

On souhaite caractériser un des engrenages cylindriques d'une boîte de vitesses automobile. Cet engrenage est celui du 1^{er} rapport de la boîte. Pour simplifier, cet engrenage sera à denture droite et défini par :

- La vitesse de rotation de l'arbre d'entrée de boîte (donc sortie moteur et embrayage) sera prise égale à $\Omega_1 = 3000$ tr/mn ;
- Les diamètres primitifs des roues dentées de l'arbre d'entrée d_1 et de sortie d_2 qu'il faudra déterminer ;
- L'angle de pression de fonctionnement est $\alpha = 20^\circ$;
- La puissance transmise maximale est $\mathcal{P} = 90$ ch (1 ch=736 W) ;
- L'entraxe (entre les axes des 2 arbres) est $e = 116 \pm 2$ mm ;
- Le rapport de réduction est $r = 3.45 \pm 0.10$; l'arbre de sortie de boîte de vitesse tourne moins vite que celui d'entrée de boîte.

On rappelle la formule qui estime la contrainte de tension au pied de dent (les notations étant celles du cours) :

$$\sigma_{Maxi} = \frac{5.5F_t}{bm_0}$$

Cette contrainte ne devra pas excéder 400 MPa.

On choisira un module m_0 parmi la liste des principaux ou secondaires normalisés suivant :

0.5	0.6	0.8	1.0	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
0.55	0.7	0.9	1.375	1.75	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9	11	14	18	22	28	36	45		

Les roues dentées sont fabriquées en général avec une largeur $b \in [5m_0; 16m_0]$.

1) Effectuez un schéma cinématique de l'engrenage, des arbres et du carter de boîte de vitesse. Ecrire les relations reliant d_1 et d_2 à r et e . Évaluez d_1 et d_2 [1.5]

2) Pour cet engrenage :

- calculez la vitesse de rotation de l'arbre de sortie ;
- calculez les couples sur les 2 arbres ;
- calculez les efforts sur la denture ;
- choisissez un module m_0 acceptable ;
- évaluez et choisissez les nombres de dents des roues dentées ;
- calculez votre entraxe définitif ;
- calculez votre rapport de réduction définitif ;
- calculez la largeur des roues dentées minimum et effectuez un choix de cette largeur ;
- calculez alors la contrainte subie au pied de dent et le coefficient de sécurité.

..... [5]

3) On vous impose les diamètres de l'arbre d'entrée 32 mm et de sortie 48 mm.

A l'aide des documents fournis, précisez les dimensions des clavettes usuelles de forme B qui permettraient de bloquer la rotation de chaque roue dentée sur son arbre.

Quelle doit être leurs longueurs pour ne pas dépasser une pression de matage de 60 MPa ?

Comparativement à la largeur de roue dentée que vous avez déterminé précédemment, ces longueurs vous paraissent-elles raisonnables ?

Si non, quelles sont vos solutions technologiques pour bloquer chaque roue sur son arbre ? [3]

4) L'arbre de sortie est en liaison pivot par rapport au carter de boîte de vitesse par l'intermédiaire de 2 roulements qui réalisent des liaisons annulaires rectilignes (cf FIG. 1). L'effort exercé en A par le pignon fixé à l'arbre d'entrée sur la roue fixée à cet arbre de sortie est représenté par sa composante tangentielle $F_{t1} = 8100$ N et radiale $F_{r1} = 3000$ N. Cet arbre de sortie transmet la puissance à un autre arbre (au différentiel) par l'intermédiaire d'un autre engrenage dont le pignon est visible sur la FIG. 1 : l'effort exercé en B par la roue du différentiel (non représentée) sur ce pignon sera caractérisé par ses composantes tangentielle F_{t2} et radiale F_{r2} .

On donne les cotes en mm.

$r_1 = 90$	$r_2 = 28$	$a = 45$	$b = 190$	$c = 75$
------------	------------	----------	-----------	----------

Complétez la FIG. 1 en représentant tous les efforts sur l'arbre de sortie.

Calculez F_{t2} et F_{r2} .

Déterminez les efforts aux niveaux des 2 paliers supportant cet arbre.

