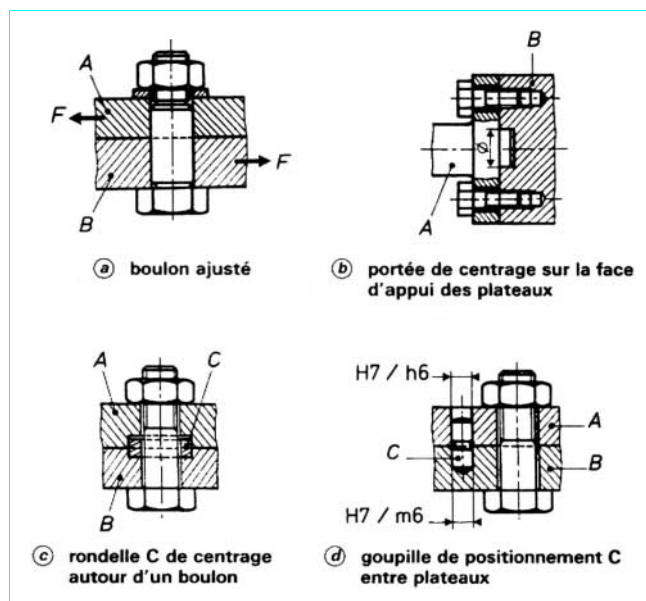


Figure 6 – Assemblage par plateaux et boulons

2.4 Méthode de dimensionnement des assemblages

2.4.1 Pour une charge statique

On se trouve dans une telle configuration lorsque l'assemblage n'est soumis à *aucune force dynamique* au cours de son fonctionnement ou lorsque cette force peut être négligée.

C'est le cas lorsque les deux pièces sont en appui l'une sur l'autre sous l'action du poids de l'une d'elles et, le cas échéant, d'une force constante qui est dirigée vers la surface d'appui fixe. Dans le cas d'un coin ou d'une liaison par plateaux et boulons, les pièces de liaison n'ont pour but que d'exercer un effort d'assemblage Q supplémentaire, qui sert à plaquer les surfaces en contact avec une sécurité accrue.

On choisit alors la valeur initiale de Q en fonction de la valeur de la résultante R du poids et des forces extérieures appliquées à la pièce mobile, et pour éviter que les déformations sous charge de la liaison ne risquent de libérer cette dernière. En général, on peut prendre $Q = 0,5 R$ dans le cas des coins (§ 2.4.1.1).

2.4.1.1 Cas d'un assemblage par coin

Un tel assemblage permet, par exemple, de relier une tige à un manchon extérieur (figure 7) ; il est utilisé dans les presses hydrauliques entre le piston et le nez de presse.

Formules de dimensionnement

On prend le matériau de la clavette moins résistant que ceux de la tige et du manchon, afin d'éviter que ces éléments ne soient endommagés, en cas de rupture.

On choisit les diamètres d et D pour obtenir des pressions p_1 et p_2 identiques :

$$p_1 = K_{t1} Q / (sd) = p_2 = K_{t2} Q / [s(D - d)]$$

Avec les valeurs choisies :

$$K_{t1} = K_{t2} \approx 1,4$$

on obtient

$$d = D/2$$

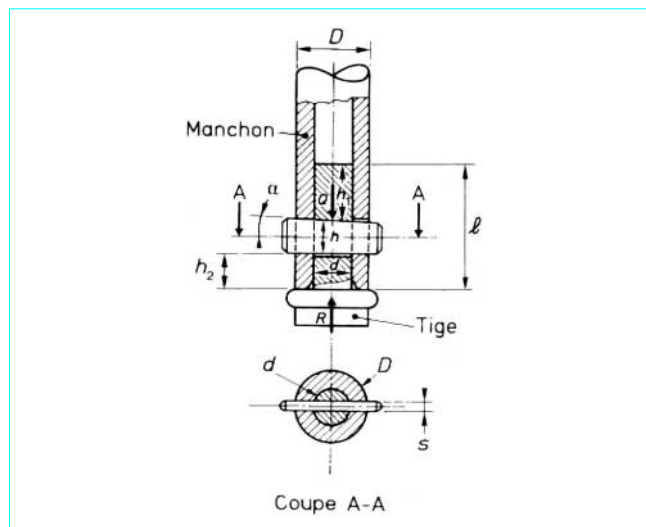


Figure 7 – Assemblage par coin

Pour éviter d'affaiblir trop la tige, on choisit également arbitrairement : $s = d/4$.

Les contraintes maximales dans la tige et dans le manchon sont :

$$\sigma_1 = K_{T1} \frac{Q}{\left(\frac{\pi d^2}{4} - sd\right)} = K_{T1} \times 1,86 \frac{Q}{d^2}$$

$$\sigma_2 = K_{T2} \cdot \frac{(Q + R)}{\left[\frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} - (D - d)s\right]} = K_{T2} \times 0,47 \frac{(Q + R)}{d^2}$$

avec les valeurs choisies $K_{T1} = K_{T2} \approx 2,4$.

La pression entre la collerette de tige et le manchon vaut :

$$p_3 = \frac{Q + R}{\pi \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right)} = 0,42 \frac{(Q + R)}{d^2}$$

La contrainte moyenne de cisaillement dans le coin est :

$$\sigma_s = \frac{Q}{2sh} = \frac{2Q}{dh}$$

■ **Précharge résiduelle** du coin lorsque la liaison est sollicitée : lorsque l'on applique l'effort R sur la tige, la partie du manchon située entre le coin et la collerette de la tige est chargée en compression par les deux forces R et Q . La tige est seulement sollicitée en traction par l'effort Q . La déformation en compression du manchon va avoir pour effet de compenser partiellement l'allongement de la tige en provoquant une diminution de l'effort de précharge Q .

Nous avons une annulation de la précharge au niveau du coin lorsque les valeurs des déformations au niveau de la tige et du manchon sont égales, c'est-à-dire lorsque nous avons l'égalité suivante :

$$1,86 \frac{K_{T1}}{E_1} \frac{Q}{d^2} = 0,47 \frac{K_{T2}}{E_2} \frac{(Q + R)}{d^2}$$

En supposant $E_1 = E_2$ et $K_{T1} = K_{T2}$ on obtient :

$$1,86 Q - 0,47 Q = 0,47 R$$

soit $Q = 0,34 R$.

Donc, la précharge initiale au niveau du coin doit être supérieure à $0,34 R$ pour éviter toute libération de la liaison.

Pour avoir une sécurité supplémentaire, on adopte : $Q = 0,5 R$.

Exemple numérique : supposons un effort appliqué à la tige de 2×10^6 N. L'acier du manchon est un XC 48 de dureté HB = 210. L'acier de la tige est un 42 CD4 de dureté HB = 260. L'acier du coin est un XC 38 de dureté HB = 170. Prenons $Q = R/2 = 10^6$ N.

Pour éviter d'avoir un endommagement de surface des matériaux composant l'assemblage, choisissons des valeurs de p_1 et de p_2 telles qu'elles ne dépassent pas la limite de fatigue σ_D en traction du matériau du coin (figure 8) multipliée par un facteur 2,5 pour tenir compte de l'effet statique de la sollicitation R (figure 9).

Nous avons :

$$p_1 = \frac{K_{t1} Q}{sd} \leq 2,5 \sigma_D$$

La figure 8, établie sur la base d'expériences industrielles, permet d'estimer σ_D à partir de la connaissance de la dureté : soit $\sigma_D = 150$ N/mm² pour une dureté HB = 170 pour le coin.

Nous en tirons la valeur de d :

$$d \geq \sqrt{\frac{1,4 \times 10^6}{0,25 \times 2,5 \times 150}} = 122 \text{ mm}$$

Prenons $d = 125$ mm.

Contrainte maximale de traction dans la tige :

$$\sigma_1 = \frac{2,4 \times 1,86 \times 10^6}{(125)^2} = 286 \text{ MPa}$$

Le matériau choisi (42 CD4) peut supporter en statique un effort égal à $2,5 \sigma_D$ soit $2,5 \times 270 = 675$ MPa (figure 8).

Coefficient de sécurité correspondant : $675/286 = 2,3$.

Contrainte maximale de compression dans le manchon :

$$\sigma_2 = \frac{2,4 \times 0,47 (1,5 \times 10^6)}{(125)^2} = 108 \text{ MPa}$$

Le matériau choisi (XC 48) peut supporter en statique un effort égal à $2,5 \sigma_D$ soit $2,5 \times 170 = 425$ MPa (figure 8).

Coefficient de sécurité correspondant : $425/108 = 3,94$.

Pression moyenne entre la collerette de tige et le manchon :

$$p_3 = \frac{0,42 \times 1,5 \times 10^6}{(125)^2} = 40,3 \text{ MPa}$$

Contrainte moyenne de cisaillement dans le coin :

$$\sigma_s = \frac{2Q}{dh} = \frac{2 \times 10^6}{125h} \leq \sigma_s$$

Choisissons :

$$\sigma_s = 0,65 \sigma_D, \text{ soit } 0,65 \times 150 = 97 \text{ MPa}$$

À la limite, $h = \frac{2 \times 10^6}{125 \times 97} = 165 \text{ mm}$, valeur que nous adoptons.

2.4.1.2 Cas des assemblages par plateaux et boulons ajustés

La méthode décrite ci-dessus pour l'assemblage par coin peut être utilisée pour dimensionner les boulons et pour déterminer la précharge initiale entre les plateaux. Les courbes des figures 8 et 9 peuvent être employées pour le calcul de la section des boulons à utiliser. Pour définir les couples de serrage à appliquer, on se reportera à l'article *Assemblages par éléments filetés. Calcul* [B 5 560], dans ce traité.

2.4.1.3 Cas des assemblages réalisés par goupilles

En général, avec de telles liaisons, la résultante des efforts appliqués R est reprise intégralement par la ou les goupilles qui travaillent uniquement en cisaillement.

Dans ce cas, on vérifie que la contrainte de cisaillement σ_s calculée au niveau des sections sollicitées de la goupille ne dépasse pas la valeur de $\sigma_s = 0,65 \sigma_D$ (σ_D déterminé à partir des courbes de la figure 8).

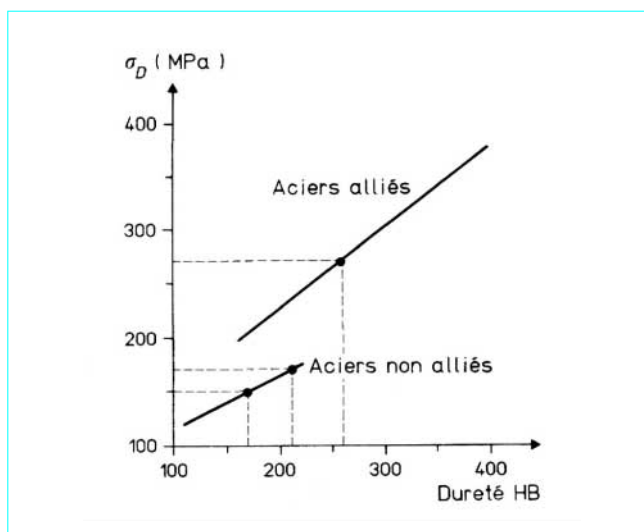


Figure 8 – Limite de fatigue en traction σ_D des aciers pour arbres et clavettes (durée de vie infinie)

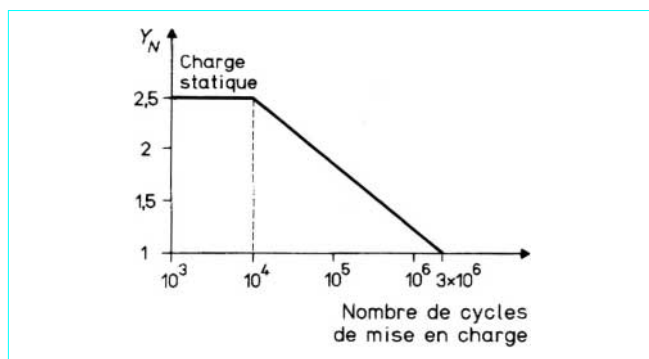


Figure 9 – Facteur de durée pour un nombre de cycles de mise en charge inférieur à 3×10^6

2.4.2 Pour une charge dynamique

Distinguons deux cas :

- le cas où la résultante R varie constamment d'intensité mais ne change jamais de signe. Le manchon est donc sollicité en compression par une force dite *ondulée*. L'effort d'assemblage résiduel Q est maximal lorsque R est minimal, et minimal pour la valeur R_{max} qui est le maximum de R ;
- le cas où la résultante R varie constamment d'intensité en changeant systématiquement de signe. La tige est donc sollicitée par une force dite *alternée* qui exerce un effort de compression compris entre 0 et R_{max} et un effort de traction compris entre 0 et R_{min} (R_{min} et R_{max} sont de signes opposés).

2.4.2.1 Cas d'un assemblage par coin

■ Choix de la valeur de l'effort Q supporté par le coin

Dans tous les cas, on doit éviter que la liaison risque de se libérer, c'est-à-dire que Q s'annule.

- Pour une charge *ondulée*, on est ramené au cas précédent (charge statique) et l'on choisit $Q = 0,5 R_{max}$.
- Pour une charge *alternée*, on introduit une précharge égale à 0,5 fois l'effort de compression R_{max} . La valeur maximale supportée par le coin est telle que :

$$Q = 0,5 |R_{max}| + |R_{min}|$$

■ Comme dans tous les cas de fonctionnement, il existe toujours une force qui maintient en pression le coin sur la tige, nous considérons que la pression p_1 ne doit pas dépasser la valeur de $2,5 \sigma_D$ pour le matériau choisi pour le coin. Cette limitation doit permettre de déterminer la valeur du diamètre d de la tige.

■ Contrainte maximale de traction dans la tige

La valeur de σ_1 doit :

- pour une charge *ondulée*, être inférieure au produit $\sigma_D Y_N$ déterminé à partir des valeurs lues sur les courbes des figures 8 et 9 ;
- pour une charge *alternée*, être inférieure au produit $0,7 \sigma_D Y_N$ déterminé à partir des figures 8 et 9.

■ Contrainte maximale de compression dans le manchon et pression moyenne entre manchon et collerette de la tige

Pour une charge *ondulée*, on est ramené au cas d'une charge statique pour laquelle il faut vérifier que σ_2 reste inférieur à $\sigma_D Y_N$.

Pour une charge *alternée*, comme la section de la tige est en général plus faible que celle du manchon, lorsque la tige subit un effort de traction, elle va s'allonger plus en supprimant son effet de compression sur le manchon. Pour ce dernier, seules sont à considérer les alternances d'efforts qui sont opposées à Q . Si l'on

veut éviter ce décollement sous efforts alternés, il faut changer la section de la tige et faire en sorte qu'elle soit légèrement plus importante que celle du manchon.

■ Contrainte moyenne de cisaillement dans le coin

Cette contrainte σ_s ne change jamais de sens. Il suffit de vérifier qu'elle reste inférieure à $\sigma_s = 0,65 \sigma_D$ quel que soit le nombre de cycles appliqués (la valeur proposée ci-dessus est valable pour une durée de vie infinie).

2.4.2.2 Cas des assemblages boulonnés

Pour une charge *ondulée*, le calcul du dimensionnement se réalise dans les mêmes conditions que pour une charge statique, mais on compare la valeur de la contrainte de traction dans les boulons au produit $\sigma_D Y_N$ (figures 8 et 9).

Pour une charge *alternée*, on va assister, lors des phases de traction, à un décollement des deux plateaux sous l'effet de la déformation des boulons. Pour une sollicitation de cette nature, ce type de liaison est à déconseiller, car les micromouvements entre plateaux sont une source de corrosion de contact qui ne manque pas d'endommager rapidement les surfaces d'appui des plateaux.

