

1) Citez le nom des pièces des TAB. 1 à TAB. 3 qui seront rendues avec la copie.....[3]

Les FIG. 1 et 2 représentent un zoom de 2 engrenages entre 2 roues de module $m_0 = 2$ mm et de nombres de dents $Z_1 = 17$ et $Z_2 = 27$.

Sur ces figures, vous visualisez les cercles de pied, de base et primitifs de chaque roue, la ligne d'action tangente aux cercles de base et 2 droites (parallèles entre elles) perpendiculaires à cette ligne d'action et passant par chacun des centres - non visibles - des roues (centres des cercles).

Sur ces figures, les roues menantes (2) tournent à $\Omega_2 = 2500$ tr/mn - par rapport au bâti (0) - dans le sens des aiguilles d'une montre indiqué : $\vec{\Omega}(2/0) = -\Omega_2 \vec{z}$. Le vecteur unitaire \vec{z} est perpendiculaire au plan des FIG. 1 et 2 et sort de la feuille.

Sur la FIG. 1, le déport de denture des deux roues est nul : $X_1 = 0.0$ et $X_2 = 0.0$.

Sur la FIG. 2, le déport de denture de la roue (1) est négatif : $X_1 = -0.3$ et celui de la roue (2) est positif $X_2 = +0.3$: .

Le fonctionnement s'effectue sans jeu sur les 2 figures.

2) Sur chaque figure, indiquez le sens de rotation de la roue (1) et calculez la vitesse de rotation de la roue (1) par rapport au bâti $\vec{\Omega}(1/0)$.

En déduire la vitesse de rotation de la roue (2) par rapport à la roue (1) : $\vec{\Omega}(2/1)$. Vous préciserez sa norme, sa direction et son sens. [1.5]

3) Sur chaque figure, vous devriez voir 3 points de contact.

Positionnez les notations J_1 , J_2 et J_3 pour ces 3 points. En lequel ou lesquels de ce ou ces point(s) la force de (2) sur (1) se transmet'elle? [1]

4) Sur chaque figure :

- Positionnez le point I à vitesse nulle dans le mouvement de la roue (2) par rapport à la roue (1);
- Positionnez les points de début et fin de contact entre les dents (qui transmettent l'effort) et en déduire le rapport de conduite;
- Représentez alors la répartition de vitesse de glissement au point de contact entre les dents au fur et à mesure du mouvement.

..... [2.5]

5) Quels sont les avantages et (ou) les inconvénients de ces 2 engrenages? [1.5]

La FIG. 3 représente un schéma d'une transmission par poulies et courroie. La poulie motrice de rayon $r = 8$ mm est fixée à un moteur d'une puissance de 1500 W qui tourne à $\Omega_1 = 1000$ tr/mn ($\vec{\Omega}_1 = +\Omega_1 \vec{x}$). La poulie réceptrice de rayon $R = 44$ mm est fixée à un arbre qui entraîne un récepteur. L'angle d'enroulement sur la poulie motrice est $\alpha = 60^\circ$.

Le vecteur unitaire \vec{x} est perpendiculaire au plan de la FIG. 3 et sort de la feuille.

6) Calculez l'entraxe e et la longueur L de la courroie. [2]

7) Calculez la vitesse de rotation de l'arbre récepteur. Précisez le sens de cette vitesse (sur la FIG. 3 par ex.).

Précisez (sur la FIG. 3 par ex.) le brin tendu où la tension sera noté T et le brin mou où la tension sera noté t .

Calculez les couples moteur (exercé par le moteur sur la poulie motrice) et récepteur (exercé par le récepteur sur la poulie réceptrice). Précisez le sens de ces couples (sur la FIG. 3 par ex.).

On suppose que $T = 5t$, calculez T et t .

En déduire le vecteur force résultante de l'action de l'ensemble des 2 brins de courroie sur la poulie réceptrice. [3]

On s'intéresse désormais à l'arbre qui supporte la poulie réceptrice (cf FIG. 4).

Cet arbre est supporté par 2 paliers réalisant des liaisons linéaires annulaires distantes des cotes 60 et 100 mm du plan médian de la poulie.

La force exercée par la courroie sur la poulie est modélisée par le vecteur $R\vec{y}$ où $R = 2560$ N.

Le couple transmis par cette courroie sur l'arbre est modélisée par $-\mathcal{C}\vec{x}$ où $\mathcal{C} = 80$ N.m.

