

**UNIVERSITÉ DE LIÈGE  
FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES**

**MÉMENTO DE CONCEPTION  
MÉCANIQUE**

**J.F. DEBONGNIE**

**2013**

© DEBONGNIE (JEAN-FRANCOIS), 2013  
Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées,  
Institut de Mécanique et G.C.,  
Chemin des Chevreuils 1  
B-4000 Liège

ISBN 978-2-9600313-9-3  
Dépôt légal : D/2013/0480/2

## INTRODUCTION

Dans ce fascicule, nous avons essayé de rassembler, pour nous-même comme pour nos étudiants, un certain nombre de méthodes de calcul des éléments de machines, ainsi que les valeurs-repères pour ces calculs. La forme est délibérément succincte, de manière à rassembler un grand nombre de renseignements dans un volume de dimension raisonnable. Initialement intitulé *Quelques Repères pour la Conception mécanique*, ce petit ouvrage n'a cessé d'évoluer depuis une trentaine d'années. Pour la présente édition, très largement retravaillée et augmentée, nous avons adopté le titre *Mémento de Conception mécanique*, de manière à mieux faire ressortir que les documents ici rassemblés sont conçus comme un accompagnement pour les calculs.

Enfin, pour aider l'étudiant à se familiariser avec le vocabulaire technique des éléments de machines, nous avons ajouté un *petit lexique* illustré, évolution de celui qu'avait élaboré en son temps un de nos prédécesseurs, L. Leloup.

## TABLE DES MATIÈRES

Thème	Indice tête de page	Page
Nombres normaux	N	3
Tolérances	T	4
Désignation des alliages	AL	11
Roulements	R	15
Paliers lisses	PL	32
Assemblages arbre/moyeu	AM	43
Boulons	B	53
Soudures	S	59
Rivures	RIV	92
Arbres	A	95
Fatigue	F	102
Contacts hertziens	CH	139
Usure	U	146
Courroies	COU	150
Engrenages	ENG	161
Petit lexique	-	165

NOMBRES NORMAUX : progressions géométriques, de raison  $10^{1/k}$  pour la série  $R_k$ . A utiliser de préférence comme dimensions nominales,  $R_5$  plutôt que  $R_{10}$ ,  $R_{10}$  plutôt que  $R_{20}$ , ...

<u>R5</u>	<u>R''5</u>	<u>R10</u>	<u>R'10</u>	<u>R''10</u>	<u>R20</u>	<u>R'20</u>	<u>R''20</u>	<u>R40</u>	<u>R'40</u>
1		1			1			1	
					1,12	1,1		1,06	1,05
		1,25		(1,2)				1,12	1,1
					1,25		(1,2)	1,18	1,2
								1,25	
					1,4			1,32	1,3
								1,4	
1,6	(1,5)	1,6		(1,5)	1,6			1,5	
								1,6	
		2						1,7	
					1,8			1,8	
		2,5			2			1,9	
								2	
					2,24	2,2		2,12	2,1
								2,24	2,2
					2,5			2,36	2,4
								2,5	
		3,15	3,2	(3)	2,8			2,65	2,6
								2,8	
					3,15	3,2	(3)	3	
								3,15	3,2
					3,55	3,6	(3,5)	3,35	3,4
								3,55	3,6
								3,75	3,8
4		4			4			4	
								4,25	4,2
					4,5			4,5	
		5						4,75	4,8
					5			5	
								5,3	
					5,6		(5,5)	5,6	
		6,3		(6)				6	
					6,3		(6)	6,3	
								6,7	
					7,1		(7)	7,1	
		8						7,5	
					8			8	
								8,5	
					9			9	
								9,5	
10		10			10			10	

Utiliser normalement des dimensions des séries R. Les séries R' et, a fortiori, R'', sont à éviter.

TOLERANCES DIMENSIONNELLES

ARBRE : corps tel que si sa dimension D ↗ , il y a plus de matière  
ALESAGE : corps tel que si sa dimension D ↗ , il y a moins de matière

INTERVALLES DE TOLERANCE (IT)

20 classes:distinguées par un numéro ↗ si finesse ↘ .

calibres													ébauches						
01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
ajustements																			

IT dépend de la classe et de la dimension (par intervalles] $D_1, D_2$ ])

IT = k(classe) . i

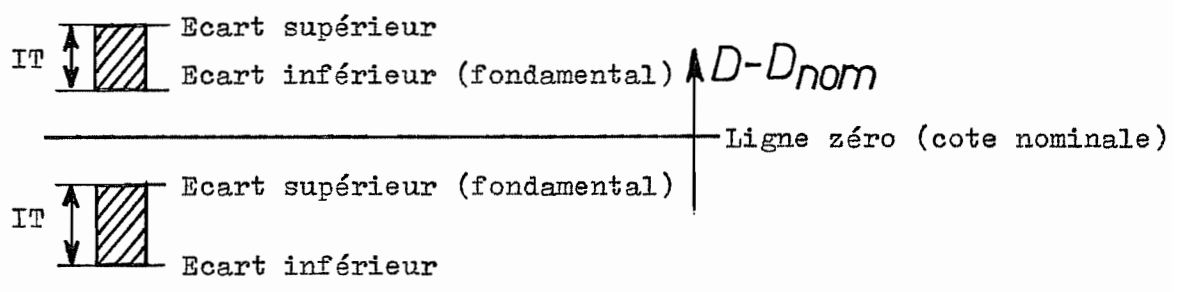
$$i = \frac{0,45\sqrt[3]{D}}{\text{évolution de la pré- cision à coût ct.}} + 0,001 D$$

précision des mesures

$$D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$$

i : μm      D : mm

ECARTS : définissent la position de la zone de tolérance



L'écart fondamental est le plus petit des deux en valeur absolue.  
L'autre écart s'obtient en ajoutant ou retranchant l'IT.

On définit le TYPE de tolérance par l'écart fondamental:

Alésages:  $\overbrace{A, B, C, \dots, H, J, K, M, \dots, Z, ZA, ZB, ZC}^{EF > 0 \quad EF = 0 \quad EF < 0}$

Arbres:  $\overbrace{a, b, c, \dots, h, j, k, m, \dots, z, za, zb, zc}^{EF < 0 \quad EF = 0 \quad EF > 0}$

Type normal : H ou h (EF=0). On préfère en général que l'alésage soit normal (moins d'alésoirs en stock). Les types A,..G et a...g mènent d'habitude à des ajustements libres, les types K...ZC et k...zc, à des ajustements serrés.

Désignation d'un arbre tolérancé:    Ø 100 p6

alésage tolérancé:    Ø 100 H7

Désignation de l'ensemble ajusté:    Ø 100 H7/p6

## TOLERANCES FONDAMENTALES (IT)

QUALITE	DIMENSIONS NOMINALES (mm) . TOLERANCES ( $\mu$ m)												
	>1 à 3	>3 à 6	>6 à 10	>10 à 18	>18 à 30	>30 à 50	>50 à 80	>80 à 120	>120 à 180	>180 à 250	>250 à 315	>315 à 400	>400 à 500
01	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1,2	2	2,5	3	4
0	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6
1	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
3	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
4	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	81	890	970
14	250	300	360	430	520	620	740	870	1000	1150	1300	1400	1550
15	400	480	580	700	840	1000	1200	1400	1600	1850	2100	2300	2500
16	600	750	900	1100	1300	1600	1900	2200	2500	2900	3200	3600	4000
17	-	-	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4600	5200	5700	6300
18	-	-	-	2700	3300	3900	4600	5400	6300	7200	8100	8900	9700

Sources: ISO/R286 (1962), DIN 7152 (1965), NBN 101 à 103, AFNOR NFE 02-000

ECARTS FONDAMENTAUX DES ARBRES ( a à k )

dimens. nomin. mm	ECARTS SUPERIEURS es ( $\mu\text{m}$ )											EC. INF. ei				
	types											types				
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j		k		
	Toutes qualités											qualités				
>	$\leq$												5-6	7	4-7	01-3 8-16
-	1	----	----	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	00	0
1	3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	00	0
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	1	0
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	1	0
10	14	-290	-150	-95	---	-50	-32	---	-16	---	-6	0	-3	-6	1	0
14	18															
18	24	-300	-160	-110	---	-65	-40	---	-20	---	-7	0	-4	-8	2	0
24	30															
30	40	-310	-170	-120	---	-80	-50	---	-25	---	-9	0	-5	-10	2	0
40	50	-320	-180	-130	---	-80	-50	---	-25	---	-9	0	-5	-10	2	0
50	65	-340	-190	-140	---	-100	-60	---	-30	---	-10	0	-7	-12	2	0
65	80	-360	-200	-150	---	-100	-60	---	-30	---	-10	0	-7	-12	2	0
80	100	-380	-220	-170	---	-120	-72	---	-36	---	-12	0	-9	-15	3	0
100	120	-410	-240	-180	---	-120	-72	---	-36	---	-12	0	-9	-15	3	0
120	140	-460	-260	-200	---	-145	-85	---	-43	---	-14	0	-11	-18	3	0
140	160	-520	-280	-210	---	-145	-85	---	-43	---	-14	0	-11	-18	3	0
160	180	-580	-310	-230	---	-170	-100	---	-50	---	-15	0	-13	-21	4	0
180	200	-660	-340	-240	---	-170	-100	---	-50	---	-15	0	-13	-21	4	0
200	225	-740	-380	-260	---	-190	-110	---	-56	---	-17	0	-16	-26	4	0
225	250	-820	-420	-280	---	-190	-110	---	-56	---	-17	0	-16	-26	4	0
250	280	-920	-480	-300	---	-210	-125	---	-62	---	-18	0	-18	-28	4	0
280	315	-1050	-540	-330	---	-210	-125	---	-62	---	-18	0	-18	-28	4	0
315	355	-1200	-600	-360	---	-230	-135	---	-68	---	-20	0	-20	-32	5	0
355	400	-1350	-680	-400	---	-230	-135	---	-68	---	-20	0	-20	-32	5	0
400	450	-1500	-760	-440	---	-230	-135	---	-68	---	-20	0	-20	-32	5	0
450	500	-1650	-840	-480	---	-230	-135	---	-68	---	-20	0	-20	-32	5	0

TYPE js ("j symétrique") : es = IT/2 , ei = - IT/2

Exemple: 100 a9 : es = -380  $\mu\text{m}$   
 ei = es - IT9 = -380 - 87 = -467  $\mu\text{m}$   
 donc 100 a9 = 100  $\begin{matrix} -0,380 \\ -0,467 \end{matrix}$



ECARTS FONDAMENTAUX DES ARBRES - types m à zc  
 =====

Dimens. nomin. mm	ECARTS INFERIEURS ei ( $\mu\text{m}$ )														
	T Y P E S														
	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc	
>   ≤	Toutes qualités														
-	1	2	4	6	10	14	--	18	--	20	--	26	32	40	60
1	3	2	4	6	10	14	--	18	--	20	--	26	32	40	60
3	6	4	8	12	15	19	--	23	--	28	--	35	42	50	80
6	10	6	10	15	19	23	--	28	--	34	--	42	52	67	97
10	14	7	12	18	23	28	--	33	--	40	--	50	64	90	130
14	18								39	45	--	60	77	108	150
18	24	8	15	22	28	35	--	41	47	54	63	73	98	136	188
24	30								41	48	55	64	75	88	118
30	40	9	17	26	34	43	--	48	60	68	80	94	112	148	200
40	50								54	70	81	97	114	136	180
50	65	11	20	32	41	53	66	87	102	122	144	172	226	300	405
65	80				43	59	75	102	120	146	174	210	274	360	480
80	100	13	23	37	51	71	91	124	146	178	214	258	335	445	585
100	120				54	79	104	144	172	210	254	310	400	525	690
120	140	15	27	43	63	92	122	170	202	248	300	365	470	620	800
140	160				65	100	134	190	228	280	340	415	535	700	900
160	180	17	31	50	68	108	146	210	252	310	380	465	600	780	1000
180	200				77	122	166	236	284	350	425	520	670	880	1150
200	225	20	34	56	80	130	180	258	310	385	470	575	740	960	1250
225	250				84	140	196	284	340	425	520	640	820	1050	1350
250	280	21	37	62	94	158	218	315	385	475	580	710	920	1200	1550
280	315				98	170	240	350	425	525	650	790	1000	1300	1700
315	355	23	40	68	108	190	268	390	475	590	730	900	1150	1500	1900
355	400				114	208	294	435	530	660	820	1000	1300	1650	2100
400	450	23	40	68	126	232	330	490	595	740	920	1100	1450	1850	2400
450	500				132	252	360	540	660	820	1000	1250	1600	2100	2600

Exemple : 100 u6 : ei = 124  $\mu\text{m}$

$$es = ei + IT6 = 124 + 22 = 146 \mu\text{m}$$

$$\text{donc } 100 \text{ u6} = 100^{+0,146}_{+0,124}$$

ECARTS FONDAMENTAUX DES ALESAGES

Tous écarts sauf les suivants	<p><u>Règle générale</u></p> <p>Les limites de l'alésage sont exactement symétriques par rapport à la ligne-zéro de celles des arbres de même symbole:</p> $ES_n = -ei_n, EI_n = -es_n$
N9 et qualités moins fines, pour $d > 3\text{mm}$	$ES = 0$
<p><u>Alésages serrants</u></p> <p>J à N, qual 8 et + fines P à ZC, qual. 7 et + fines</p>	<p><u>Règle spéciale</u></p> $ES_n = -ei_{n-1} + \Delta$ <p>avec <math>\Delta = IT_n - IT_{n-1}</math></p> <p>(Règle prévue pour que, dans les qualités fines envisagées, deux ajustements homologues tels que H7/p6 et P7/h6 soient exactement équivalents.)</p> <p>Exception : M6: <math>ES = -9</math> pour <math>250 &lt; d \leq 315</math></p>

TABLE DE LA CORRECTION  $\Delta$  ( $\mu\text{m}$ )

Dimens. nominale $\text{mm}$	QUALITE					
	3	4	5	6	7	8
$1 \leq 3$	0	0	0	0	0	0
$3 < 6$	1	1,5	1	3	4	6
$6 < 10$	1	1,5	2	3	6	7
$10 < 18$	1	2	3	3	7	9
$18 < 30$	1,5	2	3	4	8	12
$30 < 50$	1,5	3	4	5	9	14
$50 < 80$	2	3	5	6	11	16
$80 < 120$	2	4	5	7	13	19
$120 < 180$	3	4	6	7	15	23
$180 < 250$	3	4	6	9	17	26
$250 < 315$	4	4	7	9	20	29
$315 < 500$	5	5	7	13	23	34

Exemples a) 20 P7 :

pour p6,  $ei = 22$ , donc  
 $-ei = -22$   
 $= 8$

$$ES = -14$$

$$EI = ES - IT7 = -14 - 21 = -35 \mu\text{m}$$

$$\text{donc } 20 \text{ P7} = 20 \begin{matrix} -0,014 \\ -0,035 \end{matrix}$$

b) On cherche un alésage de qualité 7  
 $\phi = 100 \text{ mm}$ , donnant un jeu moyen de  
 $44 \mu\text{m}$  avec un arbre normal (h6)

$$\begin{aligned} \text{arbre : } 100 \text{ h6 } \quad es &= 0 \\ ei &= es - IT6 = \\ &= 0 - 22 = -22 \mu\text{m} \end{aligned}$$

écart moyen arbre:  $-11 \mu\text{m}$

écart moyen alésage :  $-11 + 44 = 33 \mu\text{m}$

$IT7 = 35 \mu\text{m}$

écart max :  $33 + \frac{1}{2} \cdot 35 = 50,5 \mu\text{m}$

inf :  $33 - \frac{1}{2} \cdot 35 = 15,5 \mu\text{m} = EI = -es_7 \quad es = -15,5 \mu\text{m}$

$g_7 : -12 = es$ , soit jeu moyen  $41 \mu\text{m}$ , acceptable

solution adoptée : alésage 100 G7 soit

$$\begin{aligned} 100 \quad +0,047 \quad \text{jeu min: } 12 - 0 &= 12 \mu\text{m} \\ \quad \quad +0,012 \quad \text{jeu max: } 47 + 22 &= 69 \mu\text{m} \\ &\text{moy: } 40,5 \mu\text{m} \end{aligned}$$

Tableau 3 Ajustements les plus courants [1, 4, 5, 6]

AJUSTEMENTS FINIS	<u>SERRES</u> POUR LA TRANSMISSION DE GRANDS EFFORTS		
	H7 - z8	<u>Fortes pressions superficielles</u> : engrenages, volants, brides	Z8 - h6
	H7 - z9	d'accouplement	Z9 - h6
	H8 - x8	(x8 pour les grands diamètres, u8 pour les petits)	U6 - h6
	H8 - u8		U7 - h6
	H7 - s6	<u>Pressions moyennes</u> : moyeux d'accouplements,	S7 - h6
	H7 - r6	accouplements en bronze ou en fonte, coussinets dans leurs logements de paliers ou de têtes de bielles (s6 pour les grands diamètres, r6 pour les petits)	R7 - h6
	<u>INCERTAINS</u> TRANSMETTRE LE COUPLE PAR UN AUTRE MOYEN		
	H7 - n6	<u>Ferme</u> : mise en place à la presse. Jantes sur corps de roues, coussinets dans leurs logements, axes de bielles, accouplements en bouts d'arbres	N7 - h6
	H7 - m6	<u>Dur au maillet</u> : ne s'emmanche qu'avec peine au maillet. Poulies à courroies, accouplements et roues dentées de machines et moteurs électriques, manivelles	M7 - h6
	H7 - k6	<u>Au maillet</u> : passe sans peine au maillet. Poulies, accouplements, roues dentées (d = 8.....50mm). Volants avec chavettes tangentielles, manivelles	K7 - h6
	H7 - js6	<u>Dur à la main</u> : pour poulies, roues dentées, manivelles, coussinets de palier devant se démonter facilement	JS7 - h6
	<u>AVEC JEU</u>		
	H7 - h6	<u>Passant juste</u> : huilé, se déplace sans difficulté à la main. Roues interchangeables, bagues d'arrêt, axes de pistons montés libres, portées de centrage pour accouplements,....	H7 - h6
	H7 - g6	<u>Faible jeu</u> : glisse sans jeu perceptible. Roues dentées et accouplements mobiles sur l'arbre	G7 - h6
H7 - f7	<u>Jeu modéré</u> : le jeu devient perceptible. Paliers principaux de manivelles, paliers lisses	F8 - h6	
H8 - e7	<u>Jeu moyen</u> : jeu appréciable. Convient pour la plupart des paliers lisses	E8 - h6	
H7 - d9	<u>Jeu important</u> : très appréciable. Machines agricoles (paliers)	D9 - h6	

Tableau 3 (suite)

AJUSTEMENTS MOYENS	H8 - h9	<u>Passant juste</u> : les pièces se séparent sans effort. Bagues d'arrêt pour transmissions; poulies d'une pièce, manivelles, roues dentées, accouplements à pose et dépose aisées	H8 - h9
	H8 - e8	<u>Jeu modéré</u> : jeu perceptible. Paliers de vilebrequins, pistons dans les cylindres, paliers de pompes, ...	E8 - h9
	H8 - d9	<u>Jeu important</u> : très perceptible : paliers pour arbres longs de grues. Paliers de machines agricoles. Centrages de cylindres	D10 - h9
AJUSTEMENTS GROSSIERS	H11 - h11 H11 - h9	<u>Ajustement grossier 1</u> : pour pièces s'assemblant sans peine avec un faible jeu et une forte tolérance. Pièces de machines agricoles qui, placées sur des arbres, sont garanties en position par vis ou par serrage. Entretoises. Charnières de portes de foyers	H11 - h11 H11 - h9
	H11 - d11	<u>Ajustement grossier 2</u> : garantit un jeu suffisant pour permettre le mouvement relatif de pièces grossièrement toléranciées. Leviers amovibles, paliers de guidage	D11 - h11
	H11 - c11 H11 - b11	<u>Ajustement grossier 3</u> : pour un grand jeu entre pièces à tolérances grossières. Fourchettes de commande de tringleries de frein dans les véhicules	C11 - h11 B11 - h11
	H11 - a11	<u>Ajustement grossier 4</u> : assure un très grand jeu entre des pièces aux tolérances grossières. Fixations de ressorts et de freins. Paliers d'axes de freins, axes d'accouplement de locomotives.	A11 - h11

## DESIGNATION EURONORM DES ACIERS

### A. ACIERS DÉSIGNÉS À PARTIR DE LEUR EMPLOI ET DE LEURS CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES

Lettre	Acier	Nombre
S	de construction	$R_e$
P	pour appareils sous pression	$R_e$
L	pour tubes de conduites	$R_e$
E	de construction mécanique	$R_e$
B	à béton	$R_m$
Y	à béton précontraint	$R_m$
R	pour ou sous forme de rails	$R_e$
H ou HT	laminé pour emboutissage à froid	$R_e$ ou $R_m$
DC, DD, DX	laminé pour formage à froid	-

*Exemple* : E295 signifie acier de construction mécanique,  $R_e = 295 \text{ MPa}$

*Remarque* : La classification allemande ancienne était fondée sur la limite de rupture : St37 signifiait *acier de construction*,  $R_m = 37 \times 9,8 \text{ MPa} \approx 370 \text{ MPa}$ . La correspondance approximative est

DIN ancien	EURONORM
St33	S185
St37	S235
St44	S275
St50	E295
St60	E335
St70	E360

### B. ACIERS DÉSIGNÉS À PARTIR DE LEUR COMPOSITION CHIMIQUE

1) **Aciers non alliés** : la structure est

$$C[C]$$

où  $[C]$  est la teneur en carbone *en centièmes de pourcent*.

*Ex* : : C45 = acier non allié,  $[C] = 0,45\%$

2) **Aciers faiblement alliés** : aciers dont la teneur d'aucun élément d'alliage n'atteint 5% . La structure de la désignation est

$$[C]é11 \text{ } \acute{e}l2 \text{ } \acute{e}l3 \dots \text{ } ten^*1\text{-}ten^*2\text{-}ten^*3$$

où

- $[C]$  a la même signification que ci-dessus ,
- $él1, él2, él3 \dots$  sont les symboles chimiques des principaux éléments d'addition, par ordre décroissant de teneurs.
- $ten^*1, ten^*2, ten^*3, \dots$  sont les teneurs de ces éléments **codées** application d'un **multiplicateur** qui vaut :

4 pour SI, Mn, Ni, Cr, Co, W (Simanicrocow)  
 10 pour la plupart des autres éléments  
 100 pour N, P, S  
 1000 pour B

Exemple 1 : 100Cr6 1% de C, 1,5 % de Cr

Exemple 2 : 25CrMo4 0,25% de C, 1% de Cr et du Mo

**3) Aciers fortement alliés** : aciers dont un élément d'addition au moins a une teneur au moins égale à 5%. La structure de la désignation est

$X[C]él1 él2 él3 \dots ten1-ten2-ten3..$

Où

- X est un préfixe signifiant *fortement allié*
- $[C]$  a la même signification que ci-dessus
- $él1, él2, él3 \dots$  sont les symboles chimiques des éléments d'addition classés par teneur décroissante
- $ten1, ten2, ten3 \dots$  sont les teneurs **vraies** de ces éléments

Exemple : X10CrNi 18-8 0,1% de C, 18% de Cr, 8% de Ni

**4) Aciers rapides** : désignation spéciale :

**HS  $ten1, ten2, \dots$**

où

- HS est un préfixe signifiant *acier rapide*
- $ten1, ten2, \dots$  sont les teneurs des éléments d'addition dans l'ordre suivant : W, Mo, V, Co. *On n'indique pas la teneur en Cr, qui est toujours de 4%.*

Exemple : HS 7-4-2-5 : acier rapide , 7% de W, 4% de Mo, 2% de V, 5% de Co.  
 (et 4% de Cr)

## DÉSIGNATION EURONORM DES FONTES

### EN-GJ-*a-b-c-d*

- EN = préfixe signifiant *EURONORM*
- GJ = symbole, G = pièce moulée, J = fonte
- *a* = symbole de la structure du graphite :
  - L = lamellaire
  - S = sphéroïdal
  - M = graphite de recuit
  - V = vermiculaire
  - N = sans graphite, lédéburitique
- *b* = symbole de la micro ou macrostructure :
  - A = austénite
  - F = ferrite
  - P = perlite
  - M = martensite
  - L = lédéburite
  - Q = trempée
  - T = trempée et revenue
  - B = coeur noir (malléable)
  - W = coeur blanc (malléable)
- *c* = caractéristiques mécaniques
  - $\frac{R_m}{MPa} - \frac{A}{\%} - \frac{\text{Résistance flexion choc}}{N.mm^{-2}} - \text{HB ou HV ou HR}$
  - Mode de production de l'éprouvette d'essai :
    - S = coulée séparément
    - U = attenante
    - C = prélevée sur une pièce coulée
  - Température mesurage résistance flexion par choc :
    - RT = température ambiante
    - LT = basse température
- *d* = composition chimique :
  - La lettre X précède la composition chimique avec les mêmes conventions que pour les aciers alliés.

*Exemple 1 : EN-GJS-400-185-RT fonte à graphite sphéroïdal,  $R_m = 400 \text{ Mpa}$ , résistance à la flexion par choc  $185 \text{ N.mm}^{-2}$  à la température ambiante*

*Exemple 2 : EN-GJN-X300CrNiS9-5-2 fonte blanche chrome-nickel-silicium à 3% de carbone*

## DÉSIGNATION SYMBOLIQUE DES ALLIAGES NON FERREUX

**Matrice-élé1ten1élé2ten2**

*Exemple : Ti-Al6V4 alliage de titane à 6% d'aluminium et 4% de vanadium*

## NOMS PARTICULIERS DES ALLIAGES EN ALLEMAND

Messing = Cu-Zn (laiton)

Zinnbronze, Bronze = Cu-Sn (bronze)

Neusilber = Cu-NiZn (maillechort)

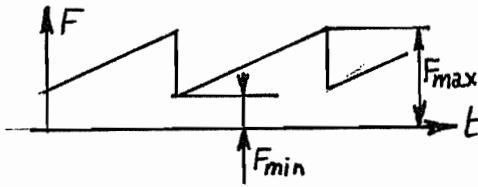
Aluminium-Bronze = Cu-Al (cupro-aluminium)

Bleibronze = Cu-Pb (cupro-plomb)

Rotguss = Cu-SnZn(Pb) (c'est un bronze)

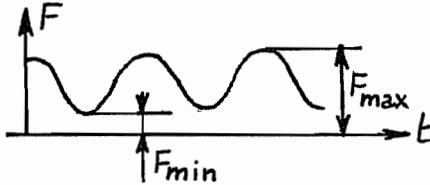




Quelques cas de calcul de la charge équivalentea) Variation linéaire entre  $F_{\min}$  et  $F_{\max}$ 

$$p = 3 : F_{\text{éq}} \cong 0,63 F_{\text{max}} + 0,37 F_{\text{min}}$$

$$p = 10/3 : F_{\text{éq}} \cong 0,64 F_{\text{max}} + 0,36 F_{\text{min}}$$

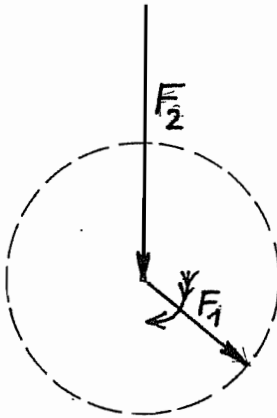
b) Variation sinusoïdale entre  $F_{\min}$  et  $F_{\max}$ 

$$p = 3 : F_{\text{éq}} \cong 0,68 F_{\text{max}} + 0,32 F_{\text{min}}$$

$$p = 10/3 : F_{\text{éq}} \cong 0,70 F_{\text{max}} + 0,30 F_{\text{min}}$$

c) Superposition d'une charge constante et d'une charge tournanteDans le cas où  $F_2 > F_1$ ,

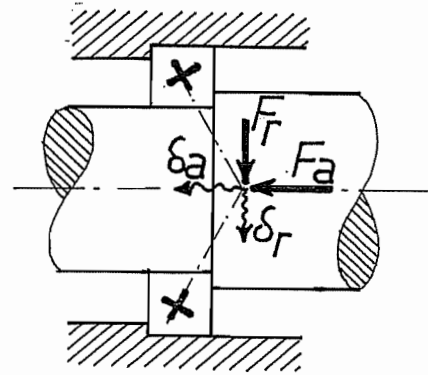
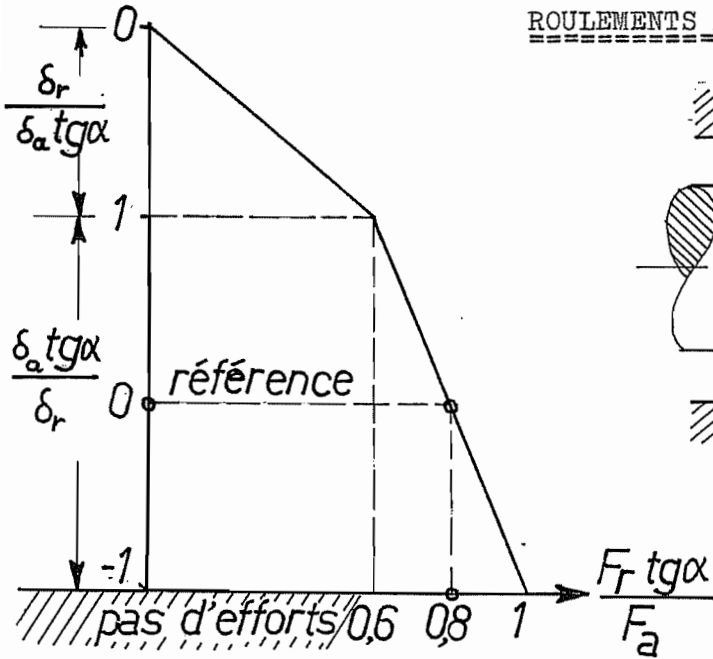
$$F_{\text{éq}} \cong F_2 \left( 1 + \frac{p-1}{p} (F_1/F_2)^2 \right)$$



On trouvera d'autres cas moins fréquents dans l'ouvrage

Die Wälzlagerpraxis d'Eschmann, Hasbargen et Weigand, éd. Oldenburg, München, Wien, 1978.

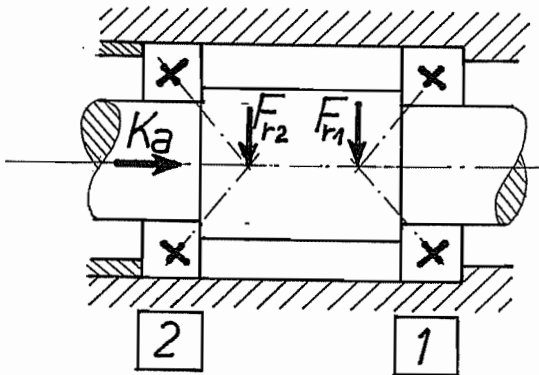
ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE (y compris rouleaux coniques)



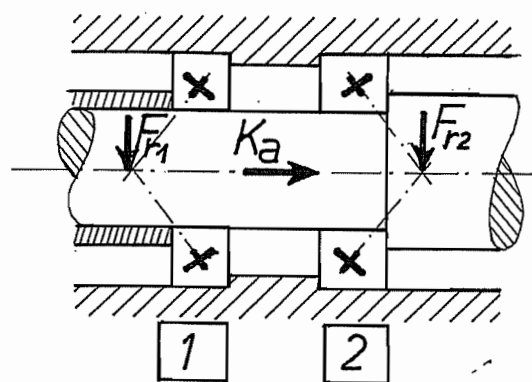
COMPORTEMENT APPROXIMATIF

ROULEMENTS MONTES EN OPPOSITION

"EN X"



"EN O"



REPARTITION DES CHARGES

Convention de désignation : Le roulement 1 est surchargé par  $K_a \geq 0$ , le roulement 2 est l'autre.

Equilibre axial :  $K_a = F_{a1} - F_{a2}$  Il manque une équation (hyperstat.)

Solution classique (de référence).

- on a toujours  $F_a \geq 1,25 F_r \operatorname{tg} \alpha$ , à chaque roulement.
  - un des roulements ("maître") travaille à  $F_a = 1,25 F_r \operatorname{tg} \alpha$ .
  - l'autre ("esclave") s'adapte pour vérifier  $K_a = F_{a1} - F_{a2}$
- (solution unique : 2 essais max. pour déterminer le maître)

Où trouver  $\operatorname{tg} \alpha$  ? Lois de la charge équivalente

$$P = F_r \text{ si } F_a / F_r \leq e, \quad P = X F_r + Y F_a \text{ si } F_a / F_r \geq e$$

Roulements à billes à contact oblique :  $1,25 \operatorname{tg} \alpha = e$

Roulements à rouleaux coniques :  $1,25 \operatorname{tg} \alpha = 1/(2Y)$ .

ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE - QUESTIONS SPECIALES

Référence: J.F. DEBONGNIE, "Calcul et choix du serrage d'une paire de roulements à contact oblique", Revue M, vol. 28, n°3, 1982

1) Comportement d'un roulement

Paramètre de direction de charge:  $y = \frac{F_a}{F_r \operatorname{tg} \alpha}$

Déplacements élastiques:  $\delta_a = G F_a^{1/m} \Phi_a(y) = G (F_r \operatorname{tg} \alpha)^{1/m} \Phi_r(y)$

$\delta_r = G \operatorname{tg} \alpha (F_r \operatorname{tg} \alpha)^{1/m} \Phi_r^*(y)$

avec  $m = \begin{cases} 1,5 & \text{(billes)} \\ 1,1 & \text{(rouleaux)} \end{cases}$

$G = \begin{cases} \text{Billes: } \lambda_b (\cos \alpha)^{0,595} (\sin \alpha)^{-5/3} C_o^{2,143} C_o^{-2,095}, \\ \lambda_b = 14,28 \cdot 10^{-6} \text{ mm.N}^{-0,7147} \end{cases}$

$\begin{cases} \lambda_b = 14,28 \cdot 10^{-6} \text{ mm.N}^{-0,7147} \\ \text{Rouleaux: } \lambda_r (\cos \alpha)^{0,8} (\sin \alpha)^{-1,909} C_o^{2,7} C_o^{-2,9}, \end{cases}$

$\lambda_r = \begin{cases} 6,767 \cdot 10^{-6} \text{ mm.N}^{-0,7009} & \text{(contact conforme)} \\ 3,380 \cdot 10^{-6} \text{ mm.N}^{-0,7009} & \text{(cont.lin. modifié)} \end{cases}$

$\epsilon$	Roulements à billes				Roulements à rouleaux			
	$y$	$\Phi_a$	$\Phi_r$	$\Phi_r^*$	$y$	$\Phi_a$	$\Phi_r$	$\Phi_r^*$
0	1,000	$-\infty$	$-\infty$	$+\infty$	1,000	$-\infty$	$-\infty$	$+\infty$
0,05	1,017	-46,81	-47,34	52,50	1,020	-77,83	-79,90	88,11
0,1	1,034	-16,44	-16,82	21,03	1,040	-25,21	-26,11	32,64
0,2	1,073	-4,875	-5,111	8,518	1,085	-6,838	-7,365	12,28
0,3	1,116	-1,881	-2,023	5,058	1,136	-2,502	-2,809	7,023
0,4	1,163	-0,4364	-0,7038	3,519	1,193	-0,8143	-0,9563	4,782
0,5	1,216	0,000	0,000	2,673	1,260	0,000	0,000	3,588
0,6	1,276	0,3651	0,4297	2,149	1,337	0,4405	0,5736	2,868
0,7	1,346	0,5895	0,7190	1,798	1,429	0,6942	0,9602	2,401
0,8	1,430	0,7332	0,9304	1,551	1,542	0,8438	1,251	2,085
0,9	1,532	0,8263	1,098	1,373	1,689	0,9300	1,498	1,873
1	1,667	0,8854	1,245	1,245	1,909	0,9713	1,749	1,749
1,25	2,204	0,9469	1,603	1,069	2,779	0,9884	2,503	1,669
1,67	3,238	0,9783	2,142	0,9154	4,274	0,9961	3,730	1,594
2,5	5,45	0,9922	3,057	0,7643	7,289	0,9984	6,076	1,519
5	12,03	0,9985	5,244	0,5827	16,37	0,9997	12,70	1,411
$\infty$	$\infty$	1,000	$\infty$	0,000	$\infty$	1,000	$\infty$	0,000

Evaluation approximative du nombre d'éléments roulants: z :

Billes :  $z \approx 2464 C_o^{-4,286} C_o^{3,857} (\cos \alpha)^{-0,8568}$

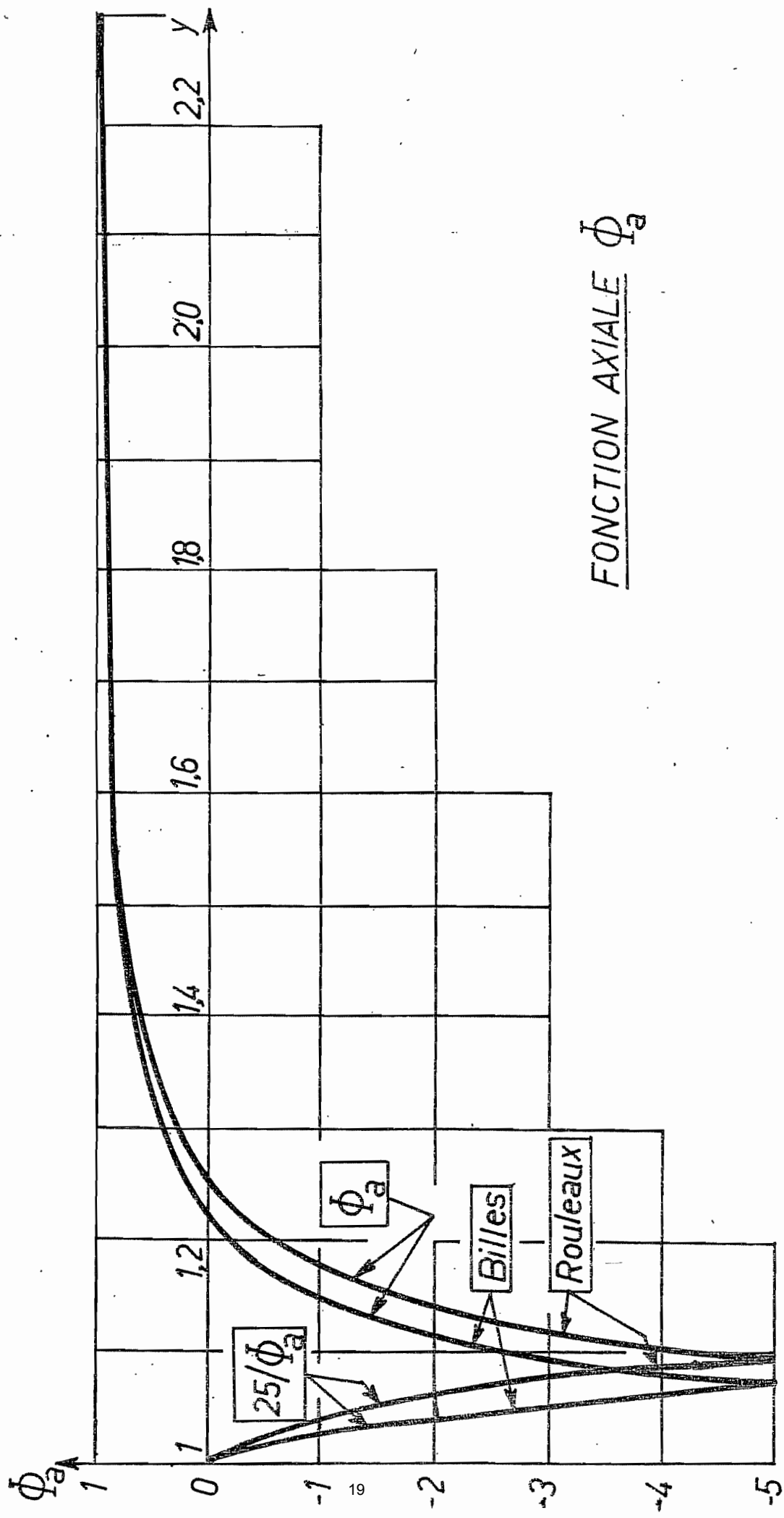
Rouleaux :  $z \approx \xi ((D-d)/B)^{0,85} C_o^{-5,684} C_o^{5,263}$

$\xi = \begin{cases} 2726 N^{0,421} & \text{(contact conforme)} \\ 3132 N^{0,421} & \text{(contact linéaire modifié)} \end{cases}$

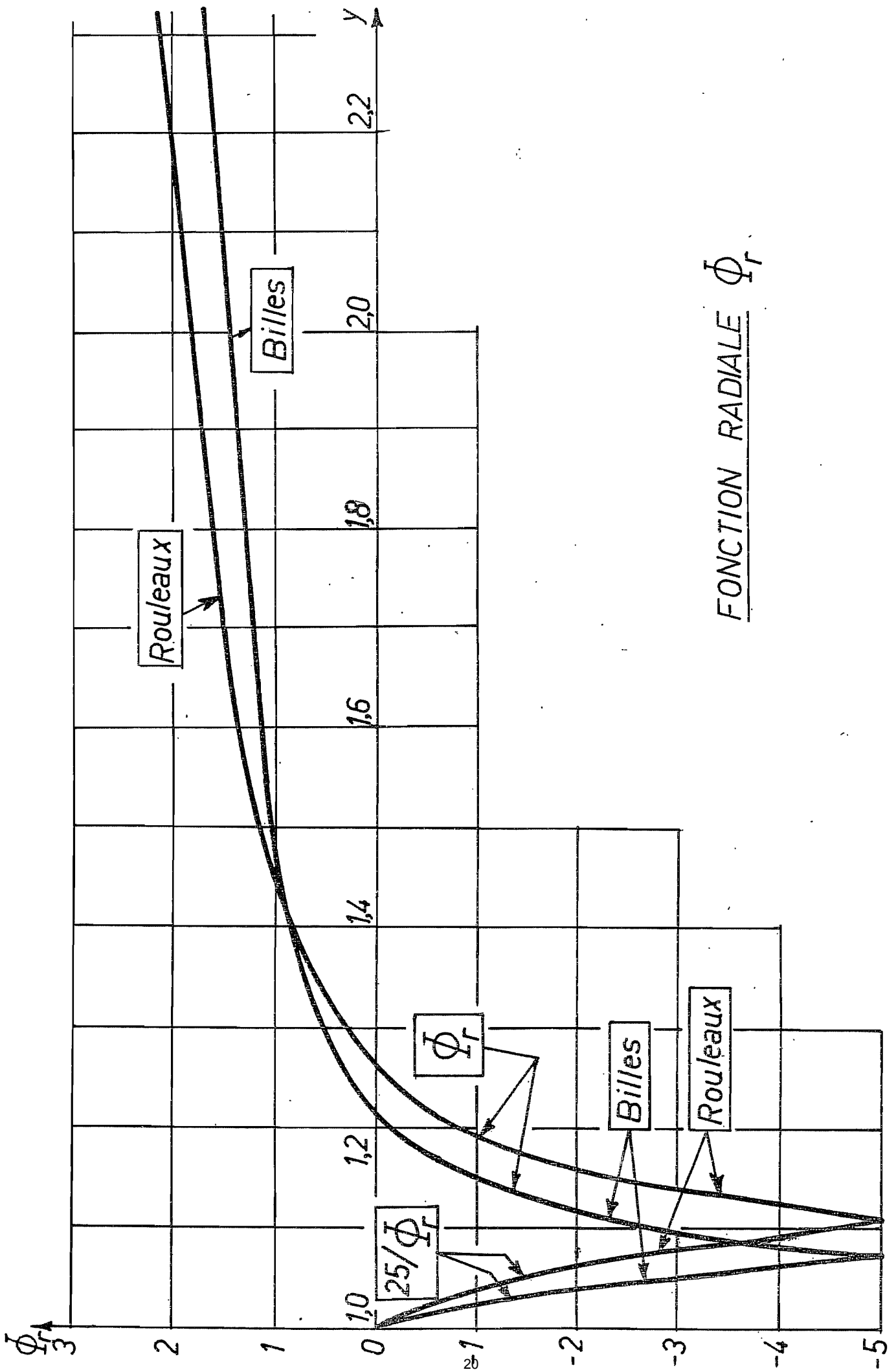
Durée de vie ( calcul corrigé )  $y_0$  correspond à  $\epsilon = 0,5$

$y \geq y_0$  : calcul classique  $P = X F_r + Y F_a$  si  $y \geq y_c$ ,  $P = F_r$  si  $y \leq y_c$

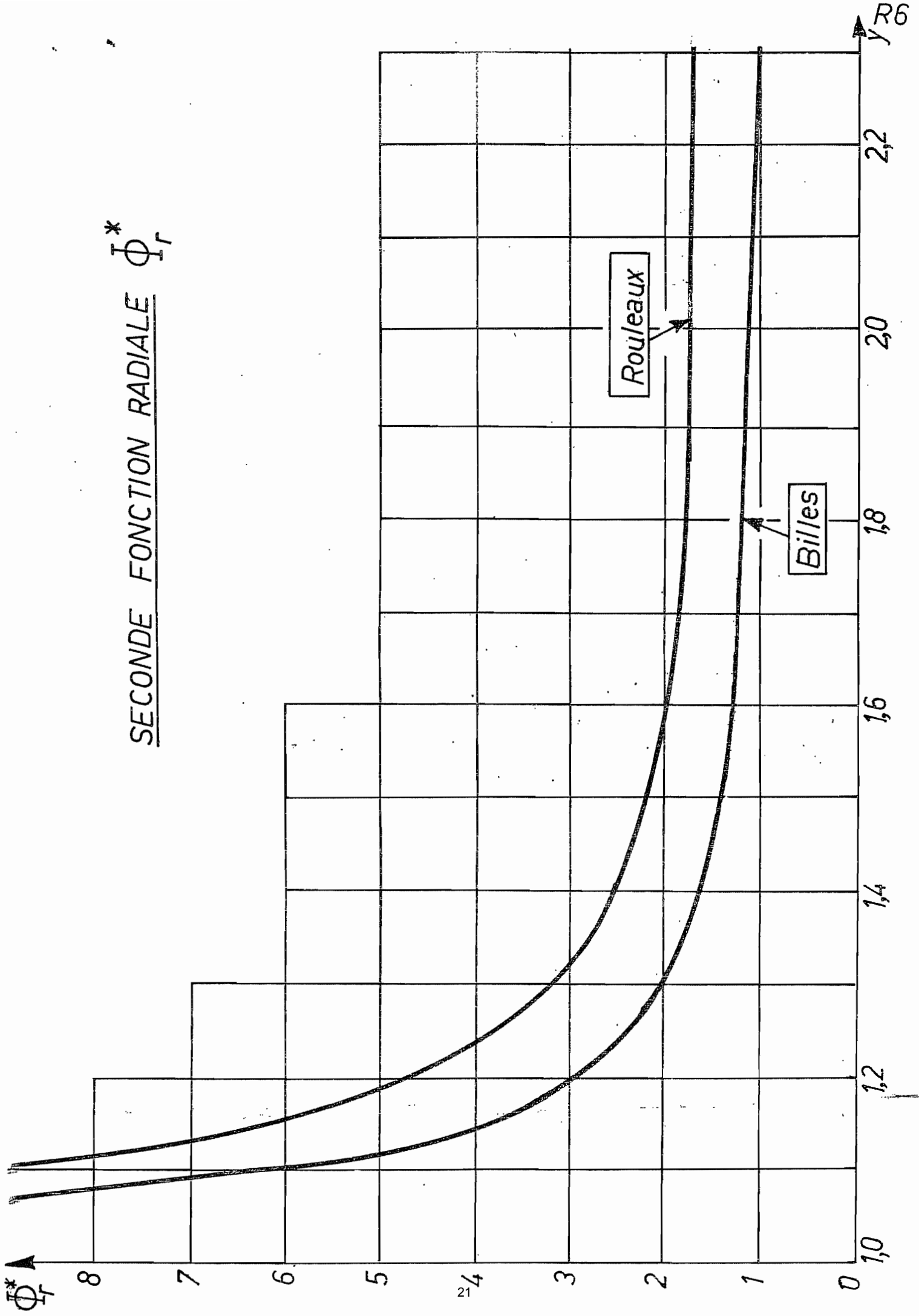
$y \leq y_0$  : calcul corrigé  $P = \pi(y) \cdot F_r$   $\pi(y)$  : tableau ci-dessous.



FONCTION AXIALE  $\Phi_a$



SECONDE FONCTION RADIALE  $\Phi_r^*$



BILLES	$\alpha_0$	X	Y	$y_c$	$\text{tg}\alpha$	$Y \text{tg}\alpha$
	deg.					
	20	0,43	1,00	1,25	0,46	0,46
	25	0,41	0,87	1,25	0,54	0,47
	30	0,39	0,76	1,25	0,64	0,49
	35	0,37	0,66	1,25	0,76	0,50
	40	0,35	0,57	1,25	0,91	0,52
Rouleaux		0,40	$\frac{0,4}{\text{tg}\alpha}$	1,5	----	0,40

$\alpha_0$  est l'angle de contact nominal.  $\alpha$  est l'angle de calcul.

$$y < y_0 \rightarrow P = F_r \cdot \pi(y)$$

$$y_0 \leq y \leq y_c \rightarrow P = F_r$$

$$y > y_c \rightarrow P = F_r (X + y Y \text{tg}\alpha)$$

y	Roulements à billes		Roulements à rouleaux	
	$\pi$	$\Psi$	$\pi$	$\Psi$
1,01	2,174	13,40	2,320	11,32
1,02	1,749	7,162	1,845	6,342
1,03	1,548	4,965	1,622	4,524
1,04	1,424	3,827	1,486	3,562
1,05	1,339	3,125	1,392	2,959
1,06	1,276	2,646	1,323	2,543
1,07	1,228	2,297	1,269	2,236
1,08	1,189	2,029	1,227	2,000
1,09	1,157	1,818	1,192	1,811
1,10	1,131	1,645	1,163	1,656
1,11	1,109	1,501	1,139	1,526
1,12	1,090	1,378	1,118	1,415
1,13	1,074	1,273	1,100	1,319
1,14	1,060	1,180	1,085	1,235
1,15	1,048	1,098	1,072	1,159
1,16	1,038	1,024	1,060	1,092
1,17	1,029	0,9567	1,050	1,030
1,18	1,021	0,8954	1,041	0,9739
1,19	1,014	0,8388	1,033	0,9218
1,20	1,008	0,7859	1,026	0,8731
1,21	1,003	0,7352	1,020	0,8273
1,216	1,00	0,7077 $y_0$	1,017	0,8010
1,23	-----	-----	1,010	0,7424
1,24	-----	-----	1,006	0,7023
1,25	-----	-----	1,003	0,6633
1,26	-----	-----	1,000	0,6250 $y_0$

## 2) Roulements en opposition

Equilibre axial  $K_a = F_{a1} - F_{a2} = y_1 F_{r1} \text{tg}\alpha_1 - y_2 F_{r2} \text{tg}\alpha_2$

Il faut déterminer  $y_1$  et  $y_2$ .

Serrage initial  $\Delta = \delta_{a1} + \delta_{a2} = G_1 F_{a1}^{1/m} \Phi_a(y_1) + G_2 F_{a2}^{1/m} \Phi_a(y_2)$

Précontrainte  $F_{a0} = \left( \frac{\Delta}{G_1 + G_2} \right)^m$

Durée de vie de l'ensemble pour une fiabilité de 90 % : L

$$(1/L)^e = (1/L_1)^e + (1/L_2)^e \quad e = \begin{cases} 10/9 & \text{(billes)} \\ 9/8 & \text{(rouleaux)} \end{cases}$$



3) Optimisation de la durée de vie de l'ensemble La) Calcul de la solution de référence (maître & esclave)

Convention secondaire de désignation des roulements:

$$y_3 = \max(y_1, y_2) : \text{définit le "palier 3"}$$

$$y_4 = \min(y_1, y_2) : \text{définit le "palier 4"}$$

Si  $y_3 \leq y_c$ , la solution de référence est optimale; on peut même augmenter le serrage initial pour obtenir  $y_3 = y_c$  sans changer la durée de vie.

b) Si la solution de référence n'est pas optimale

$$\text{Calculer } B_0 = \left( \frac{C_4}{C_3} \right)^{w/(w-1)} \cdot \left( \frac{\text{tg} \alpha_4}{\text{tg} \alpha_3} \right)^2 \cdot (Y_3 \text{ tg} \alpha_3)^{1/(w-1)}$$

$$\text{avec } w = \begin{cases} 10/3 & (\text{billes}) \\ 3,750 & (\text{rouleaux}) \end{cases}$$

$$B_1 = B_0 \cdot \frac{F_{r3} \text{ tg} \alpha_3}{F_{r4} \text{ tg} \alpha_4} \cdot \left( X_3 \pm \frac{K_a}{F_{r3}} \right)$$

$$\begin{cases} + & \text{si palier 3} = \text{palier 1} \\ - & \text{si palier 3} = \text{palier 2} \end{cases}$$

$$B_2 = B_0 y_3 \text{ tg} \alpha_3$$

Tracer, sur le plan  $(\Psi, y)$  de la figure "fonction d'optimisation" la droite d'équation

$$= B_1 + B_2 y.$$

Le point d'intersection de cette droite avec le graphe de la fonction d'optimisation  $\Psi(y)$  donne la valeur optimale  $y_4 \text{ opt}$ . On en déduit  $F_{a4}$ , ce qui détermine la solution.

c) limitation : ne pas descendre en-dessous de  $y_{\min}$  défini par

$$y_{\min} = \frac{1}{1 - (\epsilon_{\min} / (m + 3/2))}$$

$$\text{avec } \epsilon_{\min} = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \frac{3\pi}{z} \right)$$

4) Raidissement utile - Objet:

$$\mathcal{F} = \frac{F_{r1} \delta_{r1} + F_{r2} \delta_{r2} + K_a \delta_a}{F_{r1}^2 + F_{r2}^2 + K_a^2} \quad \text{fortement diminué}$$

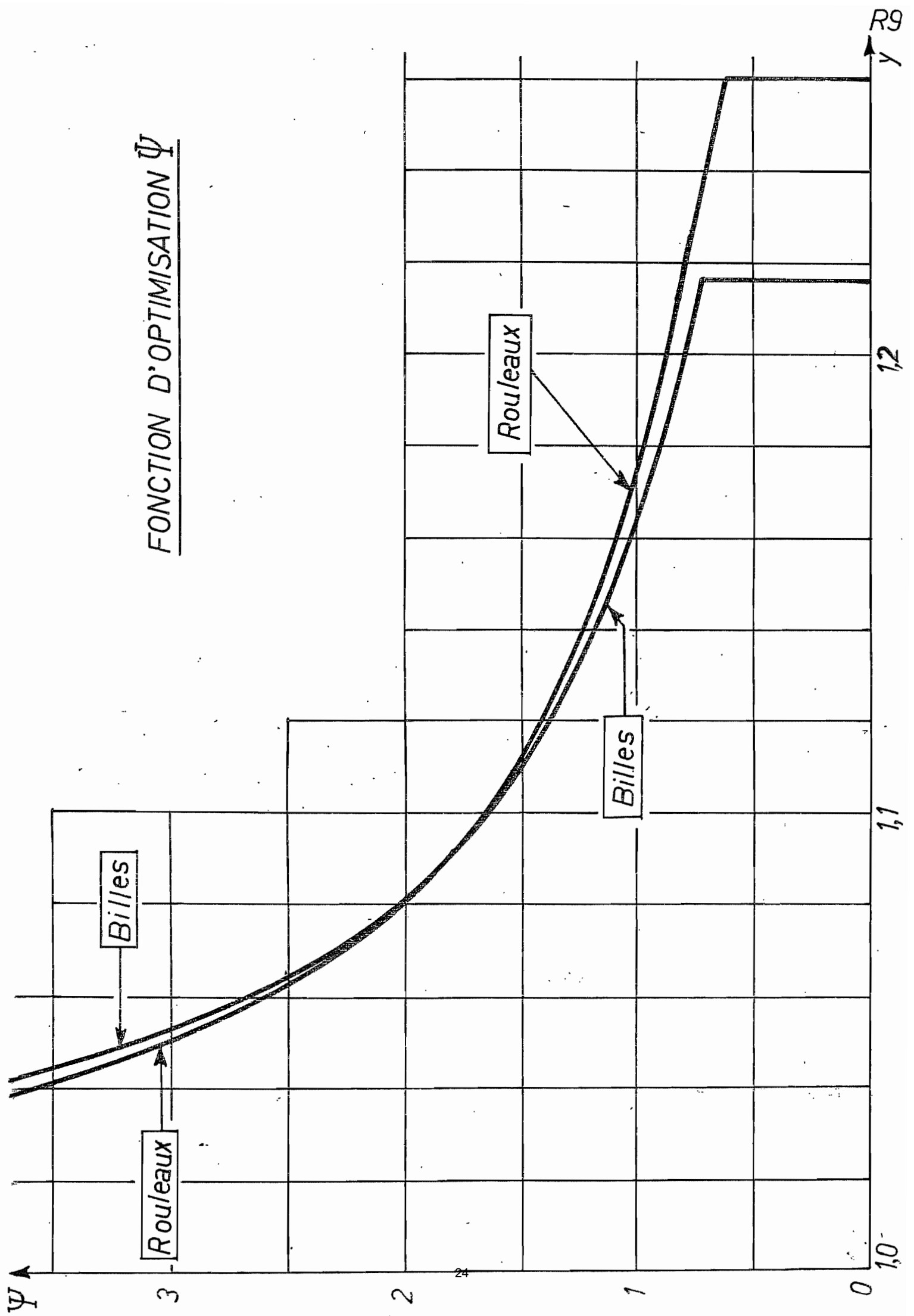
Durée de vie de l'ensemble diminuée dans des proportions raisonnables

$$\text{a) Poser } y_2 = 0,4 \frac{K_a}{F_{r2} \text{ tg} \alpha_2}. \text{ Si } y_1 \text{ et } y_2 \text{ sont alors } \geq y^*,$$

$$\text{avec } y^* = \begin{cases} 1,66 & (\text{billes}) \\ 1,91 & (\text{rouleaux}) \end{cases}, \text{ on a la solution.}$$

b) Dans le cas contraire, élever  $\min(y_1, y_2)$  à la valeur  $y^*$ .

FONCTION D'OPTIMISATION  $\Psi$



AJUSTEMENT des roulements

- 1) Qualité des surfaces réceptrices: Tolérance de cylindricité =  $\frac{1}{2} IT_{n-2}$   
 si tolérance dimensionnelle =  $IT_n$ .  
 Ex.  $\phi 100 m6 \dots \dots \frac{1}{2} IT4 = \frac{1}{2} \cdot 10 = 5 \mu m$ ,  
 donc tolérance de forme  $\phi 10,005$
- 2) Etats de surface : N8 si IT7 sur le diamètre  
 N7 si IT6 ou IT5 sur le diamètre
- 3) Tolérances des roulements : spéciales: alésage KB  
 diamètre extérieur hB

(B = bearing)

Diamètre nominal (mm)		KB (alésage)		hB (diam. ext.)	
		$\mu m$		$\mu m$	
>	≤				
2,5	10	-8	0	-8	0
10	18	-8	0	-8	0
18	30	-10	0	-9	0
30	50	-12	0	-11	0
50	80	-15	0	-13	0
80	120	-20	0	-15	0
120	150	-25	0	-18	0
150	180	-25	0	-25	0
180	250	-30	0	-30	0
250	315	-35	0	-35	0
315	400	-40	0	-40	0
400	500	-45	0	-45	0
500	630	-50	0	-50	0
630	800	-75	0	-75	0
800	1000	-100	0	-100	0
1000	1250	-125	0	-125	0
1250	1600	----	-	-160	0

4) LIBRE OU SERRE ? - Problème du roulage.

Règle: Une bague tournant par rapport à la charge doit être serrée.  
 Une bague fixe par rapport à la charge peut être libre.

Il convient de préserver ci possible la libre dilatation (palier fixe et palier libre)

Ajustements libres { Logement : H7 (courant) , G7 si chauffage par l'arbre.  
 { Arbre : f6 (jeu sûr), g6 (jeu incertain), h6 (léger serrage incertain)

Ajustements serrés Arbre\* : interférence: formule de PALMGREN

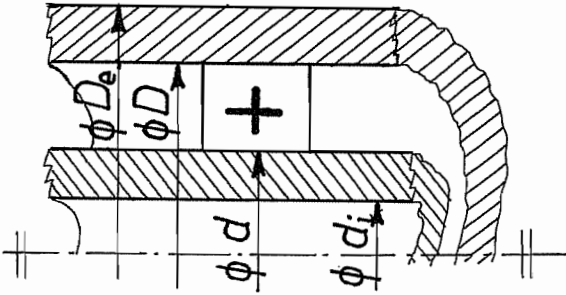
$$\delta_{min} = \frac{d+3}{d} \left( 0,08 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r + 0,0015 \theta \right)$$

d = diamètre arbre (mm)  
 B = largeur bague (mm)  
 $F_r$  = charge radiale (N)  
 $\delta_{min}$  en  $\mu m$ .  
 refroidissement par l'arbre  
 $\theta = T^{\circ}_{pal.} - T^{\circ}_{amb.}$

Logement\*: utiliser la même formule, avec D (logt) au lieu de d (arbre).

\* Arbre plein ou myeu suffisamment épais. Sinon, voir ci-dessous la correction à faire.

Ajustements serrés (suite) : cas de l'arbre creux ou du moyeu mince.

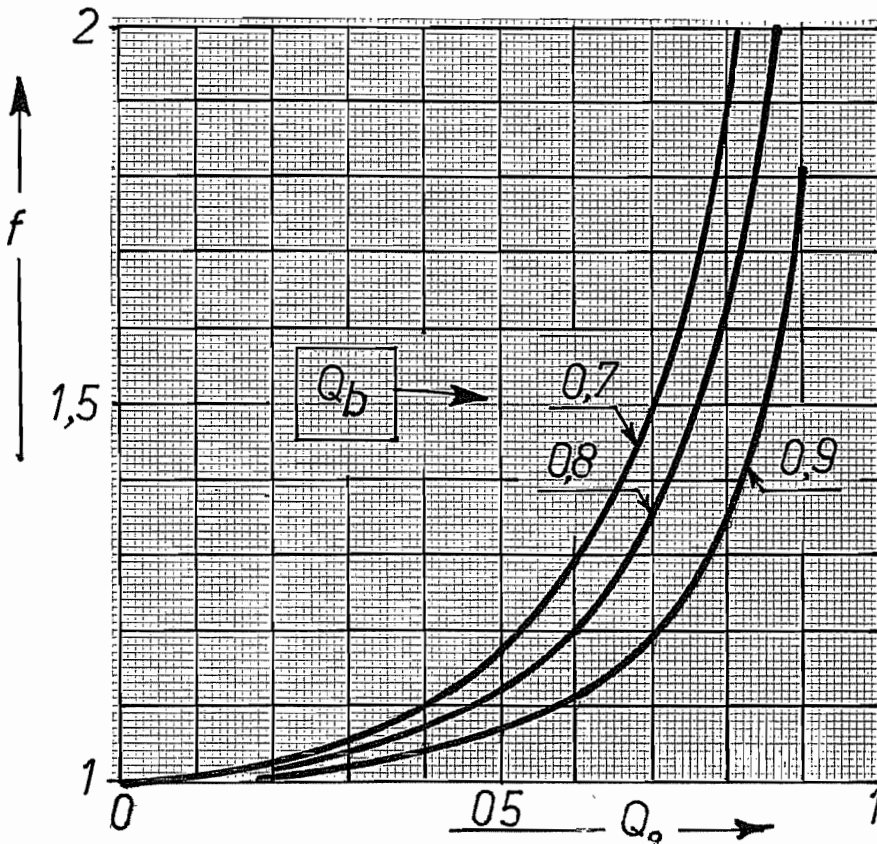


	A L'ARBRE	AU MOYEU
$Q_o$	$d_i/d$	$D/D_e$
$Q_b$	$\frac{d}{k(D-d) + d}$	$\frac{D - k(D-d)}{D}$
$k = \begin{cases} 0,25: & \text{rlts à rotule sur billes séries 22} \\ & \text{rlts à rouleaux cylindriques / \& 23} \\ 0,3 & \text{pour tous les autres.} \end{cases}$		

$\delta_{\text{min corrigé}} = f(Q_o, Q_b) \cdot \delta_{\text{min}}$  (arbres et moyeux en acier ou en fonte)

$$f(Q_o, Q_b) = \left( \frac{1 + Q_o^2}{1 - Q_o^2} + \frac{1 + Q_b^2}{1 - Q_b^2} \right) / \left( 1 + \frac{1 + Q_b^2}{1 - Q_b^2} \right) = \frac{1 - Q_o^2 Q_b^2}{1 - Q_o^2}$$

Pour les autres matériaux, exprimer l'égalité des serrages p à l'aide des formules classiques du frettage.



5) Ajustement des butées

	charge axiale pure	charges axiale & radiale (b. à rot. rouleaux)	
		rondelle fixe par rapp. charge	rondelle tournant par rapp. charge
arbre	j6	j6	$\delta_{\text{min}} \approx d/10000$ (tout en mm)
logement	H8	H7	M7

USURE DES ROULEMENTS

CAUSES : corps étrangers, lubrification insuffisante, corrosion par l'eau de condensation.

FACTEURS INFLUENCANT L'USURE : conditions de fonctionnement, ambiance, efficacité des dispositifs d'étanchéité et de graissage.

CONSEQUENCES DE L'USURE : rugosité ↗, jeu interne ↗, bruit ↗, précision de rotation ↘ . .... Engrenement défectueux, balourd, surcharge du palier.

DONNEES EXPERIMENTALES D'ESCHMANN

$e_o$  = jeu optimal pour le diamètre d'arbre considéré:

$$e_o \approx 0,46 d^{0,67} \quad e_o \text{ en } \mu\text{m}, \quad d \text{ en mm.}$$

FACTEUR D'USURE:

$$f_v = V/e_o \quad V = \text{augmentation du jeu radial par usure.}$$

$$f_v = F(\text{durée d'utilisation, cond. de fonctionnement})$$

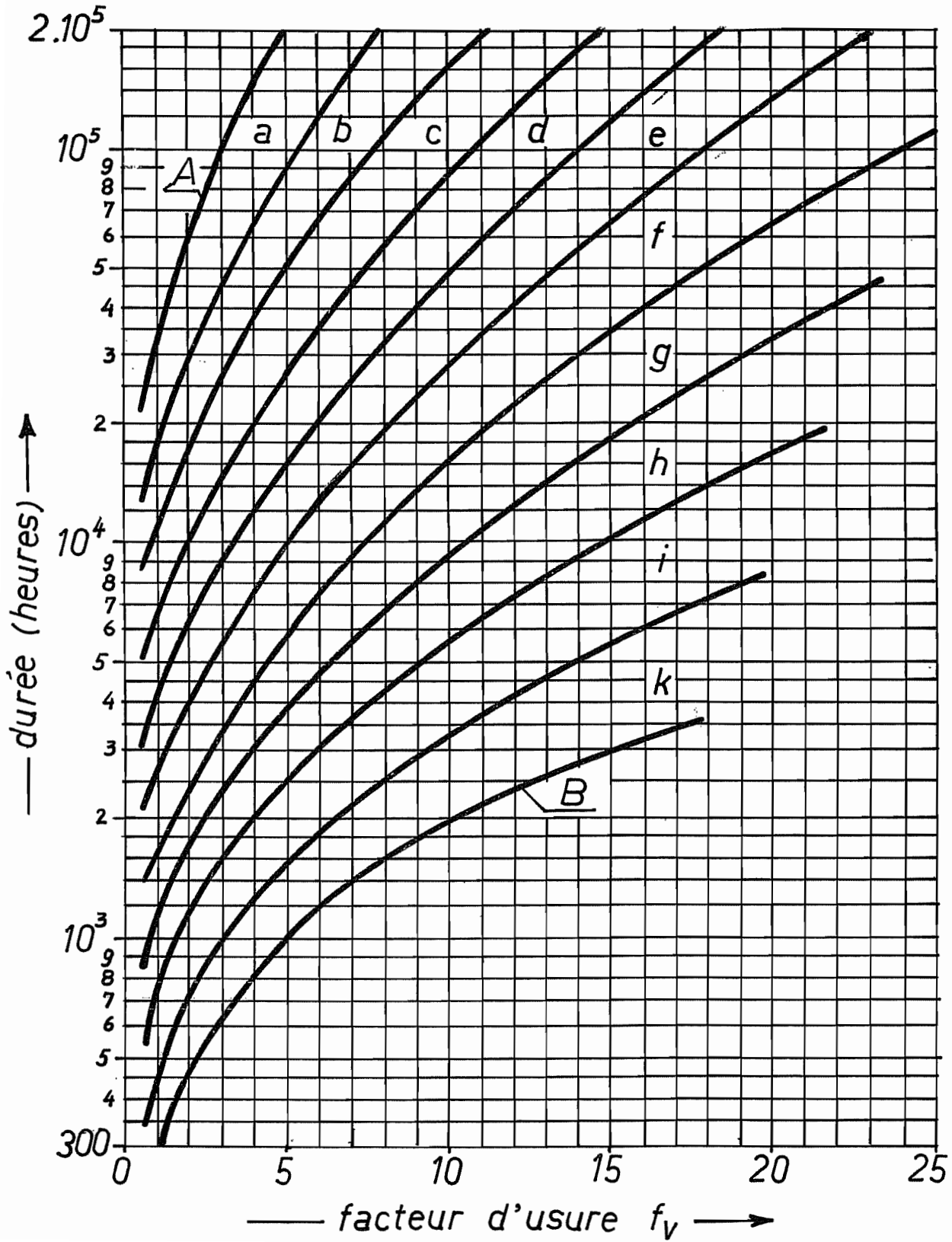
- 2 courbes fondamentales: { A : usure minimale (cond. les plus favorables)  
                                  ( B : usure maximale ( cond. les plus dures)
- 10 plages intermédiaires a à k, pour les conditions courantes.
- Tableau des plages et des facteurs d'usure admissibles. Ce tableau fixe implicitement des valeurs de durée normale pour le calcul des roulements.