2.4.2.3 Cas des assemblages réalisés par goupilles

Pour une charge *ondulée*, on vérifie que σ_s est inférieur à $0,65 \sigma_D$.

Pour une charge *alternée*, on vérifie que, pour la plus forte valeur absolue de R , σ_s reste inférieur à $0,5 \sigma_D$.

3. Liaisons en rotation par obstacle

Ces liaisons ont pour but d'assurer l'entraînement en rotation de pièces ou de moyeux en rendant toujours possible leur démontage.

3.1 Influence des conditions de montage et de fonctionnement

De nombreuses possibilités sont offertes au concepteur pour réaliser de telles liaisons. Pour essayer de classer les différentes solutions, on considère séparément la qualité du guidage de l'arbre dans son alésage et le mode d'ajustement de l'élément qui fait obstacle entre le moyeu et l'arbre.

■ En général, en ce qui concerne le guidage de l'arbre, on distingue trois types d'ajustements :

- ajustement serré ;
- ajustement libre ;
- ajustement glissant juste ou normal.

Il va de soi qu'un ajustement **serré** assure un centrage très efficace des deux pièces à relier mais, par contre, les opérations de montage et de démontage sont plus difficiles à réaliser. Un tel ajustement permet, si le serrage est important, de transmettre une partie du couple par adhérence : il sollicite moins les clavettes et les cannelures.

Un ajustement **libre** permet un coulissement aisé de la pièce montée sur l'arbre soit en fonctionnement, soit pour permettre de temps à autre une modification de positions axiales ou un démontage aisé. Dans ce dernier cas, on utilise obligatoirement une clavette forcée et inclinée qui a pour conséquence de désaxer le moyeu par rapport à l'arbre, dans les limites du jeu de l'assemblage.

L'ajustement **juste** ou **normal** est un bon compromis entre les deux ajustements précédents. Il permet une réalisation plus aisée des pièces et facilite leur montage ou leur démontage tout en garantissant une bonne précision du centrage du moyeu par rapport à

l'arbre. Cependant, avec ce type d'ajustement, il peut se produire en service des micromouvements entre les deux pièces, qui peuvent générer de la corrosion de contact et conduire à un endommagement de la liaison. Si de telles anomalies surviennent, il faut avoir recours à un ajustement serré.

■ Les **éléments qui font obstacle** peuvent être des pièces rapportées, mais ils peuvent avoir été usinés directement dans le moyeu et l'arbre et faire partie intégrante de ces deux pièces (cannelures, dentelures). Entre les obstacles et leurs surfaces d'appui, on distingue différents types d'ajustements possibles.

On peut avoir un certain jeu, ce qui donne au manchon la possibilité de glisser axialement et d'avoir un très léger débattement en rotation par rapport à l'arbre. Ce type d'ajustement ne peut être utilisé que lorsque le couple est toujours dirigé dans le même sens, sinon il y a génération d'à-coups au niveau de la transmission lors des changements de sens du couple.

On peut avoir un léger serrage sur les flancs en contact. Dans le cas d'une clavette ou d'un obstacle unique, ce type d'ajustement peut être compatible avec un guidage serré du moyeu sur son arbre, à condition que la position de l'obstacle ou de la clavette par rapport à l'axe soit obtenue avec précision. On peut, avec une telle liaison, garantir un fonctionnement sûr dans le cas de couples alternés sans risque de formation de corrosion de contact. La facilité de montage du moyeu sur l'arbre est en grande partie fonction de la précision de positionnement des clavettes ou obstacles par rapport à l'axe.

Dans le cas d'obstacles multiples (cannelures par exemple), si l'on applique un léger serrage au niveau des flancs en contact, on va définir un certain désaxage entre moyeu et arbre qui est fonction des erreurs de faux rond des dentures de ces deux pièces. Si, en plus, on impose un ajustement serré sur un des diamètres, on risque d'avoir des difficultés pour réaliser l'emmanchement du moyeu sur l'arbre, car les axes définis par les cannelures ne sont pas identiques à ceux définis par les portées cylindriques ajustées de l'arbre et du moyeu. On risque aussi dans ce cas de faire travailler les cannelures dans de mauvaises conditions.

Au cours de la présentation de ces différents types de liaison, on fait la distinction entre les différentes configurations possibles de montage et d'ajustement ; pour chacune d'elles, on donne l'incidence sur la précision de l'assemblage et sur ses performances (liées aux contraintes admissibles dans la liaison).

3.2 Liaisons par clavettes

Une clavette est une petite pièce en forme de coin qui est interposée entre deux organes tournants pour les rendre solidaires, complètement (rotation + translation) ou partiellement (rotation).

On est donc amené à distinguer les liaisons en rotation sans translation possible et les liaisons en rotation avec translation autorisée (ou empêchée par l'utilisation d'un autre dispositif).

3.2.1 Liaisons en rotation sans translation possible

Dans ce cas, les pièces sont rendues solidaires à la fois en rotation et en translation par l'assemblage ou par la clavette seule.

3.2.1.1 Clavetage forcé par clavettes inclinées

On utilise des clavettes dites inclinées dont la face supérieure présente une pente de 1 % par rapport à la face inférieure.

Le fond de la rainure de l'arbre est parallèle à l'axe, celui de la rainure du moyeu présente une pente de 1 % par rapport à l'axe. La clavette est forcée entre l'arbre et le moyeu à la façon d'un coin, d'où la liaison complète entre les deux pièces. Deux sortes de clavettes inclinées sont normalisées (NF E 27-657) : les clavettes inclinées sans talon et avec talon (figure 10 et tableaux 4 et 5 du [Form. B 5 520]).

Une clavette avec talon est introduite dans son logement par frappe au marteau sur le talon. Son démontage se fait en introduisant un coin entre le talon et le moyeu. Ces clavettes permettent la fixation du moyeu en un point précis de l'arbre, mais elles exigent une rainure longue. Pour la transmission de faibles couples, on peut utiliser une clavette mince qui prend appui sur un méplat de l'arbre.

Une clavette sans talon peut avoir une ou deux extrémités arrondies. Elle est ajustée dans la rainure de l'arbre, puis le moyeu est glissé sur l'arbre jusqu'à ce qu'il soit bloqué à force sur la clavette. Ce type de clavette est moins encombrant et moins gênant que la clavette avec talon, mais il permet plus difficilement d'obtenir une position axiale précise de l'organe à entraîner à cause de la pente faible.

Le clavetage par clavette inclinée a l'avantage d'établir une liaison complète des pièces assemblées, mais il présente l'inconvénient d'excentrer légèrement le moyeu par rapport à l'arbre, ce qui peut être à l'origine d'un balourd en fonctionnement. On peut remédier à cette anomalie en réalisant un bon ajustement au niveau du guidage cylindrique du moyeu. En général, on limite ce type de clavette aux faibles vitesses de rotation et à la mécanique ordinaire.

3.2.1.2 Clavetage forcé par clavettes tangentielles

Ce type de clavetage normalisé (NF E 27-659) est constitué de deux paires de clavettes inclinées disposées tangentiellement à 120° entre l'arbre et le moyeu (figure 11 et tableau 6 du [Form. B 5 520]). Grâce à ce double coïncement, l'assemblage réalisé est très rigide et présente le maximum de sécurité en présence de chocs ou de renversements fréquents et rapides du sens de rotation. De plus, l'usinage des logements des clavettes, tant sur l'arbre que dans le moyeu, est facile à réaliser.

Le montage de ces clavettes est facile, ce qui explique que ce type de clavetage est souvent utilisé pour des arbres de gros diamètre.

3.2.1.3 Clavetage avec assemblage conique

Dans ce cas, les pièces sont immobilisées axialement par l'appui de deux cônes qui coïncident parfaitement entre eux. On obtient avec ce type d'assemblage un centrage parfait. Les deux cônes, qui sont obligatoirement maintenus serrés l'un contre l'autre par une vis ou un écrou, transmettent un couple par adhérence dont la valeur est fonction de la conicité qui a été choisie.

Les bouts d'arbres coniques sont normalisés avec une conicité de 10 %. Si le couple à transmettre est faible, le serrage axial est en général suffisant pour assurer la liaison en rotation. Dans le cas d'un couple important ou dans le cas d'efforts dynamiques, on ajoute un obstacle à la rotation relative des deux pièces en interposant une clavette parallèle ou une clavette disque.

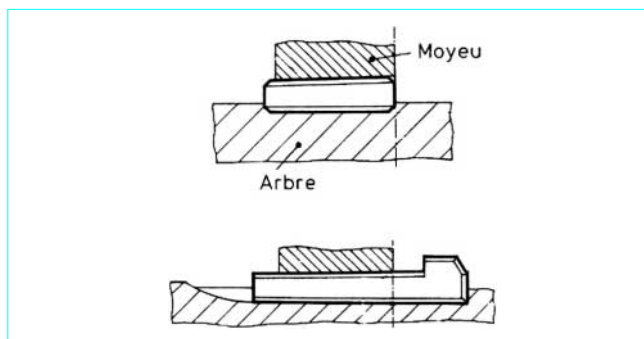


Figure 10 – Liaison par clavettes inclinées, avec ou sans talon

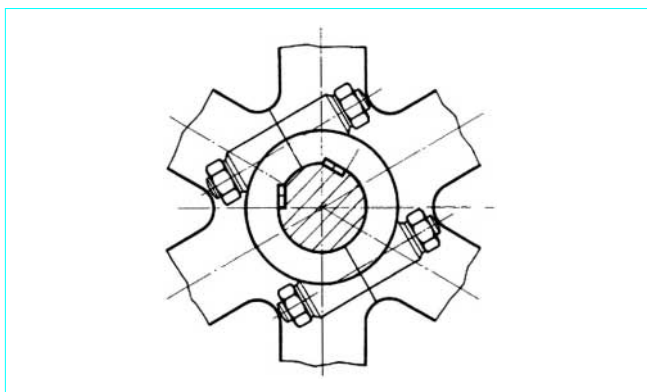


Figure 11 – Clavetage forcé par clavettes tangentielles

Les clavettes parallèles ont l'avantage de moins affaiblir l'arbre que les clavettes disques. Deux séries de dimensions de bouts d'arbres coniques sont proposées par les normes :

- la série longue (usuelle), selon la norme NF E 22-054, qui comporte une clavette parallèle disposée parallèlement à l'axe de l'arbre jusqu'au diamètre 220 mm ; au-dessus, la clavette est disposée parallèlement à la surface du cône ;
- la série courte, selon la norme NF E 22-055, avec une clavette parallèle à l'axe pour les arbres de diamètre 16 à 220 mm.

Les clavettes disques (§ 3.2.2.2) sont utilisées dans le cas de sorties d'arbres courtes et pour des arbres de petits diamètres transmettant de faibles couples. En effet, l'arbre est assez affaibli par le logement de la clavette.

L'avantage de ce type de clavette est que le fraisage du logement, réalisé en utilisant une fraise-disque spéciale, est particulièrement simple et rapide.

3.2.1.4 Clavetage frontal

Ce type de liaison permet d'assurer l'entraînement en rotation du moyeu ainsi qu'un appui axial qui l'empêche de se déplacer dans une direction. Pour éviter le déplacement axial dans l'autre direction, il est indispensable de prévoir un dispositif complémentaire (vis ou écrou) qui, par son action, tient plaqué le moyeu contre sa face d'appui et empêche qu'il ne se décolle.

Ce type de clavetage est la plupart du temps utilisé pour l'entraînement des fraises sur le mandrin ou sur les arbres des machines à fraiser. Quelquefois, la clavette frontale est remplacée par un tenon qui fait partie intégrante de la masse de l'arbre et qui est obtenu par usinage de ce dernier.

Ce type de montage est normalisé : NF E 66-203.

La réalisation de ce type de clavetage est délicate, si l'on veut réaliser un montage à faible jeu. En effet, les erreurs de position du tenon tendent à imposer un certain désaxage en fonctionnement du moyeu, qui peut ne pas être compatible avec des erreurs de faux rond de la portée de centrage. On remédie à cet inconvénient par un certain jeu qui est laissé entre le tenon et son logement.

Un tel assemblage est facilement démontable et il peut être utilisé lorsque l'on a à faire des démontages ou des échanges fréquents des pièces montées sur l'arbre. Cependant, il faut éviter la transmission de couples ou d'efforts dynamiques importants. En effet, il y a risque de génération en service de microdéplacements au niveau des surfaces d'appui de la clavette et sur la portée de centrage du moyeu sur l'arbre, qui peuvent être la cause de l'apparition de traces de corrosion de contact.

3.2.2 Liaisons en rotation avec translation possible

Dans ce cas, seule la liaison en rotation est assurée par la clavette. Il existe une plus ou moins grande liberté de translation de l'assemblage, qui doit être supprimée par un dispositif complémentaire.

3.2.2.1 Clavetage libre par clavettes parallèles

Le fond de la rainure de l'arbre est parallèle à l'axe ainsi que celui de la rainure du moyeu. L'entraînement en rotation s'effectue par les faces latérales de la clavette qui doit être ajustée dans les deux rainures. On distingue trois combinaisons d'ajustement possibles de la clavette entre l'arbre et le moyeu :

- le *clavetage libre* : la clavette est ajustée *juste* dans l'arbre et elle a un jeu important au niveau de la rainure dans le manchon ;
- le *clavetage normal* : la clavette est ajustée serrée dans la rainure de l'arbre et elle a un léger jeu au niveau de la rainure du manchon ;
- le *clavetage serré* : la clavette est ajustée à force à la fois dans la rainure de l'arbre et dans celle du manchon.

Les *clavettes ordinaires* (formes A, B ou C) se font à bouts ronds ou à bouts droits [figure 12a et tableaux 7 et 8 du [Form. B 5 520]]. Dans le premier cas, la rainure de l'arbre est usinée par une fraise travaillant en bout et la clavette est ajustée dans son logement. Dans le second cas, la rainure de l'arbre est usinée par une fraise travaillant en roulant et la clavette ne tient pas dans son logement. La première solution est la plus fréquemment employée.

On peut utiliser des clavettes fixées par vis dans ce second cas, ou lorsque l'on veut réaliser l'entraînement en rotation d'organes couissant sur un arbre.

On peut aussi employer des *clavettes dites bateau* (figure 12b) qui sont réalisées à partir de clavettes cylindriques sous lesquelles on a fraisé symétriquement deux pentes pour permettre d'absorber les arrondis laissés par la fraise à chaque extrémité du logement. La clavette est immobilisée en translation au milieu de son logement par un ergot de retenue. Ce type de clavette n'est pas normalisé (tableau 9 du [Form. B 5 520]). Pour les cotes et tolérances de j et de k ainsi que pour les tolérances sur a et b , on se reportera aux tableaux 7 et 8 du [Form. B 5 520] concernant les clavettes parallèles. Pour fixer la cote ℓ de longueur de la clavette, on choisit en général $\ell \approx 1,5 d$.

3.2.2.2 Clavette disque

C'est un segment de disque logé dans une rainure fraisée de l'arbre (figure 12c). Cette clavette normalisée (NF E 27-653) est réalisée à partir de profilés, laminés et étirés également normalisés (NF E 27-655), qui sont ensuite tronçonnés. L'emploi de ce type de clavette, à cause de sa faible longueur active et de son encastrement profond dans l'arbre, est limité à la transmission de faibles efforts.

Les normes françaises qui sont indiquées ne sont pas très récentes (1961). Le concepteur a intérêt à utiliser la norme ISO 3912 dont un extrait a été reporté dans le tableau 10 du [Form. B 5 520].

Deux séries de dimensions sont proposées :

- la série 1 correspond au passage de la totalité du couple par la clavette ;
- la série 2 correspond à une utilisation de la clavette pour indexer angulairement le moyeu dans une position déterminée par rapport à l'arbre ; dans ce cas, le couple est transmis intégralement par une autre liaison entre l'arbre et le moyeu (assemblage conique ou frettage).