Tracez les diagrammes de tous les efforts intérieurs sur cet arbre ; Vous préciserez les valeurs de ces efforts en différentes abscisses. [7]

5) On s'intéresse à la section épaulée située en $x = a$ où les diamètres de l'arbre sont $D = 60$ mm et $d = 48$ mm. Les usinages de l'épaulement ont été effectués avec $r = 1.80$ mm.

Après avoir précisé (à l'aide des résultats à la question précédente) les valeurs des moments fléchissants suivant les 2 directions en $x = a$, calculez la valeur nominale de l'intensité du moment fléchissant dans cette section.

A l'aide des documents fournis, déterminez les coefficients de concentration de contrainte relatifs à cet épaulement.

Calculez la contrainte de tension maximum dans cette section épaulée.

En négligeant l'effet des efforts tranchants, calculez la contrainte de cisaillement maximum dans cette section épaulée.

Déduisez-en la contrainte maximum de Von-Mises dans cette section et une caractéristique du matériau de l'arbre sachant que l'on souhaite un coefficient de sécurité $s = 1.5$.

..... [3.5]

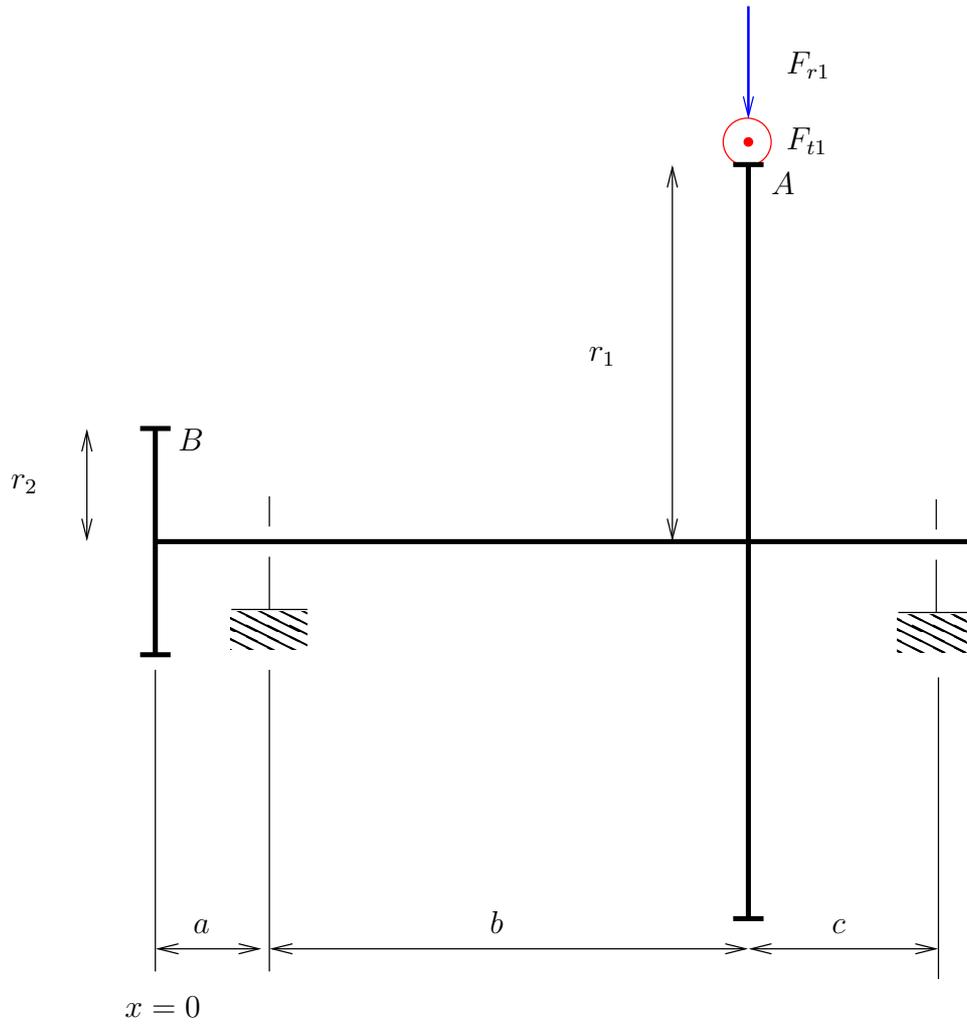
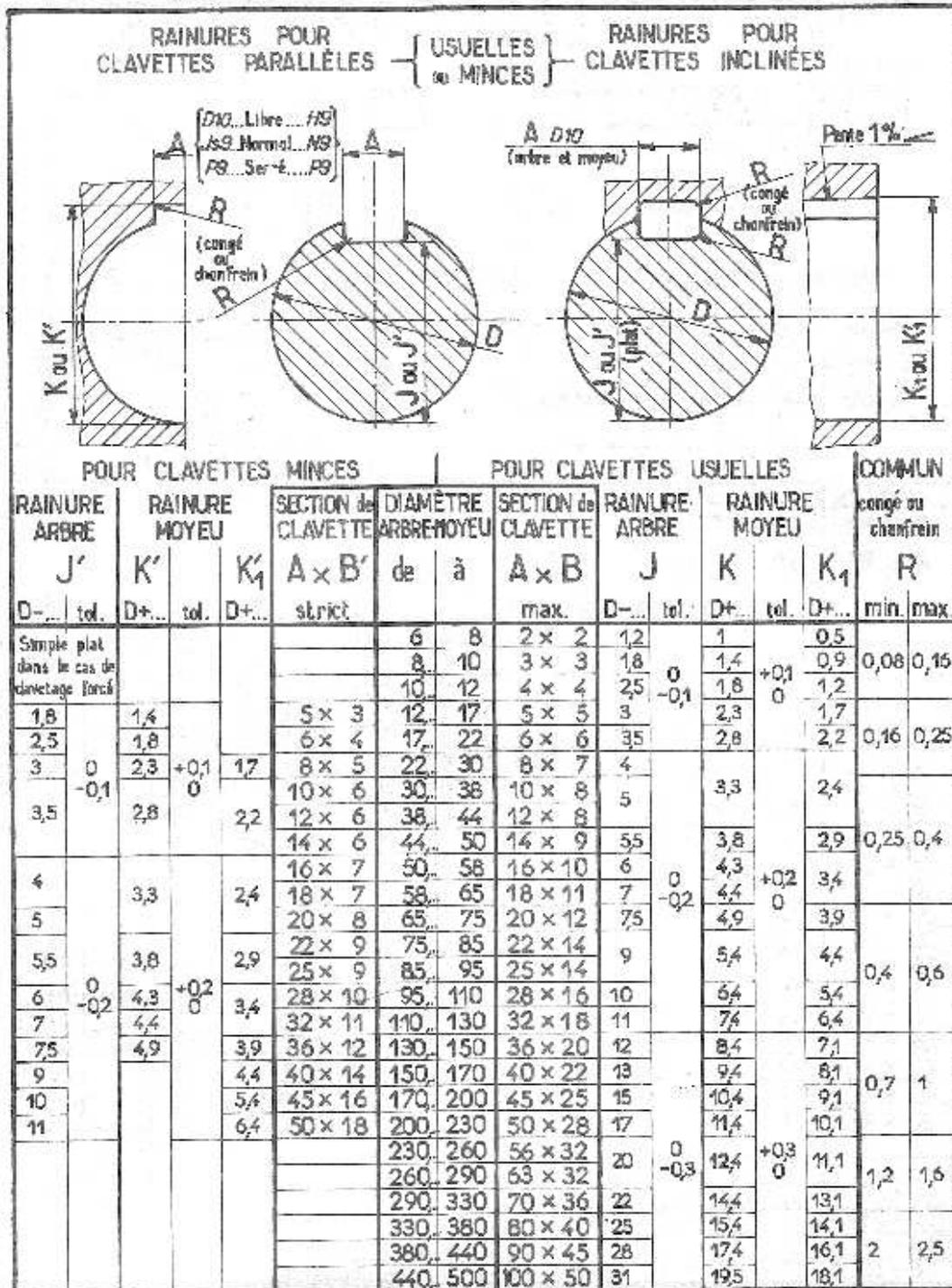


FIG. 1 – Schéma à compléter représentant les efforts exercés sur l'arbre de sortie.

Numéro d'anonymat :

CLAVETAGES LONGITUDINAUX

3.41



82

E 22-175 176 [72

FIG. 2 - Clavetage.