APPLICATIONS	$f_v$ adm.	Plage de fonctionnement
<u>ENGRENAGES</u>	Les plus faibles valeurs s'appliquent aux engrenages à grandes vitesses de rotation et roues à denture hélicoïdale. On admet les plus grandes valeurs pour les engrenages droits	
Petits réducteurs universels	3 - 8	e - g
Réducteurs moyens universels	3 - 8	d - e
Transmissions hydrostatiques	3 - 6	c - e
<u>MOTEURS A COMBUSTION INTERNE</u>		
Moteurs à essence pour motocyclettes légères	3 - 6	i ->k
Petits moteurs à essence à poste fixe	2,5 - 5	h - i
Moteurs hors-bord	4 - 8	i ->k
<u>VEHICULES AUTOMOBILES</u>		
Motocyclettes	4 - 8	i ->k
Voitures légères	4 - 8	i ->k
Voitures lourdes	4 - 8	i ->k
Camions légers	4 - 8	i ->k
Camions lourds	4 - 8	i ->k
Autocars	4 - 8	i ->k
Tracteurs	4 - 8	i ->k
Véhicules à chenilles	4 - 8	i ->k
Roues avant	4 - 8	h - i
Boîtes de vitesses	L'usure peut être compensée par réglage 5 - 10	i ->k
	Les plus faibles valeurs s'appliquent dans le cas	.../...

	où l'on exige un faible niveau de bruit.	
Transmissions	3 - 6	i -> k
<u>MECANIQUE GENERALE</u>		
Laminoirs	6 - 10	e - f
Compresseurs	6 - 10	h - i
Paliers de molettes	8 - 12	c - d
Tambours de transporteurs à courroie	10 - 15	e - f
Vibreurs	3 - 4	g - i
Agitateurs	8 - 15	g - h
Tours- Fraiseuses - Perceuses	0,5 - 1,5	a - b
Rectifieuses - Machines à roder - Polisseuses	jusqu'à 0,5	c - d
Outils à air comprimé	5 - 8	h - k
Volants	3 - 8	d - f
Machines d'imprimerie	3 - 4	a - b
Machines à papier	3 - 5	a - c
Machines à usiner le bois et les matières plastiques	3 - 5	e - f
Scies à chaînes	4 - 8	i -> k
Machines textiles	2 - 8	a - e
Centrifugeuses	8 - 12	e - f
<u>POMPES</u>		
Pompes à engrenages	3 - 5	d - f
Pompes à pistons axiaux	3 - 6	c - e
Pompes à pistons radiaux	3 - 5	c - e
Moteurs à pistons axiaux	3 - 6	c - e

Source : DÜRKOPP - Catalogue de roulements à aiguilles W167F

USURE DES ROULEMENTS



PERTES DANS LES ROULEMENTS (méthode élémentaire)

$$M_p = f F \frac{d}{2} \quad F = \text{charge appliquée au roulement (N)}$$

type de roulement	f
Rigide à billes	0,0015
A rotule sur billes	0,0010
A une rangée de billes à contact oblique	0,0020
A deux rangées de billes à contact oblique	0,0024
A rouleaux cylindriques	0,0011
A aiguilles	0,0025
A rotule sur rouleaux	0,0018
A rouleaux coniques	0,0018
Butée à billes	0,0013
Butée à rouleaux cylindriques	0,0040
Butée à aiguilles	0,0040
Butée à rotule sur rouleaux	0,0018

Validité :  $P \approx 0,1 C$ ,  
bonne lubrification,  
utilisation nor-  
male.

LUBRIFICATION DES ROULEMENTS

- Viscosité nécessaire  $\nu_1$  : voir diagramme.  $d_m = \frac{1}{2} (D + d)$ .

Pour les graisses, il s'agit de la viscosité de l'huile de base. Si cette viscosité ne peut être atteinte (échauffement), prévoir des additifs "extrême pression".

- Intervalles de graissage : voir diagramme. Donne les intervalles en heures, selon le cas:

a : Roulements à billes

b : Roulements à rouleaux cylindriques, roulements à aiguilles

c : Roulements à rotule sur rouleaux, roulements à rouleaux coniques, butées à billes.

TEMPERATURE DE FONCTIONNEMENT

Equation exprimant l'équilibre thermique:  $P_{\text{perdue}} = Q$

$$P_{\text{perdue}} = f F \omega \frac{d}{2} ; \quad Q = \alpha S (T - T_a)$$

$T$  = temp. palier

$T_a$  = temp. amb.

$S$  = surf. ext. palier

Valeurs de  $\alpha$  : socle en béton :  $30 \text{ W/K/m}^2$   
bâti de machine :  $40 \text{ W/K/m}^2$

S'il existe une ventilation efficace,

$$\alpha S = 40 \dots 60 D^{3/2} v^{1/2} \text{ W/K} \quad (\text{socle béton})$$

$$\alpha S = 63 \dots 85 D^{5/4} v^{1/3} \text{ W/K} \quad (\text{socle fonte ou bâti machine})$$

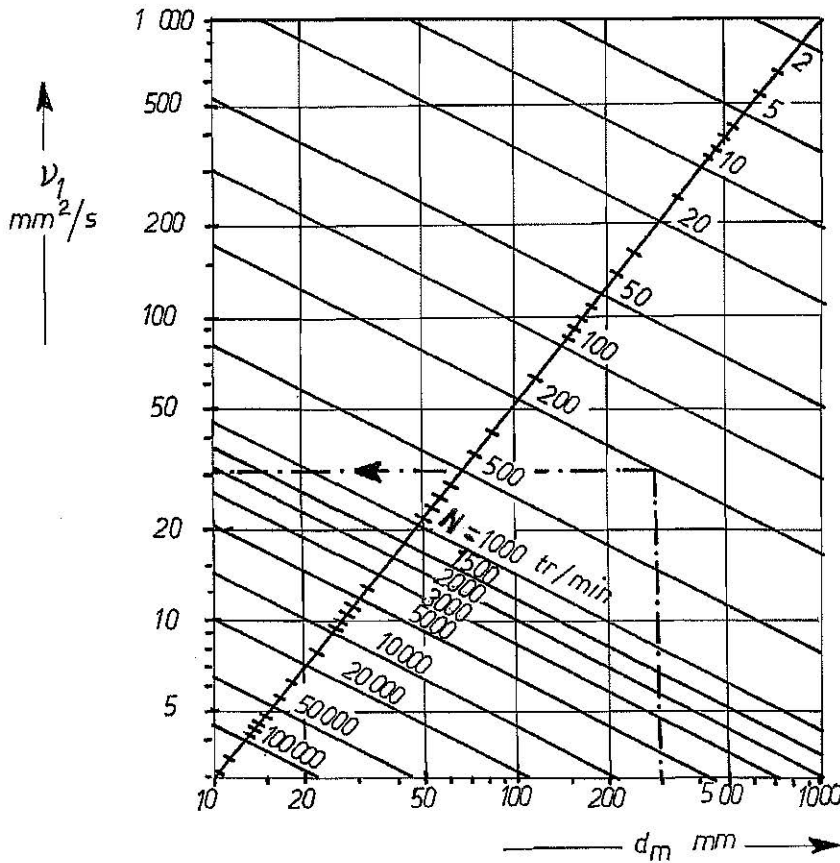
(exprimer D en m et v en m/s)

S s'évalue assez bien par  $S = \pi H (L + H/2)$ , (PALMGREN)

avec  $H$  = Hauteur du palier

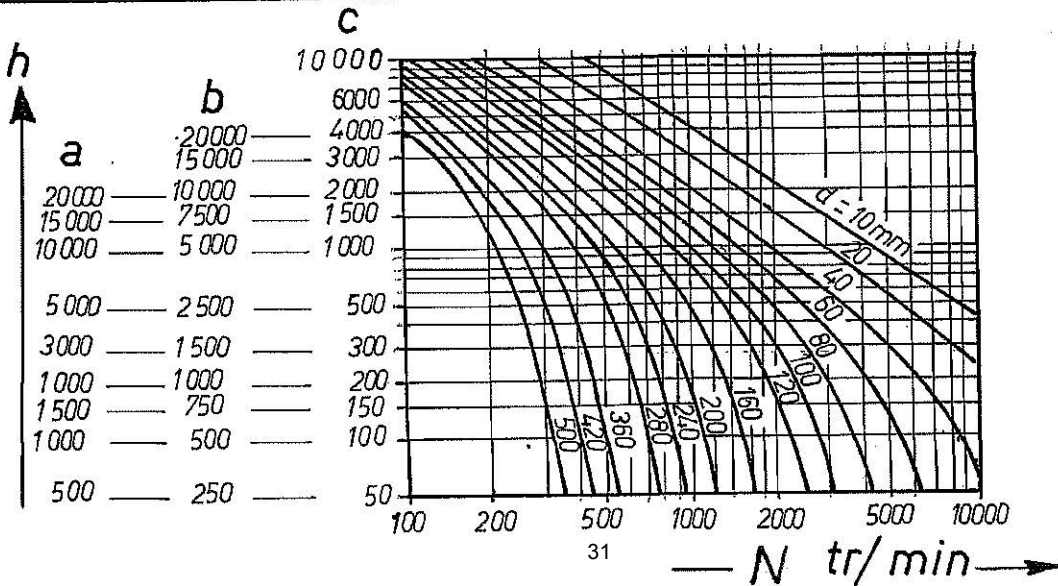
$L$  = Longueur du palier.





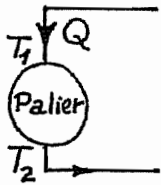
VISCOSITÉ  
NÉCESSAIRE  
(d'après SKF)

Intervalles de graissage (graisse) (d'après SKF)





Refroidissement artificiel :  $PfV = \alpha KS' (T - T_a) + \rho c Q \Delta T$



$\Delta T = T_2 - T_1$   
huiles:

$c$  = chaleur massique fluide réfrigérant  
 $\rho$  = densité de masse " "  
 $\Delta T = 10 \dots (20) \text{ K}$   
 $\rho c \approx 4190 (0,402 + 0,00081\theta) \text{ J/K}$   $\theta = \text{temp. } ^\circ\text{C}$   
 (NIEMANN)

Avant-projet de palier lisse

- 1) Choix du jeu radial :  $(2a) = \frac{d^{0,3}}{45}$  ou ajustement  $H_8/e_8$
- 2) Choix de  $p \leq p_{adm}$  (diagr.)
- 3) Choix de la viscosité:  $\mu = \frac{s L_0 \sqrt[4]{P'/n}}{v}$  (faire le calcul avec la moyenne)
- 4) Calcul de  $f$
- 5) Calcul de  $T$ ; vérifier que  $T \leq 70 \dots (90) ^\circ\text{C}$
- 6) Choix de l'huile donnant  $\mu$  pour cette valeur de  $T$ . (prendre  $\mu$  approchant et vérifier a posteriori  $s$  et  $T$ )

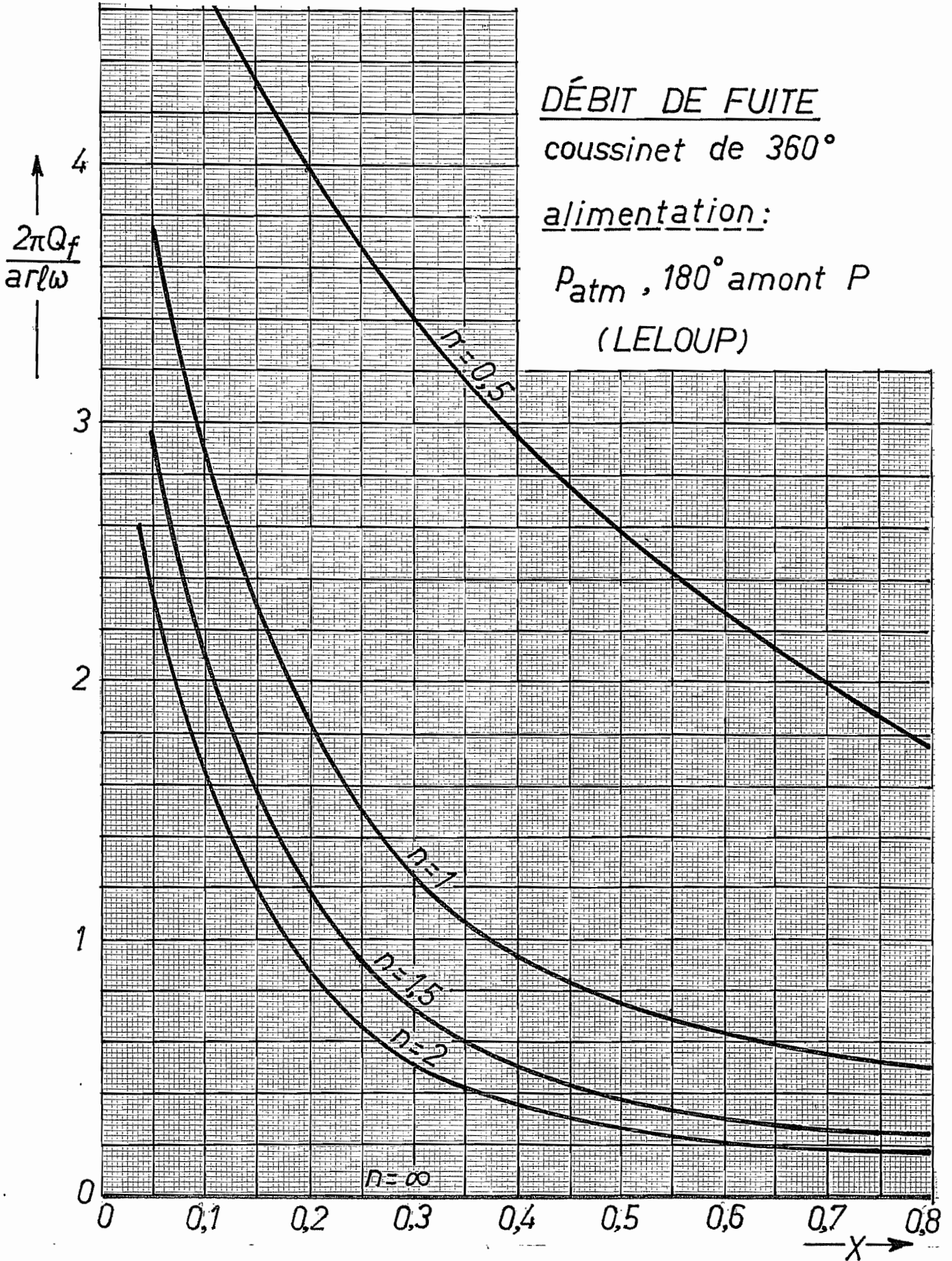
Remarque :  $\rho(\theta) = \rho_{15} - 0,7 (\theta - 15) \text{ kg/m}^3$ ,  $\theta = \text{temp. } ^\circ\text{C}$   
 (DIN 51757)  
 $\rho_{15} \approx 900 \text{ kg/m}^3$

Echelles technologiques de viscosité

ENGLER (E) : Europe continentale	1...13 E
SAYBOLT (S) : Etats-Unis d'Amérique	30...400 SUS
REDWOOD (R) : Royaume Uni	32...460

Formules approchées de conversion:

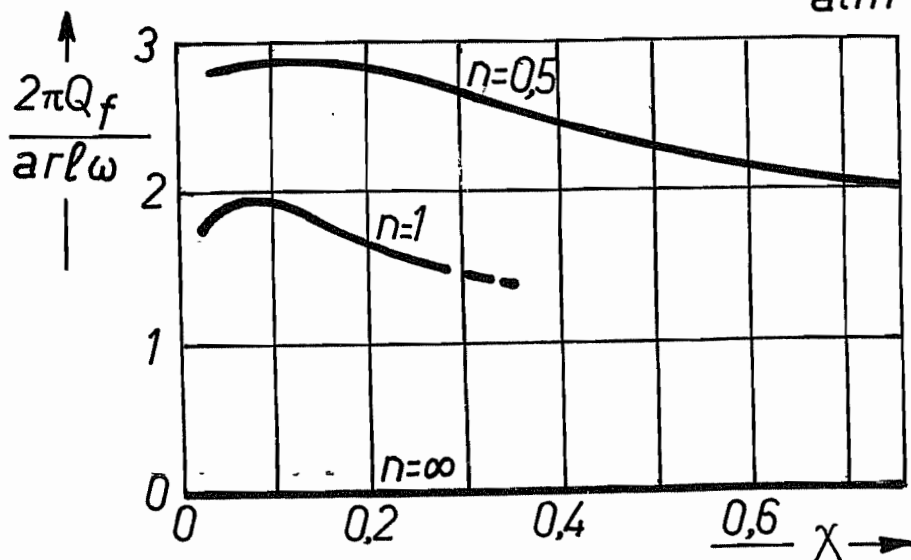
$\nu (\text{mm}^2/\text{s}) = 7,31 \text{ E} - \frac{6,31}{\text{E}} = 0,220 \text{ S} - \frac{180}{\text{S}} = 0,250 \text{ R} - \frac{160}{\text{R}}$



### DÉBIT DE FUITE

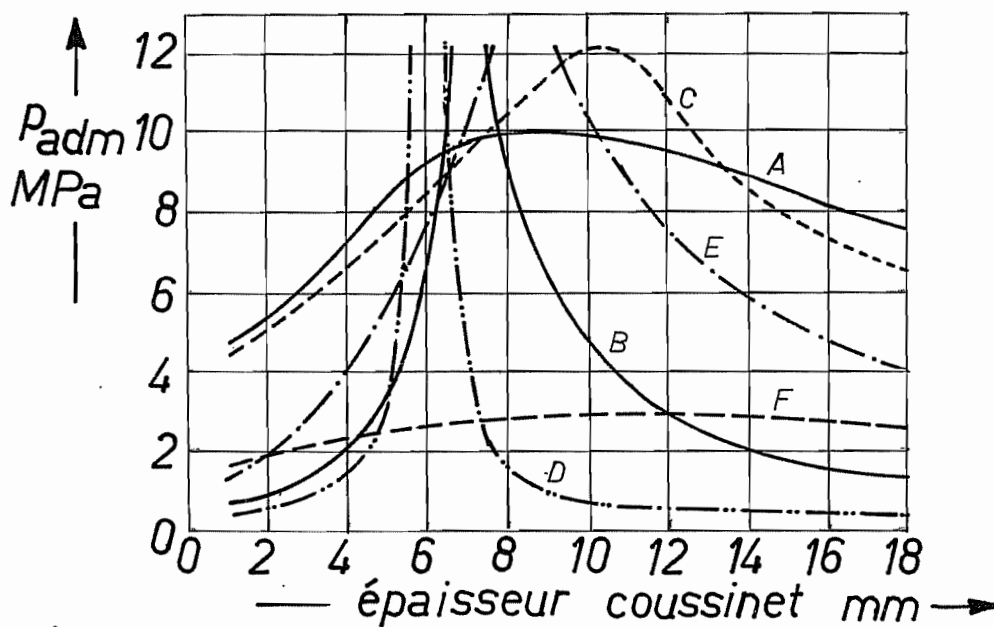
coussinet de 360°, alim.  $p_{atm}$ , 90° amont P

(LELOUP)



### PRESSIONS ADMISSIBLES, d'après les proportions (VOGELPOHL)

cas  $l = d = 50 \text{ mm}$



A — Cu - Pb20, couche  $\approx 1 \text{ mm}$

B — Fonte perlitique

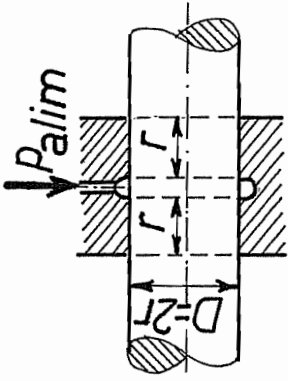
C — Al - Si13CuNi

D — Acier (dur ou doux)

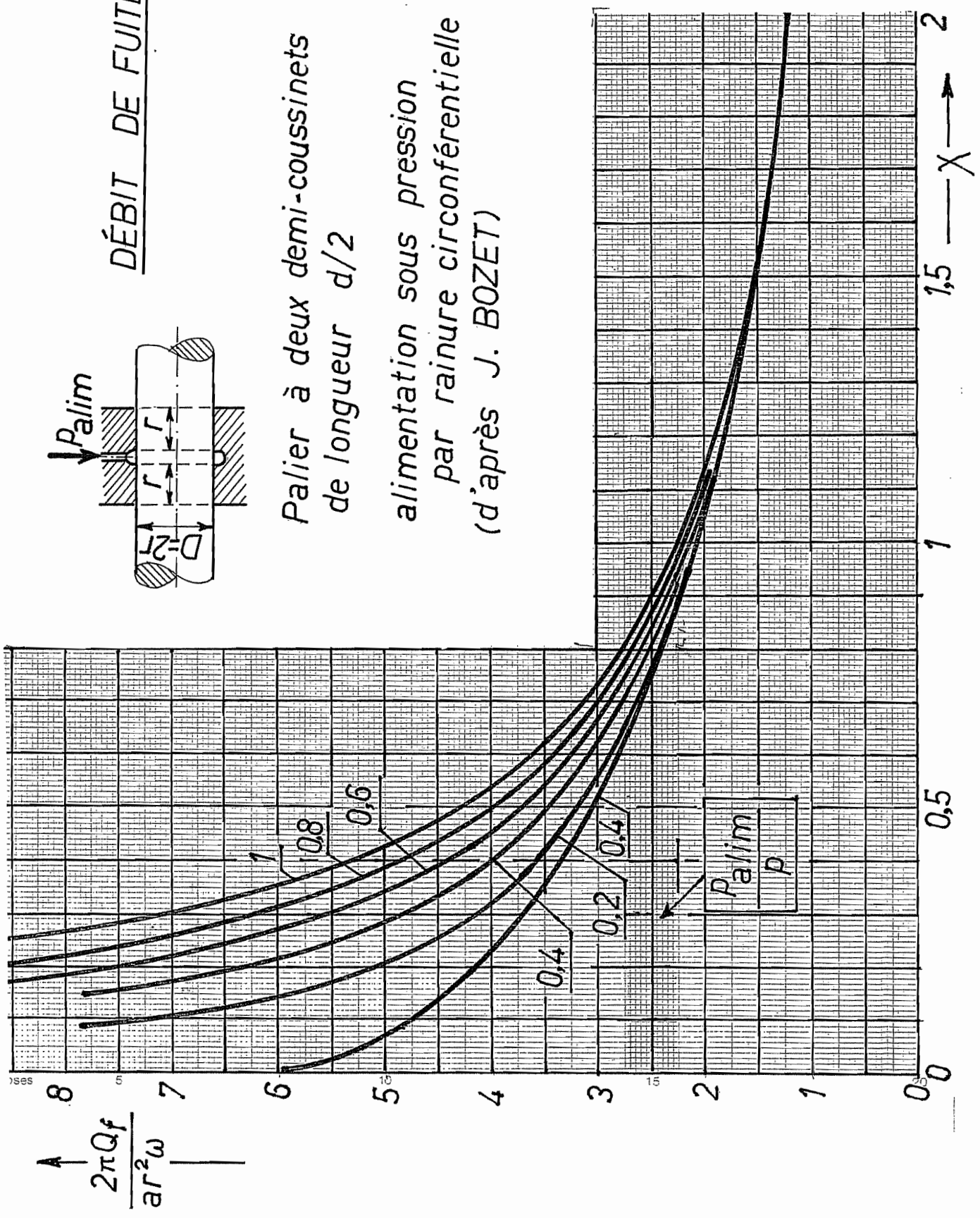
E — Cu - Sn9

F — Métal blanc, couche  $\approx 1 \text{ mm}$

DÉBIT DE FUIITE



Palier à deux demi-coussinets  
de longueur  $d/2$   
alimentation sous pression  
par rainure circonférentielle  
(d'après J. BOZET)

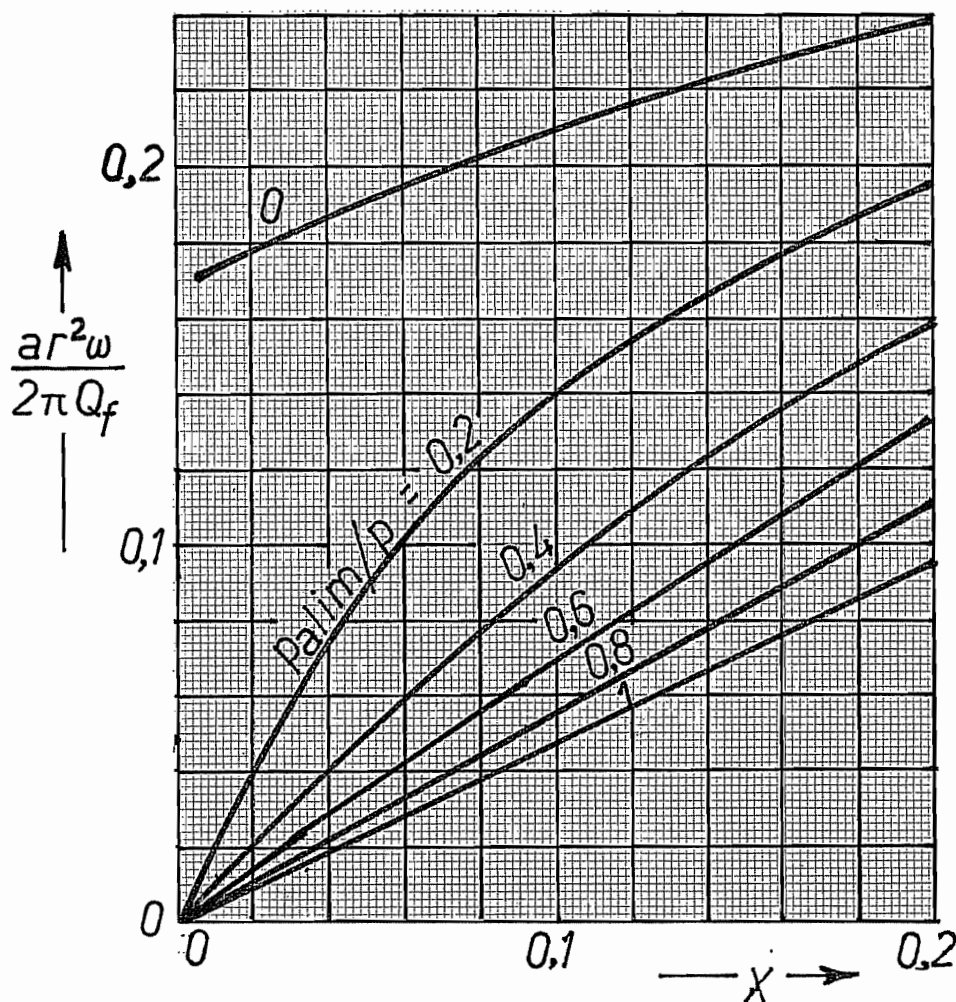


## DÉBIT DE FUITE

deux demi-couss. long.  $d/2$ ,  $P_{alim}$ ,

rainure circ. - faibles valeurs de  $\chi$ .

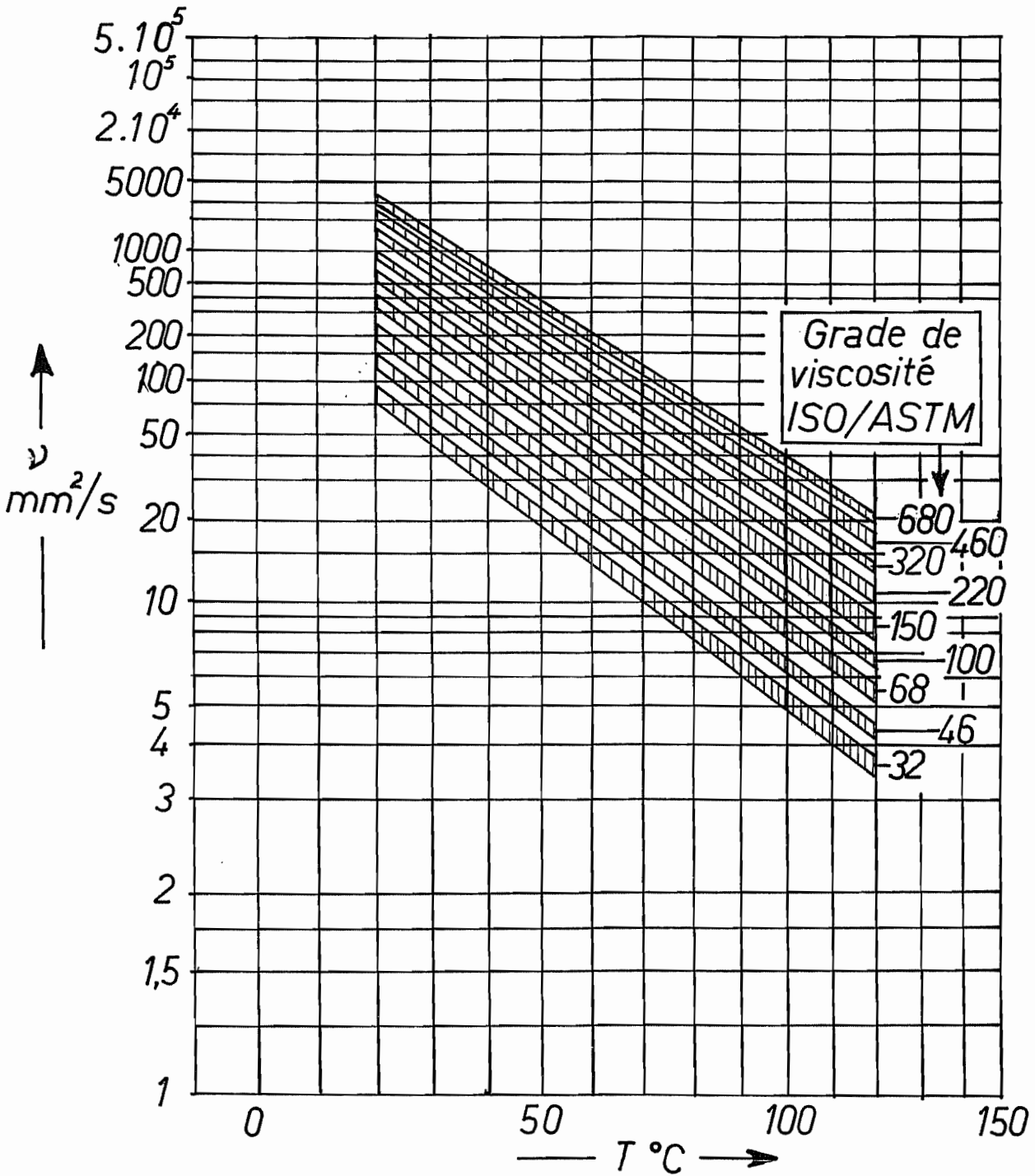
(d'après J. BOZET)



Loi de frottement approchée pour ce palier:

$$f \frac{\Gamma}{a} = \begin{cases} 1,11 + 19,1 \chi & \text{pour } \chi \geq 0,1 \\ 11,8 \chi^{0,59} & \text{pour } \chi < 0,1 \end{cases}$$

(ajustement sur données numériques  
de J. BOZET)