3.2.3 Dimensionnement d'une liaison par clavette

■ **Principe** : les clavettes se calculent au matage et au cisaillement en ayant soin de considérer le couple maximal C_{max} qu'elles transmettent. Le plus souvent, on prendra l'effort au démarrage.

■ **Calcul au matage** : il est fait pour chacune des deux parties du clavetage et l'on calcule successivement :

- la pression de la clavette dans son logement sur l'arbre σ_{p_1} ;
- la pression de la clavette au niveau de sa rainure dans le moyeu σ_{p_2} .

Ces pressions doivent rester inférieures à la limite de fatigue σ_D admissibles pour le métal constituant la clavette, le moyeu ou l'arbre, en fonction des résistances relatives des matériaux constituant ces différentes pièces.

La valeur de σ_D est déterminée pour chaque matériau à partir de la courbe donnée sur la figure 8.

Pour les clavettes parallèles (tableau 7 du [Form. B 5 520]), on a :

$$\sigma_{p_1} = \frac{2C_{max}}{d(d-j)\ell} \quad \sigma_{p_2} = \frac{2C_{max}}{d(b-d+j)\ell}$$

■ **Calcul au cisaillement** : on calcule la contrainte de cisaillement σ_s en appliquant la formule suivante :

$$\sigma_s = \frac{2C_{max}}{da\ell}$$

σ_s doit être inférieur à 0,65 σ_D (charge ondulée) ou à 0,5 σ_D (charges alternées).

■ **Influence de la durée de vie** : les valeurs de σ_D données sur la figure 8 ont été établies pour une durée de vie infinie, c'est-à-dire pour un nombre de cycles de mise en charge supérieur à 3×10^6 . Pour des durées plus faibles correspondant à un nombre de cycles inférieur, la valeur de σ_D peut être multipliée par le facteur de durée Y_N déterminé en utilisant la figure 9.

3.2.4 Dimensionnement d'un arbre avec rainure de clavette

On calcule la contrainte maximale de torsion σ_t dans l'arbre au niveau de la section la plus critique. La valeur obtenue doit être inférieure à la contrainte σ_{tlim} donnée sur la figure 13 en fonction de la dureté du matériau utilisé.

Ce calcul suffit chaque fois que l'on peut négliger le poids supporté ou les efforts radiaux qui sollicitent l'arbre. Dans les cas contraires, on calcule la contrainte maximale de flexion en service σ_f qui doit rester inférieure à la valeur σ_{flim} donnée sur la figure 13.

Les valeurs de σ_{flim} et de σ_{tlim} proposées sont déterminées pour une durée de vie infinie et elles tiennent compte implicitement d'un coefficient de concentration de contrainte dans l'arbre (dû à la rainure de clavette le plus souvent), qui ne doit pas dépasser la valeur de 3. Pour un logement de clavette parallèle, les valeurs correspondantes des rayons de raccordement entre faces et fond de logement doivent donc être supérieures à 0,012 fois le diamètre de l'arbre.

Pour un nombre de cycles limité, on pourra multiplier les valeurs de σ_{flim} et de σ_{tlim} de la figure 13 par le facteur de durée Y_N (figure 9).

Lors de la conception d'un arbre de transmission, il faut prendre garde aux effets de concentration de contrainte dus à la superposition d'un changement de section et d'une rainure de clavetage. On arrive quelquefois à une concentration de contrainte globale excessive, qui est la cause d'avaries.

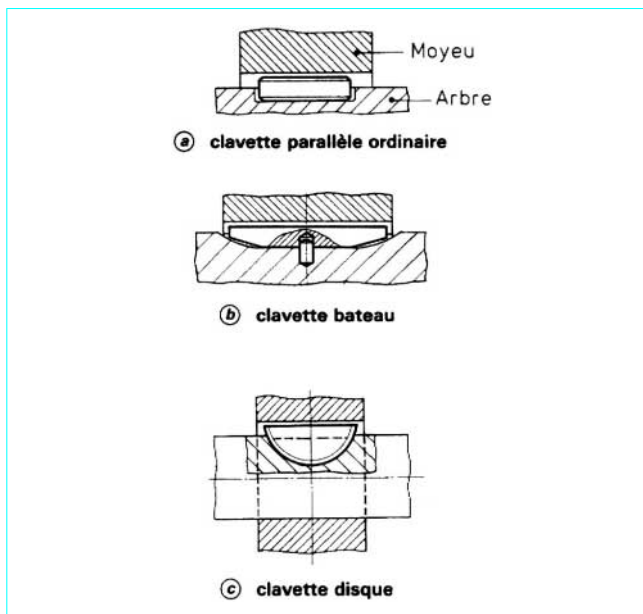


Figure 12 - Clavettes parallèles et clavette disque

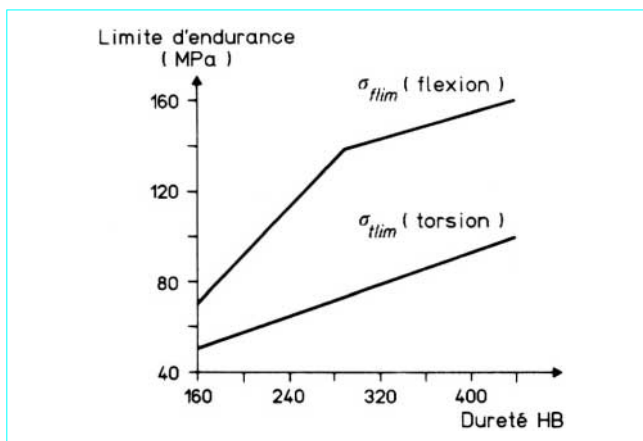


Figure 13 - Limites d'endurance en flexion et torsion pour le calcul des arbres en acier traité à cœur

Dans la pratique, on peut utiliser la méthode suivante. On considère les deux facteurs de concentration de contrainte suivants :

- K_{t1} dû au changement de section ;
- K_{t2} dû à la rainure de clavette ;

et le coefficient $\Omega = \frac{K_{t2}}{K_{t1}}$.

Les valeurs de K_{t1} et de K_{t2} peuvent être obtenues à partir du fascicule de documentation E 22-060 ou de l'article *Concentration des contraintes* [BM 5 040] dans ce traité.

Pour une rainure de profondeur 10 mm donnée à titre d'exemple, les valeurs de Ω ont été reportées sur le graphique de la figure 14 en fonction de la position de la clavette par rapport à l'épaulement et du rapport des deux diamètres de l'arbre.

Dans la zone 1, il ne faut pas positionner la rainure.

Dans la zone 2, le positionnement de la clavette nécessite une étude sérieuse fonction de D , d , r , d_1 et des qualités prévues d'usinage.

Dans la zone 3, il y a peu de risque de rupture.

Si la profondeur de rainure est supérieure à 10 mm, les courbes vont glisser vers la droite de la figure.

3.3 Liaisons par cannelures

3.3.1 Limitations des liaisons par clavettes et avantages des cannelures

De tous les modes d'assemblage d'un arbre avec son moyeu, la liaison par clavette est pratiquement la plus employée. Pour faciliter le montage et le démontage, on utilise souvent des clavettes parallèles (cas des machines-outils, par exemple). Toutefois, l'usinage d'une ou de plusieurs rainures dans l'arbre et l'ajustage de la ou des clavettes dans celles-ci constituent un travail toujours délicat. La hauteur encastree de la clavette doit être aussi grande que possible pour assurer une bonne fixation de celle-ci et aussi faible que possible afin d'éviter un trop grand affaiblissement de l'arbre. On trouve au paragraphe 3.2 le calcul du dimensionnement des clavettes.

Pour un couple appliqué C_1 (en $N \cdot m$), l'effort tangentiel F_1 (en N) transmis par la clavette est donné par la formule :

$$F_1 = 2\,000 \, C_1 / D$$

avec D (mm) diamètre de l'arbre.

Dans le cas d'une seule clavette, cette force peut être remplacée par le couple de torsion $F_1 D / 2$ formé par les forces F_1 et F'_1 et par l'effort tranchant $F''_1 = F'_1$ (figure 15a).

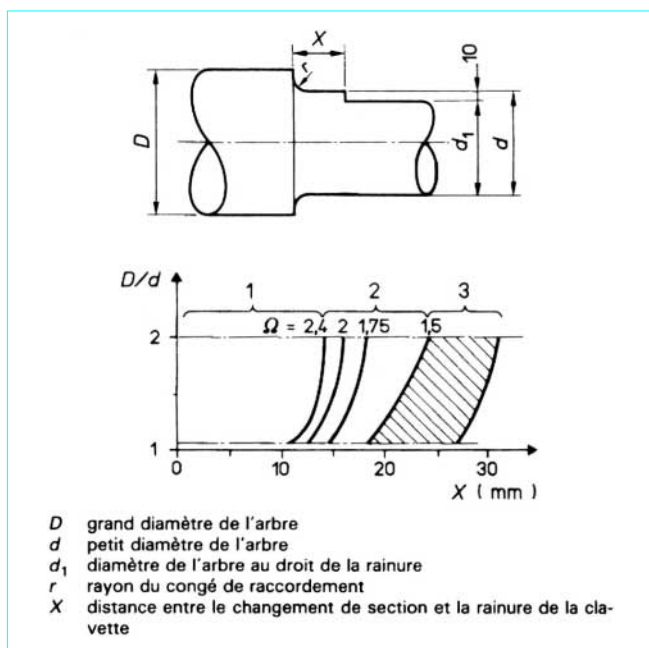


Figure 14 – Superposition des effets dus à un changement de section et à une rainure de clavette

On a cherché à annuler cet effort tranchant en utilisant deux clavettes diamétralement opposées (figure 15b). Si les forces appliquées sur les deux clavettes sont égales et opposées, les éléments de réduction des forces au centre de gravité de la section se réduisent à un couple, car l'effort tranchant est nul. L'égalité des sollicitations sur les deux clavettes exige un ajustage très précis des rainures et des clavettes, qui est en général difficile à réaliser et onéreux.

Si l'on considère la résistance de l'arbre claveté, il ne faut prendre en considération comme section que l'ellipse de grand axe D et de petit axe d qui enveloppe le noyau intérieur.

De plus, dès que les clavettes commencent à s'endommager (le plus souvent par matage), elles prennent du jeu dans leurs rainures et l'on assiste à la génération d'efforts dynamiques supplémentaires dans la transmission, notamment au moment des changements de sens de rotation ou lors des reprises de couple. Ce jeu ne fait que favoriser l'évolution vers la destruction de l'assemblage.

Pour remédier aux inconvénients cités ci-dessus, on a introduit les cannelures. Leurs avantages sont les suivants :

- renforcement de la section utile de l'arbre à cause d'une hauteur plus faible des surfaces en contact ;
- risques d'obtenir du jeu, en service dans la liaison, pratiquement complètement éliminés à cause de la multiplicité des dents en contact ;
- facilité d'usinage de l'arbre par division ou par génération ;
- facilité d'usinage du moyeu par brochage ou par outil-pignon ;
- précision facile à obtenir aussi bien au niveau du pas et de l'épaisseur que du parallélisme des cannelures par rapport à l'axe : cela autorise l'interchangeabilité des arbres et des moyeux, qui peut difficilement être réalisée avec un montage à deux clavettes.

3.3.2 Géométrie et dimensions des différents types de cannelures

On distingue deux grandes familles de cannelures :

- les cannelures rectilignes à flancs en développante ;
- les cannelures cylindriques à flancs parallèles.

Ces deux types de cannelures diffèrent surtout par leur mode d'élaboration (plus aisé dans le cas des cannelures à flancs en développante) et par leur mode d'action (surface portante plus grande et ajustements plus faciles à réaliser dans le cas des cannelures à flancs en développante).

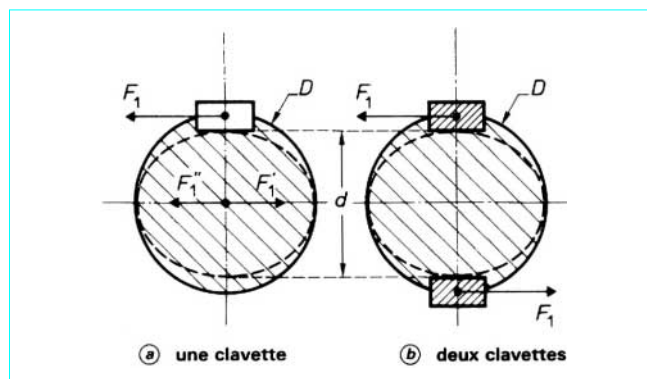


Figure 15 – Décomposition des efforts pour une liaison avec une ou deux clavettes

3.3.2.1 Cannelures rectilignes à flancs en développante

3.3.2.1.1 Cannelures avec angle de pression α égal à 20°

Ce type de cannelures normalisé (NF E 22-141) a été établi pour permettre leur réalisation en utilisant les mêmes machines et les mêmes outillages que ceux employés pour les engrenages. On pourra se reporter, notamment pour les définitions, à l'article *Engrenages. Définition, dessin et calcul* [B 636], dans ce traité.

Les principes fondamentaux qui ont été retenus pour la standardisation de ce type de cannelures sont les suivants :

- diamètres extérieurs nominaux des arbres identiques aux alésages des roulements à billes ;
- système de tolérance unique pour le moyeu, quel que soit le mode d'assemblage envisagé ;
- utilisation de l'outillage de taillage des engrenages en limitant le nombre d'outils différents au minimum ;
- crémaillère de référence à flancs droits avec un angle de pression α de 20° et hauteur des dentures de 1,2 m (figure 16), avec m (mm) désignant le module ;
- hauteur des flancs rectilignes de 1 m et vide à fond de dent de 0,2 m ;
- primitif de taillage à une distance égale à x modules au-dessous de la ligne d'égale division (x = déport de profil) ;
- modules répartis en deux séries :

- série primaire, recommandée (sous-multiples de 10) :

0,5 – 1 – 1,25 – 1,667 – 2,5 – 5,00 – 10,00

- série secondaire (sous-multiples de 7,5) :

0,75 – 3,75 – 7,5

- déport de profil x fonction de la série du module considéré :
 - pour la série primaire : x = 0,8, à l'exception des arbres de Ø 12 et de Ø 17 (module 1,25), où x = 0,6, et de l'arbre de Ø 17 (module 1,667), où x = 0,9,
 - pour la série secondaire : il y a trois valeurs différentes de x en fonction du diamètre extérieur A de l'arbre : x = 0,663, x = 0,8 et x = 0,967 de façon à satisfaire chaque fois la relation :

x = (A - m(N + 0,4)) / 2m

avec m (mm) module,
N nombre de dents

Avec de telles valeurs de déport, le primitif de taillage se trouve à la base des dents, mais l'angle d'incidence sur la développante à mi-hauteur de la zone de contact est voisin de 30°. Cette valeur favorise le centrage des cannelures sur les flancs en convenant également pour le coulisement du moyeu sur l'arbre.

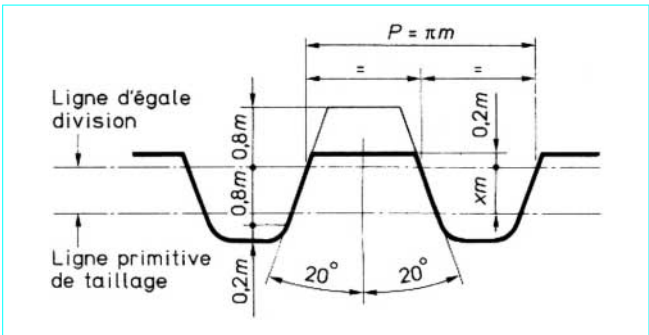


Figure 16 – Cannelures à flancs en développante selon NF E 22-141. Crémaillère de référence

Centrage : le centrage sur flancs est recommandé.