8) Après avoir présenté le problème par un dessin plan sur lequel figureront la base et les efforts exercés sur l'arbre :

- déterminez les efforts au niveau des paliers ;
- tracez les diagrammes des efforts intérieurs relatifs à l'arbre (moments de torsion M_t , efforts tranchants T_y et fléchissants M_{fz}).

..... [2.5]

9) Si l'arbre possède un diamètre $d = 20$ mm sur toute sa longueur, calculez les contraintes nominales de cisaillement (due à la torsion) et de tension (traction-compression) maximums supportées par cet arbre. [1.5]

10) En réalité dans la section du plan médian de la poulie (ce n'est pas tout à fait dans ce plan mais c'est dans une section suffisamment proche pour considérer les efforts intérieurs de la section du plan médian de la poulie) figure un épaulement sur l'arbre qui fait passer son diamètre de 20 à 30 mm.

On donne les coefficients de concentration de contrainte relatifs à un épaulement (FIG. 5 et FIG. 6). Les usinages des épaulements se feront avec $r = 1$ mm.

Calculez les contraintes réelles maximums supportées par cet arbre dans cette section épaulée.

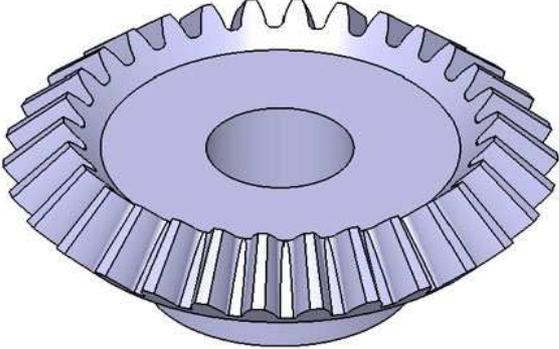
Déduisez-en la contrainte maximum de Von-Mises supportée par cet arbre et une caractéristique du matériau de l'arbre sachant que l'on souhaite un coefficient de sécurité $s = 2.5$ [2]

TAB. 1 – Remplir les cases.

TAB. 2 – Remplir les cases.

TAB. 3 – Remplir les cases.