CLAVETTES PARALLÈLES

3.42b

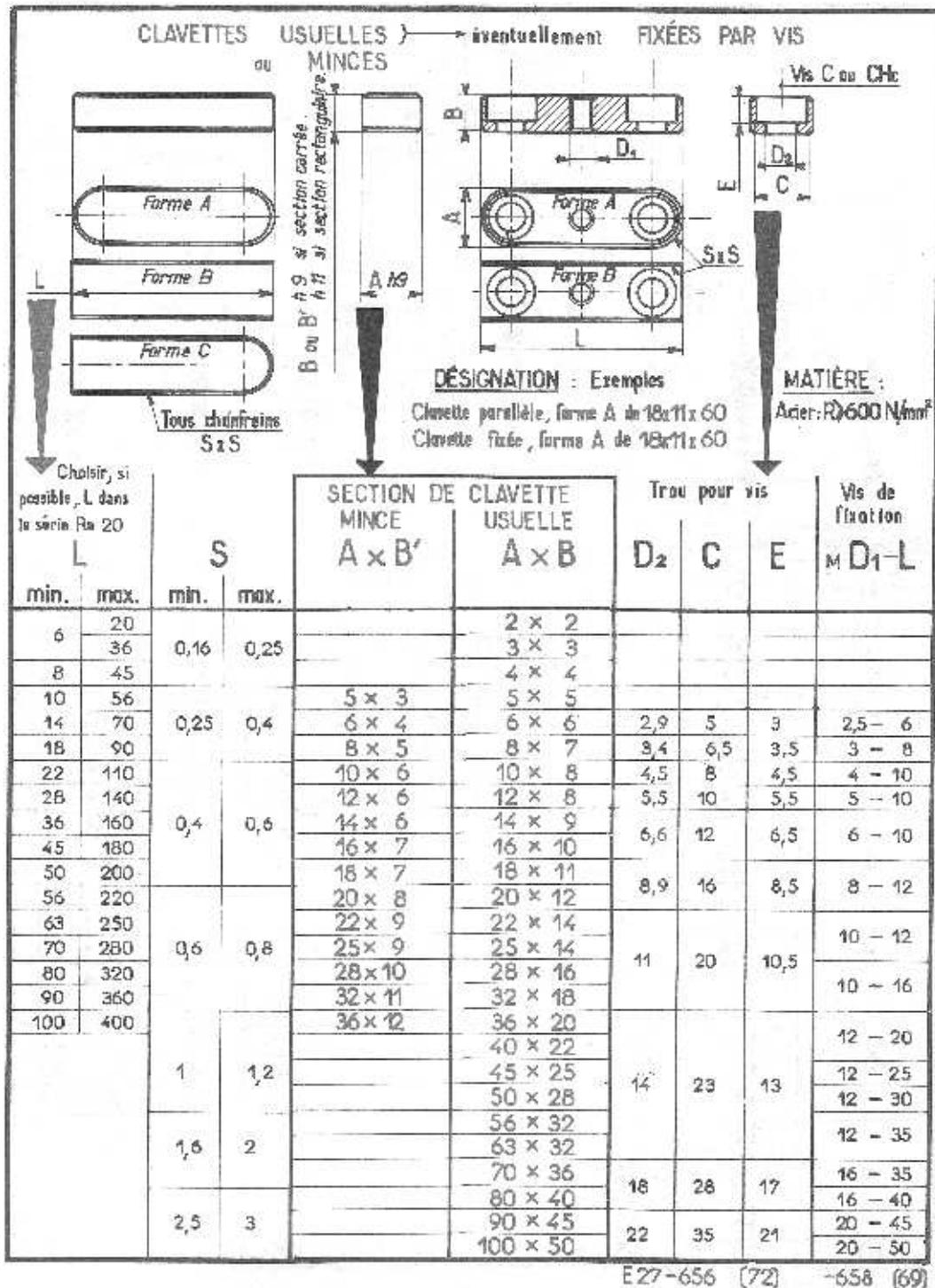


FIG. 3 - Clavette.