Le centrage extérieur reste possible. Il nécessite pour l'arbre une fraise spéciale et un outil-pignon spécial par diamètre pour le moyeu taillé.

Le centrage intérieur est impossible.

Un formulaire simplifié pour le calcul des principales dimensions des arbres et des moyeux est donné dans le tableau 2.

Le tableau 11 du [Form. B 5 520] fournit l'échelonnement des séries de dimensions possibles.

Ajustement : le profil cannelé, défini par les dimensions nominales et les tolérances du moyeu, étant le même quel que soit le mode d'assemblage à réaliser, les différents ajustements entre arbre et moyeu sont obtenus en faisant varier la valeur du déport de profil x.

Les ajustements sont résumés dans le tableau suivant :

Montage	Centrage	Ajustement			Moyeu			Arbre	
		A	D	Flancs	A'1	D	e	A'	e
glissant	extérieur	glissant	libre	libre	R7	H7	H9	d7	c10
	sur flancs	libre	libre	libre				f10	
fixe	sur flancs	libre	libre	fixe				js10	
pressé	sur flancs	libre	libre	pressé				x10	

Les tolérances sur l'épaisseur de base e permettent de définir :

- les tolérances sur les cotes de vérification ;
- les tolérances sur la valeur du déport de profil.

Désignation. Une cannelure rectiligne à flancs en développante est désignée au moyen des symboles suivants :

diamètre nominal A
nombre de dents N
module m

placés dans l'ordre A × N × m et suivis de la référence de la norme (NF E 22-141).

Exemple de désignation d'un arbre et d'un moyeu cannelés à flancs en développante, de cote A = 35 mm ; N = 12 et m = 2,5. Pour l'arbre, on ajoute le type de montage choisi (glissant, fixe ou pressé).

Moyeu cannelé à flancs en développante :

35 × 12 × 2,5, E 22-141

Arbre cannelé à flancs en développante :

35 × 12 × 2,5 – glissant, E 22-141

3.3.2.1.2 Cannelures avec angle de pression supérieur à 20°

Les principes fondamentaux qui ont été retenus pour la standardisation de ce type de cannelures (NF E 22-144) sont les suivants :

- centrage sur flancs uniquement ;
- trois valeurs d'angle de pression : 30° ; 37,5° et 45° ;
- pour le centrage sur flancs des cannelures, six classes d'ajustement :

- serrage effectif : classe H/k et classe H/js,
- jeu effectif : classes H/h, H/f, H/e et H/d,

les lettres minuscules d à k sont les écarts-types qui s'appliquent à la cannelure externe et qui figurent dans la recommandation ISO/R 286 *Système ISO de tolérances et d'ajustements* ;

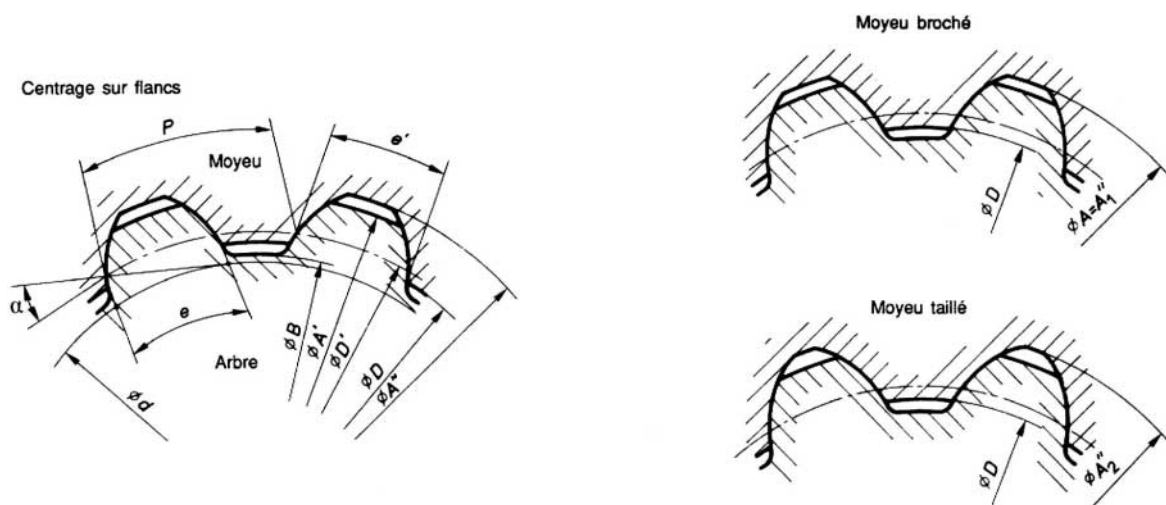
— quatre classes de tolérances totales repérées 4 à 7 sont définies : les valeurs sont calculées en fonction du diamètre primitif et de l'épaisseur théorique des cannelures ;

— ligne de référence de la crémaillère génératrice passant approximativement à mi-hauteur du profil de référence. On peut utiliser quatre profils de crémaillères génératrices différents en fonction de l'angle de pression et des rayons de fond de cannelure pouvant être générés (figure 17) ;

— modules compris entre 0,25 et 10, selon les listes ci-après :

- pour les cannelures avec $\alpha_D = 30^\circ$ ou $37,5^\circ$: 0,5 – 0,75 – 1 – 1,25 – 1,5 – 1,75 – 2 – 2,5 – 3 – 4 – 5 – 6 – 8 – 10 mm,
- pour les cannelures avec $\alpha_D = 45^\circ$: 0,25 – 0,5 – 0,75 – 1 – 1,25 – 1,5 – 1,75 – 2 – 2,5 mm.

Tableau 2 – Cannelures rectilignes à flancs en développante (selon NF E 22-141). **Formules de base**



	Symbole	Désignation	Valeur
Paramètres de base	m	Module	À choisir le plus petit possible [Form. B 5 520] (tableau 11)
	N	Nombre de dents	[Form. B 5 520] (Tableau 11)
	A	Diamètre nominal de départ pour l'arbre et le moyeu	
Arbre	A'	Diamètre extérieur de l'arbre	$A' = A - 0,2 m$ (centré sur flancs) $A' = A$ (centrage extérieur)
	B	Diamètre intérieur de l'arbre	$B = A - 2,4 m$
Moyeu	A''	Diamètre extérieur du moyeu	$A_1'' = A$ (broché et centrage extérieur) $A_2'' = A + 0,3 m$ (taillé)
	D	Diamètre intérieur du moyeu	$D = A - 2 m$
Éléments communs	D'	Diamètre primitif de taillage	$D' = Nm$
	d	Diamètre du cercle de base	$d = D' \cos \alpha$ $\alpha = 20^\circ$
	P	Pas au primitif de taillage	$P = \pi m$
	x	Déport de profil de l'outil	$x = \frac{A - m(N + 0,4)}{2m}$
	e'	Épaisseur curviligne au primitif de taillage	$e' = \frac{\pi m}{2} + 2xm \tan \alpha$
	e	Épaisseur curviligne de base	$e = e' \cos \alpha + d \operatorname{inv} \alpha$ (1)
	E	Écartement sur K dents	$E = (K - 1) \pi m \cos \alpha + e$

(1) $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{involute} \alpha = \tan \alpha - \alpha$.

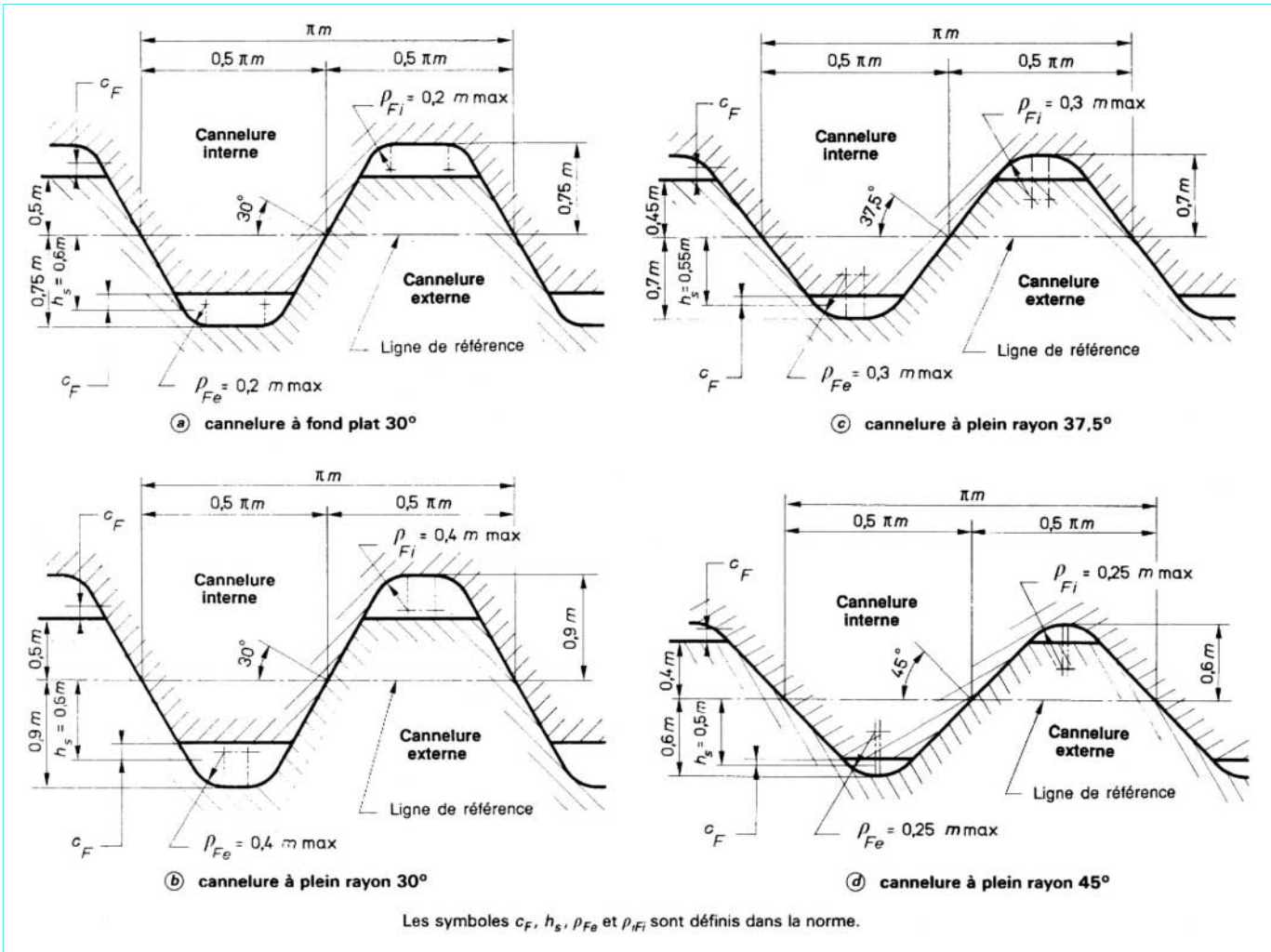


Figure 17 – Crémaillères de référence pouvant être utilisées pour réaliser des cannelures (selon NF E 22-144)

Les différents cas d'assemblages pouvant être réalisés sont décrits sur les figures 18 et 19.

Les formules permettant de calculer les différents éléments géométriques mentionnés sur les figures sont données dans le tableau 3.

■ **Désignation.** Les éléments d'accouplement de cannelures cylindriques droites à flancs en développante à module métrique, à centrage sur flancs, se désignent dans l'ordre de la façon suivante :

- cannelures internes : INT.
- cannelures externes : EXT.
- cannelures assemblées : INT/EXT
- nombre de dents : Z (précédé du nombre)
- module : m (précédé du nombre)
- angle de pression 30° fond plat : 30 P
- angle de pression 30° plein rayon : 30 R
- angle de pression 37,5° : 37,5
- angle de pression 45° : 45
- classe de tolérance : 4 – 5 – 6 – 7
- classe d'ajustement des cannelures internes : H
- classe d'ajustement des cannelures externes : k, js, h, f, e, d
- norme : NF E 22-144

Exemple de désignation d'un accouplement cannelé 24 dents, module 2,5, angle de pression 30° plein rayon, classe de tolérance 5, ajustement H/f :

- accouplement :
INT/EXT 24 Z × 2,5 m × 30R × 5H/5f, NF E 22-144
- cannelure interne :
INT · 24 Z × 2,5 m × 30R × 5H, NF E 22-144
- cannelure externe :
EXT · 24 Z × 2,5 m × 30R × 5f, NF E 22-144

3.3.2.2 Cannelures cylindriques à flancs parallèles

Ce type de liaison (figure 20) est tout à fait comparable à une série de clavettes que l'on aurait implantées dans l'arbre pour assurer l'entraînement du moyeu. Les dimensions de ce type de cannelures sont définies par la norme E 22-131 qui prévoit :

- le centrage intérieur des cannelures ;
- deux séries de dimensions (légère et moyenne).

Tableau 3 – Formules pour le calcul des principaux éléments géométriques des cannelures en développante
(selon NF E 22-144)

	Terme	Symbole	Formule
Éléments communs	Diamètre primitif	D	mZ
	Diamètre de base	DB	$mZ \cos \alpha_D$
	Pas primitif	p	πm
	Pas de base	p_b	$\pi m \cos \alpha_D$
Éléments de l'arbre	Diamètre de forme max., externe	$DFE \text{ max}$	$2 \sqrt{(0,5 DB)^2 + \left[0,5 D \sin \alpha_D - \frac{h_s - \frac{0,5 es_v}{\tan \alpha_D}}{\sin \alpha_D} \right]^2}$
	Écart supérieur effectif, externe	es_v	résultant des écarts (fondamentaux) $k - js - h - f - e$ et d cote dont la valeur est à prendre sur l'une des figures 17 .
		h_s	
	Diamètre mineur max., externe		
	30°, fond plat	$DIE \text{ max}$	$m(Z - 1,5) + es_v / \tan \alpha_D$
	30°, plein rayon	$DIE \text{ max}$	$m(Z - 1,8) + es_v / \tan \alpha_D$
	37,5°, plein rayon	$DIE \text{ max}$	$m(Z - 1,4) + es_v / \tan \alpha_D$
	45°, plein rayon	$DIE \text{ max}$	$m(Z - 1,2) + es_v / \tan \alpha_D$
	Diamètre mineur min., externe	$DIE \text{ min}$	$DIE \text{ max} - (T + \lambda) / \tan \alpha_D$
	Épaisseur théorique	S	$0,5 \pi m$
	Épaisseur effective max.	$SV \text{ max}$	$S + es_v$
	Tolérance totale sur intervalle ou sur épaisseur	$(T + \lambda)$	Donnée dans la norme
	Diamètre majeur max., externe		
	30°, fond plat et plein rayon	$DEE \text{ max}$	$m(Z + 1) + es_v / \tan \alpha_D$
	37,5°, plein rayon	$DEE \text{ max}$	$m(Z + 0,9) + es_v / \tan \alpha_D$
	45°, plein rayon	$DEE \text{ max}$	$m(Z + 0,8) + es_v / \tan \alpha_D$
	Diamètre majeur min., externe		
	$m < 0,75$	$DEE \text{ min}$	$DEE \text{ max} - \text{tol. h10}$
	$0,75 < m < 2$	$DEE \text{ min}$	$DEE \text{ max} - \text{tol. h11}$
	$m \geq 2$	$DEE \text{ min}$	$DEE \text{ max} - \text{tol. h12}$
Éléments du moyeu	Diamètre de forme min., interne		
	30°, fond plat et plein rayon	$DFI \text{ min}$	$m(Z + 1) + 2 c_F$
	37,5°, plein rayon	$DFI \text{ min}$	$m(Z + 0,9) + 2 c_F$
	45°, plein rayon	$DFI \text{ min}$	$m(Z + 0,8) + 2 c_F$
	Diamètre mineur min., interne	$DII \text{ min}$	$DFE \text{ max} + 2 c_F$
	Sécurité de forme	c_F	$0,1 m$
	Diamètre majeur max., interne	$DEI \text{ max}$	$DEI \text{ min} + (T + \lambda) / \tan \alpha_D$
	Diamètre mineur max., interne		
	$m \leq 0,75$	$DII \text{ max}$	$DII \text{ min} + \text{tol. H10}$
	$0,75 < m < 2$	$DII \text{ max}$	$DII \text{ min} + \text{tol. H11}$
	$m \geq 2$	$DII \text{ max}$	$DII \text{ min} + \text{tol. H12}$
	Diamètre majeur min., interne		
	30°, fond plat	$DEI \text{ min}$	$m(Z + 1,5)$
	30°, plein rayon	$DEI \text{ min}$	$m(Z + 1,8)$
	37,5°, plein rayon	$DEI \text{ min}$	$m(Z + 1,4)$
	45°, plein rayon	$DEI \text{ min}$	$m(Z + 1,2)$

Initialement, cette norme prévoyait une série forte avec centrage extérieur, mais elle a été supprimée lors de la révision en 1986.