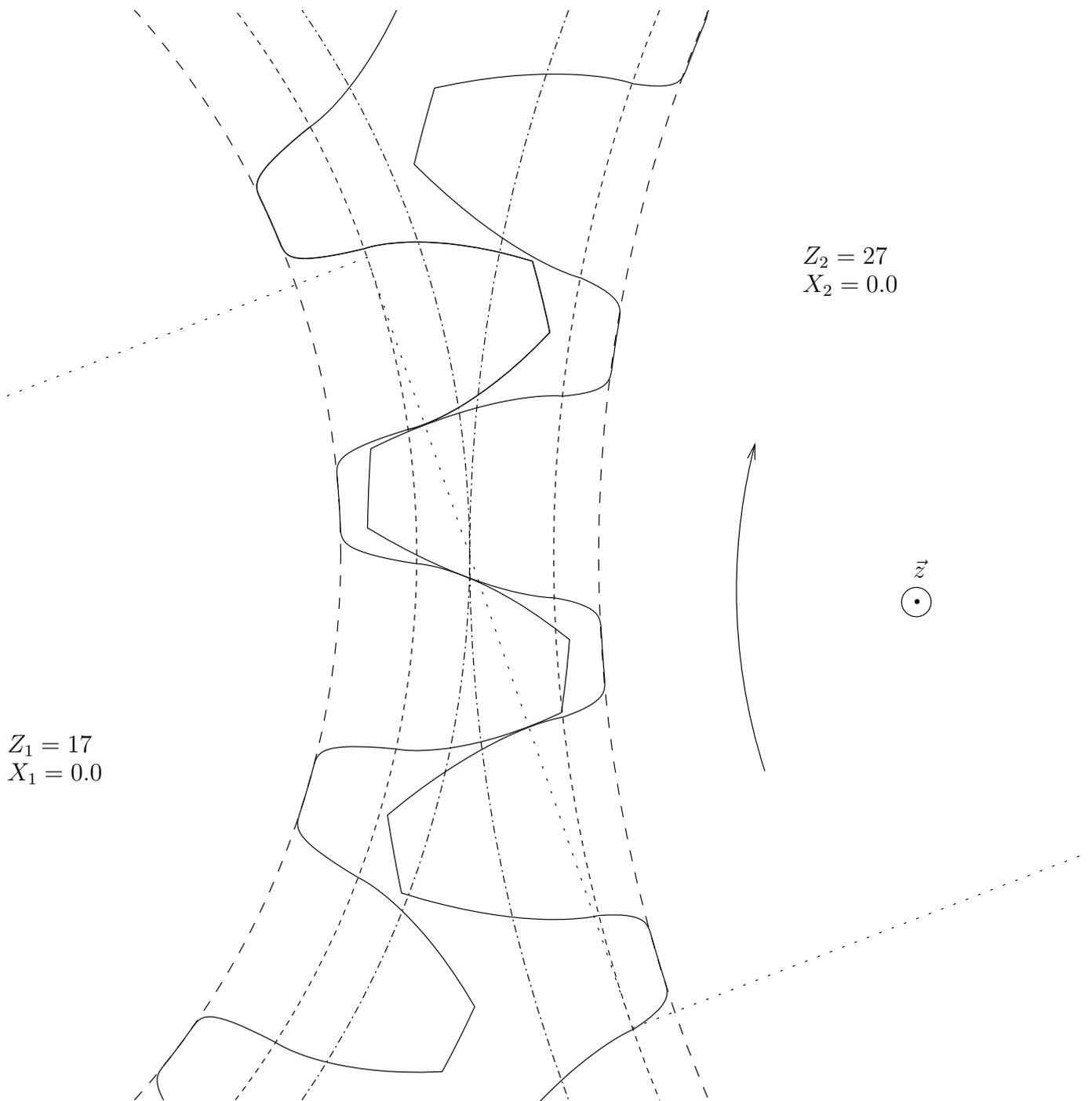


FIG. 1 – Représentation du contact au niveau d'un engrenage (module 2 mm _ aucun déport)