Arbre épaulé

Torsion

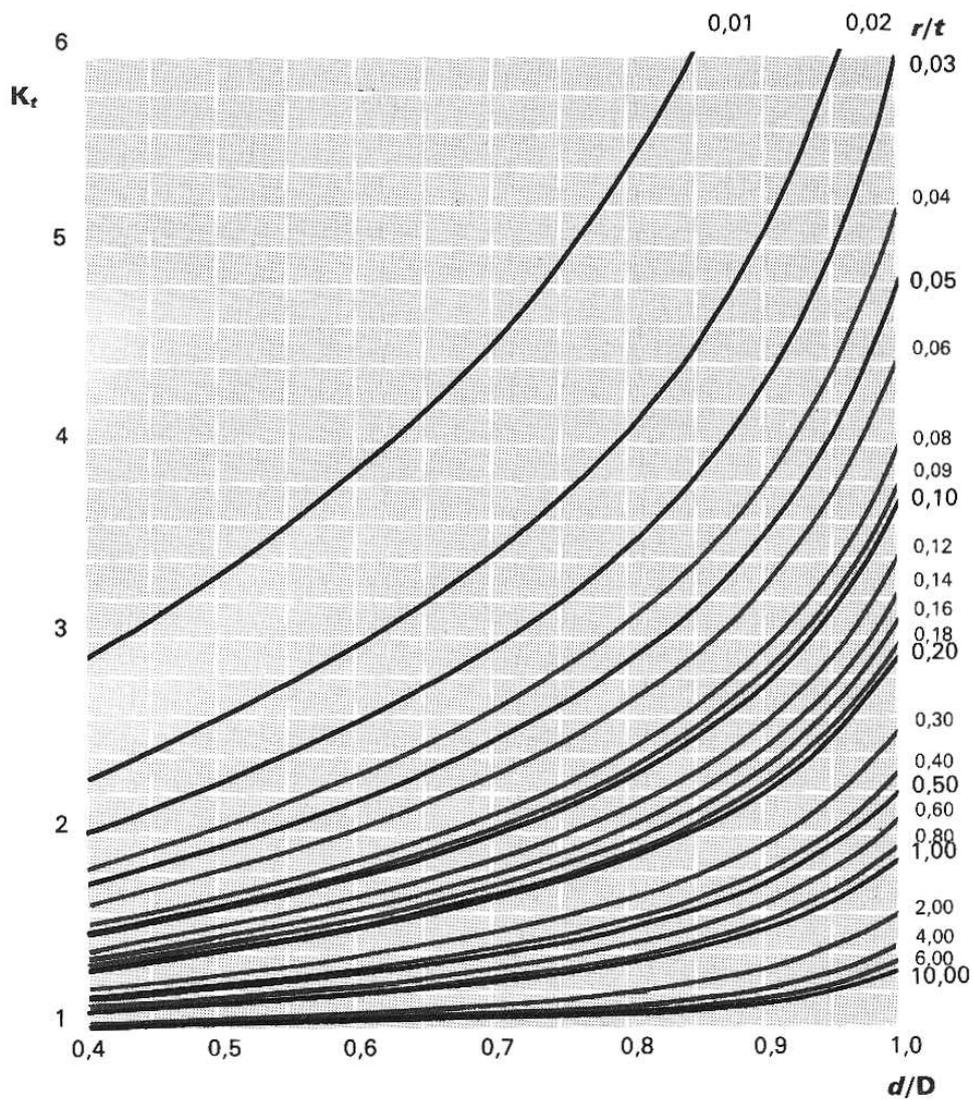
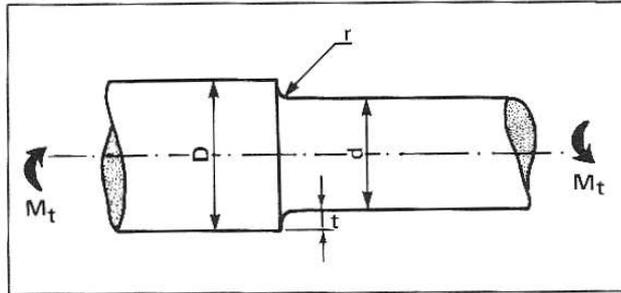


FIG. 4 – Coefficient de concentration de contrainte en torsion pour un arbre épaulé.