La norme prévoit trois types d'assemblages :

- un montage glissant ;
- un montage glissant juste ;
- un montage fixe.

Une dimension de cannelures est définie par trois éléments qui sont :

- d diamètre intérieur ;
- D diamètre extérieur ;
- B largeur.

Des chanfreins en tête et des arrondis au pied ont été prévus de chaque côté des cannelures pour éviter les risques d'interférence au moment de l'assemblage du moyeu sur l'arbre.

Les dimensions nominales communes à l'arbre et à l'alésage (d , D et B) et les dimensions des chanfreins et arrondis sont données dans le tableau **12** du [Form. B 5 520]. Les tolérances à appliquer à l'arbre et au moyeu pour chacun des types de montage choisis sont données dans le tableau **13** du [Form. B 5 520].

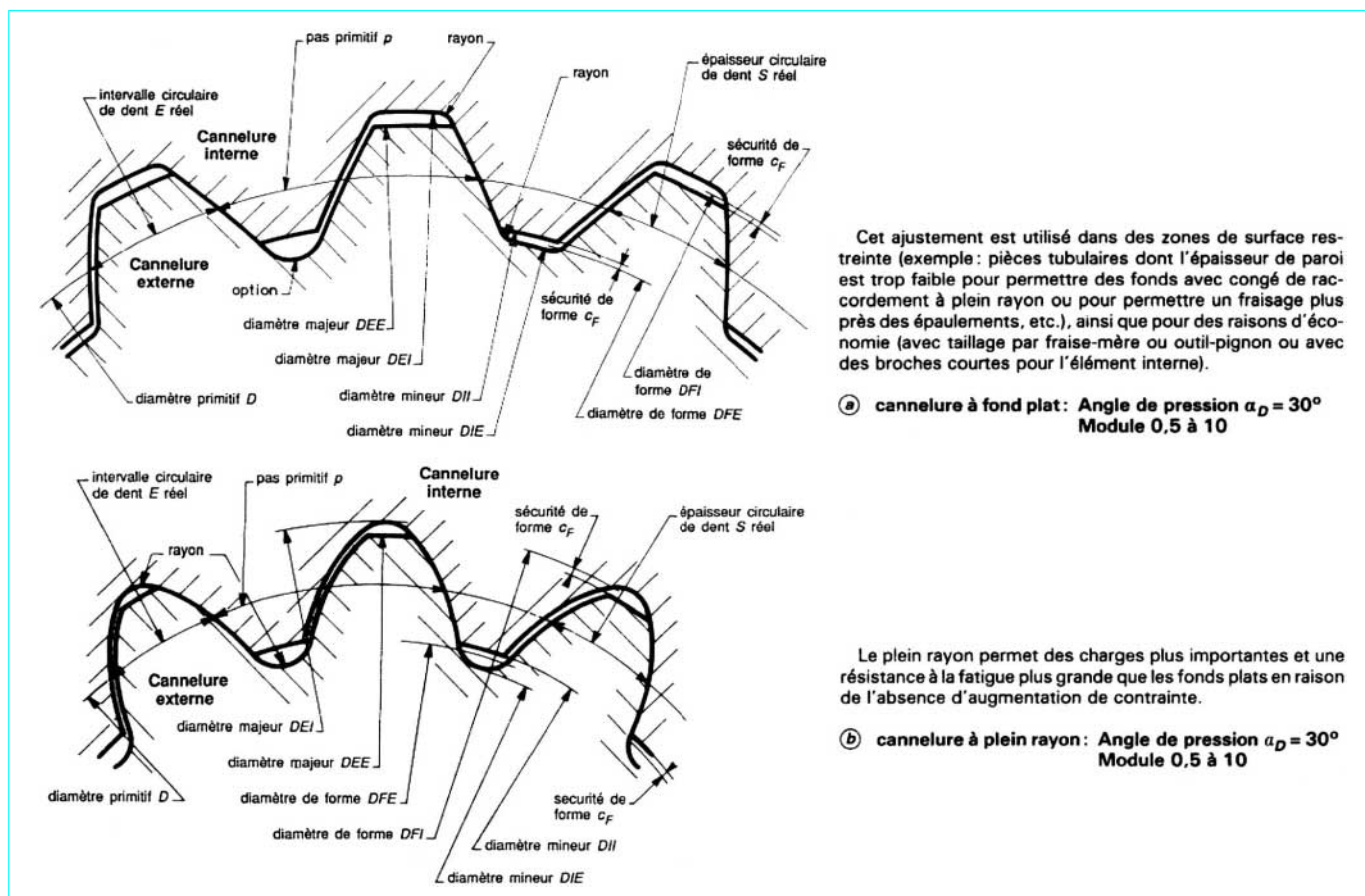


Figure 18 – Cannelures cylindriques droites à flancs en développante et centrage sur flancs (selon NF E 22-144) avec un angle de pression de 30°

La norme spécifie également des tolérances de symétrie pour l'exécution des cannelures, qui incluent les tolérances de division. Les valeurs admissibles préconisées sont données dans le tableau 14 du [Form. B 5 520] en fonction de la largeur des cannelures.

■ **Désignation** : le profil d'un arbre ou d'un moyeu cannelé doit être désigné par l'indication, dans l'ordre suivant :

- nombre de cannelures N ;
- diamètre intérieur d ;
- diamètre extérieur D ;

ces trois nombres étant séparés par le signe \times et suivis de la référence de la norme NF E 22-131.

■ **Exemple** : arbre (ou moyeu) $6 \times 23 \times 26$, NF E 22-131

3.3.3 Réalisation des assemblages cannelés

3.3.3.1 Cannelures rectilignes à flancs en développante

Les *cannelures externes* peuvent être taillées par génération à l'aide d'un outil-pignon ou d'une fraise-mère, ou taillées sans mouvement de génération à l'aide d'un outil formé au contour d'un entrentent.

Dans le cas des dentures à angle de pression élevée ($> 30^\circ$, NF E 22-144), les cannelures externes peuvent également être formées par roulage à froid, auquel cas elles sont généralement à *plein rayon*, c'est-à-dire que le cylindre de raccordement en fond est tangent aux deux profils adjacents.

Les *cannelures internes* sont généralement obtenues par brochage, par outil de forme, ou par génération à l'aide d'un outil-pignon.

Même avec des outils à plein rayon de tête, chacune de ces méthodes de coupe donne un profil de surface de raccordement ayant ses caractéristiques propres. Les surfaces de raccordement des cannelures ainsi générées sont des courbes voisines de l'épicycloïde allongée pour les cannelures externes et de l'hypocycloïde allongée pour les cannelures internes. Ces surfaces de raccordement ont un rayon de courbure minimal au point de contact avec le cercle mineur de la cannelure externe ou avec le cercle majeur de la cannelure interne, et un rayon de courbure qui croît rapidement jusqu'au point de rencontre avec le profil de la développante.

Les valeurs des rayons obtenus sont fonction du rayon maximal de raccordement indiqué sur les profils des crémaillères de référence. En cas de taillage de cannelures internes et externes par génération à l'aide du même outil-pignon, la conception de l'outil doit être fonction des dimensions de la cannelure interne à obtenir.

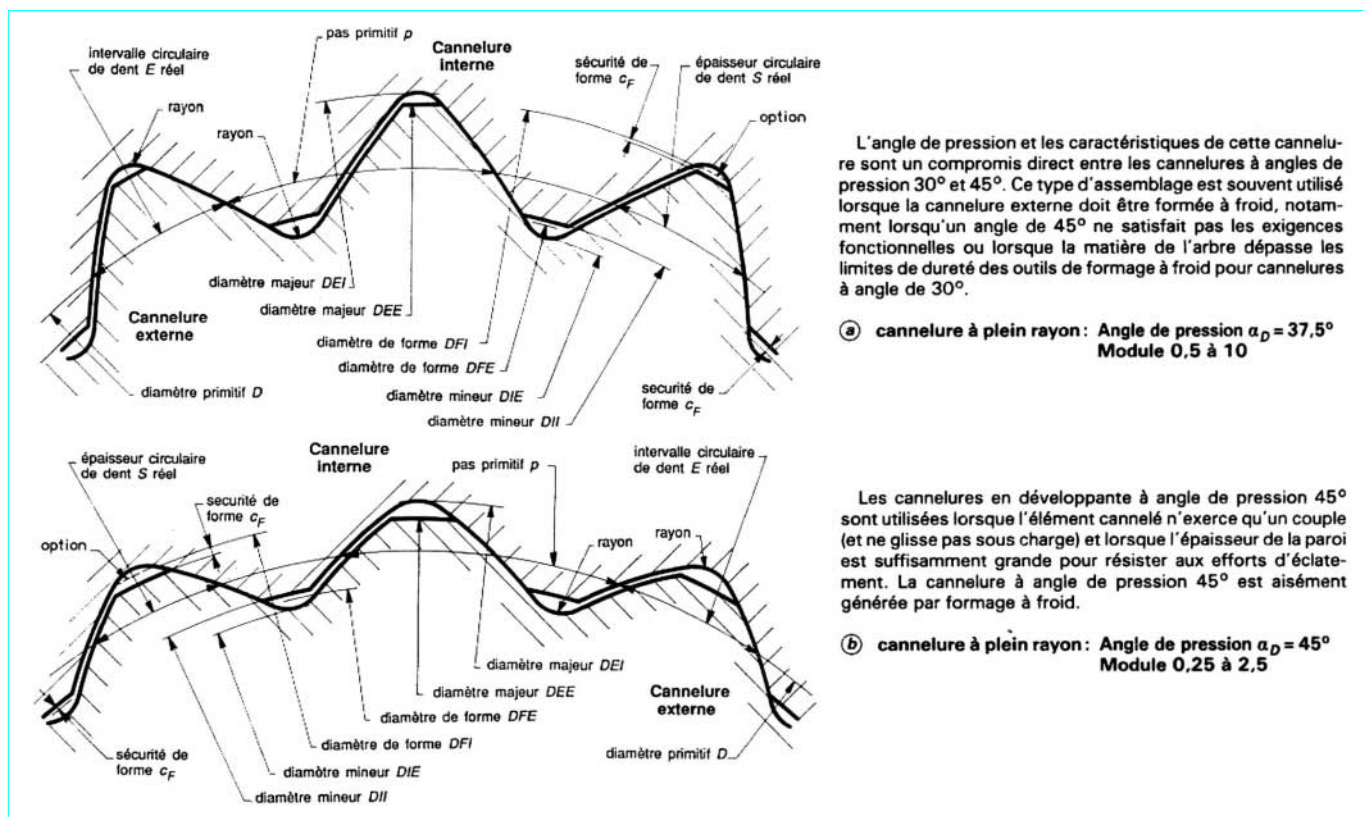


Figure 19 – Cannelures cylindriques droites à flancs en développante et centrage sur flancs (selon NF E 22-144) avec un angle de pression $> 30^\circ$

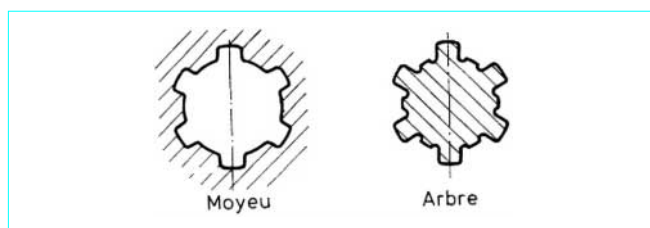


Figure 20 – Cannelures cylindriques à flancs parallèles

3.3.3.2 Cannelures cylindriques à flancs parallèles

En général, les cannelures intérieures dans le moyeu sont réalisées par brochage, mais elles peuvent aussi, le cas échéant, être usinées par mortaisage sur diviseur. Le diamètre intérieur des cannelures est en général rectifié pour faciliter le centrage intérieur.

L'usinage des arbres est fait sur machine à tailler ou sur fraiseuse avec plateau diviseur.

Le taillage devra en général être suivi d'une rectification. On peut réaliser cette finition en deux opérations (rectification séparée du diamètre intérieur, puis des flancs) ou en une seule fois en utilisant des meules multiples montées sur le même axe avec un diamantage adapté pour reproduire le profil de l'arbre cannelé à réaliser.

3.3.3.3 Précautions à prendre dans le cas de cannelures traitées

Lorsque le moyeu doit être traité thermiquement après usinage, on constate l'apparition, après trempe, de déformations des cannelures. Comme la rectification des cannelures intérieures est quasi impossible, cela entraîne des difficultés de montage et des mauvaises portées entre les dents, qui diminuent l'efficacité de ce type de liaison. Une bonne solution consiste à préserver du traitement de durcissement superficiel la zone des cannelures, de façon à pouvoir les usiner par brochage ou par taillage après trempe et revenu. Les déformations sont ainsi évitées, mais les caractéristiques après traitement de l'acier utilisé devront être parfaitement connues, pour éviter de détériorer la broche.

Les arbres peuvent en général toujours être rectifiés après durcissement superficiel.

3.3.4 Contrôle des assemblages cannelés

3.3.4.1 Cannelures rectilignes à flancs en développante

3.3.4.1.1 Cannelures définies à partir de la norme NF E 22-141

Dans cette norme se trouvent toutes les formules et les tolérances qui permettent de vérifier l'épaisseur des dents du moyeu et de l'arbre. Pour la vérification de l'arbre, on effectue une mesure sur deux ou trois rouleaux ou une mesure d'écartement sur K dents. Pour le contrôle du moyeu, on effectue une mesure de cote intérieure entre deux ou trois rouleaux.

La valeur des écarts admissibles sur les mesures s'obtient à partir des tolérances définies par la norme pour l'épaisseur de base e (tableau donné au paragraphe 3.3.2.1.1).

La norme NF E 22-142 introduit la possibilité de vérification par calibres des cannelures définies dans la norme E 22-141. Elle utilise le principe de définition des calibres mentionné dans la norme E 22-145, qui tient compte des tolérances d'usinage T admissibles pour le moyeu et l'arbre, ainsi que de l'erreur totale de forme λ .

La tolérance d'usinage T est donnée dans la norme NF E 22-141.

L'erreur de forme λ , qui est le cumul de l'erreur de division, de profil et de distorsion, a été calculée pour un calibre de classe 5 défini à partir de la norme NF E 22-144. La vérification par calibre des cannelures n'est pas obligatoire mais, en cas de litige, c'est ce type de vérification qui l'emporte sur la vérification sur pîges.

3.3.4.1.2 Cannelures définies à partir de la norme NF E 22-144

Habituellement, les cannelures selon cette norme sont vérifiées par usage de calibres à limites, mais la vérification analytique directe peut éventuellement être admise par entente préalable entre les parties définissant les modalités à suivre pour l'exécution des contrôles.