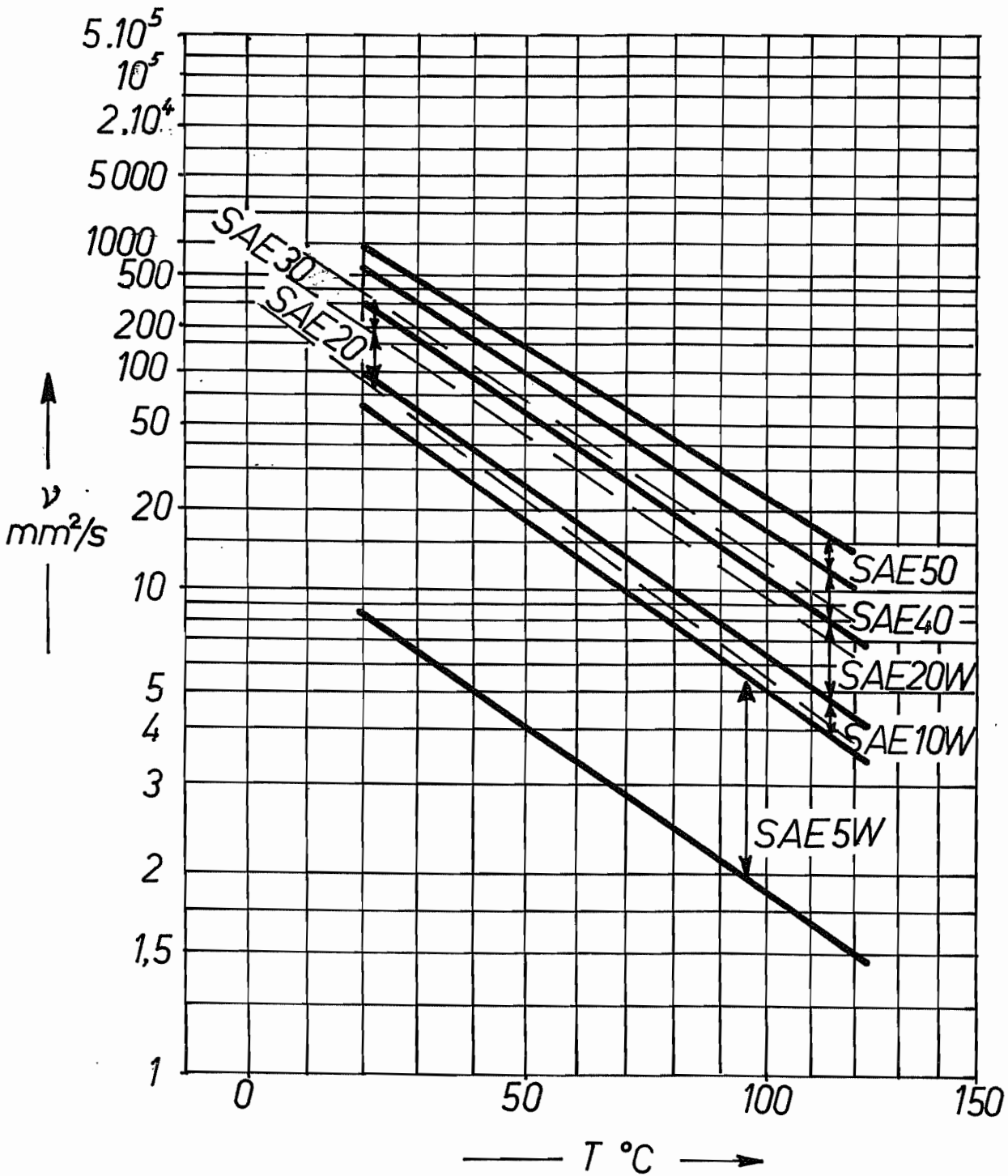


LUBRIFIANTS LIQUIDES INDUSTRIELS

ISO 3448 - ASTM D2422 - V.I. = 90

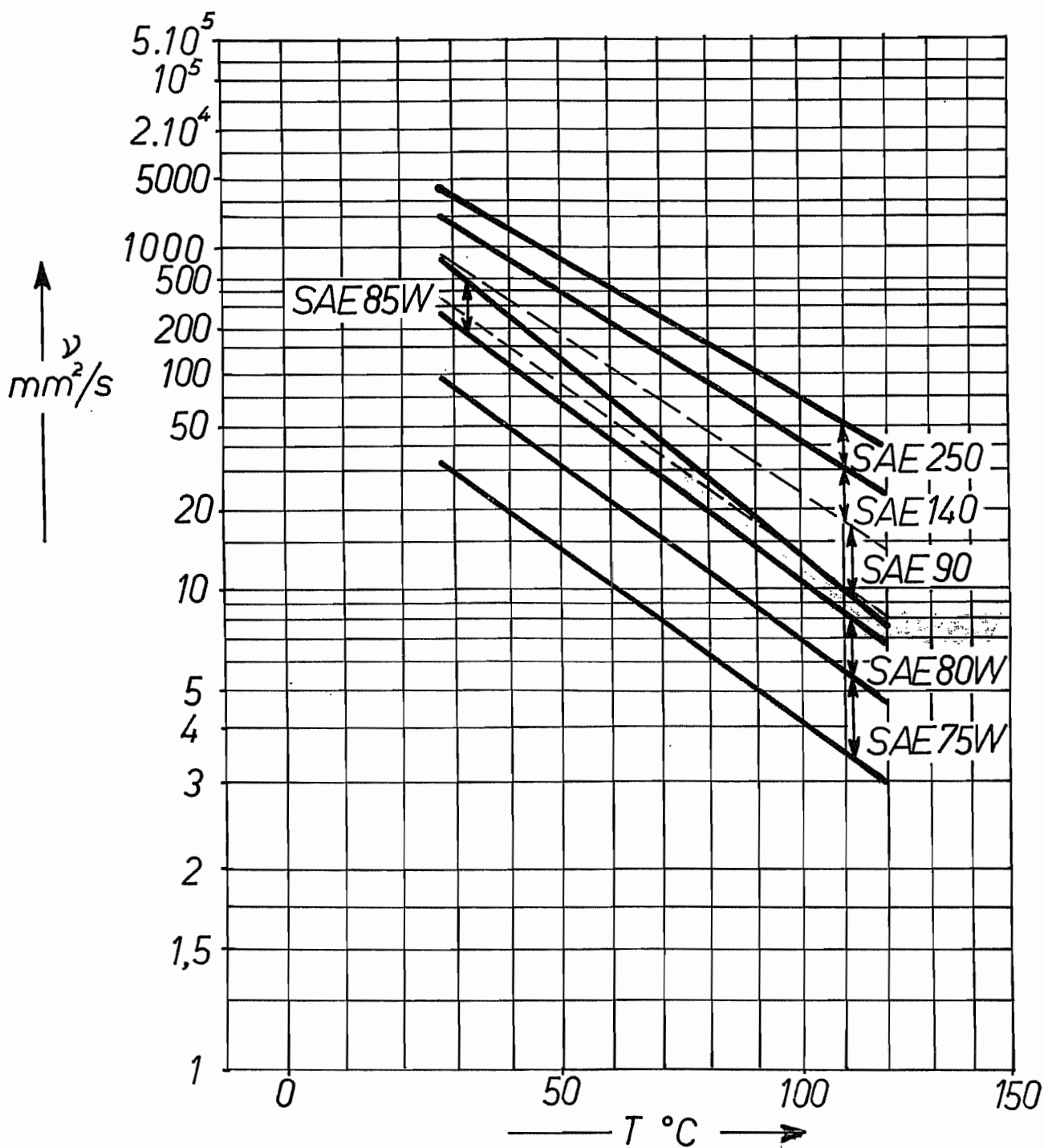
(d'après TIMKEN)





HUILES POUR MOTEURS

SAE J300c V.I.=110  
(d'après TIMKEN)



HUILES POUR BOÎTES ET PONTS

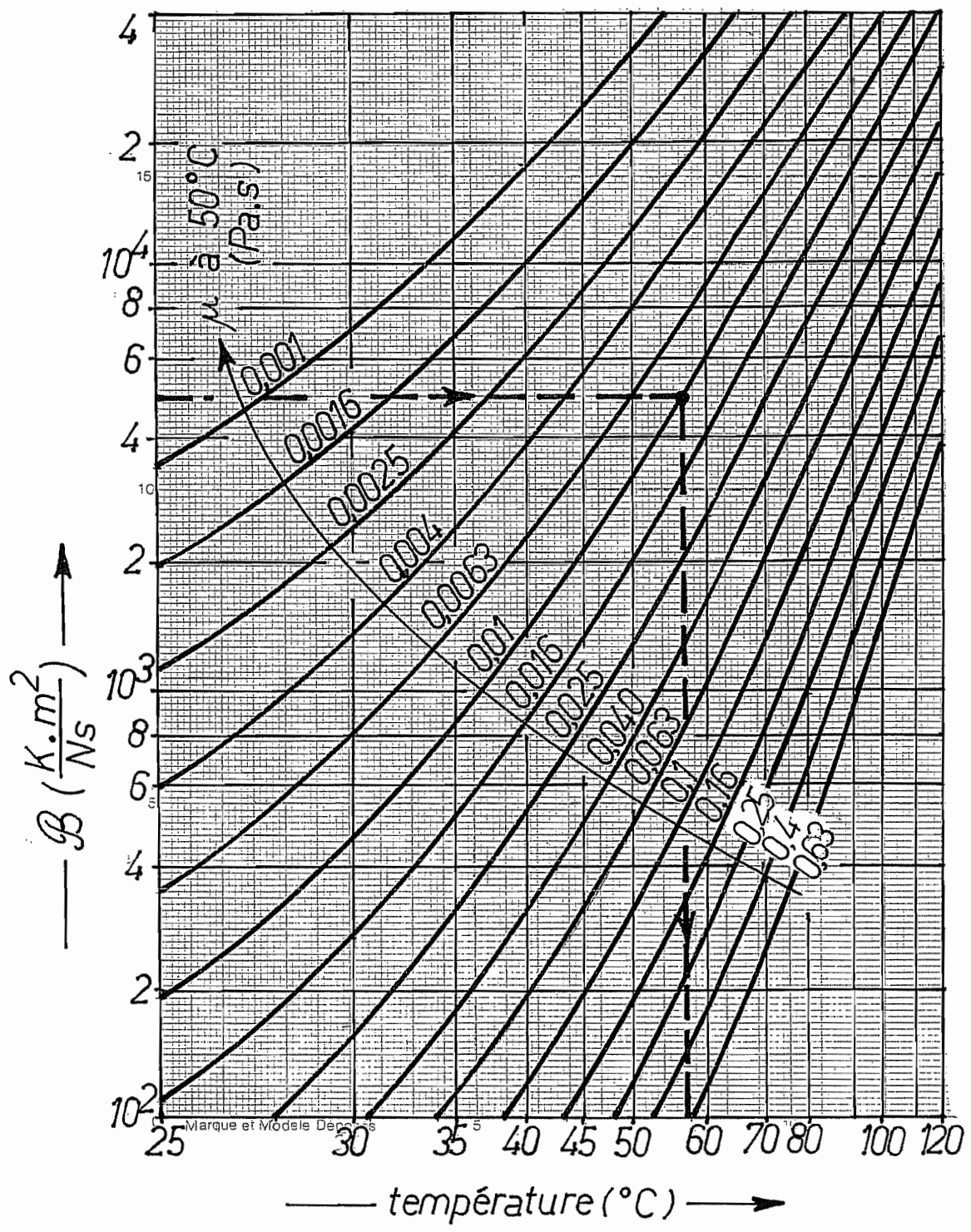
SAE J306 b V.I. = 90  
 (d'après TIMKEN)

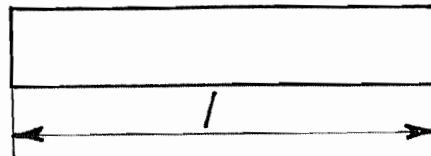
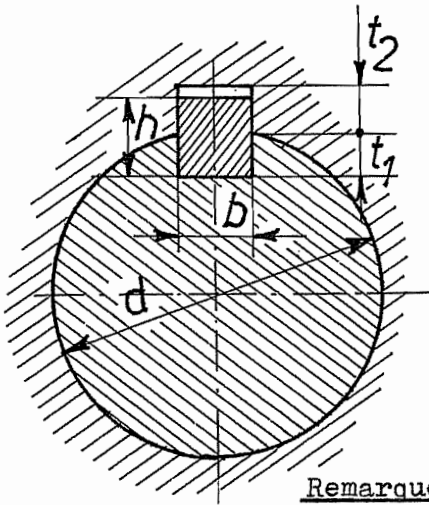


Évaluation de la température (VDI 2204)	
$t_{amb} = 20^\circ\text{C}$	$\chi \geq \frac{1}{2\pi} = 0,1592$

$$\beta = \frac{3ldv^2}{\alpha KS'a}$$

Abaque fondé sur les lois de frottement de VOGELPOHL





CLAVETTES PARALLELES

1) Pression de contact:  $F = \frac{M_t}{d/2}$   
 $p = \frac{F}{l(h - t_1)} \leq p_{adm}$

Remarque: Dans certains cas, il arrive que le mode de destruction probable soit la rupture par cisaillement ( fraises-scies). La condition est alors

0,8.  $R_m / s$        $s = 2$  (charge cte)  
 $s = 4$  (chocs)

VALEURS DE  $p_{adm}$  (MPa)

MOYEU	$M_t$ avec chocs.....constant	Glissant à vide: diviser ces valeurs par 3. Glissant sous charge: diviser par 6.
Fonte grise	45,,..... 65	
Acier laminé ou coulé	75.....115	

2) Ajustement des clavettes :  $b:..h9$   
 $h: h9$  si  $h \leq 6$  mm ,  $h11$  sinon.

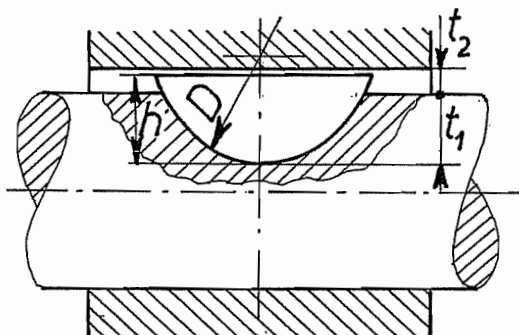
des rainures :

Arbre	CAS NORMAL	SERRE	LIBRE (vis!)
Arbre	N9	P9	H9
Moyeu	JS9*, JS8**	P9‡, P8**	D10

\*: Par fraisage. \*\*: Par mortaisage

CLAVETTES - DISQUES

Fort affaiblissement de l'arbre. Ne se conçoit qu'en bout d'arbre. Pratique sur les bouts d'arbres coniques.



$p = \frac{F}{l.(h - t_1)} \leq p_{adm}$

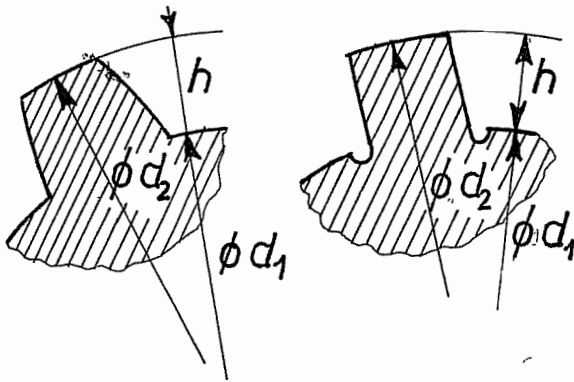
$F = M_t / (d/2)$

$p_{adm}$  : voir clavettes //

CANNELURES

en développante

à flancs droits



$$p = \frac{M_t}{0,75 z h l r_m} \leq p_{adm}$$

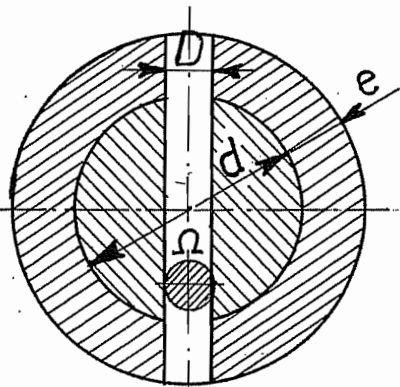
l = longueur du moyeu

z = nombre de dents

p<sub>adm</sub>: voir clavettes //

0,75: lié à l'hyperstaticité.

GOUPILLES



Cisaillement :  $\tau = c_\tau \cdot \frac{M_t}{\Omega d} \leq \tau_{adm}$   $\tau_B = 0,8 R_m$  (rupture)  
 $\tau_{adm} = 0,8 R_m / s$ , s = 2 (calme) à 4 (chocs)

Pression de contact au moyeu :  $p = \frac{6 M_t}{D d^2} \leq p_{adm}$

Pression de contact à l'arbre :  $p = \frac{M_t}{D e (d + e)} \leq p_{adm}$

p<sub>adm</sub> : voir clavettes //

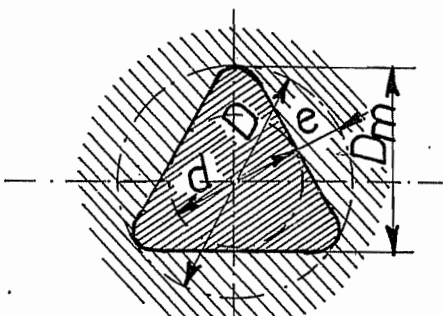
Proportions normales : D/d = 0,2...0,3

d<sub>moy</sub>/d = 2,5 (fonte) ou 2 (acier coulé ou laminé)

AJUSTEMENTS: Trou de goupille { 0,8...1,2 mm ø H8  
 { 1,5...3 H9  
 { > 3 H11

sauf pour goupilles élastiques: H12.  
 Goupille elle-même: h11

PROFILS POLYGONAUX



P3

P3 (trois côtés) et P4 (quatre côtés). S'obtiennent par brochage.

$$M_t = \frac{1}{2} p_{max} D_m l \left( \frac{1}{2} n \pi e + f D_m \right)$$

$$e = (D - d) / 2 ; D_m = (D + d) / 2$$

l = longueur

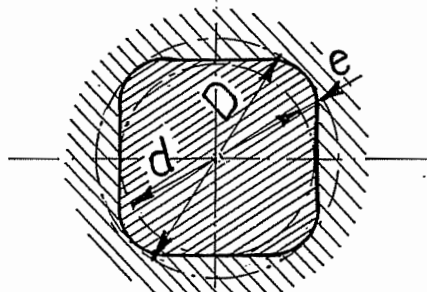
f = coefficient de frottement = 0,1

n = nombre de côtés

$$p_{max} R_{0,2} / s \quad s = 1,25$$

Moyeu mobile: P4 seulement.

AJUSTEMENTS : Moyeu mobile: H7/g6 (P4!)  
 Moyeu fixe: H7/k6 (P3 ou P4)



P4

**FRETTAGE** 1) Coefficients de frottement

ARBRE	Acier		Acier		Acier	Acier
MOYEU	Acier lam. ou coulé		Fonte		Al ou Mg	All. Cu
SURFACES	grasses	sèches	grasses	sèches	sèches	sèches
$f$ (*)	0,07...0,14	0,10...0,17	0,05	0,07...0,12	0,05...0,09	0,05...0,13
(*) En cas de montage à la presse ou sur cône, x ces valeurs par 2/3						

2) Coefficients de flexibilité a=arbre ; m=moyeu ;  $Q = d_{int} / d_{ext}$  ;  $\ell$ =long.

$$C_a = \frac{1}{E_a} \left( \frac{1+Q_a^2}{1-Q_a^2} - \nu_a \right) \quad C_m = \frac{1}{E_m} \left( \frac{1+Q_m^2}{1-Q_m^2} + \nu_m \right)$$

3) Pression minimale (garantit le passage des efforts)

$$p_{min} = \frac{1}{f} \sqrt{\left( \frac{2M_t}{\pi d^2 \ell} \right)^2 + \left( \frac{F_a}{\pi d \ell} \right)^2} \quad \frac{\delta_{min,th}}{d} = (C_a + C_m) p_{min}$$

$$\delta_{min} = \delta_{min,th} + 2(R_{pa} + R_{pm}) \quad (\text{correction pour le tassement des rugosités})$$

3 bis) Cas d'un moyeu en acier, avec très grande vitesse de rotation N

Remplacer ci-dessus  $p_{min}$  par  $p_{min,corrigée} = p_{min} + xN^2$   $x = \frac{\pi^2}{8} (3+\nu) \rho d_{em}^2 (1-Q_m^2)$

4) Pression maximale (calcul élastique)

Moyeu en fonte (rupture)  $p_{max} = \frac{1-Q_m^2}{1+Q_m^2} \frac{R_m}{s_m}$   $s_m = 2$

Moyeu ductile (lim. élastique)  $p_{max} = \frac{1-Q_m^2}{2} \frac{R_e}{s_e}$   $s_e = 1,25$

$$\frac{\delta_{max}}{d} = (C_a + C_m) p_{max}$$

4 bis) Pression maximale (calcul élasto-plastique) Moyeu ductile !

$$p_{max} = \inf \left( \frac{1}{s_e} R_{em} \ln \frac{1}{Q_m} ; \frac{1}{s_e} R_{ea} \right) \quad s_e = 1,25$$

$$\frac{\delta_{max}}{d} = C_a p_{max} + \left( \frac{u_{max}}{r} \right)_m \quad \left( \frac{u_{max}}{r} \right)_m : \text{voir diagramme}$$

5) Détermination de l'ajustement :  $IT_n / it_{n-1}$

$$IT_n + it_{n-1} \leq \delta_{max} - \delta_{min} \quad n = 8, 7 \text{ ou } 6$$

Si n plus petit, augmenter d ou  $\ell$ . Alésage normal de préférence.

6) Montage à la presse :  $F_e = \pi d \ell f p_{max}$  = force d'emmanchement.

Si élasto-plastique, prévoir le double.

6bis) Montage par différence de température :  $\delta_{max} + IT7 = \alpha \Delta T$

$$T_m = T_{amb} + (\delta_{max} + IT7) / \alpha_m \quad \text{ou} \quad T_a = T_{amb} - (\delta_{max} + IT7) / \alpha_a$$

Mise en température :

.../...

Mise en température

Moyen	T°C	Remarques
Eau bouillante	100	Rlts à billes
Huile minérale bouillante	360	
Four	700	Limité par risque transform. métallurgique
Congélateur	-20	Petites pièces
Neige carbonique	-72	
Air liquide	-150	Risque fragilisation. Gants et lunettes !
Azote liquide	-192	idem

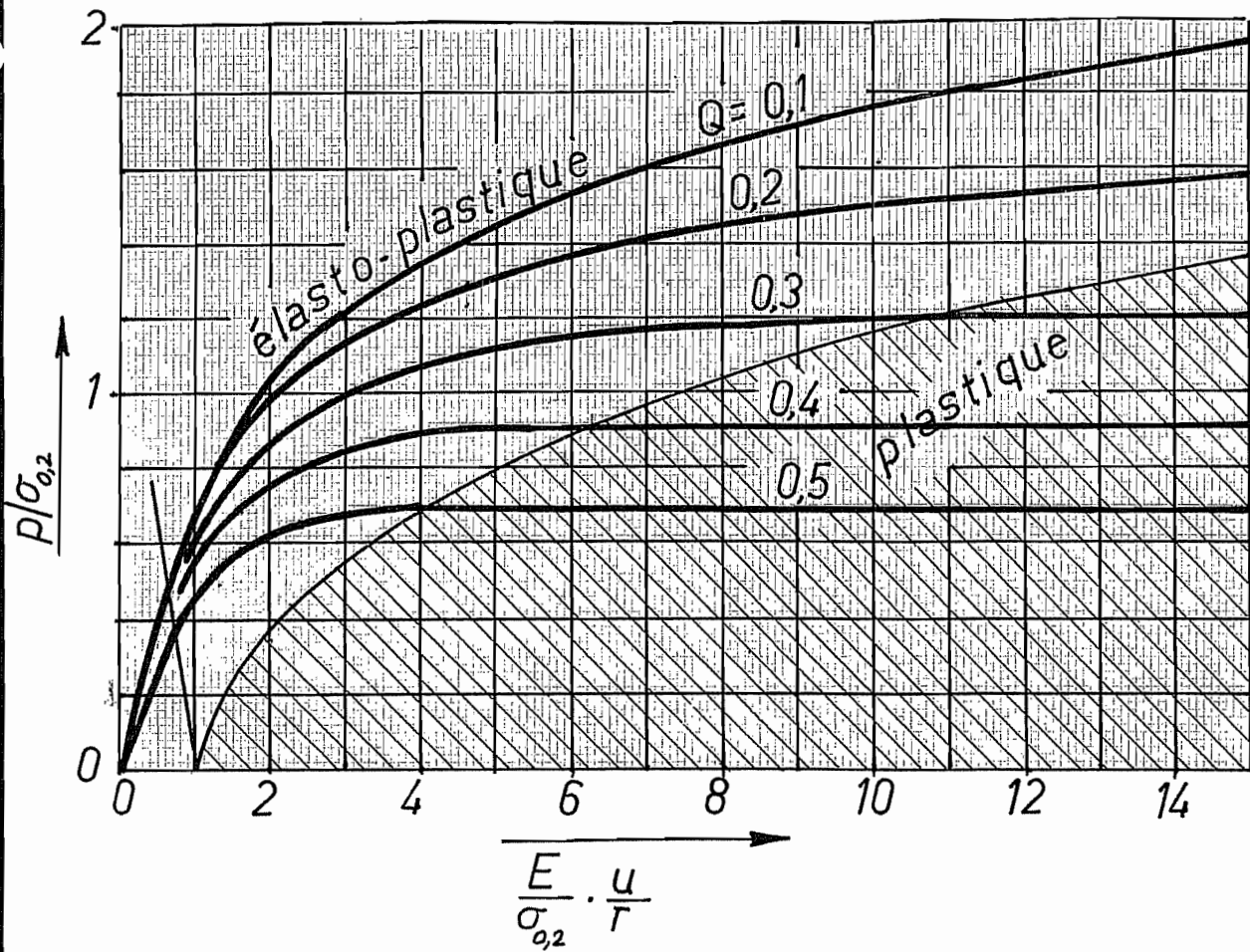
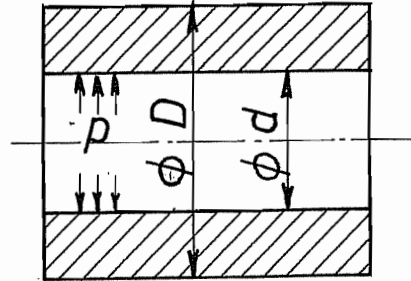
COEFFICIENTS DE DILATATION THERMIQUE		
Matériau	température(°C)	$10^6 \alpha$ /K /°C
Acier au C	-190	8,6
	0	11,0
	700	14,9
Fonte grise	-190	8,4
	0	9,8
	800	14,7
Bronze 85 Cu, 9 Mn, 6 Sn	-190	14,9
	0	17,1
	500	19,2
Laiton 62 Cu, 38 Zn	-190	16,4
	400	21,0
Aluminium, Duralumin	-253	14,7
	-100	22,0
	600	28,3

Valeurs à interpoler linéairement



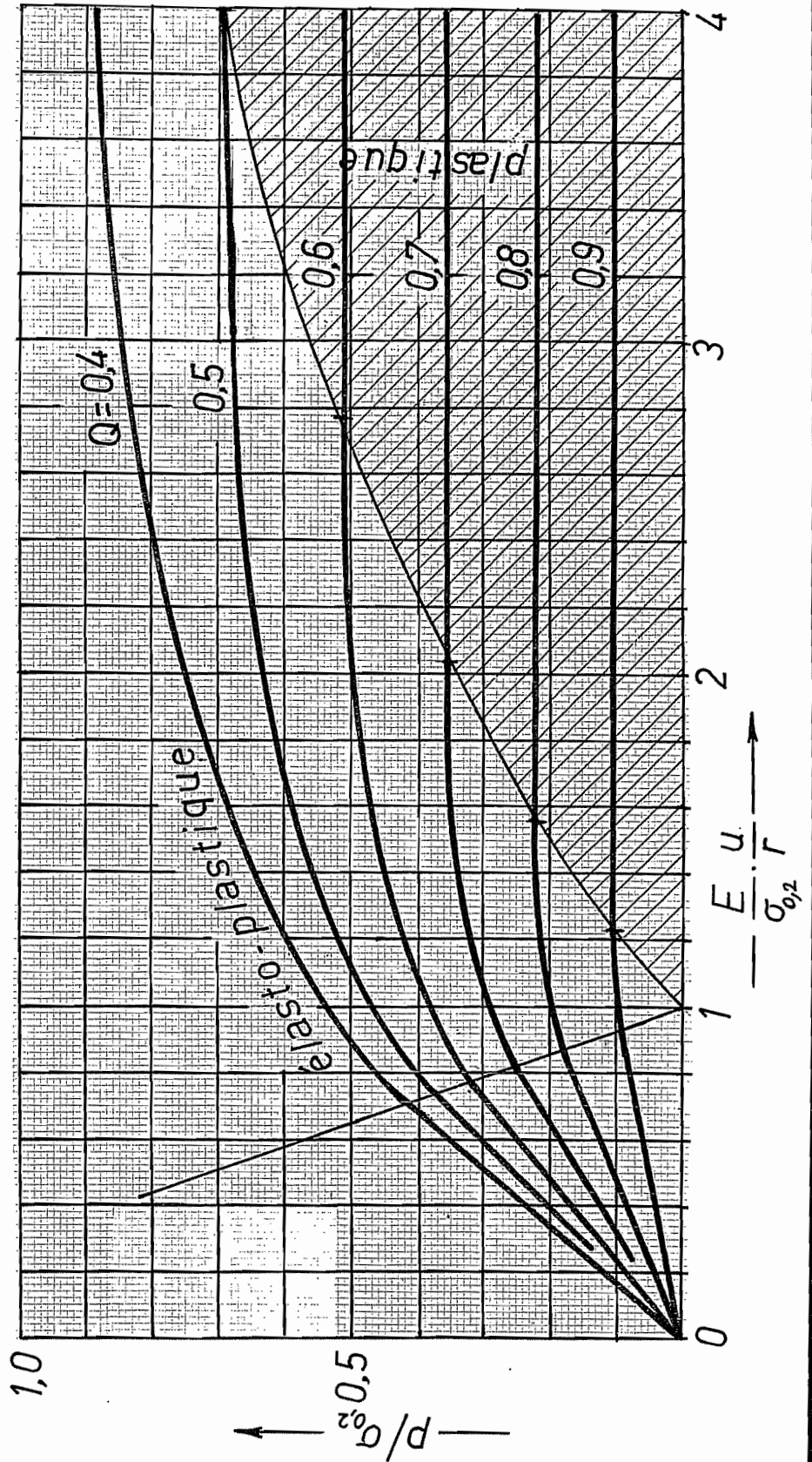
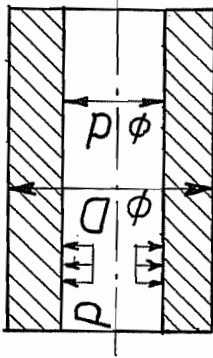
MOYEU ELASTO-PLASTIQUE

$Q = d/D = 0,1 \dots 0,5$



MOYEU ELASTO-PLASTIQUE

$Q = d/D = 0,4...0,9$



EMMANCHEMENT SUR CONE  $\bar{d}$  = diamètre moyen  $\alpha$  = demi-angle du cône

Force d'emmanchement (appliquée par le boulon)  $F_e = p (f + \text{tg} \alpha) \bar{d} l$

Déplacement axial élastique sous le serrage:

$$u_a = \frac{(C_a + C_m) p d/2 + 1,2(R_{ta} + R_{tm})}{\text{tg} \alpha}$$

$C_a, C_m$  : comme pour le frettage, avec  $\bar{d}$ .

Pression minimale (assure la liaison):  $p_{\min} = \frac{1}{f} \cdot \frac{2 M_t}{\pi d^2 l}$  .... donne  $F_e \min$

$f$  : voir frettage.

Pression maximale (résistance) : comme frettage ..... donne  $F_e \max$

Vérifier  $F_{e \max} / F_{e \min} \geq \alpha_b$  (coefficient précision boulonnage)

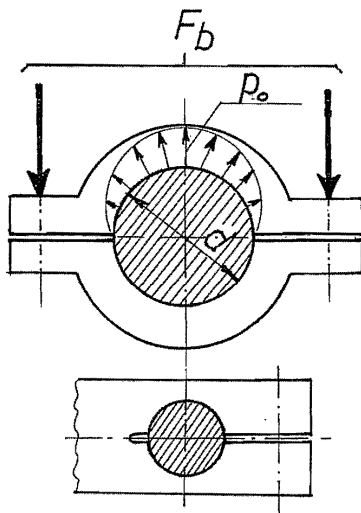
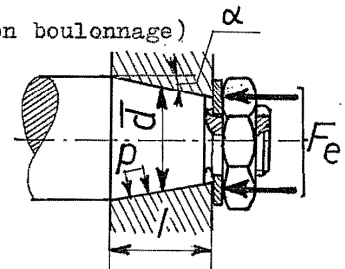
Clé dynamométrique  $\alpha_b = 1,8$

Mesure  $u_a$  :  $\alpha_b = 1,6$

Clé longueur réduite :  $\alpha_b = 3$

Si non vérifié, augmenter  $\bar{d}$ , l.

Réversibilité : si  $f < \text{tg} \alpha$



MOYEU PINCANT L'ARBRE

Hypothèse: distribution sinusoïdale des pressions

$$p_o \min = \frac{1}{2 f l d} \sqrt{F_a^2 + (2 M_t/d)^2}$$

$p_o \max$  : formules donnant  $p_{\max}$  frettage.

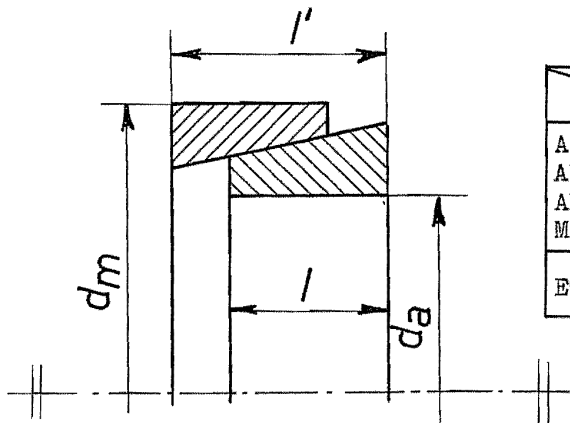
Force totale des boulons:  $\frac{\pi}{4} l d p_o = F_b$

Vérifier:  $F_b \max / F_b \min \geq \alpha_b$  (préc. boul.)

Sinon, augmenter d, l.

MOYEU FENDU D'UN COTE SEULEMENT

Même calcul. Mais au départ, il FAUT un jeu nul ou un léger serrage: H8/k7 ou H7/k6.

ANNEAUX ÉLASTIQUES RINGFEDERTOLERANCES

	$d_a \times d_m \leq 38 \times 44$	$d_a \times d_m > 38 \times 44$
ARBRE	h6	h8
ANNEAU INT.	E7	E8
ANNEAU EXT.	f7	e8
MOYEU	H7	H8
ETATS DE SURFACE : $R_t \leq 6 \mu\text{m}$ (N7)		

$$q = 0,5556$$

$n$  = nombre de paires d'anneaux ;  $\mu = 0,12$

$j$  = le plus grand jeu max, à l'arbre ou au moyeu (voir tolérances ci-dessus).

1) Effort d'emmanchement initial (pour que le contact s'établisse)

$$F_0 = 1,437E \frac{d_m - d_a}{d_m + d_a} j \quad (E = \text{module de Young acier})$$

Il faut y ajouter  $\Delta F_e$  pour obtenir les pressions.