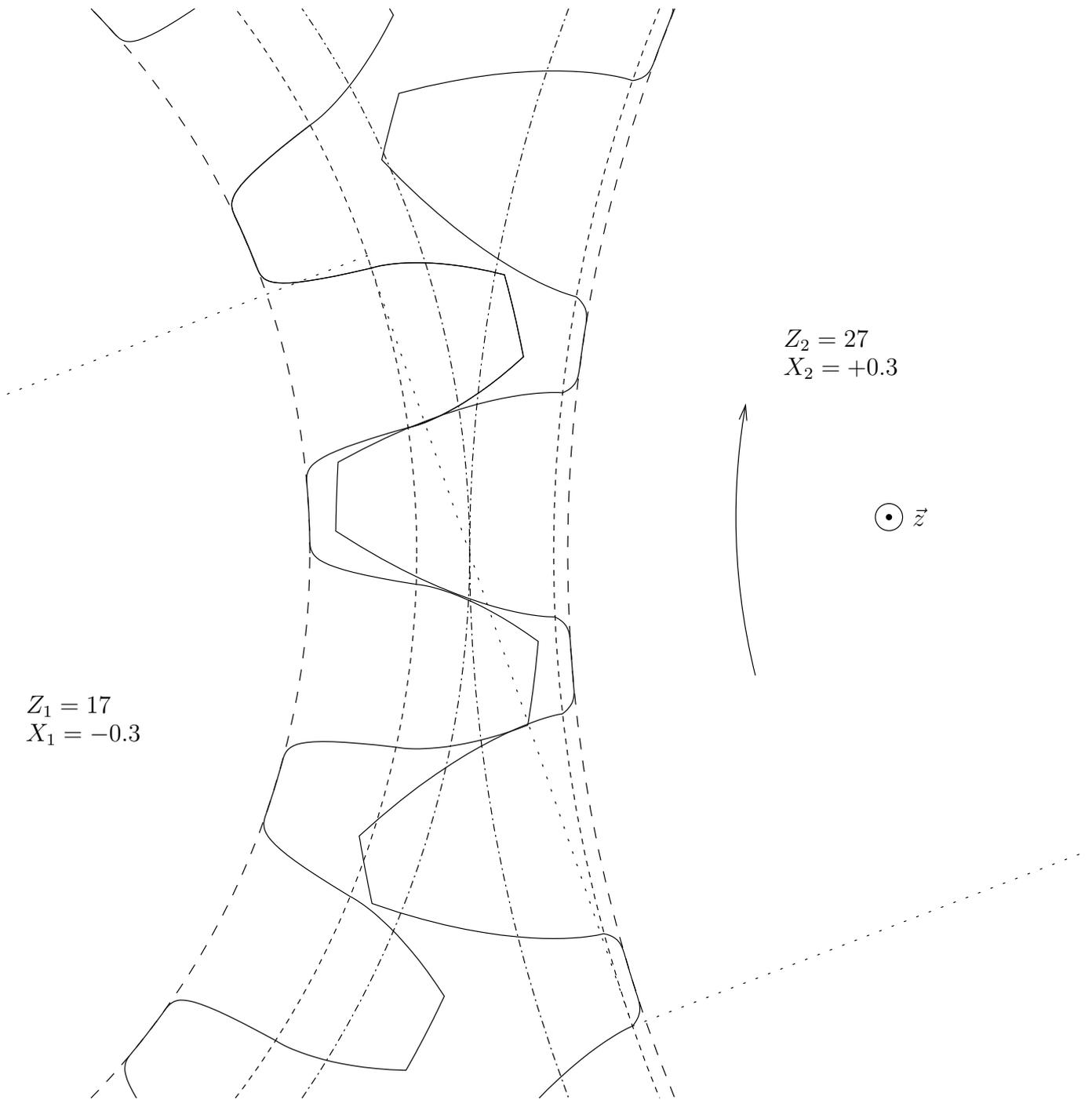


FIG. 2 – Représentation du contact au niveau d'un engrenage (module 2 mm avec déports)

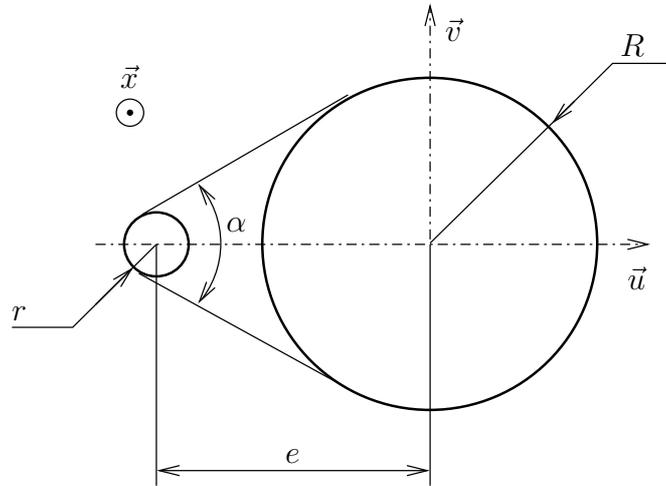


FIG. 3 – Transmission par poulies et courroie.

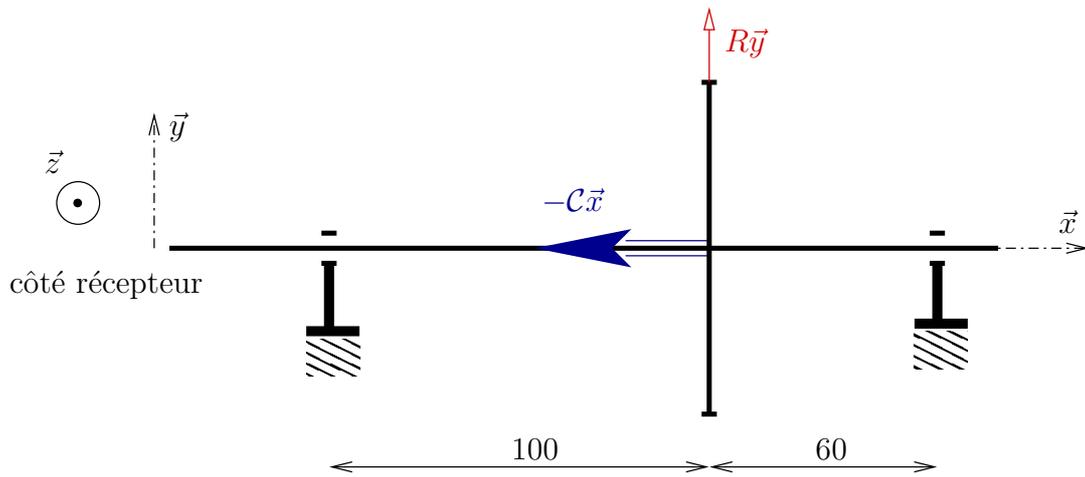


FIG. 4 – Arbre et poulie réceptrice.