■ **Vérification par calibres** : trois méthodes de contrôle sont prévues pour la vérification par calibres des cannelures : la méthode normalisée, la méthode variante A, la méthode variante B.

La vérification côté « entre » utilise le même processus pour les trois méthodes.

Par contre, ces dernières méthodes diffèrent pour la vérification côté « n'entre pas » :

— dans la méthode normalisée, on utilise des calibres cannelés « n'entre pas » à denture à secteur qui vérifient les limites réelles des intervalles ou épaisseurs au minimum de matière des pièces ;
— dans la méthode variante A, on utilise deux sortes de calibres « n'entre pas » :

- un calibre avec denture à secteur comme pour la méthode normalisée,
- un calibre avec denture complète vérifiant les limites effectives des intervalles ou épaisseurs à ne pas dépasser ;

— dans la méthode variante B, des calibres « n'entre pas » à denture complète vérifient, comme dans la méthode variante A, les limites effectives des intervalles ou épaisseurs de dents à ne pas dépasser du côté « n'entre pas » (les limites réelles des intervalles ou épaisseurs au minimum de matière des pièces ne sont, dans ce cas, pas contrôlées).

La norme NF E 22-145 définit les cotes et les tolérances des calibres à utiliser, les dimensions limites d'emploi et les modalités d'utilisation.

■ **Vérification analytique** : elle est caractérisée par le fait qu'elle consiste en un contrôle *élémentaire* de chacune des erreurs dimensionnelles ou de forme.

La vérification analytique permet d'évaluer chacune de ces erreurs (alors que le contrôle par calibres à limites est un contrôle *global*) et permet donc, en cas de refus d'une pièce par le calibre, de connaître le (ou les) élément(s) de cette pièce cause de refus.

La vérification analytique concerne particulièrement :

- le contrôle analytique des erreurs de forme (erreur totale de profil, erreur totale de division, erreur totale de distorsion) ;
- la mesure sur pîges (pour cannelures externes) ou entre pîges (pour cannelures internes) ;
- la mesure sur K dents (pour cannelures externes).

Il y a lieu de noter que la vérification analytique concerne indifféremment les pièces ou les calibres.

● Contrôle analytique

Le contrôle analytique est la mesure des dimensions et des erreurs de forme individuelles. Si nécessaire, il est possible par le contrôle analytique de vérifier la circularité et la concentricité. Il est également possible, lors de l'examen du profil, de contrôler les diamètres de forme et les chanfreins en sommet de dent.

Il n'est pas nécessaire que les contrôles soient effectués au niveau du cercle primitif, pourvu qu'ils le soient au niveau d'un cercle bien défini, appelé cercle de contrôle, à déterminer après entente entre client et fournisseur et à indiquer sur le procès-verbal éventuel de contrôle.

Des méthodes différentes de contrôle des erreurs peuvent être utilisées ; toutefois, en cas de litige, seules les méthodes décrites dans la norme NF E 22-145 serviront de référence.

● Erreurs de forme des cannelures

— *Erreurs de division* : ces erreurs provoquent une variante du jeu ou du serrage d'une série de flancs conjugués à une autre. L'ajustement dépendant des zones à jeu ou à serrage minimal, les erreurs de division réduisent le jeu effectif ou augmentent le serrage effectif.

— *Erreurs de profil* : ces erreurs réduisent la zone de contact. Les écarts positifs réduisent le jeu effectif. Les écarts négatifs n'ont pas d'effet sur le jeu effectif.

— *Erreurs de distorsion* : ces erreurs provoquent des variations du jeu et réduisent donc le jeu effectif.

● Erreur globale de forme

L'erreur globale de forme λ , qui est le cumul de l'erreur totale de division, de l'erreur totale de profil et de l'erreur totale de distorsion, a un effet sur le montage effectif d'une cannelure en développante. L'effet isolé de chacune de ces erreurs sur le montage est moindre que leur effet cumulé, car des zones où le jeu est supérieur au jeu minimal peuvent présenter des écarts de forme, de pas ou de division qui n'affectent pas le montage. Il est également peu vraisemblable que toutes ces erreurs se retrouvent en même temps sur une même cannelure à leur valeur maximale. C'est la raison pour laquelle on calcule de façon statistique les erreurs totales de division de profil et de distorsion et l'on prend 60 % du résultat pour déterminer l'effet de ces erreurs sur le montage de la cannelure. Compte tenu de ces hypothèses, l'erreur globale de forme devient donc :

$$\lambda = 0,6 [(\text{erreur totale de division})^2 + (\text{erreur totale de profil})^2 + (\text{erreur totale de distorsion})^2]^{0,5}$$

Cette valeur est obtenue pour une longueur en prise égale à la moitié du diamètre primitif. Elle peut être corrigée éventuellement si la longueur en prise est supérieure.

Les valeurs des tolérances admises pour chacune de ces erreurs individuelles sont données dans la norme NF E 22-144 en fonction de la classe de la cannelure. Ces valeurs de tolérances ont été obtenues en appliquant les formules de la norme ISO 1328 (concernant la précision des dentures d'engrenages) pour les qualités 4 à 7.

● Tolérance d'usinage

La tolérance d'usinage T est calculée par différence entre la tolérance totale $T + \lambda$ et l'erreur globale de forme λ .

La norme NF E 22-144 propose une répartition du total de la tolérance de la classe en tolérance d'usinage et en erreur globale de forme. La tolérance totale $T + \lambda$ est exprimée, pour chacune des quatre classes de tolérances, par une formule qui fait intervenir une part i' basée sur le diamètre primitif et une autre part i'' basée sur l'intervalle ou l'épaisseur théorique de la denture.

Tolérance basée sur le diamètre primitif :

$$i' = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D \quad \text{pour } D \leq 500 \text{ mm}$$

$$i' = 0,004 D + 2,1 \quad \text{pour } D > 500 \text{ mm}$$

Tolérance basée sur l'intervalle ou l'épaisseur :

$$i'' = 0,45 \sqrt[3]{E} \text{ (ou } S) + 0,001 E \text{ (ou } S)$$

avec D (mm) diamètre primitif,
 E (mm) intervalle théorique,
 S (mm) épaisseur théorique,
 $i', i'', T + \lambda$ (μm) tolérances partielles et totale.

La tolérance totale $T + \lambda$ est donnée par les formules suivantes :

pour la classe 4 : $T + \lambda = 10 i' + 40 i''$;

la classe 5 : $T + \lambda = 16 i' + 64 i''$;

la classe 6 : $T + \lambda = 25 i' + 100 i''$;

la classe 7 : $T + \lambda = 40 i' + 160 i''$.

Pour la détermination des cotes de contrôle sur piges ou sur K dents, la norme NF E 22-145 donne toutes les indications pour leur calcul et pour définir les tolérances à l'intérieur desquelles elles doivent se trouver. Ces cotes de contrôle peuvent aussi bien être fixées pour la réception de calibres de vérification ou de cannelures.

3.3.4.2 Cannelures cylindriques à flancs parallèles

En général, la vérification des éléments cotés « **entre** » se fait en utilisant des calibres.

On utilise pour l'arbre une bague cannelée « **entre** » et pour le moyeu un tampon cannelé « **entre** » qui permettent de contrôler globalement les paramètres assurant le centrage (diamètre mineur des cannelures) et le montage (diamètre majeur, largeur, concentricité des diamètres majeur et mineur et position angulaire des cannelures).

La vérification des éléments cotés « **n'entre pas** » se fait en utilisant des calibres élémentaires qui permettent de contrôler séparément chaque paramètre géométrique.

Pour le contrôle de l'arbre, on utilise des calibres à mâchoires, pour le moyeu des jauges plates, et un tampon lisse pour le diamètre mineur des cannelures.

La vérification des pièces par calibres « **entre** » ne permet pas, en général, en cas de refus, de connaître l'élément géométrique qui en est la cause. On a recours alors à des contrôles par mesurage direct, qui peuvent d'ailleurs être admis comme procédure de vérification générale, s'il y a eu entente préalable sur ce point entre les parties intéressées.

La norme NF E 22-131 définit les positions et les valeurs des tolérances à prévoir pour les calibres « **entre** » et les calibres « **n'entre pas** », ainsi que leurs limites d'usure admissible pour le côté « **entre** ». Elle précise également la longueur de la partie mesurante des calibres.

La norme tient également compte, pour la définition des calibres, des trois cas de montage possibles (montage glissant, montage glissant juste, montage fixe).

La température de référence, pour la définition des dimensions prescrites pour les pièces et les calibres, a été fixée à 20° C. C'est à cette température que doit normalement être effectuée la vérification.

3.3.5 Dimensionnement d'un assemblage cannelé

La méthode présentée ci-après est applicable à toute cannelure cylindrique à flancs parallèles ou en développante de cercle, à condition de transposer les désignations données dans les paragraphes au type de cannelures concerné.

3.3.5.1 Conditions générales d'utilisation de la méthode

3.3.5.1.1 Symbolisation utilisée

Les paramètres de définition ont été choisis conformément à la norme NF E 22-144.

Pour le dimensionnement des cannelures à flancs parallèles, on ne tient pas compte des paramètres définissant la développante (angle de pression, module, etc.).

Un assemblage type a été représenté sur la figure 21.

3.3.5.1.2 Types de détérioration le plus couramment observés

Les types de détérioration le plus couramment observés sur une denture de cannelures sont :

- la corrosion de contact (ou fretting-corrosion) due à des micro-mouvements dans un ensemble mal lubrifié, même peu chargé ;
- le matage dû à un assemblage chargé présentant trop de jeu au départ et à mouvements alternés ;
- la rupture, due à un couple trop fort et à la fatigue ; elle s'amorce en général à l'arrêt de la cannelure ou à un point singulier (trou de goupille, par exemple).

3.3.5.1.3 Paramètres de choix

C'est en fonction des types de détérioration que les trois paramètres suivants sont retenus pour le choix du type de cannelures :

- la contrainte maximale de cisaillement du moyeu τ_m ;
- la contrainte maximale de cisaillement de l'arbre τ_a ;
- la contrainte de compression σ_a .

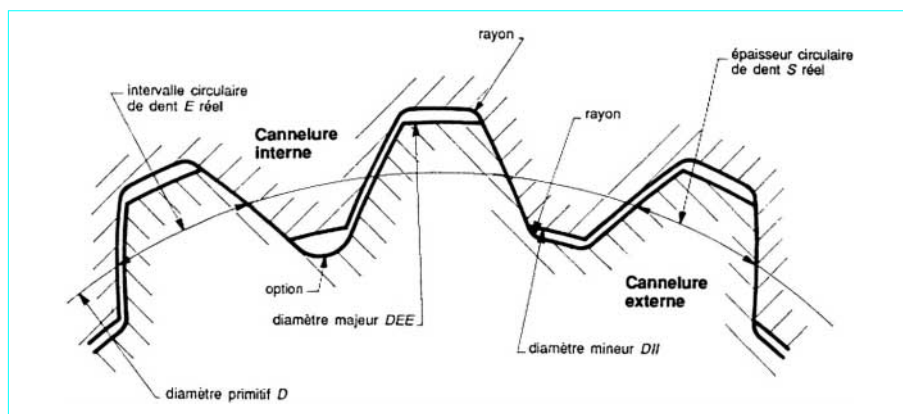


Figure 21 – Assemblage moyeu-arbre type à considérer pour le dimensionnement

3.3.5.1.4 Limites d'application

Les trois paramètres précédents (τ_m , τ_a et σ_a), qui sont en général jugés les plus importants, sont donc les seuls considérés dans ce document. Il est toujours possible d'affiner les résultats par des méthodes plus complètes (calcul par éléments finis, essais de fatigue au banc, expériences en fonctionnement, etc.), suivant la nature des fabrications et des destinations.

Cependant, nous attirons l'attention sur les points suivants.

■ L'influence des rayons de raccordement (fond plat, plein rayon) : il paraît évident qu'une grande valeur de ces derniers favorise la résistance (en diminuant l'effet de la concentration de contrainte) de l'arbre et des cannelures (figure 22).

■ La nécessité d'un suivi des conditions de fonctionnement.

■ Le choix judicieux d'un couple pour le dimensionnement et d'une vitesse moyenne n dans le cas de cycles à couple et à vitesse variables. Dans ce dernier cas, on peut s'inspirer des formules utilisées à ce sujet pour les engrenages ou les roulements.

■ Le choix judicieux des caractéristiques du matériau auxquelles on peut comparer :

- les contraintes de cisaillement ;
- la contrainte de compression de l'assemblage.

Pour cela, on utilise comme base de comparaison les valeurs de la limite d'endurance σ_D à la traction définie pour le calcul des clavettes (figure 8), modifiées éventuellement par l'application d'un facteur de durée lorsque le nombre de sollicitations de l'assemblage est limité. La contrainte admissible au cisaillement est alors déterminée à partir de la valeur de σ_D multipliée par 0,65 (cas des charges ondulées) ou par 0,5 (cas des charges alternées).

■ L'intérêt des matériaux fibrés par roulage, qui ont une meilleure tenue. Ainsi, si l'on considère les quatre exemples de la figure 23, ils sont classés du meilleur a au moins bon d , en ce qui concerne la tenue de l'arbre à la fatigue.

3.3.5.2 Choix du dimensionnement des cannelures et vérification

3.3.5.2.1 Principe de la méthode

Deux cas peuvent se présenter.

■ Le concepteur dispose de conditions fonctionnelles et il doit définir la géométrie adéquate d'un matériel. Il y a comparaison du couple souhaité avec le couple calculé à partir des contraintes limites des matériaux.

La démarche utilisée comporte alors les phases suivantes :

- établissement des conditions fonctionnelles, telles que couple C , vitesse n , contraintes admissibles du matériau ;
- calculs préliminaires à partir d'éléments géométriques approchés des cannelures, en utilisant la méthode de dimensionnement préconisée ;
- définition de la géométrie de la cannelure par : Z , DEE , DII , E , S , D , m , gw ;
- choix définitif d'une pièce dans une norme ou dans un catalogue de fournisseur ;
- vérification sur la pièce choisie que C et n conviennent.

■ Le contrôleur dispose d'une pièce définie géométriquement et il doit vérifier que les conditions fonctionnelles exigées sont bien réalisables. Il y a comparaison de la contrainte calculée avec la contrainte limite admissible des matériaux :

- géométrie de la pièce : Z , DEE , DII , E , S , D , m , gw ;
- couple et vitesse : C , n ;
- méthode de dimensionnement ;
- contraintes maximales : τ_a , τ_m et σ_a ;
- vérification du choix du matériau.