2) Condition de transmission des efforts :

$$\pi d l p_{\min} = \frac{1-q}{1-q^n} \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2}{d_a} M_i^2\right)} \mu$$

$$(\Delta F_e)_{\min} = 0,557 \pi d l p_{\min}$$

$$(F_e)_{\min} = F_0 + (\Delta F_e)_{\min}$$

3) Condition de résistance du moyeu :

$$p_{\max} = \frac{1-Q_m^2}{2} \frac{R_e}{s_e} \quad (\text{moyeu ductile})$$

$$Q_m = d_m / D_m$$

$$= \frac{1-Q_m^2}{1+Q_m^2} \frac{R_m}{s_m} \quad (\text{moyeu fragile})$$

$$(\Delta F_e)_{\max} = 0,557 \pi d_m l p_{\max}$$

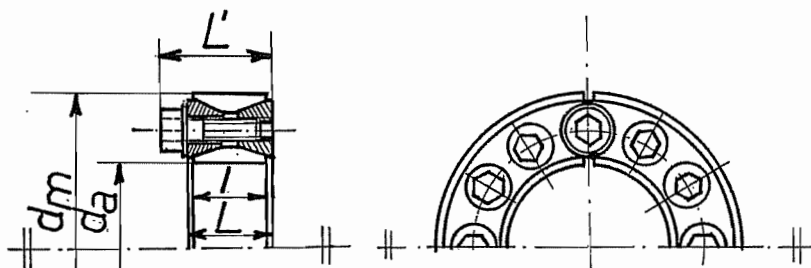
$$(F_e)_{\max} = F_0 + (\Delta F_e)_{\max}$$

4)  $F_e$  est à répartir entre les vis de serrage. Vérifier que  $\frac{(F_e)_{\max}}{(F_e)_{\min}} \geq \alpha_b$   
(coefficient d'incertitude de serrage, voir boulons)

Tableau des anneaux élastiques RINGFEDER ANOBLOC

$d_a/mm$	$d_m/mm$	$l/mm$	$l'/mm$
9	12	3,7	4,5
10	13	3,7	4,5
12	15	3,7	4,5
13	16	3,7	4,5
14	18	5,3	6,3
15	19	5,3	6,3
16	20	5,3	6,3
17	21	5,3	6,3
18	22	5,3	6,3
19	24	5,3	6,3
20	25	5,3	6,3
22	26	5,3	6,3
24	28	5,3	6,3
25	30	5,3	6,3
28	32	5,3	6,3
30	35	5,3	6,3
32	36	5,3	6,3
35	40	6	7
36	42	6	7
38	44	6	7
40	45	6,6	8
42	48	6,6	8
45	52	8,6	10
48	55	8,6	10
50	57	8,6	10
55	62	8,6	10
55	64	10,4	12
60	68	10,4	12
63	71	10,4	12
65	73	10,4	12
70	79	12,2	14
71	80	12,2	14
75	84	12,2	14
80	91	15	17
85	96	15	17
90	101	15	17
95	106	15	17
100	114	18,7	21

ENSEMBLES DE SERRAGE "RINGFEDER"



Dimensions (mm)					Vis Cs (CHC)	
$d_a$	$d_m$	L	l	L'	nombre	dimensions
30	55	20	17	27,5	10	M6 x 18
35	60	20	17	27,5	12	M6 x 18
40	65	20	17	27,5	14	M6 x 18
45	75	24	20	33,5	12	M8 x 22
50	80	24	20	33,5	12	M8 x 22
55	85	24	20	33,5	14	M8 x 22
60	90	24	20	33,5	14	M8 x 22
65	95	24	20	33,5	16	M8 x 22
70	110	28	24	39,5	14	M10 x 25
75	115	28	24	39,5	14	M10 x 25
80	120	28	24	39,5	14	M10 x 25
85	125	28	24	39,5	16	M10 x 25
90	130	28	24	39,5	16	M10 x 25
95	135	28	24	39,5	18	M10 x 25
100	145	30	26	44	14	M12 x 30
110	155	30	26	44	14	M12 x 30
120	165	30	26	44	16	M12 x 30
130	180	38	34	52	20	M12 x 35

Tolérances arbre :  $h_{11} \dots k_{11}$   $R_t$  16 m (NS)  
 moyeu : H11...N11  $D/d = 1,8 \dots 2$

CLAVETTES INCLINEES ET CLAVETTES CREUSES  $tg \alpha = 1/100$

Force de serrage maximale:  $P = \sigma_{max} \cdot l \cdot d \cdot \beta(Q)$   $Q = d_{am}/d_{em}$   
 $\sigma_{max}$  dans le moyeu :  $\sigma_{max} = \begin{cases} R_{0,2}/s_{0,2} \text{ (ductile)} & s_{0,2} = 1,25 \\ R_m/s_B \text{ (fragile)} & s_B = 2 \end{cases}$

Q	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\beta(Q)$	0	0,6246	1,304	2,191	3,496	5,680	9,930	19,59	48,09	206,4

Couple transmissible:  $M_t = f P d$  ; f = coeff. frott.

Pour éviter la destruction du moyeu lors de l'enfoncement de la clavette: il faut

$$\frac{l}{d} \geq \frac{b}{d} \frac{h}{d} \frac{\beta(Q)}{2f + tg \alpha} \frac{\sigma_{0,2 \text{ clav}}}{\sigma_{lim \text{ moy}}} \quad \sigma_{lim \text{ moy}} = \sigma_{0,2} \text{ ou } \sigma_B \text{ selon le cas.}$$

CLAVETTES TANGENTIELLES A 120°  $tg \alpha = 1/100$

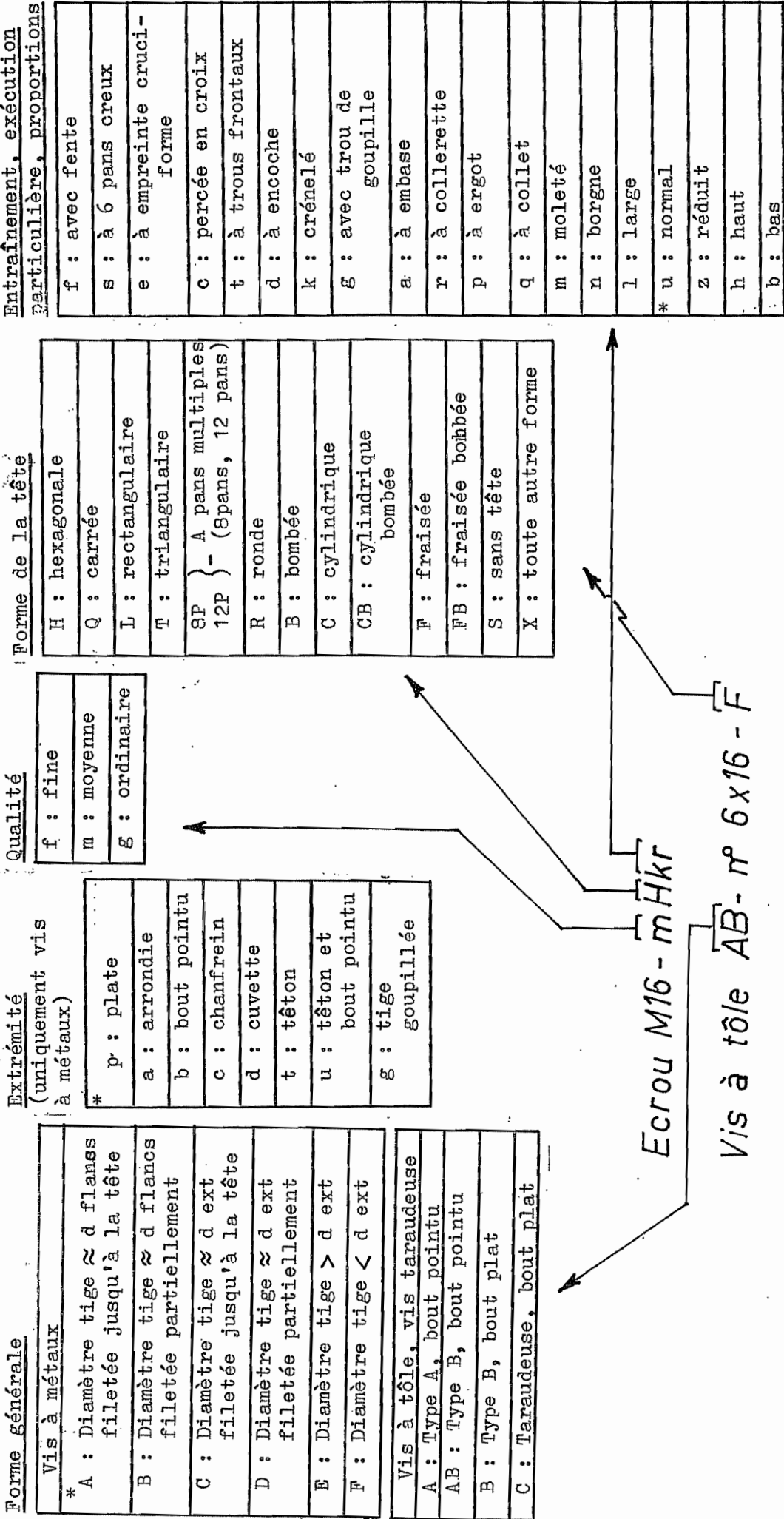
Même calcul, sauf  $M_t = 1,5 f P d$ .

REMARQUE : LES CLAVETTES INCLINEES OU TG ...BALOURD!

# DESIGNATION DES VIS ET DES ECROUS

NBN E27-002

Vis  $D_{cg}$  - M5x25 - mCs



Ecrrou M16 - m Hkr

Vis à tôle AB- n° 6x16 - F

\* FACULTATIVE

QUALITES MECANQUES DES VIS (ISO/R898/I, ISO/R898/II)

CARACTERISTIQUES MECANIQUES	CLASSES DE QUALITE NORMALISEES											
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
R <sub>m</sub> (MPa) min	340	400	400	500	500	600	600	600	800	1000	1200	1400
R <sub>m</sub> (MPa) max	490	550	550	700	700	800	800	800	1000	1200	1400	1600
BRINELL min	90	110	110	140	140	170	170	170	225	280	330	390
HB max	150	170	170	215	215	245	245	245	300	365	425	-
R <sub>0,2</sub> (MPa) min	200	240	320	300	400	360	480	540	640	900	1080	1260
Résilience J/cm <sup>2</sup> min	-	-	-	-	-	-	-	-	60	40	30	30
A % min	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7
Résistance à la traction sous cale biaise	Identique à R <sub>m</sub> min. La rupture ne peut se produire juste sous la tête de la vis.											

QUALITES MECANQUES DES ECRUS

QUALITE	4	5	6	8	10	12	14
"Tension" $F/\Omega_b$ lors de l'épreuve de charge (MPa)	400	500	600	800	1000	1200	1400

VIS NORMALISEES

TYPE \ QUAL.	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
mCf			x		x				x	x		
mCf1			x		x			x				
mH				x					x	x		
gH	x	x										
mCs								x	x	x	x	
mSf		x			x							
mSs										x	x	x



=====  
 CARACTERISTIQUES DES BOULONS LES PLUS COURANTS  
 =====

p = pas ;  $d_2$  = diam. à flancs de filelet ;  $d_a$  = diam. sur pans de la tête ;  $D_a = 3 d_a \dots mm$   
 $\Omega_b$  = section résistante ;  $\Omega_n$  = section noyau ;  $\Omega_p$  = surf. pression écrou  $\dots mm^2$

d	pas normal			pas fin			trous de passage $D_b$			mCf		mCfl		mH, GH		mCs		
	P	$\Omega_b$	$\Omega_n$	P	$\Omega_b$	$\Omega_n$	$d_2$	f	m	g	$D_a$	$\Omega_p$	$d_a$	$\Omega_p$	$d_a$	$\Omega_p$	$d_a$	$\Omega_p$
M16	0,35	1,27	1,17	0,2	1,57	1,50	1,470	1,7	1,8	2	9	9	4,52	3,2	9,6	5,50		
M2	0,4	2,07	1,93	0,25	2,45	2,35	1,838	2,2	2,4	2,6	3,8	11,4	6,82	4	12	8,04		
M2,5	0,45	3,39	3,18	0,25	4,03	3,90	2,338	2,7	2,9	3,1	4,5	13,5	9,30	5	15	13,0		
M3	0,5	5,03	4,75	0,35	5,61	5,85	2,773	3,2	3,4	3,6	5,5	16,5	14,7	6	18	19,2	5,5	14,7
M4	0,7	8,78	8,25	0,5	9,79	9,40	3,675	4,3	4,5	4,8	7	21	22,6	8	24	34,4	7	21
M5	0,8	14,2	13,4	0,5	16,1	15,6	4,675	5,3	5,5	5,8	8,5	25,5	33,0	10	30	54,8	8	24
M6	1	20,1	19,0	0,75	22	21,1	5,513	6,4	6,6	7	10	30	44,3	12	36	78,9	10	30
M8	1,25	36,6	34,7	1	39,2	37,6	7,350	8,4	9	10	13	39	69,1	16	48	137	13	39
M10	1,5	58,0	55,1	1,25	61,2	58,7	9,188	10,5	11	12	16	48	106	20	60	219	17	51
M12	1,75	84,3	80,2	1,25	92,1	89,0	11,188	13	14	15	18	54	104				19	57
(M14)	2	115	110	1,5	125	120	13,026	15	16	17	21	63	145				22	66
M16	2	157	144	1,5	167	162	15,026	17	18	19	24	72	198				24	72
(M18)	2,5	192	184	1,5	216	211	17,026	19	20	21	27	81	258				27	81
M20	2,5	245	235	1,5	272	265	19,026	21	22	24	30	90	327				30	90
(M22)	2,5	303	292	1,5	333	326	21,026	23	24	26							32	96
M24	3	353	338	2	384	374	22,701	25	26	28							36	108
(M27)	3	459	443	2	496	484	25,701	28	30	32							41	123
M30	3,5	561	540	2	621	609	28,701	31	33	35							46	138
(M33)	3,5	694	670	2	761	747	31,701	34	36	38							50	150
M36	4	817	788	3	865	843	34,051	37	39	42							55	165
(M39)	4	976	944	3	1028	1004	37,051	40	42	45							60	180
M42	4,5	1121	1083	3	1206	1179	40,051	43	45	48							65	195
(M45)	4,5	1306	1265	3	1398	1369	43,051	46	48	52							70	210
M48	5	1473	1424	3	1604	1573	46,051	50	52	56							75	225
(M52)	5	1758	1705	3	1900	1867	50,051	54	56	62							80	240

BOULONS A SERRAGE NON CONTRÔLÉ

Extension et cisaillement technologique du boulon: critère

$$\frac{1}{s^2} = \left( \frac{\sigma}{\sigma_{\text{lim}}} \right)^2 + \left( \frac{\tau}{\tau_{\text{lim}}} \right)^2 \quad \sigma_{\text{lim}} = R_{0,2} ; \quad \tau_{\text{lim}} = 0,8 R_{0,2}$$

$$s = 1,25$$

Pression de contact  $p = Q/(ld)$   $Q$  = charge transv. ,  $l$  = long. contact,

$$p \leq p_{\text{adm}} = 2,5 \tau_{\text{lim}}/s$$

Ne convient que pour les sollicitations statiques.

BOULONS PRECONTRAINS (SERRAGE CONTRÔLÉ !) Hte résist.; soll. dyn.A) EFFORTS A REPRENDRE1) charge axiale  $F$ , taux de pulsation  $\bar{w} = (F_{\text{max}} - F_{\text{min}})/(2 F_{\text{max}})$ 2) force de serrage requise entre les tôles  $N_R$ a) étanchéité liquide pression  $p$  :  $p_{\text{joint}} = \gamma p$  $\gamma = 1,5$  (joint souple).....4 (métallique)

si charges fortement variables: surf. en contact et joint torique.

b) effort transversal  $Q$  repris par frottement

$$N_R = Q/f_{\text{surf}} \quad , \quad f_{\text{surf}} =$$

- 0,45 : constr métallique, acier  $R_{0,2} = 300$  MPa, surf. grenail-, lées, sablées, passées au chalumeau, + essais préalables avec 90% de succès.
- 0,60 : mêmes conditions, acier  $R_{0,2} = 360$  MPa.
- 0,30 : constr. métalliques, surfaces brossées
- 0,10...0,15 : constr mécanique, surf. contaminées

c) serrage résiduel sous force axiale

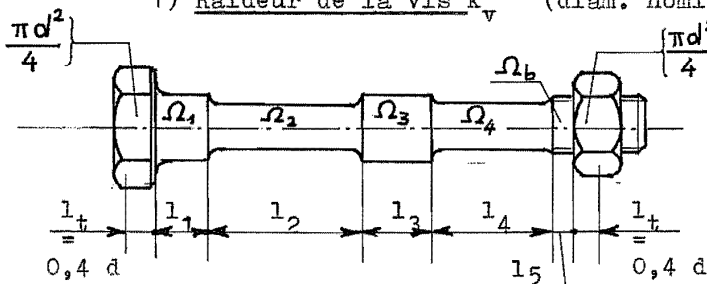
$$N_R > 0 \quad , \quad N_R = \% \text{ raisonnable de } F$$

B) DETERMINATION FORFAITAIREPrécontrainte max. :  $N_{0,\text{max}} \approx \alpha_b (N_R + F)$  (Voir  $\alpha_b$  en section 5)

$$\text{Section : } \Omega_{b,\text{min}} = \frac{N_{0,\text{max}}}{0,7 R_{0,2}}$$

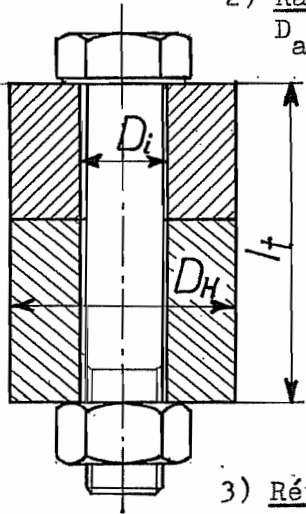
Longueur d'engagement minimale dans les trous taraudés

Classe de qualité de la vis		8.8	8.8	10.9	10.9
Finesse du pas $d/p$		< 9	$\geq 9$	< 9	$\geq 9$
Pièce taraudée	Al Cu Mg1	1,1.d		1,4.d	-
	GG - 20	1,0.d		1,2.d	1,4.d
	St 37	1,0.d		1,25.d	1,4.d
	St 50	0,9.d		1,0.d	1,2.d
	C 45 V	0,8.d		0,9.d	1,0.d

C) VERIFICATION1) Raideur de la vis  $k_v$  (diam. nominal  $d$ )

$$\frac{1}{k_v} = \frac{1}{E} \left( \frac{0,4d}{\pi d^2/4} + \frac{1}{\Omega_1} + \frac{1}{\Omega_2} + \frac{1}{\Omega_3} + \frac{1}{\Omega_4} + \frac{1}{\Omega_b} + \frac{0,4d}{\pi d^2/4} \right)$$

2) Raideur des pièces serrées  $k_t$  (JUNKER) : cylindre équivalent.  
 $D_a$  : table des boulons. Idem pour  $d_a$ .  $l_t$  longueur assemblage.



a) Manchon diamètre extérieur  $D_H \leq d_a$  et diam. int.  $D_i$  :

$$\Omega_t = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D_i^2)$$

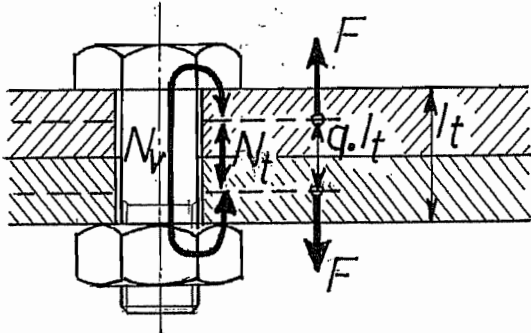
b) Manchon  $d_a < D_H < D_a$

$$\Omega_t = \frac{\pi}{4} \left[ (d_a^2 - D_i^2) + \frac{1}{2} \left( \frac{D_H}{d_a} - 1 \right) \left( \frac{d_a l_t}{5} - \frac{l_t^2}{100} \right) \right]$$

c) Manchon  $D_H \geq D_a$  ou pièces planes de grande largeur

$$\Omega_t = \frac{\pi}{4} \left[ \left( d_a + \frac{l_t}{10} \right)^2 - D_i^2 \right]$$

3) Répartition des efforts  $\varphi = \frac{k_v}{k_v + k_t}$



Position de la force F: coeff. q

Répartition réelle:  $\varphi' = q\varphi$

$$N_v = N_o + \varphi' F$$

$$N_t = N_o - (1 - \varphi') F$$

4) Perte de serrage Tassement des aspérités

$$\Delta N_o = \frac{|\Delta u_o|}{(1/k_v) + (1/k_t)}$$

$|\Delta u_o|$   
( $\mu m$ )

SOURCE	sollicitation axiale pulsatoire	Sollicitation au glissement ou combinée
FILET	5	5
Chaque interface		
∇∇ (N7...N9)	4	8
∇∇∇ (N5...N6)	2	4

Dilatation différentielle (mat. diff)

$$\Delta N_o(\theta) = \frac{\alpha_t l_t - \alpha_v l_v}{(1/k_v) + (1/k_t)} \cdot \theta$$

5) Serrage minimal et serrage maximal

$$N_o \text{ min} = N_R + (1 - \varphi') F + \Delta N_o$$

Incertitude sur le serrage: coefficient de boulonnage  $\alpha_b$

$$N_o \text{ max} = \alpha_b \cdot N_o \text{ min}$$

$\alpha_b$	Mode de boulonnage et circonstances (VDI - R 2231)
1,4	<u>Clé dynamométrique</u> , surfaces huilées ou MoS <sub>2</sub>
1,6	<u>Machine à boulonner</u> , surfaces huilées ou Mo S <sub>2</sub> <u>Mesure de l'allongement</u>
1,8	<u>Clé dynamométrique</u> , pas de lubrification
2	<u>Machine à boulonner</u> , pas de lubrification <u>Mesure d'angle</u>
3	Serrage à l'aide d'une <u>clé de longueur réduite</u>

6) Sécurité par rapport à la déformation permanente

$$\sigma_0 = N_{0,\max} / \Omega_b : \text{précontrainte}$$

$$\Delta\sigma = \varphi' F / \Omega_b$$

$$\tau = \text{torsion due au serrage: } \tau = 2\sigma_0 \frac{d_2}{d_s} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi^*) \approx 2\sigma_0 \frac{d_2}{d_s} \left( \frac{p}{\pi d_2} + \frac{f_{\text{éq}}}{\cos \beta} \right)$$

$d_s$  = diamètre min. de la vis;  $d_2$  : voir table des boulons;  $\beta = 30^\circ$ ;  $p$  = pas

$$1/s^2 = ((\sigma_0 + \Delta\sigma)^2 + 3\tau^2) / R_{0,2}^2 \quad s \geq 1 \quad /9/$$

ETAT DE SURFACE		$f_{\text{éq}}$ , selon lubrification (VDI-R 2230)		
VIS	ECROU	non graissé	huilé	pâte MoS <sub>2</sub>
Phosphaté Mn	Non traité	0,14...0,18	0,14...0,15	0,10...0,11
Phosphaté Zn		0,14...0,21	0,14...0,17	0,10...0,12
Galvanisé (Zn) $\approx 8\mu\text{m}$		0,125...0,18	0,125...0,17	
Cadmé $\approx 7\mu\text{m}$		0,08...0,12	0,08...0,11	
Galvanisé $\approx 8\mu\text{m}$	Galvan. $\approx 5\mu\text{m}$	0,125...0,17	0,14...0,19	
Cadmé $\approx 8\mu\text{m}$	Cadmé $\approx 6\mu\text{m}$	0,08...0,12	0,10...0,15	

7) Pression sur les pièces

$$p = N_v / \Omega_p \quad \Omega_p : \text{voir table boulons. } p \leq p_{\text{adm}}$$

PIECES SERREES	St37	St50	C45V	GG-20	GDMg Al 9	GK Mg Al 9	GK Al Si6 Cu4
$p_{\text{adm}}$ (MPa) *	300	500	900	750	200	200	300

\* Dans le cas d'un serrage à la machine, x ces valeurs par 0,65

8) Sécurité à la fatigue ( $\bar{w} \neq 0$ )

$$\sigma_a = \bar{w} \varphi' F / \Omega_n \leq \sigma_D / s_D \quad s_D \geq 1,5$$

LIMITES D'ENDURANCE DES BOULONS /9,10/ (MPa)					
ELABORATION	vis traitées therm. après mise en forme			vis roulées après traitement thermique	
CLASSE	5.6	8.8	10.9, 12.9	8.8	10.9, 12.9
M4...M8	50	60	70	100	110
M10...M16	40	50	60	90	100
M18...M30	30	40	50	80	90

9) Couple de serrage

$$C_{\max} = N_{0,\max} \left( \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi^*) + \frac{D_M}{2} f_{\text{éq}} \right) \approx N_{0,\max} \frac{d_2}{2} \left( \frac{p}{\pi d_2} + \frac{f_{\text{éq}}}{\cos \beta} + f_{\text{éq}} \frac{D_M}{d_2} \right)$$

$d_2$  : voir table boulons

$D_M$  : diamètre moyen tête  $\approx 1,4d$

On spécifie le couple  $C_{\text{prescrit}} = 0,9C_{\max}$

(L'opérateur serre à  $C_{\text{prescrit}}$  au plus ; Coeff. 0,9 pour imprécision lecture)

Clés courtes : tabler sur une force de 500N.

## Soudures

### 1 Soudabilité

Teneur en carbone équivalente, selon l'IIW

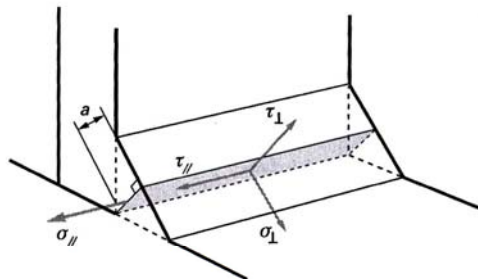
$$C_{\text{éq}} = \%C + \frac{\%Mn}{6} + \frac{\%Cr + \%Mo + \%V}{5} + \frac{\%Cu + \%Ni}{15}$$

$C_{\text{éq}}$	Soudabilité
$\leq 0,35$	excellente
0,36...0,40	très bonne
0,41...0,45	bonne
0,46...0,50	satisfaisante
$\geq 0,50$	faible

### 2 Calcul statique des soudures de pièces d'acier

Référence : EUROCODE 3

#### 2.1 Définition conventionnelle des contraintes



Longueur de calcul du cordon :  $l_{\text{calcul}} = l - 2a$

#### 2.2 Vérification de la soudure

Contrainte équivalente

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

*Limites*

- $f_u$  = limite de rupture matériau de base  
 $\gamma_{Mw}$  = coefficient de sécurité partiel  
 $\beta_w$  = coefficient de meilleure qualité de la soudure par rapport au métal de base

Acier	$f_y/\text{MPa}$	$f_u/\text{MPa}$	$\beta_w$	$\gamma_{Mw}$
S235	235	360	0,80	1,25
S275	275	410	0,85	1,30
S355	355	510	0,90	1,35

Première condition à vérifier :

$$\sigma_e \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}}$$

Seconde condition à vérifier :

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{Mw}}$$

### 2.3 Formule enveloppe

*Contrainte d'enveloppe*

$$\sigma_{env} = \sqrt{3\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} = \sqrt{3}\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} \geq \sigma_e$$

Sécurité accrue et plus simple, car dans tous les cas,

$$\sigma_{env} = \sqrt{3} \frac{F}{a l_{calcul}}$$

## 3 Calcul statique des soudures de pièces d'alliages d'aluminium

*Référence* : Règles françaises AL71

*Contrainte équivalente*

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 2,7(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

*Critère de vérification*

$$\sigma_e \leq \alpha \beta \gamma f_y$$

où  $f_y$  est la limite élastique de l'alliage considéré et

- $f_y$  = limite élastique de l'alliage considéré
- $\alpha$  = coefficient de qualité de réalisation de la soudure, compris entre 0,8 et 1
- $\beta$  et  $\gamma$  = coefficients destinés à caractériser une minoration de résistance dépendant du métal de base et du métal d'apport.

Alliage 1/état	Alliage 2/état	Épaisseur/mm	Nuance d'apport	$\beta$	$\gamma$
AW5754/H111	AW5754/H111	$\leq 20$	AW5154	1	1
AW5086/H111	AW5086/H111	$\leq 20$	AW5836	1	1
AW6060/T5	AW6060/T5	$\leq 8$	AW40473A	0,6	0,9
AW6060/T5	AW6060/T5	$\leq 8$	AW5336	0,65	1
AW6081/T6	AW6081/T6	$\leq 20$	AW4043A	0,45	0,8
AW6081/T6	AW6081/T6	$\leq 20$	AW5386	0,45	1
AW7020/T6	AW7020/T6	$\leq 8$	AW4043A	0,6	0,7
AW7020/T6	AW7020/T6	$\leq 12$	AW5356	0,8	0,65
AW5086/H111	A-S7 G0,6/Y33	$\leq 8$	AW4043A	0,4	0,8
AW6060/H111	A-S7 G0,3/Y23	$\leq 8$	AW4043A	0,6	0,8

## 4 Résistance des soudures à la fatigue

*Référence* : Recommandations IIW, 2008

- Rupture le plus souvent dans les pièces soudées, au voisinage des joints
- Résistance à la fatigue indépendante de l'acier ou de l'aluminium considéré
- Paramètre déterminant = *variation de contrainte*  $\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$

### 4.1 Loïs de durée de vie

Pour chaque type d'entaille,  $FAT = \Delta\sigma$  correspondant à  $2 \cdot 10^6$  cycles.

*Courbes de Wöhler*

$$\Delta\sigma(N) = FAT \left( \frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/m} \quad \text{pour } N \leq N_C$$

$$\Delta\sigma_C = \Delta\sigma(N_C) = FAT \left( \frac{2 \cdot 10^6}{N_C} \right)^{1/m}$$

$$\Delta\sigma(N) = \Delta\sigma_C \left( \frac{N_C}{N} \right)^{1/m'} \quad \text{pour } N > N_C$$

On a encore, pour  $N \leq N_C$ ,

$$\Delta\sigma(N) = \Delta\sigma_C \left( \frac{N_C}{N} \right)^{1/m} \quad \text{pour } N \leq N_C$$

Sollicitation	$m$	$m'$	$N_C$
Extension	3	22	$10^7$
Cisaillement	5	22	$10^8$

Voir tableaux IIW en annexe.

*Sécurité*

$$s = \frac{\Delta\sigma_{lim}}{\Delta\sigma} \quad \text{ou} \quad s = \frac{\Delta\tau_{lim}}{\Delta\tau}$$

### 4.2 Variations de charges d'amplitude variable

*Règle de Palmgren-Miner*

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \leq 1$$

L'I.I.W. conseille de remplacer la valeur 1 du dommage total par une valeur limite plus faible  $\mathcal{D}_{lim} = 0,5$  dans les cas courants et même  $\mathcal{D}_{lim} = 0,2$  si la contrainte moyenne varie fortement.

*Variation de contrainte équivalente* : conduirait au même dommage pour le nombre total de cycles

Elle vaut donc

$$\Delta\sigma_{\text{éq}} = \sqrt[m]{\frac{\sum_i n_i \Delta\sigma_i^m + \Delta\sigma_c^{m-m'} \sum_j n_j \Delta\sigma_j^{m'}}{\sum_i n_i + \sum_j n_j}}$$

pour autant que cette valeur soit supérieure à  $\Delta\sigma_C$ . Dans le cas contraire, il faut écrire

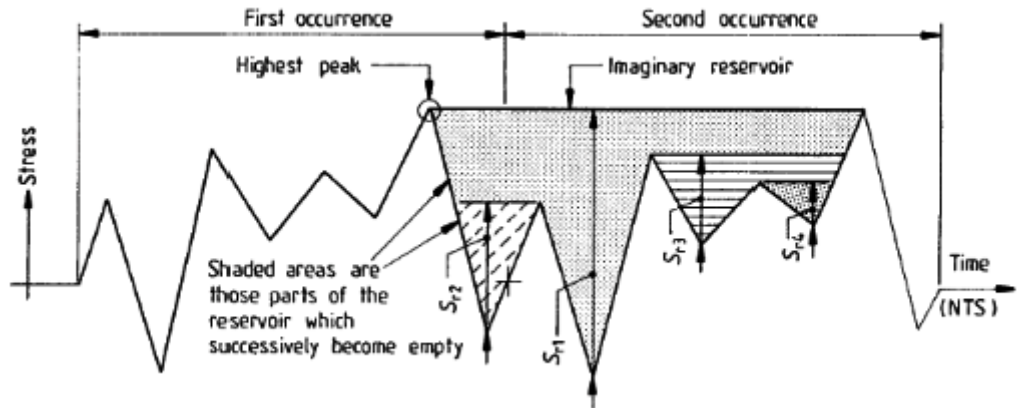
$$\Delta\sigma_{\text{éq}} = \sqrt[m']{\frac{\Delta\sigma_c^{m'-m} \sum_i n_i \Delta\sigma_i^m + \sum_j n_j \Delta\sigma_j^{m'}}{\sum_i n_i + \sum_j n_j}}$$

*Variation de contrainte équivalente limite* = contrainte qui, sur la courbe de Wöhler, correspond au nombre total de cycles divisé par  $\mathcal{D}_{lim}$  :

$$\Delta\sigma_{\text{éq},lim} = \Delta\sigma \left( \frac{\sum_i n_i + \sum_j n_j}{\mathcal{D}_{lim}} \right)$$

### 4.3 Comptage des cycles

*Méthode du réservoir*

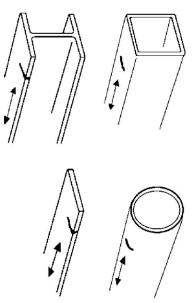
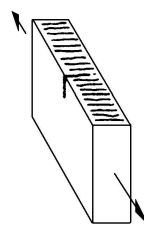


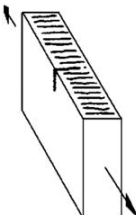


### 4.4 Combinaison d'extension et de cisaillement




$$\frac{1}{s^2} = \left( \frac{\Delta\sigma_{\text{éq}}}{\Delta\sigma_{\text{éq},lim}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta\tau_{\text{éq}}}{\Delta\tau_{\text{éq},lim}} \right)^2$$

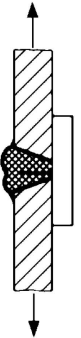

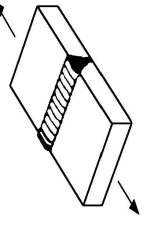



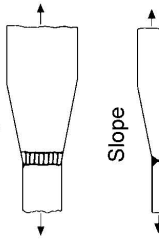
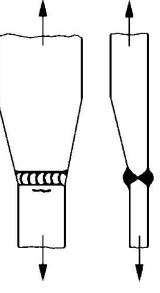
## 4.5 Annexe : tableaux de l'IIW

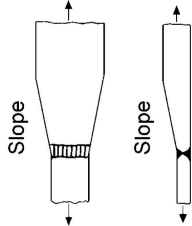

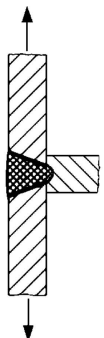
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
100	<b>Unwelded parts of a component</b>				
111		<p>Rolled or extruded products, components with machined edges, seamless hollow sections.</p> <p>m = 5</p> <p>St.: For high strength steels a higher FAT class may be used if verified by test.</p> <p>Al.: AA 5000/6000 alloys AA 7000 alloys</p>	160	71 80	<p>No fatigue resistance of any detail to be higher at any number of cycles</p> <p>Sharp edges, surface and rolling flaws to be removed by grinding. Any machining lines or grooves to be parallel to stresses</p>
121		<p>Machine gas cut or sheared material with subsequent dressing, no cracks by inspection, no visible imperfections</p> <p>m = 3</p>	140	---	<p>All visible signs of edge imperfections to be removed. The cut surfaces to be machined or ground, all burrs to be removed.</p> <p>No repair by welding refill</p> <p>Notch effects due to shape of edges shall be considered.</p>

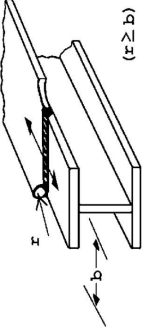
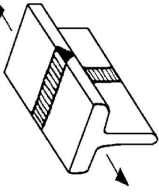
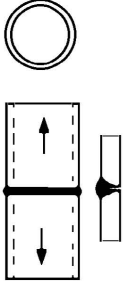
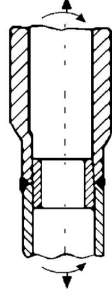
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
122		Machine thermally cut edges, corners removed, no cracks by inspection $m = 3$	125	40	Notch effects due to shape of edges shall be considered.
123		Manually thermally cut edges, free from cracks and severe notches $m = 3$	100	---	Notch effects due to shape of edges shall be considered.
124		Manually thermally cut edges, uncontrolled, no notch deeper than 0.5 mm $m = 3$	80	---	Notch effects due to shape of edges shall be considered.