Arbre épaulé

Torsion

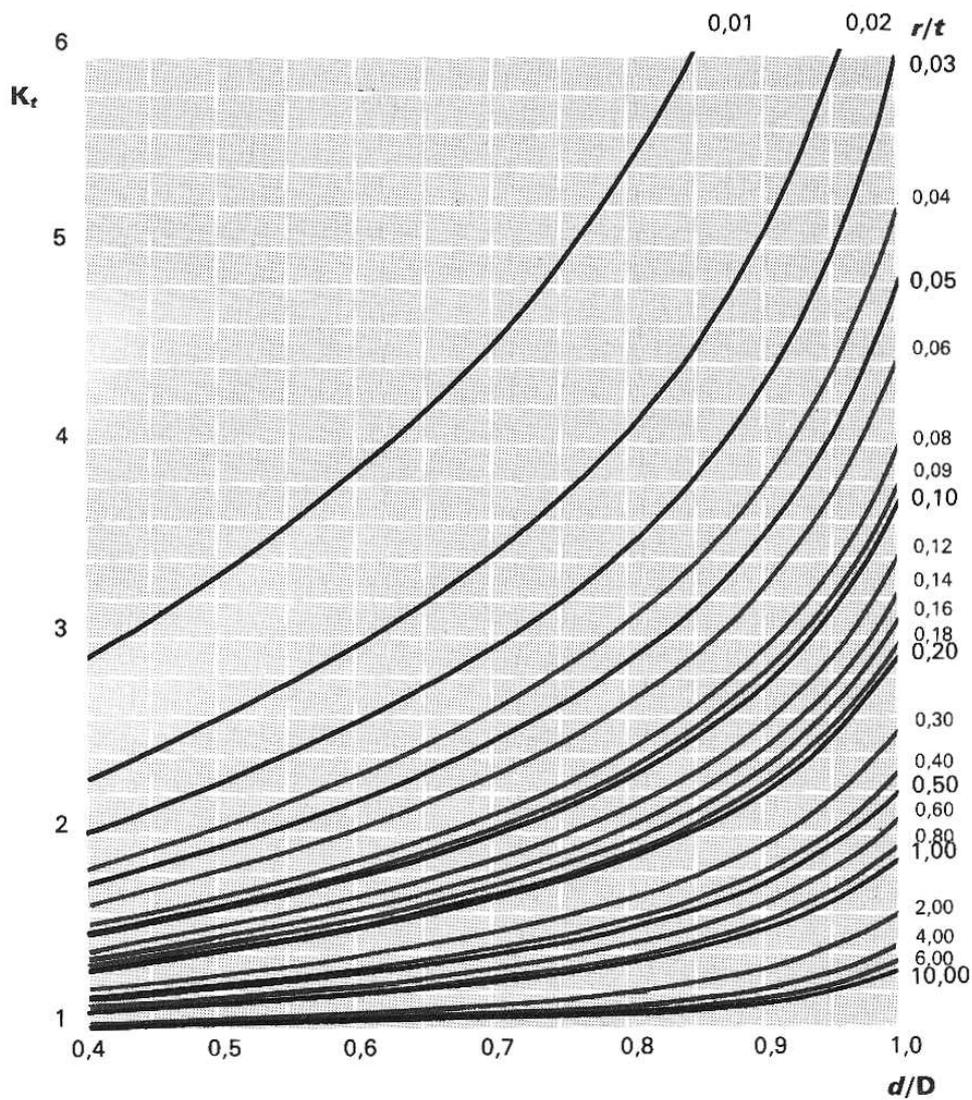
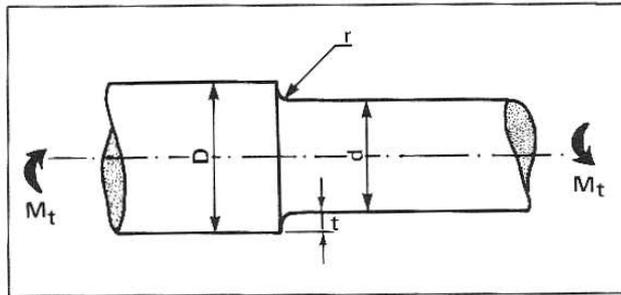


FIG. 5 – Coefficient de concentration de contrainte en torsion pour un arbre épaulé.