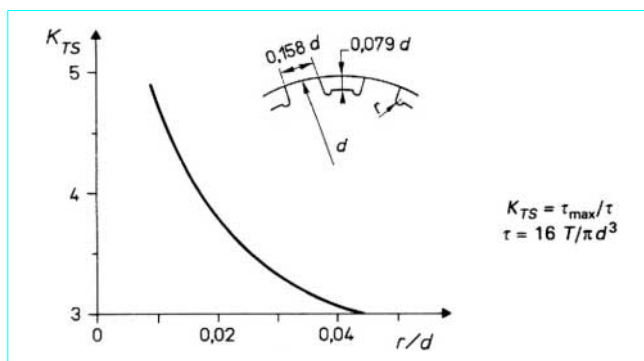


Figure 22 – Facteur de concentration de contrainte à la torsion K_{TS} en fonction de l'arrondi r en fond de dent, pour un arbre cannelé de 8 dents à flancs parallèles (d'après Peterson)

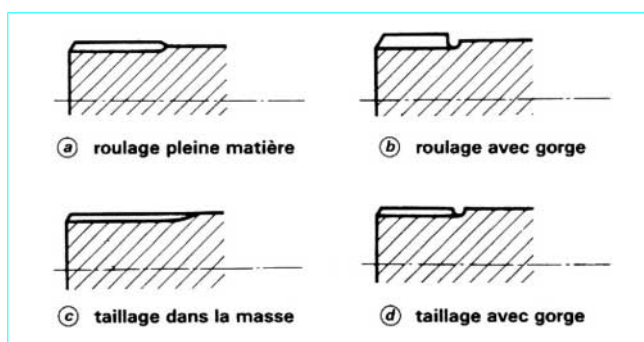


Figure 23 – Cannelures réalisées par différents procédés

3.3.5.2.2 Formules de calcul

■ Contrainte de cisaillement τ_m dans les cannelures du moyeu

On pose $\cos \alpha_j = DB/DEE$

et avec α_j angle d'incidence au diamètre majeur minimal de l'arbre,

w_j épaisseur d'intervalle en pied de cannelure, telle que :

$$w_j = DEE \left(\frac{E_{max}}{D} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_j \right)$$

(On rappelle que $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$;

t_j épaisseur de dent en pied de cannelure, telle que :

$$t_j = \frac{\pi DEE}{Z} - w_j$$

on obtient

$$\tau_m = \frac{2000C}{DB} \frac{1}{Zgw} \frac{1}{t_j}$$

■ Contrainte de cisaillement τ_a dans les cannelures de l'arbre

On pose $\cos \alpha_j = DB/DII$

avec α_j angle d'incidence au diamètre mineur maximal du moyeu,

t_j épaisseur de dent au niveau du diamètre minimal actif des cannelures sur l'arbre (diamètre mineur maximal du moyeu), telle que :

$$t_j = DII \left(\frac{S_{min}}{D} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_j \right)$$

on obtient
$$\tau_a = \frac{2\,000\,C}{DB} \frac{1}{Z_{gw}} \frac{1}{t_j}$$

■ Contrainte de compression σ_a dans l'assemblage cannelé

On pose
$$D_m = (DEE + DII)/2$$

et avec α_m angle d'incidence au diamètre D_m , tel que :

$$\cos \alpha_m = DB/D_m$$

on obtient
$$\sigma_a = \frac{4\,000\,C}{DB} \frac{\cos \alpha_m}{(DEE - DII) Z_{gw}}$$

$$\sigma_a = \frac{8\,000\,C}{gw} \frac{1}{Z} \frac{1}{(DEE^2 - DII^2)}$$

■ Cannelures à flancs parallèles

Dans ce cas, nous utilisons les mêmes formules pour σ_a , τ_a et τ_m mais avec les modifications suivantes (tableau 12, [Form. B 5 520]).

- calcul de τ_m : DB est remplacé par D
 t_j est remplacé par $(\pi D/Z) - B$
- calcul de τ_a : DB est remplacé par d'
 t_j est remplacé par B
- calcul de σ_a : $DII = d - K$
 $DEE = D - G$

■ Inversion des formules

On peut utiliser les formules précédentes en sens inverse.

Par exemple, si l'on connaît (ou si l'on estime) une valeur maximale admissible de τ_m , τ_a ou σ_a , on en déduit le couple par la plus basse des valeurs suivantes :

$$C = \frac{DB}{2\,000} Z t_j gw \tau_m$$

$$C = \frac{DB}{2\,000} Z t_j gw \tau_a$$

$$C = \frac{\sigma_a}{8\,000} Z gw (DEE^2 - DII^2)$$

Enfin, si l'on connaît la vitesse de rotation n (en tr/min), on en déduit la puissance maximale W (en W) :

$$W = 0,105\,C\,n$$

3.3.5.2.3 Application

■ Données : cannelures conformes à NF E 22-144 :

- $Z = 18$ dents, $m = 8$, $\alpha = 30^\circ$;
- $C = 500\,N \cdot m$ (qui correspond à une puissance de 52,5 kW à 1 000 tr/min environ) ;
- $gw = 210\,mm$;
- $DEE = 152 - 0,4 = 151,6\,mm$, compte tenu des tolérances ;
- $DII = 137,02 + 0,4 = 137,42\,mm$, compte tenu des tolérances ;
- $E_{max} = 12,674\,mm$ (classe 5 H) ;
- $S_{min} = 12,459\,mm$ (classe 5 h).

■ Résultats

- Contrainte de cisaillement du moyeu : $\tau_m = 117,4\,MPa$.
- Contrainte de cisaillement de l'arbre : $\tau_a = 139,2\,MPa$.
- Contrainte de compression de l'assemblage : $\sigma_a = 258,2\,MPa$.

Supposons que cet assemblage cannelé **fonctionne uniquement en statique** (sans sollicitation alternée). Dans ce cas, nous avons $Y_N = 2,5$ (figure 9).

L'acier choisi doit avoir une valeur de σ_D satisfaisant à la fois :

$$\tau_a \leq 2,5 \times 0,65 \times \sigma_D \quad (10)$$

$$\sigma_a \leq 2,5 \sigma_D \quad (11)$$

De l'équation (10), on tire :

$$\sigma_{Dmin} = 139,2/(2,5 \times 0,65) = 85,7\,MPa$$

et de l'équation (11) :

$$\sigma_{Dmin} = 258,2/2,5 = 103,3\,MPa$$

D'après la figure 8, un acier ayant une dureté supérieure à 110 HB devrait convenir.

Supposons maintenant que cet assemblage cannelé **fonctionne en dynamique** et qu'il ait à transmettre alternativement au cours de sa vie un million de fois le couple C dans un sens et un million dans l'autre.

En utilisant la figure 9, nous obtenons $Y_N = 1,25$ environ.

L'acier choisi doit avoir une valeur de σ_D satisfaisant à la fois :

$$\tau_a \leq 1,25 \times 0,5 \times \sigma_D \quad (12)$$

└───────────> (cas de la charge alternée)

$$\sigma_a \leq 1,25 \times \sigma_D \quad (13)$$

De la relation (12), on tire :

$$\sigma_{Dmin} = 139,2/(1,25 \times 0,5) = 222,7\,MPa$$

De la relation (13), on tire :

$$\sigma_{Dmin} = 258,2/1,25 = 206,6\,MPa$$

D'après la figure 8, un acier ayant une dureté supérieure à 210 HB devrait convenir.

Dans le cas où l'on a en service la **superposition d'une charge statique et d'une charge dynamique**, il est utile, pour le calcul de l'arbre à la fatigue, d'utiliser une méthode particulière basée par exemple sur l'utilisation du diagramme de Goodman (article *Concentration de contraintes* [BM 5 040], dans ce traité).

3.4 Liaisons par dentelures

Les dentelures rectilignes sont employées pour la réalisation d'assemblages fixes ou bloqués pour lesquels la précision du centrage et de l'ajustement peut sans inconvénient être inférieure à celle que l'on obtient par l'emploi de cannelures à flancs rectilignes ou en développante. Pour ce type d'assemblage, seul le centrage sur flancs est considéré.

3.4.1 Géométrie des profils et dimensions

Le profil théorique des dents est rectiligne et l'angle entre les flancs adjacents de deux dents consécutives est égal à 90° . Comme les arbres sont la plupart du temps taillés à la fraise-mère, on détermine ce profil en utilisant les paramètres de définition d'une denture en développante. Une denture est donc définie par son nombre de dents N et son module m (NF E 22-151).

Sur le cercle primitif, qui a pour diamètre $m \times N$, l'épaisseur d'une dent et la distance entre deux dents mesurées sur ce cercle sont égales. La dimension nominale d'une dentelure est définie par le diamètre extérieur nominal de l'arbre.

Le tableau 15 du [Form. B 5 520] donne les principales caractéristiques des types de dentelures utilisées pour les arbres cylindriques. Le tableau 16 du [Form. B 5 520] concerne les dentelures pour arbres coniques.

3.4.2 Réalisation des arbres et des moyeux dentelés cylindriques

Les moyeux dentelés sont usinés par brochage, ce qui permet d'obtenir dans tous les cas un profil à flancs rectilignes.

Les arbres dentelés sont taillés à la fraise-mère à flancs droits. On peut donc faire varier la position du profil sans le déformer, ce qui permet de faire varier le jeu entre l'arbre et le moyeu en agissant seulement sur l'enfoncement de l'outil.

La valeur de l'angle de pression choisie pour le taillage est telle que le profil en développante obtenu est tangent au profil rectiligne théorique en un point situé au voisinage du cercle primitif. La faible courbure de la développante en ce point permet d'obtenir pratiquement un contact satisfaisant entre le flanc de l'arbre et celui du moyeu.

Les arbres dentelés peuvent également être taillés de manière que le profil des flancs se rapproche davantage du profil rectiligne théorique, en utilisant une fraise-disque ou une fraise-mère à flancs courbes.

3.4.3 Contrôle des moyeux et des arbres

La vérification de l'arbre se fait par mesure extérieure sur deux rouleaux diamétralement opposés (nombre de dents pair) ou sur trois rouleaux (nombre de dents impair). Pour le moyeu, on opère de manière identique par mesure intérieure sur deux ou trois rouleaux.

La tolérance sur le diamètre nominal de l'arbre est e8 et celle sur l'alésage du moyeu est H8. Pour les arbres dentelés à flancs parfaitement rectilignes, les tolérances et les cotes géométriques sont légèrement différentes de celles définies pour un taillage de flancs en développante.

3.4.4 Dentelures rectilignes avec arbres et moyeux coniques

La cote nominale de l'arbre dentelé conique est celle du petit diamètre de l'extrémité du cône.

Le moyeu est percé et alésé cylindrique à la tolérance H9, puis est broché à dentelures cylindriques. Il est ensuite rendu conique sur les diamètres à fond de dents et sur les flancs par mandrin conique d'expansion. Cette opération se fait avec interposition de lubrifiant et la résistance du métal du moyeu ne doit pas dépasser 900 MPa.

L'assemblage doit être réalisé avec un effort suffisant, généralement obtenu par un couple de serrage tolérancé pour permettre de retrouver le dépassement tolérancé du moyeu que l'on s'est fixé. Ce sont ces deux grandeurs qui sont à contrôler pour caractériser un assemblage à dentelures coniques bloquées.

3.5 Liaisons en rotation réalisées avec d'autres profils de pièces

3.5.1 Section carrée

Cette forme assure la liaison relative en rotation entre deux pièces et permet la transmission d'un couple important. Cependant, l'usinage des pièces est difficile, en particulier celui du moyeu. Il est difficile également d'obtenir un bon centrage.

En général, on abat les angles de la tige pour faciliter l'assemblage. Si le carré mâle est fraisé dans un cylindre, on en choisit le diamètre pour que le carré n'ait pas ses angles vifs (figure 24a).

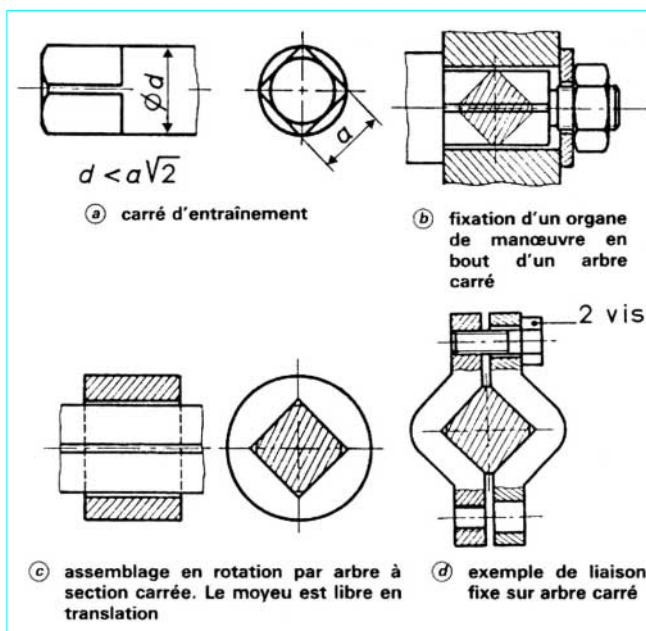


Figure 24 – Liaisons en rotation réalisées par assemblage sur section carrée

Ce type d'assemblage est très souvent utilisé pour réaliser la liaison avec des axes de manœuvre ou avec des vis de transformation de mouvement (figure 24b).

On trouve quelquefois des liaisons en rotation réalisées avec un arbre carré en acier rectifié pouvant coulisser dans un moyeu en bronze (figure 24c).

La figure 24d montre une solution pour réaliser une liaison en rotation avec un arbre carré en donnant la possibilité d'un réglage en translation.

3.5.2 Sections Polygon

Ce type de profil obtenu sur machine spéciale donne un centrage parfait et la possibilité de transmettre des couples importants.

Les sections les plus utilisées sont définies à partir d'ellipses, de triangles ou de carrés (figure 25).

3.6 Autres procédés de liaisons en rotation

On utilise un usinage des pièces avec une forme d'ajustement cylindrique qui permet d'assurer un bon centrage des deux pièces. Un seul obstacle suffit à immobiliser les deux pièces. La nature de cet obstacle est fonction de la valeur du couple à transmettre et de la fonction à remplir. Dans le cas de la transmission de faibles couples, la figure 26 donne cinq exemples possibles de solutions permettant de monter un arbre glissant dans un moyeu ou inversement.

Les autres procédés de liaison en rotation : manchon à douille clavetée, manchon à coquilles, manchon à douille élastique, manchon à plateaux, manchon avec plateaux striés seront traités dans l'article *Liaisons rigides de deux arbres* [B 5 816], de ce traité.

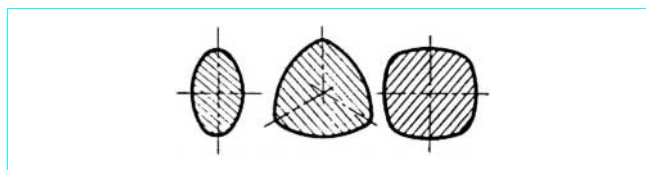


Figure 25 – Sections Polygon

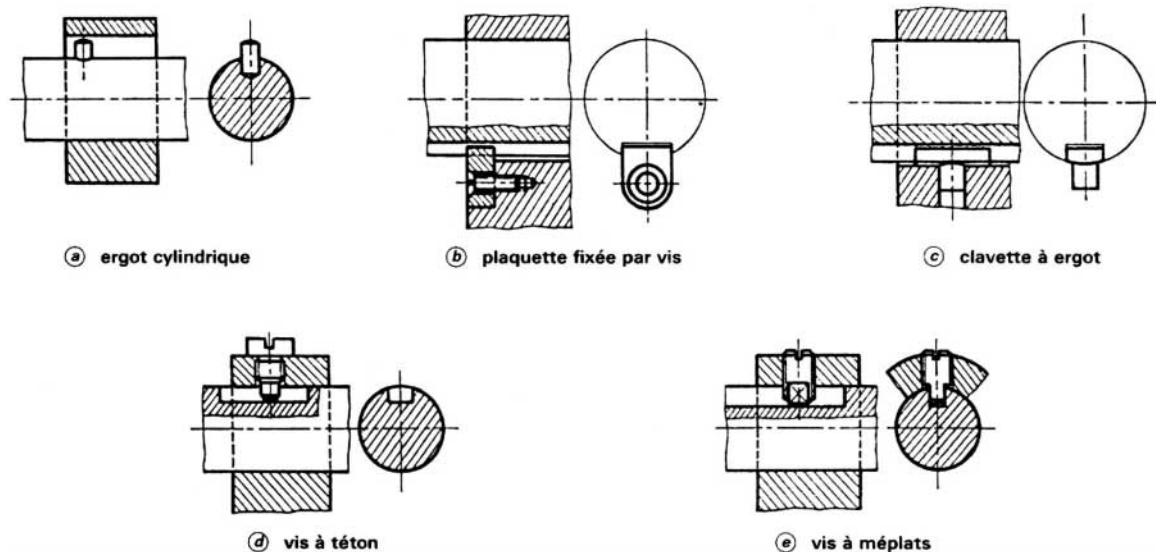


Figure 26 – Liaisons entre moyeu et arbre dans le cas de transmission de faibles couples

Liaisons par obstacle

par **Louis FAURE**

*Ingénieur de l'École Nationale Supérieure de Chronométrie
et de Micromécanique de Besançon
Chef du service Transmissions mécaniques
au Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM)*

Normalisation

Association Française de Normalisation AFNOR

Goupilles

NF E 27-475 1983	Éléments de fixation. Goupilles de positionnement cylindriques et cylindriques à trou fileté.
NF E 27-479 1979	Éléments de fixation. Goupille de position conique à trou taraudé. Conicité 1/50 (ISO 8736).
E 27-481 1978	Goupilles coniques. Dimensions et tolérances.
NF E 27-482 1979	Éléments de fixation. Goupille de position conique à tête fileté. Conicité 1/50.
NF E 27-484 1973	Boulonnerie courante du commerce. Goupilles cylindriques non trempées (ISO 2338).
NF E 27-487 1979	Éléments de fixation. Goupilles cylindriques fendues (ISO 1234).
NF E 27-488 1972	Boulonnerie courante du commerce. Goupillages (ISO 1234, 2340, 2341).
NF E 27-489 1976	Goupilles cylindriques creuses dites goupilles élastiques.
NF E 27-490 1978	Goupilles coniques. Conicité 1/50 (complétée par l'erratum 1) (ISO 2339).
NF E 27-491 1979	Éléments de fixation. Goupilles et clous cannelés. Généralités.
NF E 27-492 1979	Éléments de fixation. Goupilles cannelées. Type G1.
NF E 27-493 1979	Éléments de fixation. Goupilles cannelées. Type G2.
NF E 27-494 1979	Éléments de fixation. Goupilles cannelées. Type G5.
NF E 27-495 1979	Éléments de fixation. Goupilles cannelées. Type G6.
NF E 27-496 1979	Éléments de fixation. Goupilles cannelées. Type G7.
NF E 27-497 1979	Éléments de fixation. Goupilles cannelées. Type G8.
NF E 27-498 1979	Éléments de fixation. Goupilles cannelées. À gorges Type GG2 ou GG5.