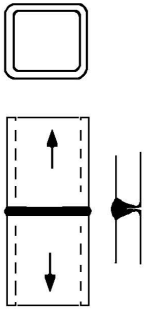
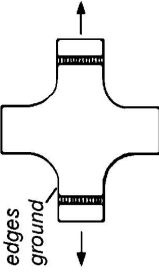
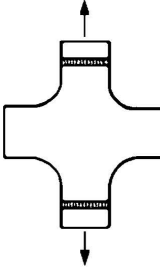
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
200	<b>Butt welds, transverse loaded</b>				
211		Transverse loaded butt weld (X-groove or V-groove) ground flush to plate, 100% NDT	112	45	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment < 5% of plate thickness. Proved free from significant defects by appropriate NDT
212		Transverse butt weld made in shop in flat position, NDT weld reinforcement < 0.1 · thickness	90	36	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment < 5% of plate thickness.
213		Transverse butt weld not satisfying conditions of 212, NDT Al.: Butt weld with toe angle ≤ 50° Butt welds with toe angle > 50°	80	32 25	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment < 10% of plate thickness.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
214		Transverse butt weld, welded on non-fusible temporary backing, root crack	80	28	Backing removed, root visually inspected. Misalignment <10% of plate thickness.
215		Transverse butt weld on permanent backing bar	71	25	Misalignment <10% of plate thickness.
216		Transverse butt welds welded from one side without backing bar, full penetration Root checked by appropriate NDT No NDT	71 36	28 12	Misalignment <10% of plate thickness.

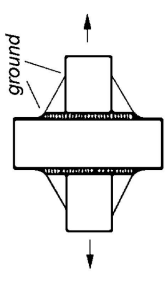
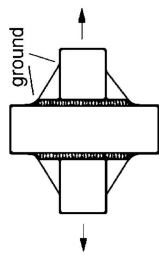
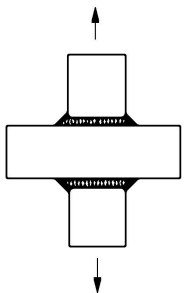
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
217		<p>Transverse partial penetration butt weld, analysis based on stress in weld throat sectional area, weld overflow not to be taken into account.</p>	36	12	<p>The detail is not recommended for fatigue loaded members. Assessment by notch stress or fracture mechanics is preferred.</p>
221		<p>Transverse butt weld ground flush, NDT, with transition in thickness and width                      slope 1:5                      slope 1:3                      slope 1:2</p>	112 100 90	45 40 32	<p>All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of loading. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges to be ground flush in direction of stress.                      Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Section 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection &lt; 5% of plate thickness.</p>
222		<p>Transverse butt weld made in shop, welded in flat position, weld profile controlled, NDT, with transition in thickness and width:                      slope 1:5                      slope 1:3                      slope 1:2</p>	90 80 72	32 28 25	<p>Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress.                      Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Section 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection &lt; 5% of plate thickness.</p>

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
223		<p>Transverse butt weld, NDT, with transition on thickness and width</p> <p>slope 1:5 slope 1:3 slope 1:2</p>	80 71 63	25 22 20	<p>Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress.</p> <p>Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Section 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection &lt; 10% of plate thickness.</p>
224		<p>Transverse butt weld, different thicknesses without transition, centres aligned.</p> <p>In cases, where weld profile is equivalent to a moderate slope transition, see no. 222</p>	71	22	<p>Misalignment &lt; 10% of plate thickness.</p> <p>If centers are deliberately misaligned, this misalignment has to be considered, see Section 3.8.2.</p>
225		<p>Three plate connection, potential cracking from root</p>	71	22	<p>Misalignment &lt; 10% of plate thickness.</p>

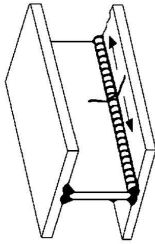
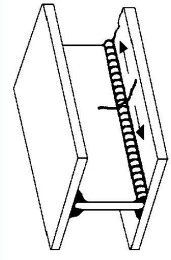
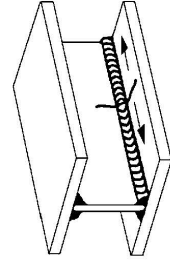
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
226		Transverse butt weld flange splice in built-up section welded prior to the assembly, ground flush, with radius transition, NDT	100	40	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress.
231		Transverse butt weld splice in rolled section or bar besides flats, ground flush, NDT	80	28	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress.
232		Transverse butt weld splice in circular hollow section, welded from one side, full penetration, potential failure from root. root inspected by NDT no NDT	71 36	28 12	Welded in flat position. Axial misalignment < 5% of wall thickness
233		Tubular joint with permanent backing	71	28	Full penetration weld

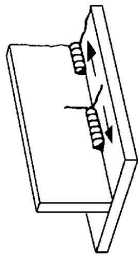
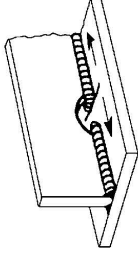
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
234		<p>Transverse butt weld splice in rectangular hollow section, welded from one side, full penetration, root crack</p> <p>root inspected by NDT no NDT</p>	56 36	25 12	Welded in flat position.
241		<p>Transverse butt weld ground flush, weld ends and radius ground, 100% NDT at crossing flanges, radius transition.</p>	100	40	<p>All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress.</p> <p>Welded from both sides. No misalignment. Required weld quality cannot be inspected by NDT</p>
242		<p>Transverse butt weld made in shop at flat position, weld profile controlled, NDT, at crossing flanges, radius transition</p>	90	36	<p>Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress.</p> <p>Welded from both sides. Misalignment &lt;5% of plate thickness.</p>

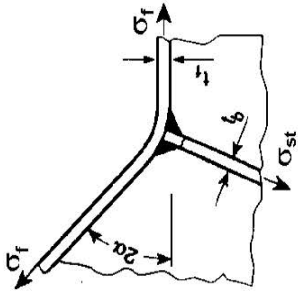


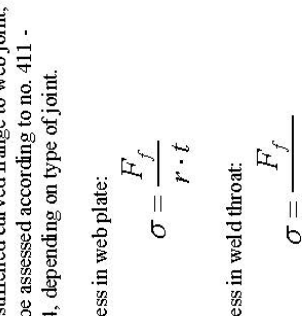
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
243		Transverse butt weld at intersecting flange, weld ground flush, NDT, at crossing flanges with welded triangular transition plates, weld ends ground. Crack starting at butt weld. For crack of continuous flange see details 525 and 526.	80	32	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <10% of plate thickness.
244		Transverse butt weld at intersecting flange, NDT, at crossing flanges, with welded triangular transition plates, weld ends ground. Crack starting at butt weld. For crack of continuous flange see details 525 and 526.	71	28	Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <10% of plate thickness.
245		Transverse butt weld at intersecting flange. Crack starting at butt weld. For crack of continuous flange see details 525 and 526.	50	20	Welded from both sides. Misalignment <10% of plate thickness.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
300	<b>Longitudinal load-carrying welds</b>				
311		Automatic longitudinal seam welds without stop/start positions in hollow sections with stop/start positions	125 90	50 36	
312		Longitudinal butt weld, both sides ground flush parallel to load direction, proved free from significant defects by appropriate NDT	125	50	
313		Longitudinal butt weld, without stop/start positions, NDT with stop/start positions	100 90	40 36	

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; AL= aluminium)	FAT St.	FAT AL	Requirements and Remarks
321		Continuous automatic longitudinal fully penetrated K-butt weld without stop/start positions (based on stress range in flange) NDT	125	50	No stop-start position is permitted except when the repair is performed by a specialist and inspection is carried out to verify the proper execution of the weld.
322		Continuous automatic longitudinal double sided fillet weld without stop/start positions (based on stress range in flange)	100	40	
323		Continuous manual longitudinal fillet or butt weld (based on stress range in flange)	90	36	

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
324		Intermittent longitudinal fillet weld (based on normal stress in flange $\sigma$ and shear stress in web $\tau$ at weld ends). $\tau/\sigma =$ 0 0.0 - 0.2 0.2 - 0.3 0.3 - 0.4 0.4 - 0.5 0.5 - 0.6 0.6 - 0.7 > 0.7	80 71 63 56 50 45 40 36	32 28 25 22 20 18 16 14	Analysis based on normal stress in flange and shear stress in web at weld ends.  Representation by formula:  Steel: FAT = $80 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 36  Alum.: FAT = $32 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 14
325		Longitudinal butt weld, fillet weld or intermittent weld with cope holes (based on normal stress in flange $\sigma$ and shear stress in web $\tau$ at weld ends), cope holes not higher than 40% of web. $\tau/\sigma =$ 0 0.0 - 0.2 0.2 - 0.3 0.3 - 0.4 0.4 - 0.5 0.5 - 0.6 > 0.6	71 63 56 50 45 40 36	28 25 22 20 18 16 14	Analysis based on normal stress in flange and shear stress in web at weld ends.  Representation by formula:  Steel: FAT = $71 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 36  Alum.: FAT = $28 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 14

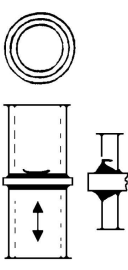
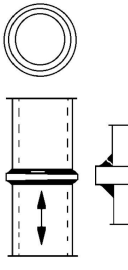
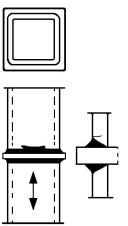
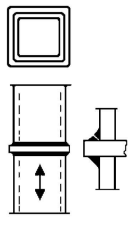
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
331		<p>Joint at stiffened knuckle of a flange to be assessed according to no. 411 - 414, depending on type of joint.</p> <p>Stress in stiffener plate:</p> $\sigma = \sigma_f \cdot \frac{A_f}{\sum A_{st}} \cdot 2 \cdot \sin \alpha$ <p><math>A_f</math> = area of flange  <math>A_{st}</math> = area of stiffener</p> <p>Stress in weld throat:</p> $\sigma = \sigma_f \cdot \frac{A_f}{\sum A_w} \cdot 2 \cdot \sin \alpha$ <p><math>A_w</math> = area of weld throat</p>	---	---	

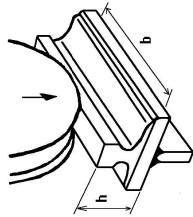
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
332		<p>Unstiffened curved flange to web joint, to be assessed according to no. 411 - 414, depending on type of joint.</p> <p>Stress in web plate:</p> $\sigma = \frac{F_f}{r \cdot t}$ <p>Stress in weld throat:</p> $\sigma = \frac{F_f}{r \cdot \sum a}$ <p><math>F_f</math> axial force in flange  <math>t</math> thickness of web plate  <math>a</math> weld throat</p>	---	---	<p>The resulting force of <math>F_{r, \text{left}}</math> and <math>F_{r, \text{right}}</math> will bend the flange perpendicular to the plane of main loading. In order to minimize this additional stressing of the welds, it is recommended to minimize the width and to maximize the thickness of the flange.</p> <p>Stress parallel to the weld is to be considered. For additional shear, principal stress in web is to be considered (see 321 to 323)</p>

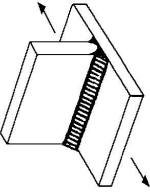
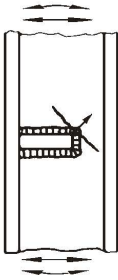
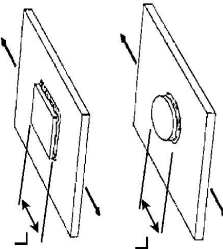
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
400	<b>Cruciform joints and/or T-joints</b>				
411		Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, weld toes ground, potential failure from weld toe. Single sided T-joints and cruciform joints without misalignment	80 90	28 32	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing. Misalignment <15% of primary plate thickness in cruciform joints.
412		Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, potential failure from weld toe. Single sided T-joints and cruciform joints without misalignment	71 80	25 28	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing. Misalignment <15% of primary plate thickness in cruciform joints.
413		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds, potential failure from weld toe. Single sided T-joints and cruciform joints without misalignment	63 71	22 25	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing. Misalignment <15% of primary plate thickness in cruciform joints. Also to be assessed as 414
414		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds including toe ground joints, weld root crack. For $a/t \leq 1/3$	36 40	12 14	Analysis based on stress in weld throat $\sigma_w = F / \sum (a_w \cdot l)$ l = length of weld Also to be assessed as 412 or 413.

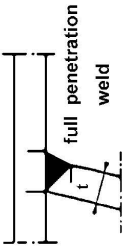
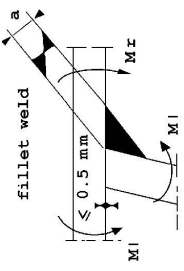
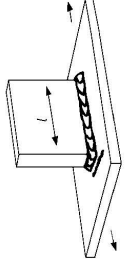
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
415		Cruciform joint or T-joint, single-sided arc or laser beam welded V-butt weld, full penetration, potential failure from weld toe. Full penetration checked by inspection of root.  If root is not inspected, then root crack	71	25	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing. Misalignment <15% of primary plate thickness in cruciform joints. .
416		Cruciform joint or T-joint, single-sided arc welded fillet or partial penetration Y-butt weld, no lamellar tearing, misalignment of plates $e < 0.15t$ , stress at weld root. Penetration verified.  <b>Attention:</b> Bending by eccentricity $e$ must be considered!	71	25	Analysis based on axial and bending stress in weld throat. Eccentricity $e$ to be considered in analysis. Stress at weld root: $\Delta\sigma_{w, root} = \Delta\sigma_{w, nom} \cdot (1+6e/a)$ $e$ = eccentricity between midpoints plate and weld throat $a$ (inclusive penetration), rotated into vertical leg plane using root tip as pivot.  An analysis by effective notch stress procedure is recommended
421		Splice of rolled section with intermediate plate, fillet welds, potential failure from weld root.	36	12	Analysis based on stress in weld throat.




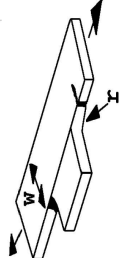
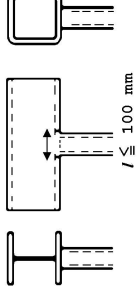
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
422		Splice of circular hollow section with intermediate plate, singlet-sided butt weld, potential failure from toe wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	56 50	22 20	NDT of welds in order to ensure full root penetration.
423		Splice of circular hollow section with intermediate plate, fillet weld, potential failure from root. Analysis based on stress in weld throat. wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	45 40	16 14	
424		Splice of rectangular hollow section, single-sided butt weld, potential failure from toe wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	50 45	20 18	NDT of welds in order to ensure full root penetration.
425		Splice of rectangular hollow section with intermediate plate, fillet welds, potential failure from root wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	40 36	16 14	


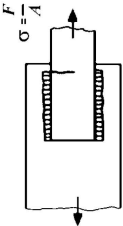
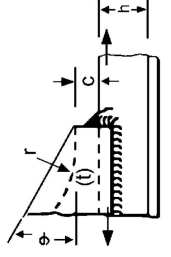
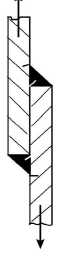
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
431		<p>Weld connecting web and flange, loaded by a concentrated force in web plane perpendicular to weld. Force distributed on width <math>b = 2 \cdot h + 50 \text{ mm}</math>.            Assessment according to no. 411 - 414.            A local bending due to eccentric load should be considered.</p>	---	---	

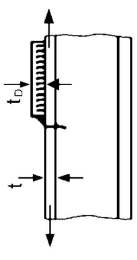
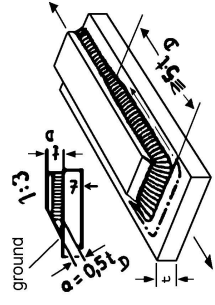
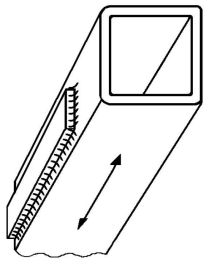
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
500	<b>Non-load-carrying attachments</b>				
511		Transverse non-load-carrying attachment, not thicker than main plate K-butt weld, toe ground Two sided fillets, toe ground Fillet weld(s), as welded thicker than main plate	100 100 80 71	36 36 28 25	Grinding marks normal to weld toe An angular misalignment corresponding to $k_m = 1.2$ is already covered
512		Transverse stiffener welded on girder web or flange, not thicker than main plate. K-butt weld, toe ground Two-sided fillets, toe ground fillet weld(s): as welded thicker than main plate	100 100 80 71	36 36 28 25	
513		Non-load-carrying rectangular or circular flat studs, pads or plates. $L \leq 50$ mm $L > 50$ and $\leq 150$ mm $L > 150$ and $\leq 300$ mm $L > 300$ mm	80 71 63 50	28 25 20 18	

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
514		Trapezoidal stiffener to deck plate, full penetration butt weld, calculated on basis of stiffener thickness, out of plane bending	71	25	
515		Trapezoidal stiffener to deck plate, fillet or partial penetration weld, out of plane bending	71	25	Calculation based on maximum out-of-plane bending stress range in weld throat or stiffener.
521		Longitudinal fillet welded gusset of length l. Fillet weld around end. l < 50 mm l < 150 mm l < 300 mm l > 300 mm	80 71 63 50	28 25 20 18	For gusset on edge: see detail 525. Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach.

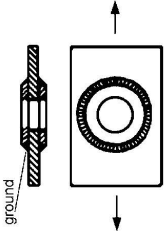

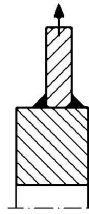
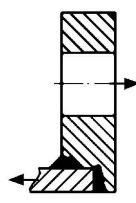
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
522		<p>Longitudinal fillet welded gusset with radius transition, fillet weld around end and toe ground,</p> <p><math>c &lt; 2t</math>, max 25 mm  <math>r &gt; 150</math> mm</p>	90	32	<p><math>t</math> = thickness of attachment</p> <p>Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach.</p>
523		<p>Longitudinal fillet welded gusset with smooth transition (sniped end or radius) welded on beam flange or plate, fillet weld around end. <math>c &lt; 2t</math>, max 25 mm</p> <p><math>r &gt; 0.5 h</math>  <math>r &lt; 0.5 h</math> or <math>\phi &lt; 20^\circ</math></p>	71 63	25 20	<p><math>t</math> = thickness of attachment</p> <p>If attachment thickness <math>&lt; 1/2</math> of base plate thickness, then one step higher allowed (not for welded on profiles)</p> <p>Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach.</p>
524		<p>Longitudinal flat side gusset welded on plate edge or beam flange edge, with smooth transition (sniped end or radius), fillet weld around end. <math>c &lt; 2t_1</math>, max. 25 mm</p> <p><math>r &gt; 0.5 h</math>  <math>r &lt; 0.5 h</math> or <math>\phi &lt; 20^\circ</math></p>	50 45	18 16	<p><math>t</math> = thickness of attachment</p> <p>For <math>t_2 &lt; 0.7 t_1</math>, F.A.T rises 12%</p> <p>Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach.</p>

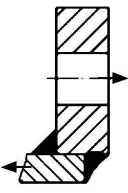
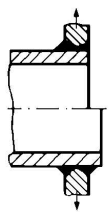
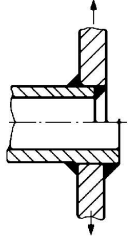
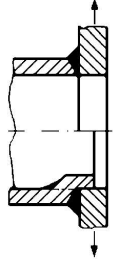
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
525		In-plane or out-of-plane longitudinal gusset welded to plate or beam flange edge, gusset length $l$ : $l < 150$ mm $150 < l < 300$ mm $l > 300$ mm	50 45 40	18 16 14	For $t_2 < 0.7 t_1$ , FAT rises 12%  $t_1$ is main plate thickness $t_2$ is gusset thickness
526		Longitudinal flat side gusset welded on edge of plate or beam flange, radius transition ground. $r > 150$ or $r/w > 1/3$ $1/6 < r/w < 1/3$ $r/w < 1/6$	90 71 50	36 28 22	Smooth transition radius formed by grinding the weld area in transition in order to remove the weld toe completely. Grinding parallel to stress.
531		Circular or rectangular hollow section, fillet welded to another section. Section width parallel to stress direction $< 100$ mm, else like longitudinal attachment	71	28	Non load-carrying welds. Width parallel to stress direction $< 100$ mm.

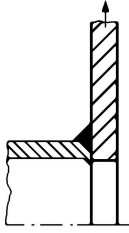
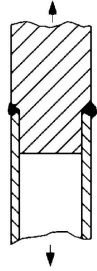
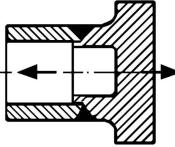
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT AL.	Requirements and Remarks
600	<b>Lap joints</b>				
611		Transverse loaded lap joint with fillet welds Fatigue of parent metal Fatigue of weld throat	63 45	22 16	Stresses to be calculated in the main plate using a plate width equal to the weld length. Buckling avoided by loading or design!
612		Longitudinally loaded lap joint with side fillet welds Fatigue of parent metal Fatigue of weld (calc. on max. weld length of 40 times the throat of the weld)	50 50	18 18	Weld terminations more than 10 mm from main plate edge. Buckling avoided by loading or design. For verification of parent metal, the higher stresses of the two members must be taken.
613		Lap joint gusset, fillet welded, non-load-carrying, with smooth transition (sniped end with $\phi < 20^\circ$ or radius), welded to loaded element $c < 2 \cdot t$ , but $c \leq 25$ mm to flat bar to bulb section to angle section	63 56 50	22 20 18	$t$ = thickness of gusset plate
614		Transverse loaded overlap joint with fillet welds. Stress in plate at weld toe (toe crack) Stress in weld throat (root crack)	63 36	22 12	Stresses to be calculated using a plate width equalling the weld length. For stress in plate, eccentricity to be considered, as given in chapters 3.8.2 and 6.3. Both failure modes have to be assessed separately.

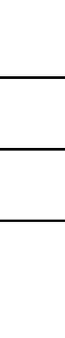

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
700	<b>Reinforcements</b>				
711		End of long doubling plate on I-beam, welded ends (based on stress range in flange at weld toe) $t_0 \leq 0.8 t$ $0.8 t < t_0 \leq 1.5 t$ $t_0 > 1.5 t$	56 50 45	20 18 16	End zones of single or multiple welded cover plates, with or without transverse welds.  If the cover plate is wider than the flange, a transverse weld is needed. No undercut at transverse welds
712		End of long doubling plate on beam, reinforced welded ends ground (based on stress range in flange at weld toe) $t_0 \leq 0.8 t$ $0.8 t < t_0 \leq 1.5 t$ $t_0 > 1.5 t$	71 63 56	28 25 22	Grinding parallel to stress direction.
721		End of reinforcement plate on rectangular hollow section. wall thickness: $t < 25 \text{ mm}$	50	20	No undercut at transverse weld!

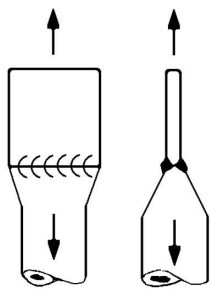
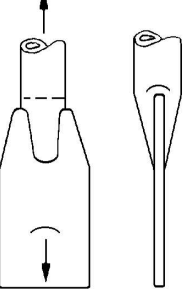


No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
731		Fillet welded reinforcements Toe ground As welded	80 71	32 25	Grinding in direction of stress! Analysis based on modified nominal stress, however, structural hot spot stress approach recommended.
800	<b>Flanges, branches and nozzles</b>				
811		Stiff block flange, full penetration weld	71	25	
812		Stiff block flange, partial penetration or fillet weld toe crack in plate root crack in weld throat	63 36	22 12	
821		Flat flange with > 80% full penetration butt welds, modified nominal stress in pipe, toe crack	71	25	Assessment by structural hot spot is recommended.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
822		Fillet welded pipe to flat flange joint. Potential fatigue failure from weld toe in pipe.	63	22	Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended.
831		Tubular branch or pipe penetrating a plate, K-butt welds.	80	28	If diameter > 50 mm, stress concentration of cutout has to be considered Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended.
832		Tubular branch or pipe penetrating a plate, fillet welds. Toe cracks. Root cracks (analysis based on stress in weld throat)	71 36	25 12	If diameter > 50 mm, stress concentration of cutout has to be considered Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended.
841		Nozzle welded on plate, root pass removed by drilling.	71	25	If diameter > 50 mm, stress concentration of cutout has to be considered Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
842		Nozzle welded on pipe, root pass as welded.	63	22	If diameter > 50 mm, stress concentration of cutout has to be considered. Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended.
900	<b>Tubular joints</b>				
911		But welded circular tube or pipe to solid bar joint. Potential fatigue failure from weld toe or root in tube or pipe.	63	22	Analysis based on stress in tube or pipe. Full penetration of weld to solid has is required.
912		Butt welded joint between circular tube or pipe and flange with integral backing. Potential fatigue failure from weld root.	63	22	Analysis based on stress in tube or pipe. Full penetration of weld to solid has is required.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
913		Fillet or partial penetration welded joint between circular tube or pipe and flange. Potential fatigue failure from weld root.	50	18	Impairment of inspection of root cracks by NDT may be compensated by adequate safety considerations (see Section 5) or by downgrading by two FAT classes.
921		Circular hollow section with welded on disc, potential fatigue failure from toe in hollow section  K-butt weld, toe ground Fillet weld, toe ground Fillet welds, as welded	90 90 71	32 32 25	

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
931		<p>Tube-plate joint, tubes flattened, butt weld (X-groove)</p> <p>Tube diameter &lt; 200 mm and plate thickness &lt; 20 mm</p>	63	18	
932		<p>Tube-plate joint, tube slitted and welded to plate</p> <p>tube diameter &lt; 200 mm and plate thickness &lt; 20 mm</p> <p>tube diameter &gt; 200 mm or plate thickness &gt; 20 mm</p>	63 45	18 14	

# Rivures

## 1 Dimensions des rivets

### 1.1 Risque de flambement du rivet

$$\sum t \leq 4d$$

$t$  = épaisseur tôle,  $d$  = diamètre rivet

### 1.2 Formules allemandes de dimensionnement des rivets

Pour éviter les trop grand diamètres, qui mènent à peu de rivets, d'où bâillement des pièces (Roloff & Matek)

$$\frac{d}{mm} \approx \sqrt{50 \frac{t_{min}}{mm}} - 2 \quad (\text{acier})$$

$$d \approx 2t_{min} \quad (\text{alliages légers})$$

## 2 Résistance des pièces assemblées

### 2.0.1 Résistance à l'effort principal

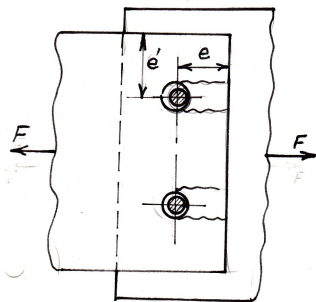
$A$  = Section brute. Section nette =  $\rho A$

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{\rho A}$$

$$s = \frac{(Re)t_{tôle}}{\sigma_{nom}} \quad s = 1,25 \dots 1,5$$

### 2.0.2 Pince longitudinale $e$

Selon CM66,



$$\tau = \frac{F}{2zet}, \quad z = \text{le nombre de rivets correspondant à la charge } F.$$

$$e \geq \max \left( 1, 5d, 0,8 \frac{F}{tRe} \right)$$

Mais : ne pas exagérer la pince longitudinale, pour éviter l'oxydation par bûillement. Se limiter à

$$e \leq \begin{cases} 4d & (\text{pièce pincée entre deux autres}) \\ 2,5d & (\text{autres cas}) \end{cases}$$

### 2.0.3 Pince transversale $e'$

$$e' \approx \frac{e}{2}$$

## 3 Vérification des rivets

### 3.1 Calcul à l'adhérence

*Rivets d'acier montés à chaud et de diamètre suffisant*

$$s = \frac{zn \frac{\pi d^2}{4} \xi_{lim}}{F} \geq 1$$

$\mu$  = coeff. frottement,  $n$  = nb. sections cisillées,  $z$  = nb. rivets reprenant  $F$ ,  $\xi_{lim} = 0,7\mu Re(\text{rivet})$  (tôles d'acier doux nettoyées au chalumeau).

### 3.2 Calcul au cisaillement et à la pression de contact

*Autres cas* - Il importe que le rivet remplisse bien son trou si l'on veut éviter l'arrachement de sa tête.

#### 3.2.1 Cisaillement technologique

$$\tau = \frac{F}{zn \frac{\pi d^2}{4}} \leq \frac{\tau_{lim}}{s} \quad \tau_{lim} = 0,8\sigma_{lim}$$

#### 3.2.2 Pression de contact

$$p = \frac{F_{rivet}}{dt}$$

Coefficient  $\beta_r$  de répartition des pressions :

$$\begin{aligned} \beta_r &= 1,11 && (\text{rivure simplement cisillée}) \\ &= 1 && (\text{rivure multiplement cisillée}) \end{aligned}$$

Vérifier que

$$\beta_r p \leq p_{lim}/s \text{ avec } p_{lim} = 2\sigma_{lim}.$$

$$\begin{aligned} s &= 1,25 : \text{si l'on veut éviter toute déformation plastique} \\ &= 0,75 : \text{G.C., pas de positionnement précis} \end{aligned}$$

## 4 Rivets sollicités en traction

La traction est une sollicitation dangereuse pour les rivets. En l'absence de précautions spéciales, une traction excentrée risque d'arracher les têtes (attention aux cornières qui se déforment !)

$$\sigma_{lim} = Re, \quad \tau_{lim} = 0,8Re$$

$$\frac{1}{s^2} = \frac{\sigma^2}{\sigma_{lim}^2} + \frac{\tau^2}{\tau_{lim}^2}$$

(Massonnet, CM66)



CARACTERISTIQUES MECANIKES DE QUELQUES ACIERS ET FONTES

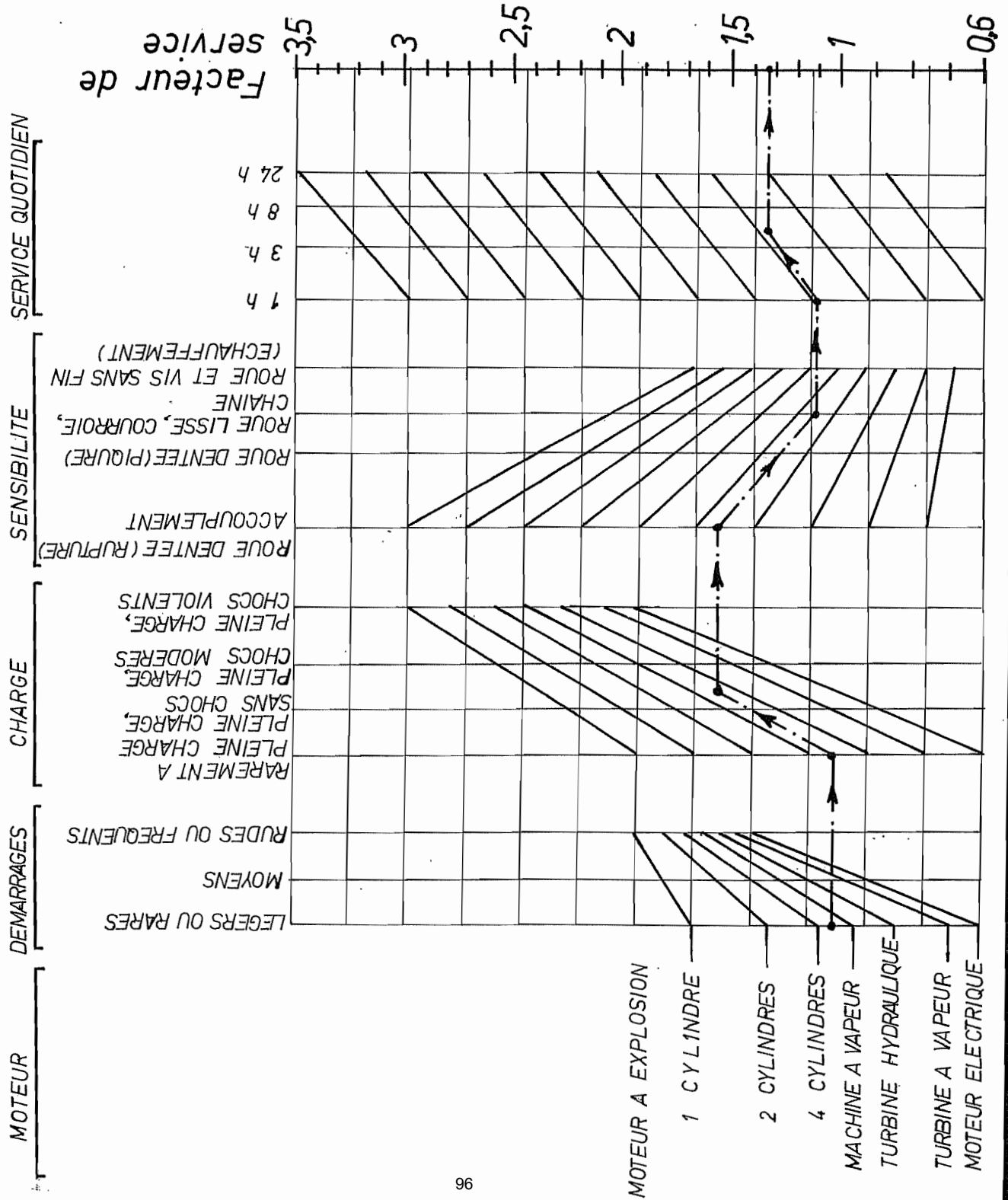
Référence : Köhler & Rognitz - Maschinenteile II , Teubner, Stuttgart  
5 auflage (1976)

MATERIAU	$R_m$ MPa	$R_{0,2}$ MPa	$\sigma_D$ MPa	
St 37-2	370...450	230	170	Aciers Courants
St 42-2	420...500	250	190	
St 50-2	500...600	290	240	
St 60-2	600...720	330	280	
St 70-2	700...850	360	320	
C22, Ck22	500...650	300	250	Aciers d'amélioration (état trempé et revenu)
C35, Ck35	590...740	370	295	
C45, Ck45	670...820	420	335	
C55, Ck55	750...900	470	375	
C60, Ck60	800...950	500	400	
28 Mn 6	700...850	500	350	
40 Mn 4	800...950	550	400	
25 Cr Mo 4	800...950	600	400	
35 Cr Mo 4	900...1100	680	450	
42 Cr Mo 4	1000..1200	780	500	
33 Cr Mo 12	1250..1450	1050	630	
C10, Ck10	500...650	300	250	Aciers de cé- mentation. $R_m$ à coeur pour $\phi = 30$ mm
15 Cr 3	700...900	450	320	
16 Mn Cr 5	800...1100	600	440	
20 Mn Cr 5	1000..1300	700	500	
15 Cr Ni 6	900...1200	650	450	
18 Cr Ni 8	1200..1450	800	640	
GGG-38	380/750..900	250	190	Fontes à graphite sphéroïdal $R_m$ traction/flexion
GGG-45	450/800..1100	350	200	
GGG-60	600/900..1100	420	240	
GGG-70	700/1100... 1200	500	250	

Validité : pièces de diamètre 16..40 mm. Les plus grandes valeurs correspondent aux plus petits diamètres et inversement.