Arbre épaulé

Flexion

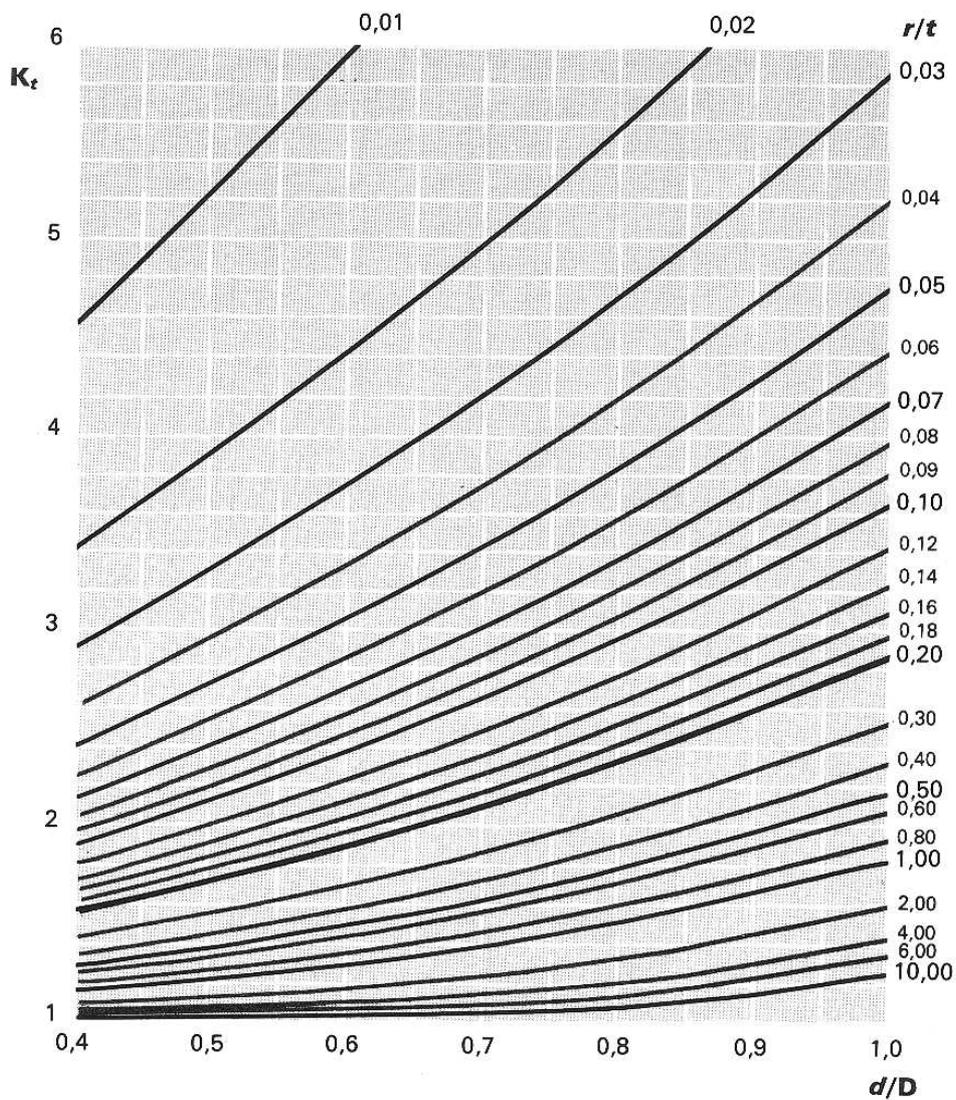
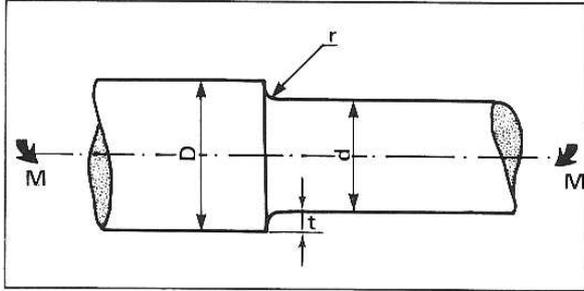


FIG. 5 – Coefficient de concentration de contrainte en flexion pour un arbre épaulé.