Bouts d'arbres et clavettes

NF E 22-050 1970	Bouts d'arbres cylindriques et coniques à conicité 1/10. Généralités.
NF E 22-051 1970	Bouts d'arbres cylindriques. Série longue (usuelle).
NF E 22-052 1970	Bouts d'arbres cylindriques. Série courte.
NF E 22-053 1970	Bouts d'arbres cylindriques. Séries longue et courte. Couples transmissibles.
NF E 22-054 1985	Bouts d'arbres coniques à conicité 1/10 avec clavetage par clavettes parallèles ou sans clavetage. Série longue (usuelle). Dimensions (ISO 775).
NF E 22-055 1985	Bouts d'arbres coniques à conicité 1/10 avec clavetages par clavettes parallèles ou sans clavetage. Série courte. Dimensions (ISO 775).
NF E 22-056 1984	Bouts d'arbres cylindriques et coniques à conicité 1/10. Filetages intérieurs. Trous de centres (ISO 775).

E 22-060 1984	Arbres de transmission. Concentration de contraintes. Fascicule de documentation.
NF E 22-131 1986	Cannelures cylindriques à flancs parallèles, à centrage intérieur. Dimensions tolérances et vérification (ISO 14). (cette norme remplace la précédente édition de 1960 et les normes E 22-132 et 22-133).
NF E 22-141 1955	Cannelures rectilignes à flancs en développante. Angle de pression 20°.
NF E 22-142 1986	Vérification par calibres des cannelures rectilignes à flancs en développante.
NF E 22-143 1950	Cannelures à flancs en développante. Taillage du moyeu par génération (fascicule de documentation).
NF E 22-144 1987	Cannelures cylindriques droites à flancs en développante et centrage sur flancs. Angles de pression 30°, 37,5° et 45°. Généralités conception et dimensions (ISO 4156 partie 1).
NF E 22-145 1987	Cannelures selon E 22-144. Contrôle (ISO 4156 partie 3).
NF E 22-146 1987	Cannelures cylindriques droites à flancs en développante et centrage sur flancs. Angles de pression 30°, 37,5° et 45°. Tableaux de dimensions des cannelures (fascicule de documentation) (ISO 4156 partie 2).
NF E 22-148 1985	Cannelures cylindriques droites à flancs en développante. Règles pour le choix dimensionnel et la vérification (fascicule de documentation).
NF E 22-175 1987	Clavetages. Rainures pour clavettes parallèles (ISO 773/2491).
NF E 22-176 1987	Clavetages. Rainures pour clavetage forcé par clavettes inclinées. Dimensions (ISO 774/2491).
NF E 22-177 1987	Clavettes parallèles. Dimensions (ISO 773/2491).
NF E 22-178 1987	Clavettes inclinées pour clavetage forcé. Dimensions (ISO 774/2492).
NF E 27-653 1961	Clavettes disques. Dimensions et tolérances (ISO 3912).
NF E 27-655 1961	Ébauches laminées pour clavettes disques.
NF E 27-656 1972	Clavettes parallèles. Dimensions.
NF E 27-657 1972	Clavettes inclinées pour clavetage forcé. Dimensions.
NF E 27-658 1969	Clavettes parallèles fixées par vis.
NF E 27-659 1978	Clavettes tangentielles et clavetages (ISO 3117).
NF E 66-202 1972	Montage des fraises à entraînement par clavette.
NF E 66-203 1972	Montage des fraises à entraînement par tenons.
Dentelures	
NF E 22-151 1967	Dentelures rectilignes. Arbres et moyeux cylindriques.
NF E 22-152 1961	Dentelures rectilignes. Arbres et moyeux coniques.

Deutsches Institut für Normung DIN

4000 T35	1983	Sachmerkmal-Leisten für Wellen-Naben-Verbindungen.
5464	1965	[Arbres cannelés (flancs droits) série forte].
5466 T1	1988	Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen ; Grundlagen.
5471	1974	(Machines-outils, profils d'arbres cannelés et de moyeux cannelés avec 4 cannelures, centrage intérieur, vérification).
5480 T2	1986	Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken ; Eingriffswinkel 30° ; Übersicht.
5480 T3	1986	(Modules 0,5 ; 0,6 ; 0,75 ; 0,8 et 1).
5480 T4	1986	(Module 1,25).
5480 T5	1986	(Module 1,75).
5480 T6	1986	(Module 2).
5480 T7	1986	(Module 2,5).
5480 T8	1986	(Module 3).
5480 T9	1986	(Module 4).
5480 T10	1986	(Module 5).
5480 T11	1986	(Module 6).
5480 T12	1986	(Module 8).
5480 T13	1986	(Module 10).
5480 T14	1986	Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken ; Eingriffswinkel 30° ; Flankenpassungen, Toleranzen.
5480 T16	1986	Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken ; Eingriffswinkel 30° ; Wälzfräser, Schneidräder, Räumwerkzeuge.
5481 T1	1952	(Profils de moyeux et d'arbres cannelés. Dentures cannelées).
5481 T2	1956	(Profils de moyeux et d'arbres cannelés. Calibrage des moyeux cannelés, cotes des calibres).
5481 T3	1956	(Profils de moyeux et d'arbres cannelés. Cotes des calibres « entre pas » des arbres cannelés, cotes des calibres).
5481 T5	1955	(Profils de moyeux et d'arbres cannelés. Commentaires à DIN 5481. Parties 2 à 4).
9611	1974	(Tracteurs agricoles, arbres pour la prise de force à l'arrière du tracteur).

American National Standards Institute ANSI

B 92.1	1970	Cannelures à flancs en développante. Tolérance et Métrologie (version métrique).
--------	------	--

Standardiseringskommissionen i Sverige SIS

SMS 716		Cannelures en développante. Dimensions recommandées.
SMS 1830		Cannelures en développante. Introduction, conception et calcul. Brochage.
SMS 1831		Cannelures en développante. Introduction, conception et calcul. Brochage.
SMS 1833		Cannelures en développante. Introduction, conception et calcul. Brochage.
SMS 1834 à 1847		Cannelures en développante. Dimensions en pouces pour l'arbre et le moyeu depuis les DP48/06 jusqu'à 04/08.
SMS 1848 et 1855		Cannelures en développante. Tolérances et ajustement (centrage sur flancs). DP48/96 jusqu'à 04/08.
SMS 1856		Cannelures. Indications à donner sur les plans.

Bouts d'arbres et clavettes

R773	1969	Rectangular or square parallel keys and their corresponding keyways (dimensions in millimetres)/Clavetage par clavettes parallèles carrées ou rectangulaires (dimensions en millimètres).
R774	1969	Taper keys with or without gib head and their corresponding keyways (dimensions in millimetres)/Clavetage par clavettes inclinées avec ou sans talon (dimensions en millimètres).
R775	1969	Cylindrical and 1/10 conical shaft ends. Addendum 1 - 1974/Bouts d'arbres cylindriques et coniques à conicité 1/10. Additif 1-1974.
2491	1974	Thin parallel keys and their corresponding keyways (dimensions in millimetres)/Clavetage par clavettes parallèles minces (dimensions en millimètres).
2492	1974	Thin taper keys with or without gib head and their corresponding keyways (dimensions in millimetres)/Clavetage par clavettes inclinées minces, avec ou sans talon (dimensions en millimètres).
3117	1977	Tangential keys and keyways/Clavetage par clavettes tangentielles.
3912	1977	Woodruff keys and keyways/Clavetage par clavettes disques.
8821	1989	Mechanical vibration. Balancing. Shaft and fitment key convention/Vibrations mécaniques. Équilibrage. Conventions relatives aux clavettes d'arbres et aux éléments rapportés.

Cannelures

14	1982	Straight-sided splines for cylindrical shafts with internal centering. Dimensions, tolerances and verification / Cannelures cylindriques à flancs parallèles, à centrage intérieur. Dimensions, tolérances et vérification.
4156	1981	Straight cylindrical involute splines. Metric module, side fit. Generalities, dimensions and inspection/Cannelures cylindriques droites à flancs en développante. Module métrique, à centrage sur flancs. Généralités, dimensions et vérification.
4863	1984	Resilient shaft couplings. Information to be supplied by users and manufacturers/Accouplements élastiques pour arbre de transmission. Informations à fournir par les utilisateurs et les fabricants.
6413	1988	Technical drawings. Representation of splines and serrations/Dessins techniques. Représentation des cannelures et des dentelures.

International Organization for Normalization ISO

Goupilles

1234	1976	Split pins. Metric series/Goupilles fendues. Série métrique.
2338	1986	Parallel pins, unhardened/Goupilles cylindriques non trempées.
2339	1986	Taper pins, unhardened/Goupilles de position coniques non trempées.
8733	1986	Parallel pins with internal thread, unhardened/Goupilles cylindriques à trou taraudé, non trempées.
8734	1987	Parallel pins, hardened (dowel pins)/Goupilles cylindriques trempées.
8735	1987	Parallel pins with internal thread, hardened/Goupilles cylindriques à trou taraudé, trempées.
8736	1986	Taper pins with internal thread, unhardened/Goupilles de position coniques à trou taraudé, non trempées.
8737	1986	Taper pins with external thread, unhardened/Goupilles de position coniques à longueur filetée, non trempées.

8739	1986	Grooved pins. Full-length parallel grooved, with pilot/Goupilles cannelées à cannelures constantes sur toute la longueur débouchantes, à bout pilote.	8744	1986	Grooved pins. Full-length taper grooved/Goupilles cannelées à cannelures progressives sur toute la longueur (débouchantes).
8740	1986	Grooved pins. Full length parallel grooved, with chamfer/Goupilles cannelées à cannelures constantes sur toute la longueur débouchantes, à chanfrein.	8745	1986	Grooved pins. Half-length taper grooved/Goupilles cannelées à cannelures progressives sur la moitié de la longueur (débouchantes).
8741	1986	Grooved pins. Half-length reverse taper grooved/Goupilles cannelées à cannelures progressives renversées sur la moitié de la longueur non débouchantes.	8748	1987	Spring-type straight pins. Coiled, heavy duty/Goupilles élastiques spiralées. Série épaisse.
8742	1986	Grooved pins. Third-length centre grooved/Goupilles cannelées à cannelures centrales constantes sur le tiers de la longueur non débouchantes.	8749	1986	Pins and grooved pins. Shear test/Goupilles et goupilles cannelées. Essai de cisaillement.
8743	1986	Grooved pins. Half-length centre grooved/Goupilles cannelées à cannelures centrales constantes sur la moitié de la longueur non débouchantes.	8750	1987	Spring-type straight pins. Coiled, standard duty/Goupilles élastiques spiralées. Série moyenne.
			8751	1987	Spring-type straight pins. Coiled, light duty/Goupilles élastiques spiralées. Série mince.
			8752	1987	Spring-type straight pins, slotted/Goupilles cylindriques creuses, dites goupilles élastiques.

GAGNEZ DU TEMPS ET SÉCURISEZ VOS PROJETS EN UTILISANT UNE SOURCE ACTUALISÉE ET FIABLE

Techniques de l'Ingénieur propose la plus importante collection documentaire technique et scientifique en français !

Grâce à vos droits d'accès, retrouvez l'ensemble des **articles et fiches pratiques de votre offre**, **leurs compléments et mises à jour**, et bénéficiez des **services inclus**.



RÉDIGÉE ET VALIDÉE
PAR DES EXPERTS



MISE À JOUR
PERMANENTE



100 % COMPATIBLE
SUR TOUS SUPPORTS
NUMÉRIQUES



SERVICES INCLUS
DANS CHAQUE OFFRE

- + de 350 000 utilisateurs
- + de 10 000 articles de référence
- + de 80 offres
- 15 domaines d'expertise

- ☐ Automatique - Robotique
- ☐ Biomédical - Pharma
- ☐ Construction et travaux publics
- ☐ Électronique - Photonique
- ☐ Énergies
- ☐ Environnement - Sécurité
- ☐ Génie industriel
- ☐ Ingénierie des transports
- ☐ Innovation
- ☐ Matériaux
- ☐ Mécanique
- ☐ Mesures - Analyses
- ☐ Procédés chimie - Bio - Agro
- ☐ Sciences fondamentales
- ☐ Technologies de l'information

**Pour des offres toujours plus adaptées à votre métier,
découvrez les offres dédiées à votre secteur d'activité**

Depuis plus de 70 ans, Techniques de l'Ingénieur est la source d'informations de référence des bureaux d'études, de la R&D et de l'innovation.

www.techniques-ingenieur.fr

CONTACT : Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : infos.clients@teching.com

LES AVANTAGES ET SERVICES compris dans les offres Techniques de l'Ingénieur

ACCÈS



Accès illimité aux articles en HTML

Enrichis et mis à jour pendant toute la durée de la souscription



Téléchargement des articles au format PDF

Pour un usage en toute liberté



Consultation sur tous les supports numériques

Des contenus optimisés pour ordinateurs, tablettes et mobiles

SERVICES ET OUTILS PRATIQUES



Questions aux experts*

Les meilleurs experts techniques et scientifiques vous répondent



Articles Découverte

La possibilité de consulter des articles en dehors de votre offre



Dictionnaire technique multilingue

45 000 termes en français, anglais, espagnol et allemand



Archives

Technologies anciennes et versions antérieures des articles



Impression à la demande

Commandez les éditions papier de vos ressources documentaires



Alertes actualisations

Recevez par email toutes les nouveautés de vos ressources documentaires

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

ILS NOUS FONT CONFIANCE



www.techniques-ingenieur.fr

CONTACT : Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : infos.clients@teching.com