DETERMINATION  
DU  
FACTEUR  
DE  
SERVICE

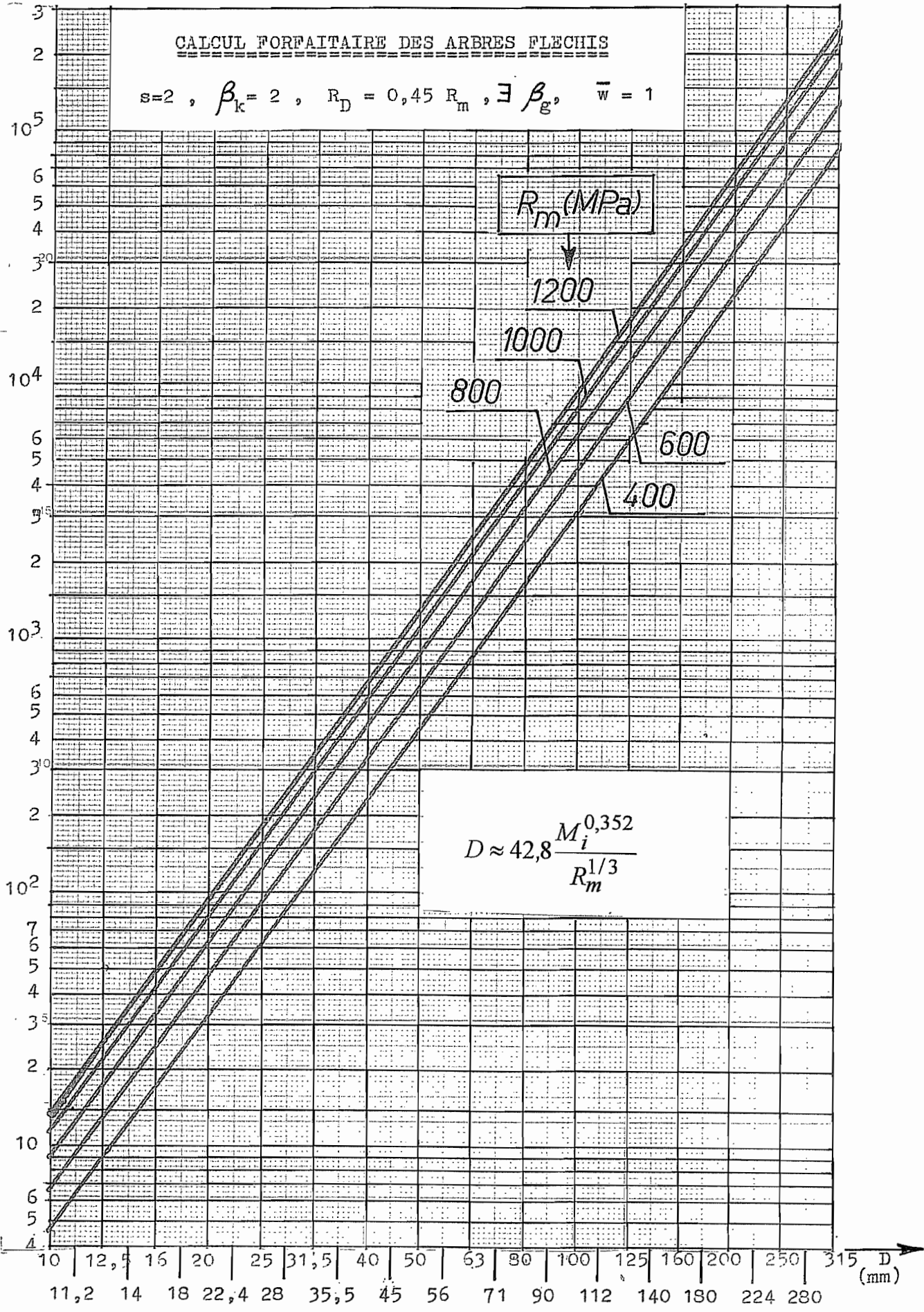
Ref : [27]



CALCUL FORFAITAIRE DES ARBRES FLECHIS

$s=2$  ,  $\beta_k = 2$  ,  $R_D = 0,45 R_m$  ,  $\exists \beta_g$  ,  $\bar{w} = 1$

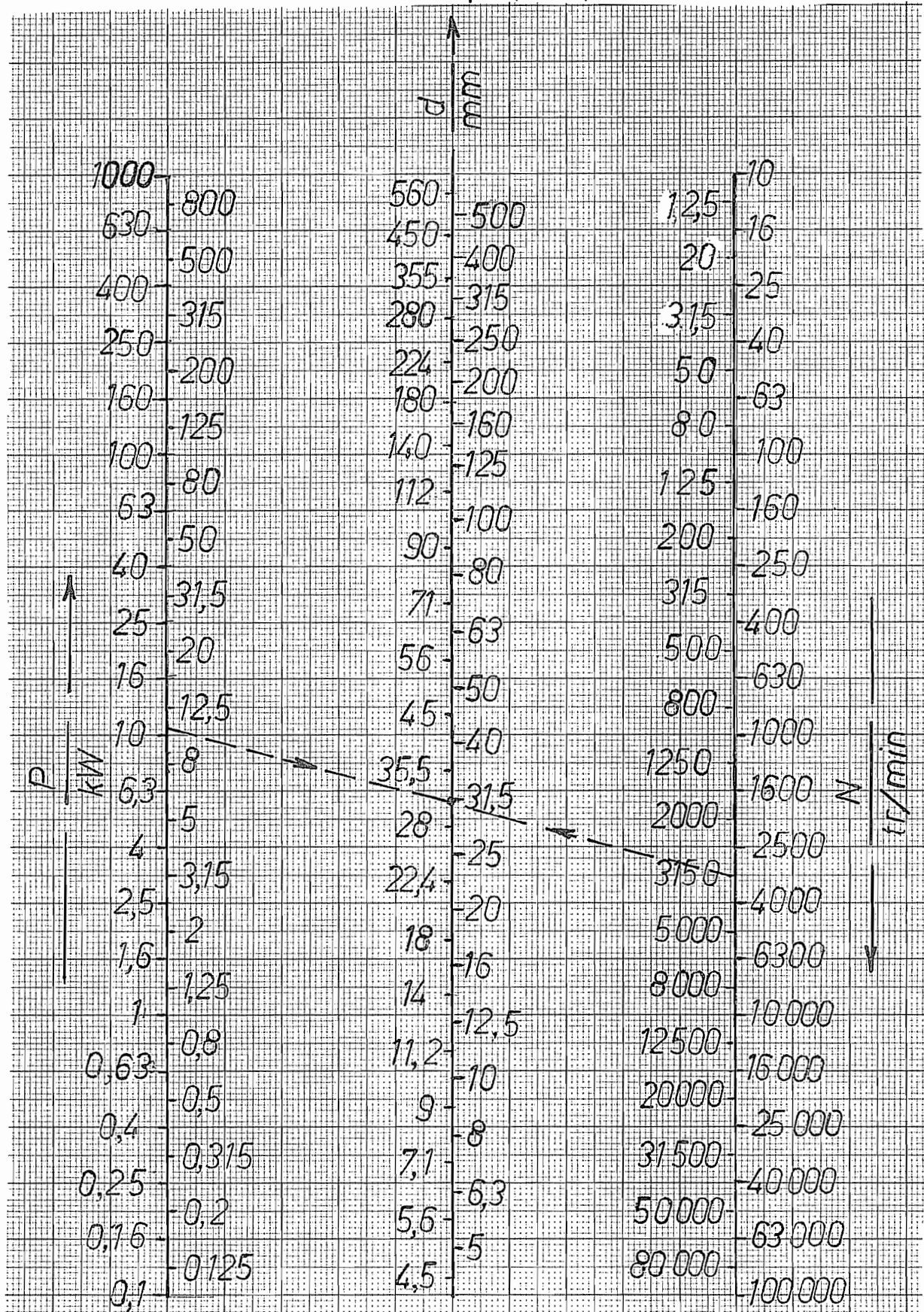
$M_i$   
(N.m)



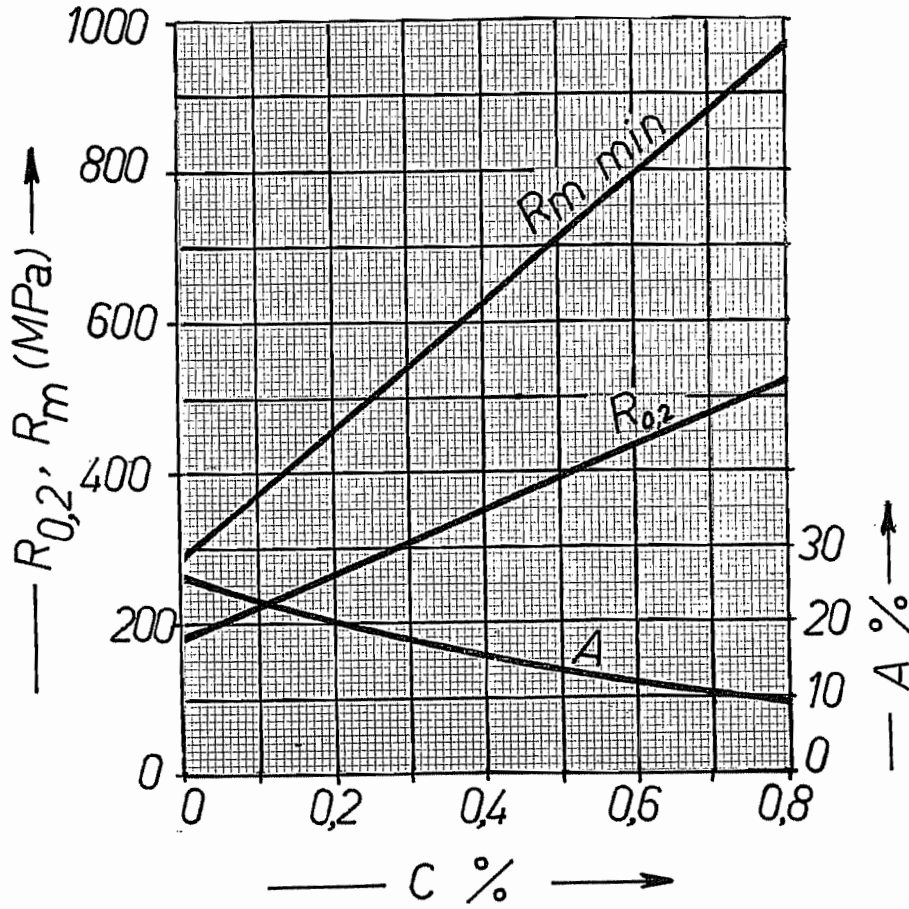
### CALCUL FORFAITAIRE DES ARBRES

Formule des arbres de manège

$$\frac{d}{120mm} = 3 \text{ ou } 4 \sqrt[4]{\frac{P/(736W)}{N/(tr/min)}}$$



ACIERS AU CARBONE HYPOEUTECTOIDES - ETAT RECUIT



INDICATIONS POUR LES PRESSIONS DE SURFACE ADMISSIBLES POUR DES SURFACES SANS MOUVEMENT RELATIF			
MATERIAU	Pressions superficielles admissibles $p_{adm}$ en MPa pour une sollicitation		
	statique	alternée	avec chocs
Acier recuit	100...200	70...150	40...80
Acier trempé	150...250	100...170	50...100
Acier coulé	100...150	80...100	40...60
Fonte grise, fonte malléable	80...100	60...80	30...50
Alliages de Cu (Bronze, laiton)	40...50	30...40	15...20
AlCuMg durci	100...160	70...100	40...60
Al Mg, Al Mn, Al Mg Si durcis	80...150	60...90	30...50
Al Si, Al Si Mg coulés	60...70	40...50	25...30

Les valeurs les plus élevées s'appliquent aux nuances présentant les plus grandes limites élastiques, charges de rupture et duretés. les valeurs les plus faibles, aux nuances les moins résistantes.

Lorsque deux corps de matériaux différents sont en contact, c'est évidemment la valeur relative au matériau le plus faible qui est d'application.

Source: H.ROLOFF, W.MATEK - "Maschinenelemente" , Vieweg, Braunschweig, 1976.



## SÉCURITÉ DES ARBRES

1) Sollicitations :  $\sigma_i = \sigma_e, \sigma_f$  ou  $\tau_t \sqrt{3}$

2) Taux de pulsation :  $\varpi_i = \frac{\sigma_{ia}}{|\sigma_{iM}|}$

3) Limite alternée : • *Méthode directe*

$$\sigma_{in\ lim}^{(1)} = \frac{\Sigma(\chi)}{\alpha_k \beta_{b\ corr}^{(1)}}$$

$$\Sigma(\chi) = \sigma_{D_0} + A\sqrt{\chi}$$

$$\beta_{b\ corr}^{(1)} = 1 + \frac{\beta_b^{(1)} - 1}{\alpha_k}$$

*Aciers :*

$$\frac{\sigma_{D_0}}{MPa} = -243,9 + 21,09 \sqrt{\frac{R_m}{MPa}}$$

$$A = 70 MPa \cdot \sqrt{mm}$$

• *Méthode par similitude*

$$\sigma_{in\ lim}^{(1)} = \frac{\gamma \sigma_{D_0}}{\beta_{b\ corr}^{(1)}}$$

$$\gamma = C_1 + \frac{C_2}{\sigma_{D_0} \sqrt{D}}$$

$$\beta_{b\ corr}^{(1)} = 1 + C_1 (\beta_b^{(1)} - 1)$$

4) Limite statique :

$$\sigma_{in\ lim}^{(0)} = \frac{R_m}{\beta_g^{(0)} \beta_k^{(0)} \beta_b^{(0)}}$$

$$\beta_g^{(0)} = \left( \frac{D}{D^*} \right)^{1/8}$$

$$\beta_k^{(0)} = \begin{cases} 1 & \text{si ductile} \\ \alpha_k & \text{si fragile} \end{cases}$$

$$\beta_b^{(0)} = 1$$

.../...



**5) Contrainte combinée :**

$$\sigma_{in\ lim}^{(\varpi_i)} = \xi \left( \frac{\sigma_{in\ lim}^{(1)}}{\sigma_{in\ lim}^{(0)}}, \varpi_i \right) \cdot \sigma_{in\ lim}^{(0)}$$

$\xi$  : voir diagramme d'endurance

**6) Sécurités partielles :**

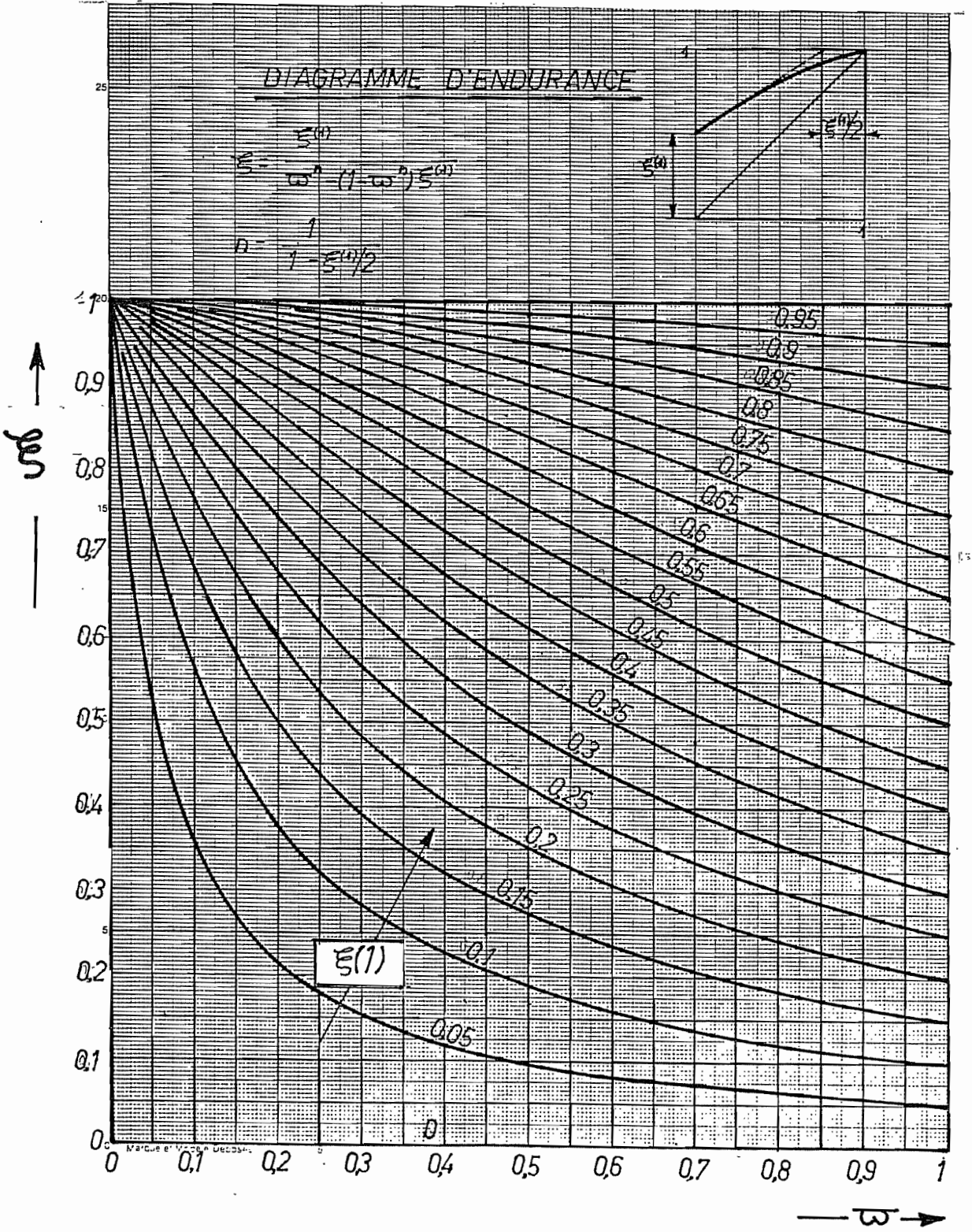
$$s_i = \frac{\sigma_{in\ lim}^{(\varpi_i)}}{\sigma_{inM}}$$

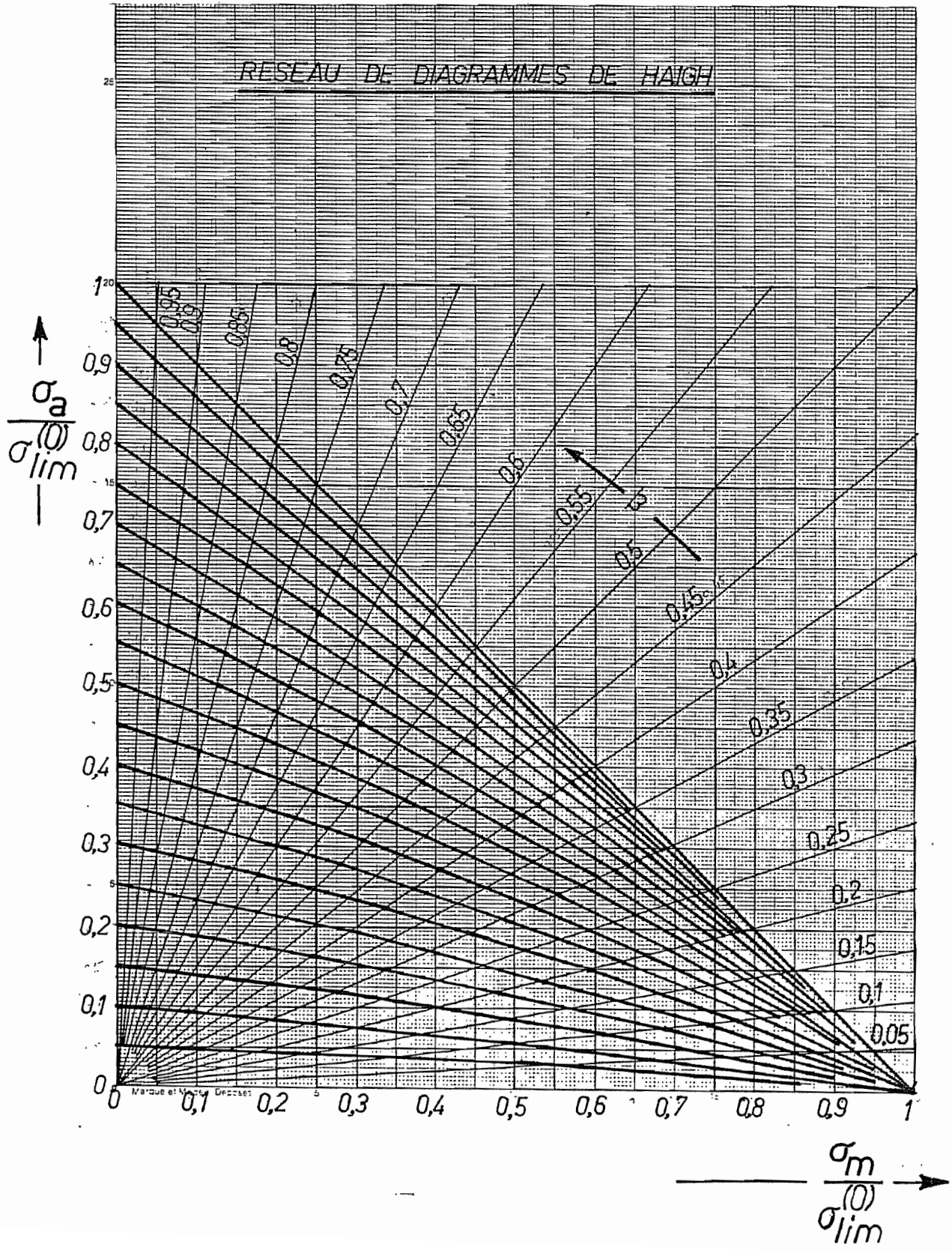
**7) Combinaison des différentes sollicitations : sécurité finale  $s$  :**

$$\frac{1}{s^2} = \left( \frac{1}{s_e} + \frac{1}{s_f} \right)^2 + \left( \frac{1}{s_t} \right)^2 . \text{ Il faut que } s \geq 2$$

**8) Ne pas oublier de vérifier la sécurité par rapport à la déformation permanente.**

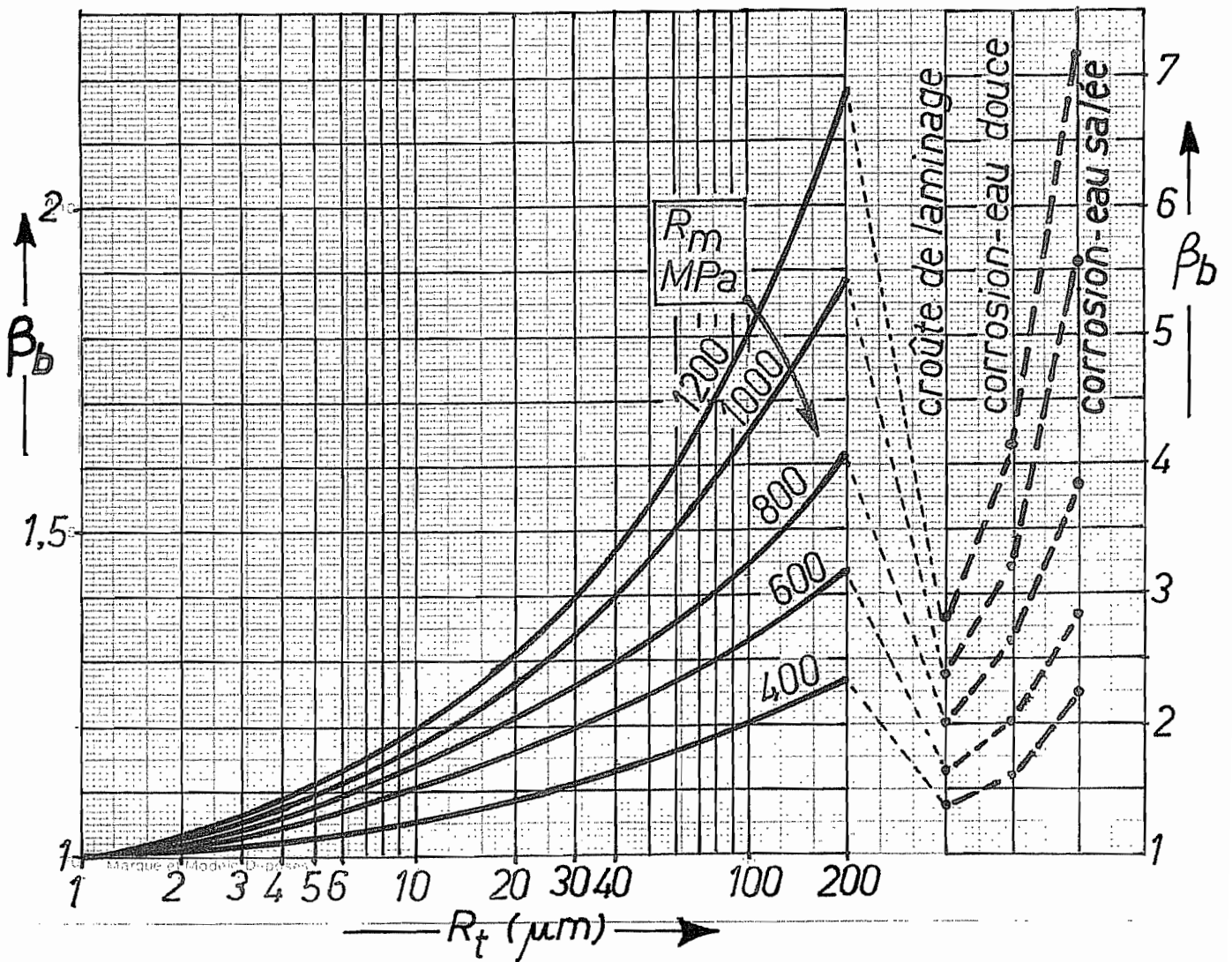
Il faut que  $s_{déf. perm} \geq 1,25$





EFFET D'ETAT DE SURFACE (aciers)

$\bar{\omega}=1$  - Extension et flexion



Torsion : 
$$\beta_{bt} = \frac{\beta_b}{0,4\beta_b + 0,6}$$

RUGOSITE DES SURFACES TECHNIQUES

Expression en termes des qualités normalisées (Réf./1/)

<u>PROCEDE D' ELABORATION</u>		<u>RUGOSITE</u>
FONDERIE	En sable En coquille De précision	N13... N11...N13 N10...N12
FORGEAGE		N11...N13
SABLAGE		N11
LAMINAGE	A froid A chaud	N4...N8 N8...N10
ETIRAGE (filage)		N4...N9
EMBOUTISSAGE		N10...N11
DEGROSSISSAGE A LA LIME		N11
FINITION A LA LIME		N8...N10
RABOTAGE	Dégrossissage Finition	N10...N11 N8...N10
TOURNAGE	Dégrossissage, normal Soigné Avec outil carbure W Avec outil diamanté	N10...N11 N8...N10 N7...N8 N4...N6
POLISSAGE AU PAPIER ABRASIF	Normal Soigné	N7...N8 N4...N7
FRAISAGE	Normal Soigné	N8...N10 N7...N8
BROCHAGE		N6...N8
GRATTAGE		N6...N10
RECTIFICATION	Normale Moyenne Fine	N7...N8 N4...N7 N1...N4
HONAGE		N1...N4
RODAGE PLAN	Normal Poussé	N3...N7 N2...N4
POLISSAGE		N1...N3

Qualité	NO1	N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10	N11	N12	N13
R <sub>t</sub> (µm)	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	100	200	400

**FORMULES de PETERSEN,**  
modifiées par la *F.K.M.* (*Forschungskuratorium Maschinenbau*)

**1. Pièce ronde, gorge à fond torique ou changement de section**



$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{A \frac{r}{t} + B \frac{2r}{d} \left(1 + \frac{2r}{d}\right)^2 + C \left(\frac{r}{t}\right)^2 \frac{d}{D}}}$$

	Saignée à fond torique			Changement de section		
	Extension	Flexion	Torsion	Extension	Flexion	Torsion
A	0,22	0,2	0,7	0,62	0,62	3,4
B	1,37	2,75	10,3	3,5	5,8	19
C	-	-	-	-	0,2	1
Z	-	-	-	-	3	2

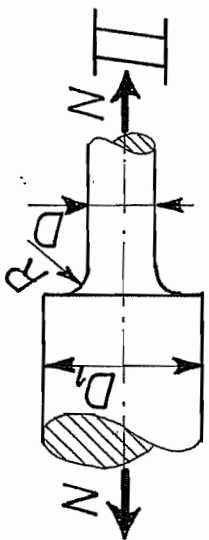
**2. Pièce plate, encoche à fond circulaire ou changement de section**



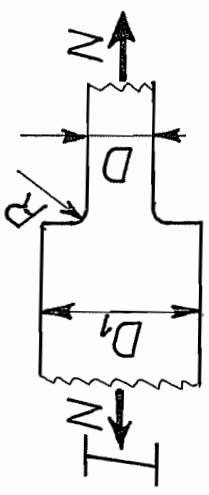
$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{A \frac{r}{t} + C \frac{2r}{b} \left(1 + \frac{2r}{b}\right)^2}}$$

	Encoche à fond circulaire		Changement de section	
	Extension	Flexion	Extension	Flexion
A	0,22	0,2	0,5	0,5
C	0,85	2,1	2,5	6