Arbre épaulé

Flexion

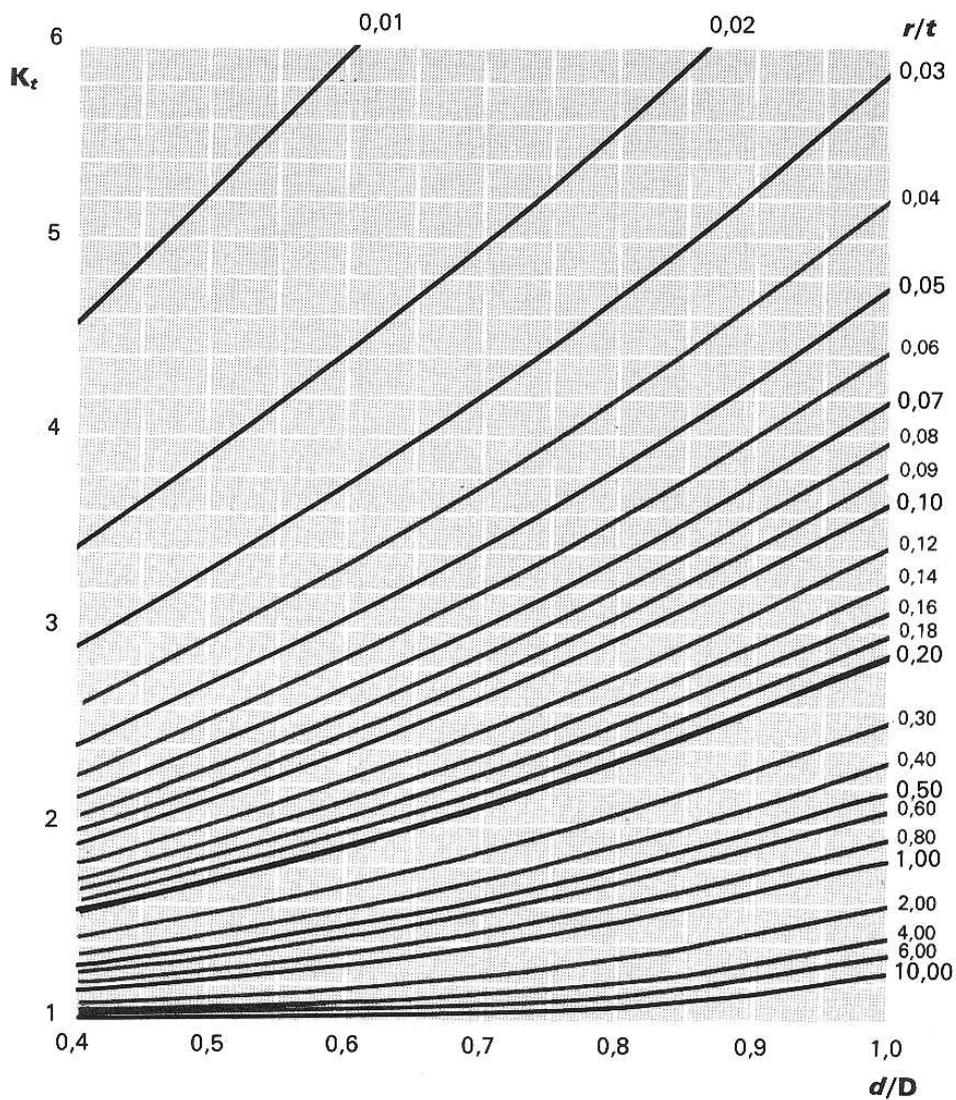
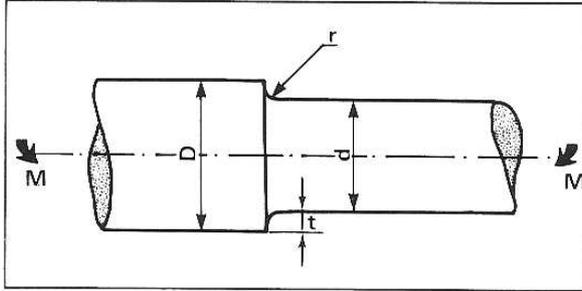


FIG. 6 – Coefficient de concentration de contrainte en flexion pour un arbre épaulé.