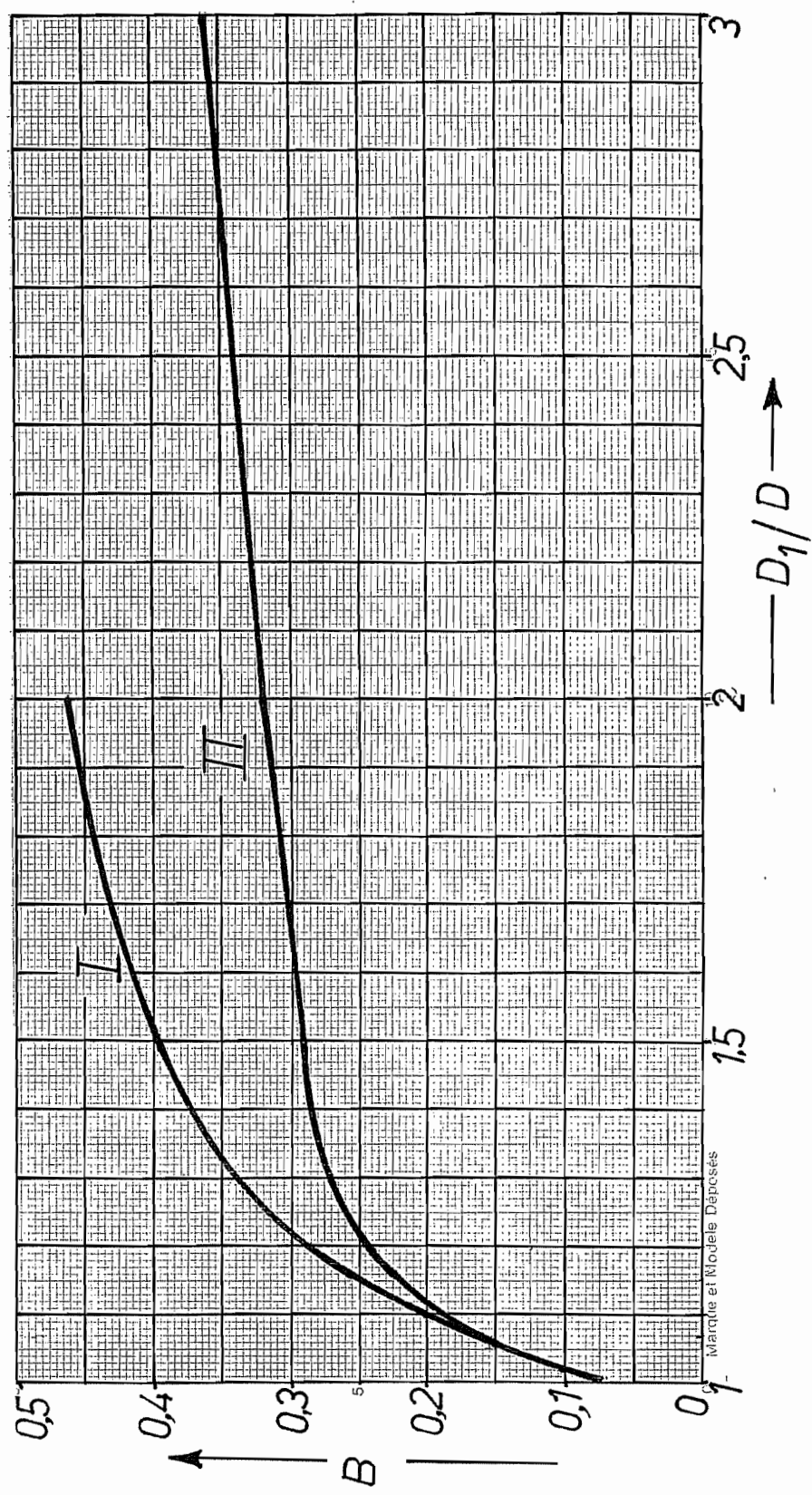
$$X \approx \frac{2}{R}$$

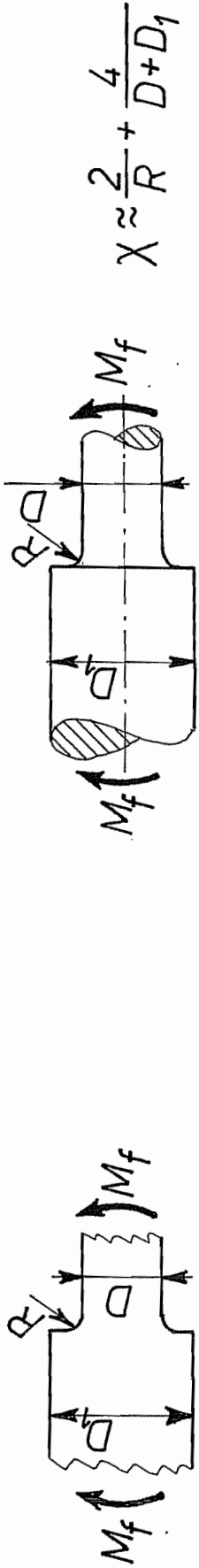


$$A = \begin{cases} 0.9616 & \text{(I)} \\ 0.9316 & \text{(II)} \end{cases}$$



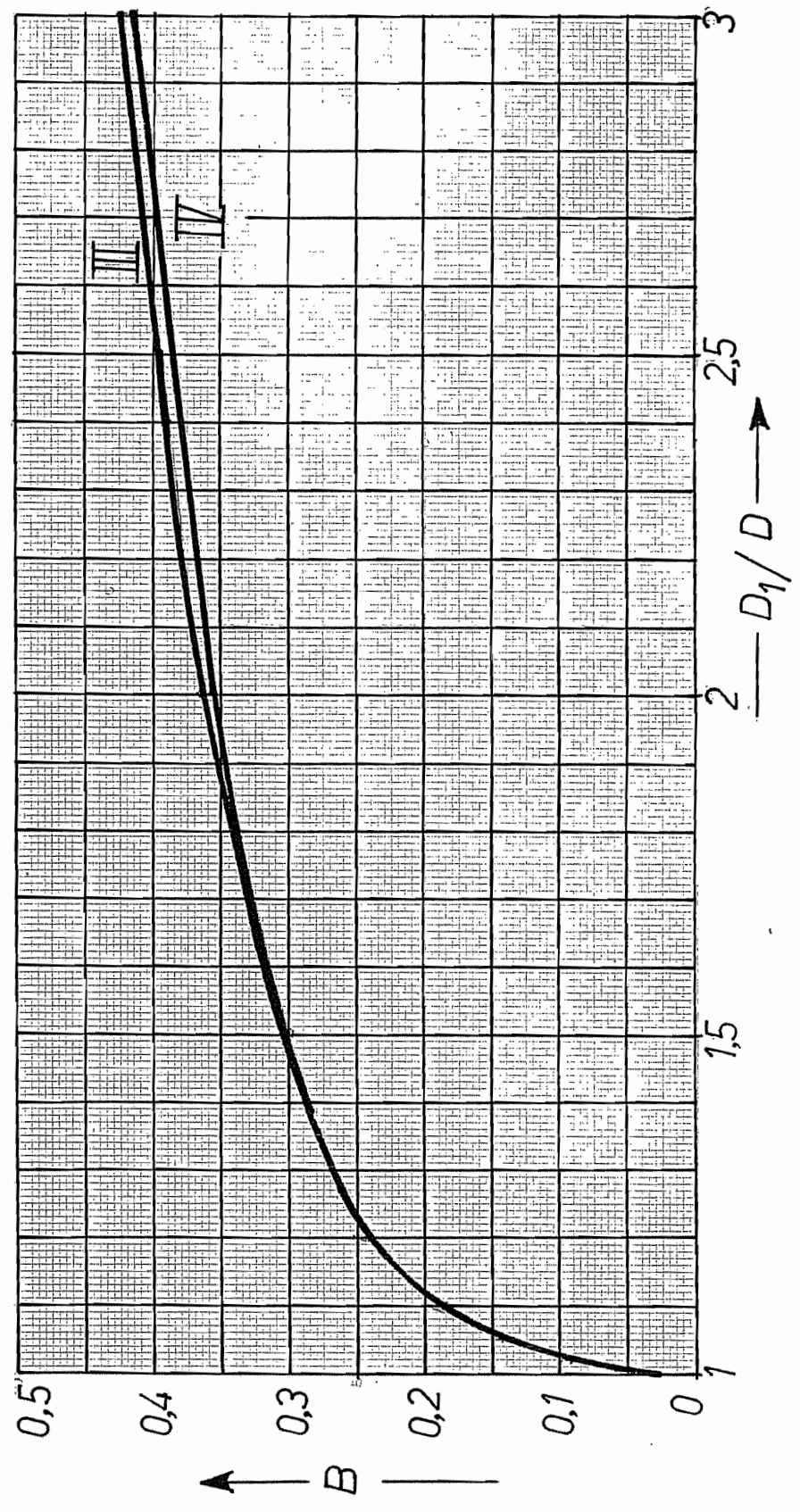
$$\alpha_k = A + B\sqrt{D/R}$$



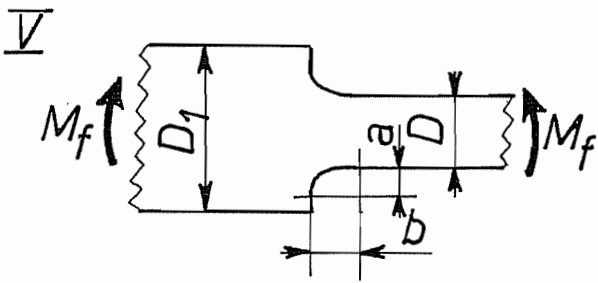


$$X \approx \frac{2}{R} + \frac{4}{D+D_1}$$

III  $\alpha_k = 1,168 + B(\sqrt{D/R} - 1,242)$       IV  $\alpha_k = 1,190 + B(\sqrt{D/R} - 1,426)$





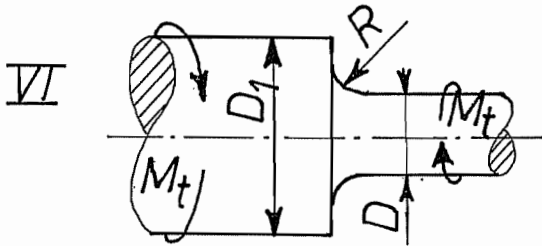


Congé elliptique

$$\alpha_k = A + B\sqrt{D/b}$$

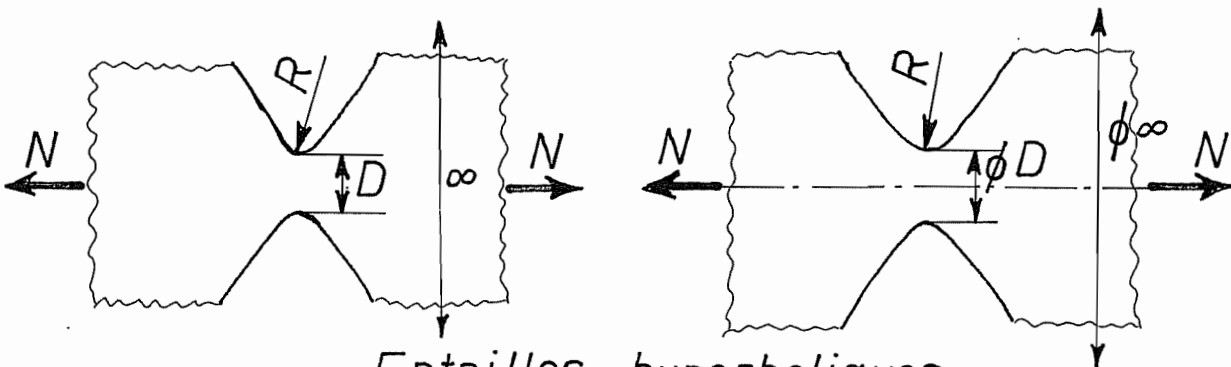
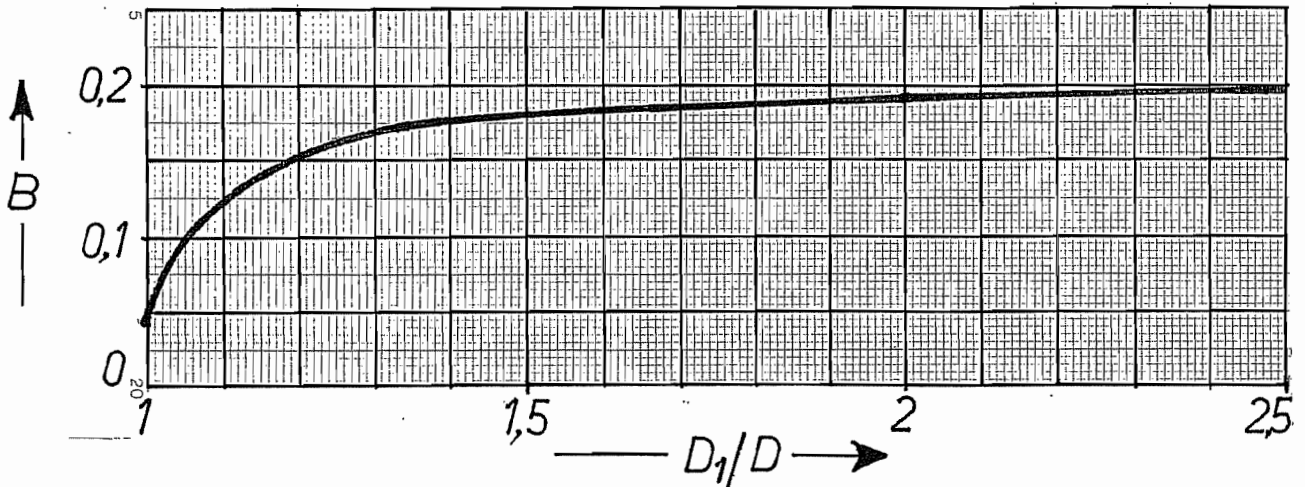
$$A \approx 0,7090 + 0,01166 b/a$$

$$B \approx 0,3844 - 0,04415 b/a$$



$$\alpha_k = 1,043 + B(\sqrt{D/R} - 1,226)$$

$$\chi \approx \frac{4}{D+D_1} + \frac{1}{R}$$



Entailles hyperboliques

VII  
Plaque  $\infty$

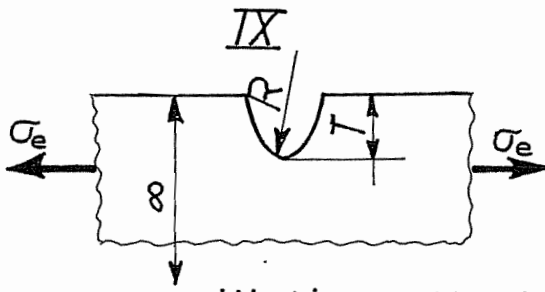
$$\alpha_k = \sqrt{0,85 \frac{D}{R} + 1,2} - 0,1$$

VIII  
Cylindre  $\infty$

$$\alpha_k = \sqrt{0,5 \frac{D}{R} + 0,85} + 0,08$$

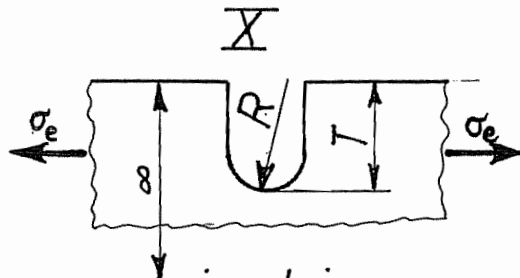
(NEUBER)

$$\chi \approx 2/R$$



elliptique (KOLOSOV)

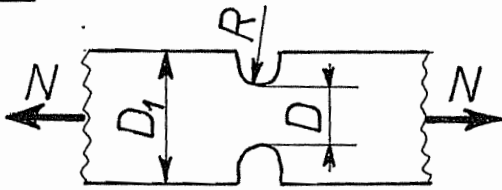
$$\alpha_k = 1 + 2\sqrt{T/R} \quad \chi \approx 2/R$$



circulaire

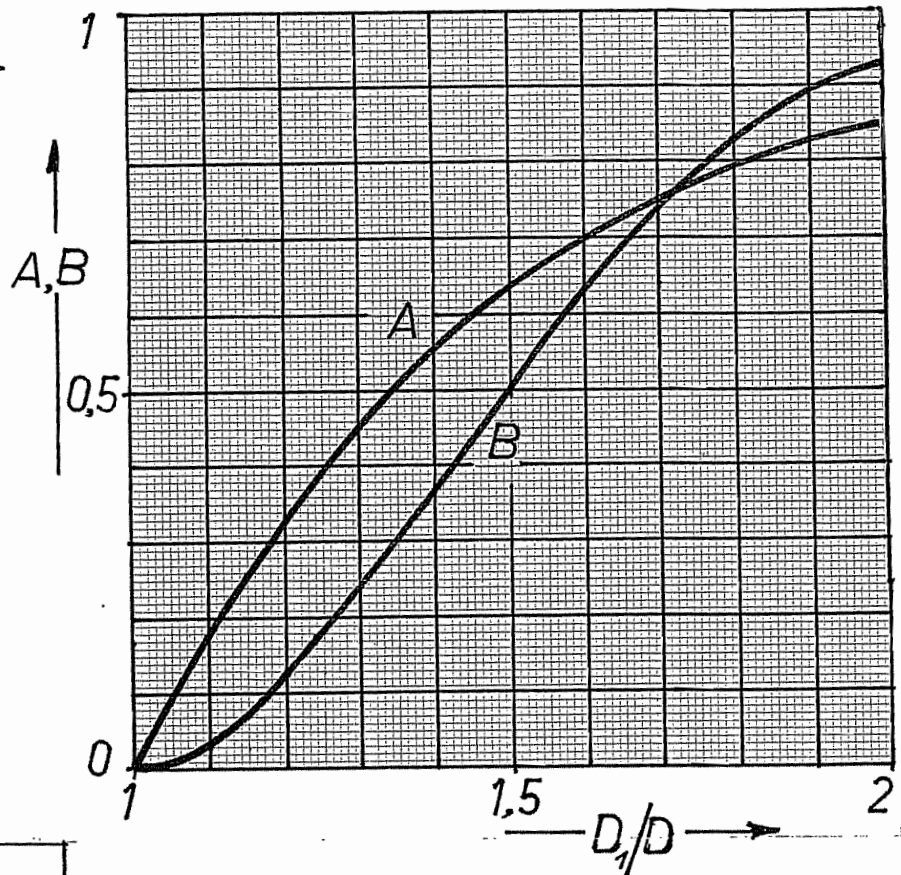
$$\alpha_k = 0,9425 + 2,202\sqrt{T/R}$$

XI

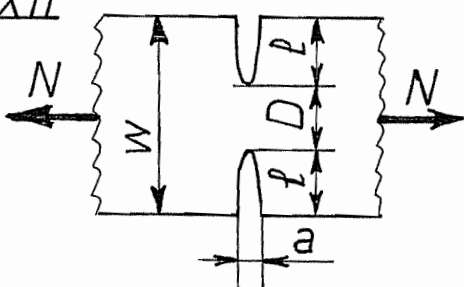


$$\alpha_k = 1 + \sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B}$$

$$\chi \approx 2/R$$



XII



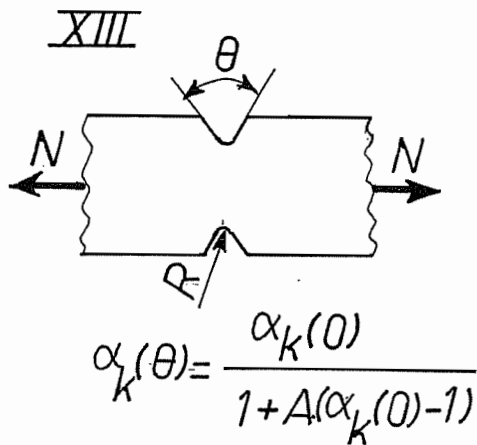
elliptique très mince → fissure  
 $l/a \gg$

$$\frac{\alpha_k}{\alpha_{k\infty}} = \left\{ 1 - 0,50\left(\frac{2l}{W}\right) - 0,0134\left(\frac{2l}{W}\right)^2 + 0,081\left(\frac{2l}{W}\right)^3 \right\} \cdot \left(1 - \frac{2l}{W}\right)^{1/2}$$

(KOITER)

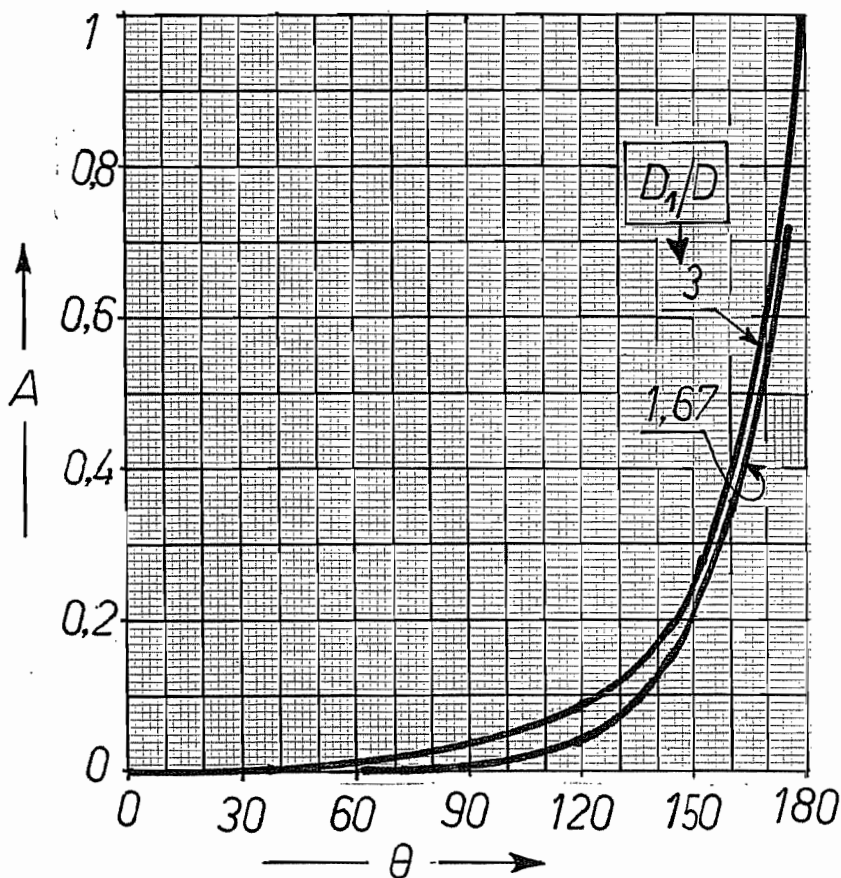
$$\alpha_{k\infty} \text{ (voir IX)} = 1 + 2\sqrt{T/R} = 1 + \frac{4l}{a}$$

$$\chi \approx \frac{8l}{a^2}$$

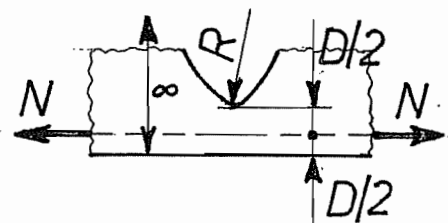


$\alpha_k(0)$  : voir XI

$$\chi \approx 2/R$$



XIV

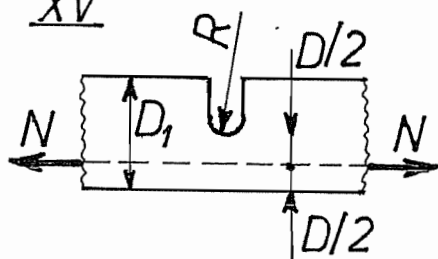


Hyperbolique

$$\alpha_k \approx \sqrt{0,2668 D/R + 0,2893} + 0,4662$$

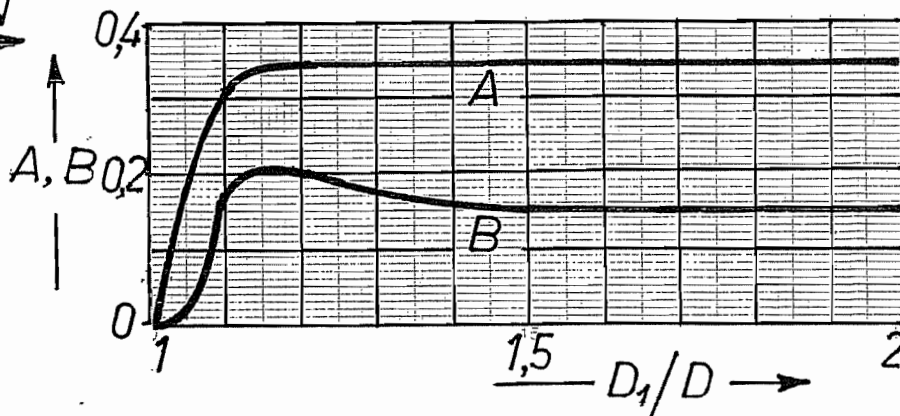
$$\chi \approx 2/R$$

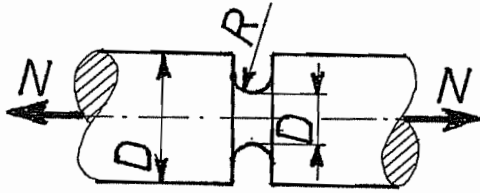
XV



$$\chi \approx 2/R$$

$$\alpha_k = 1 + (\sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B})$$

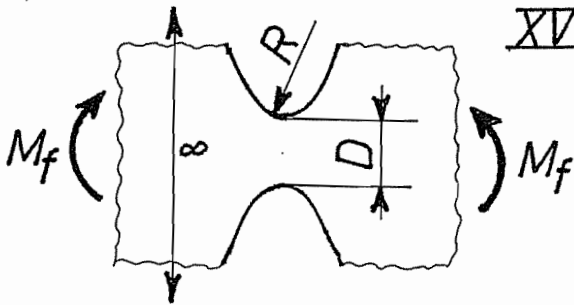
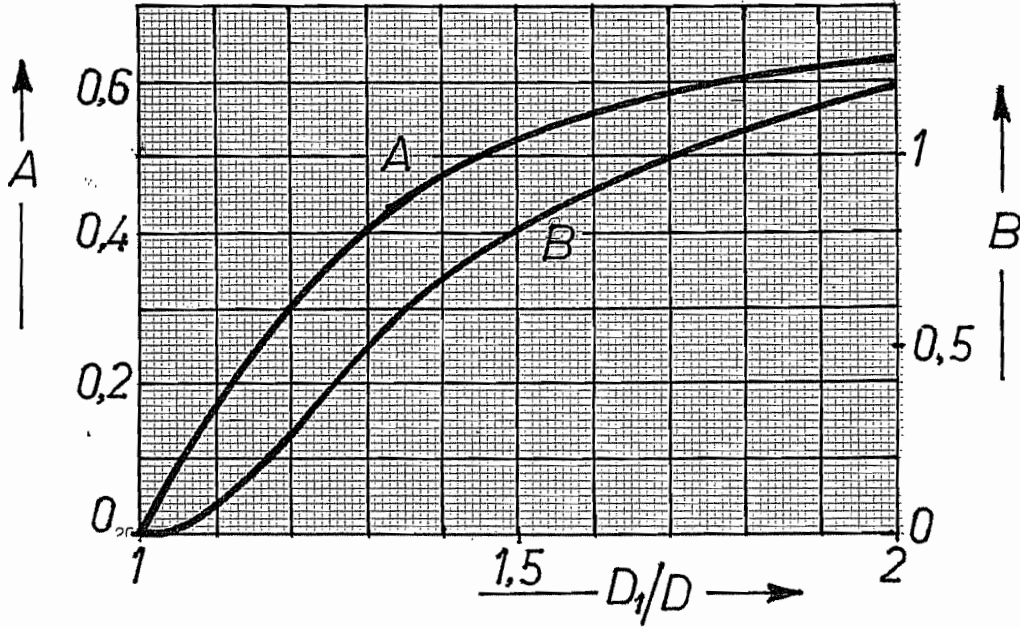




XVI

$$\alpha_k = 1 + (\sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B})$$

$$X \approx 2/R$$



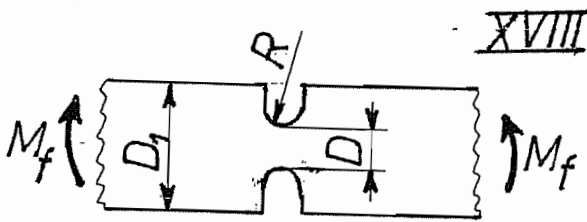
XVII

hyperbolique

$$\alpha_k = \sqrt{0.355 D/R + 0.85} + 0.08$$

(NEUBER)

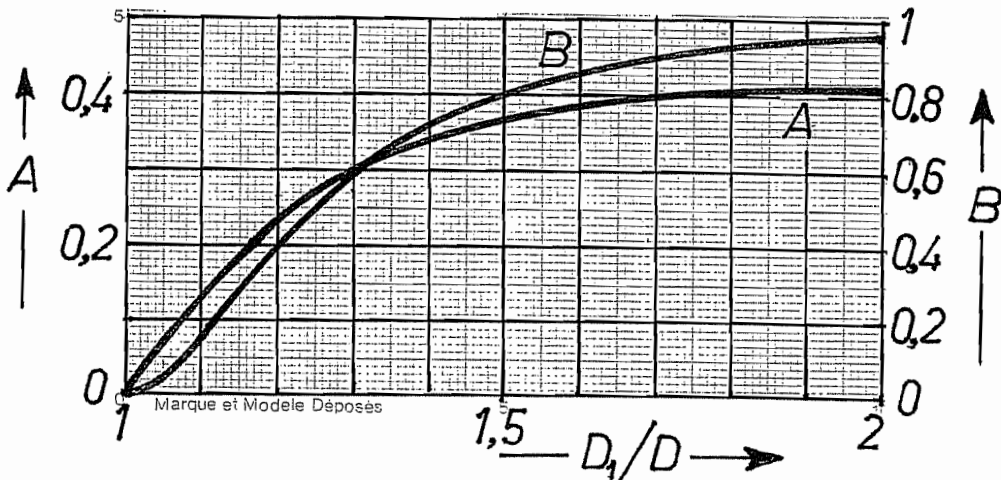
$$X \approx \frac{2}{D} + \frac{2}{R}$$



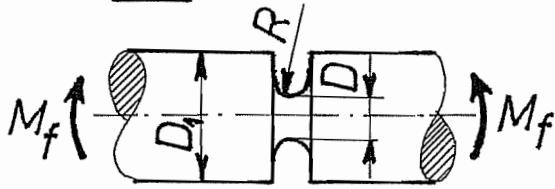
XVIII

$$\alpha_k = 1 + (\sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B})$$

$$X \approx \frac{2}{D} + \frac{2}{R}$$

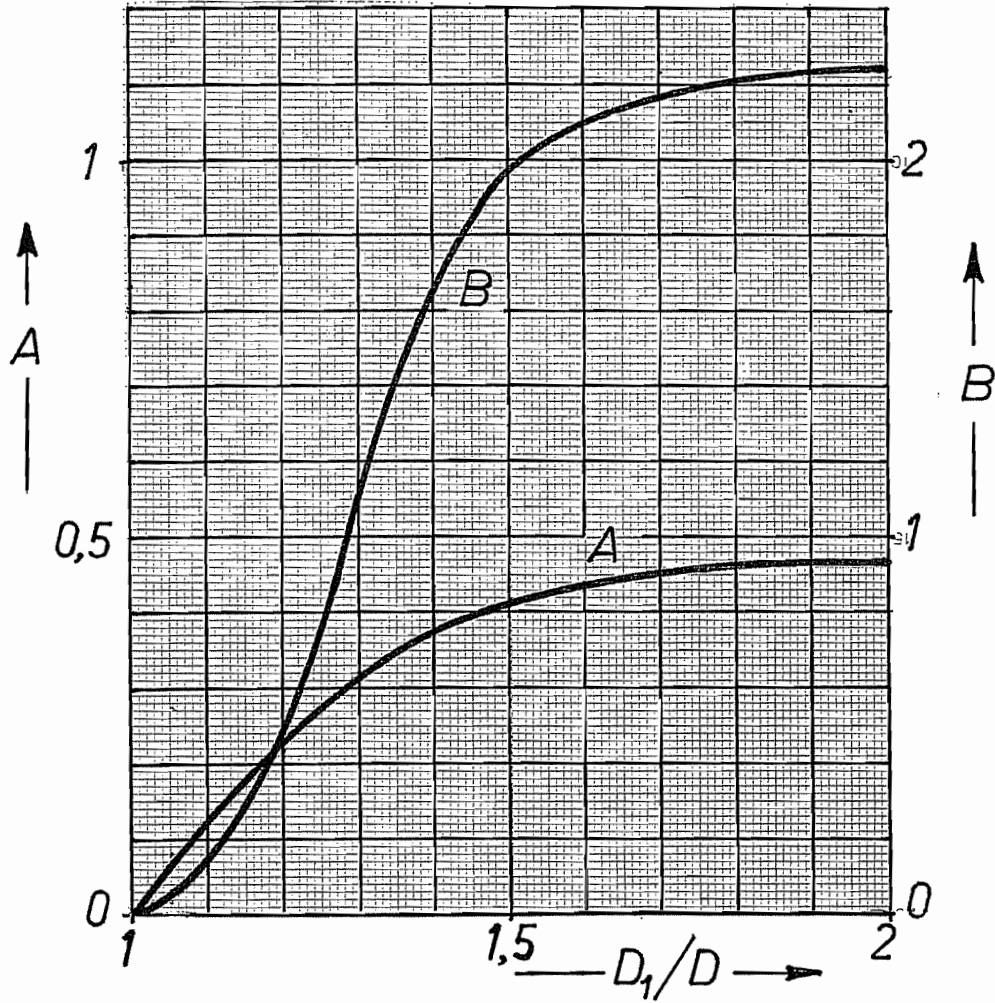


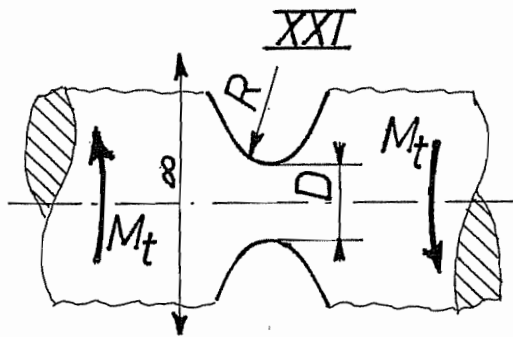
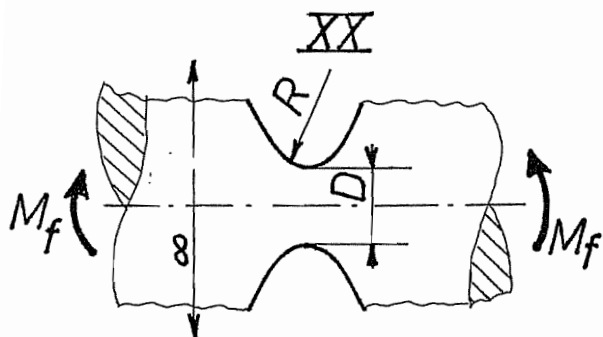
XIX



$$\alpha_k = 1 + \left( \sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B} \right)$$

$$X \approx \frac{2}{D} + \frac{2}{R}$$

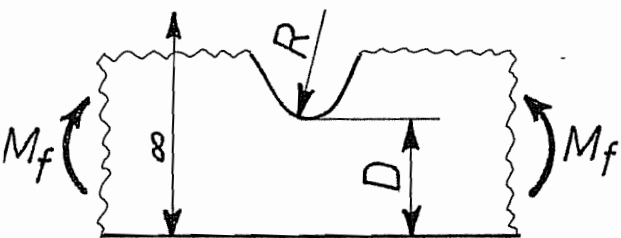




hyperbolique

$$\alpha_k = \sqrt{0,2790 D/R + 0,8605 + 0,07237} \quad \alpha_k = \frac{3}{4} \frac{\left(1 + \sqrt{\frac{D}{2R} + 1}\right)^2}{\left(1 + 2\sqrt{\frac{D}{2R} + 1}\right)} \quad (\text{Neuber})$$

$$X \approx 2/D + 2/R \quad X \approx 2/D + 1/R$$

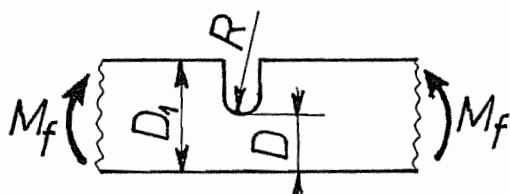


XXII hyperbolique

$$\alpha_k = \sqrt{0,6874 D/R + 1,117 - 0,05704}$$

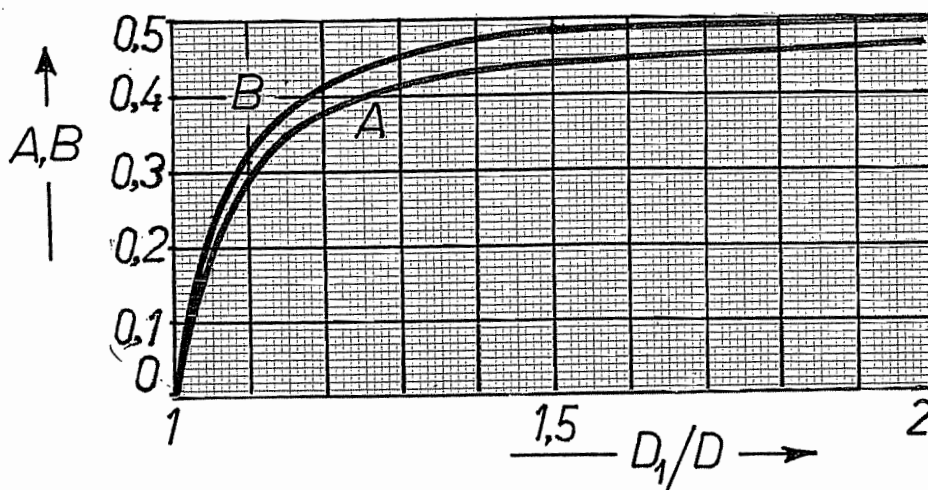
$$X \approx 2/D + 2/R$$

XXIII

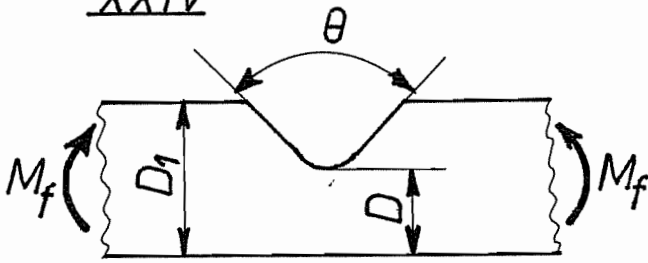


$$\alpha_k = \sqrt{A \cdot D/R + B - \sqrt{B}} + 1$$

$$X \approx 2/D + 2/R$$



XXIV

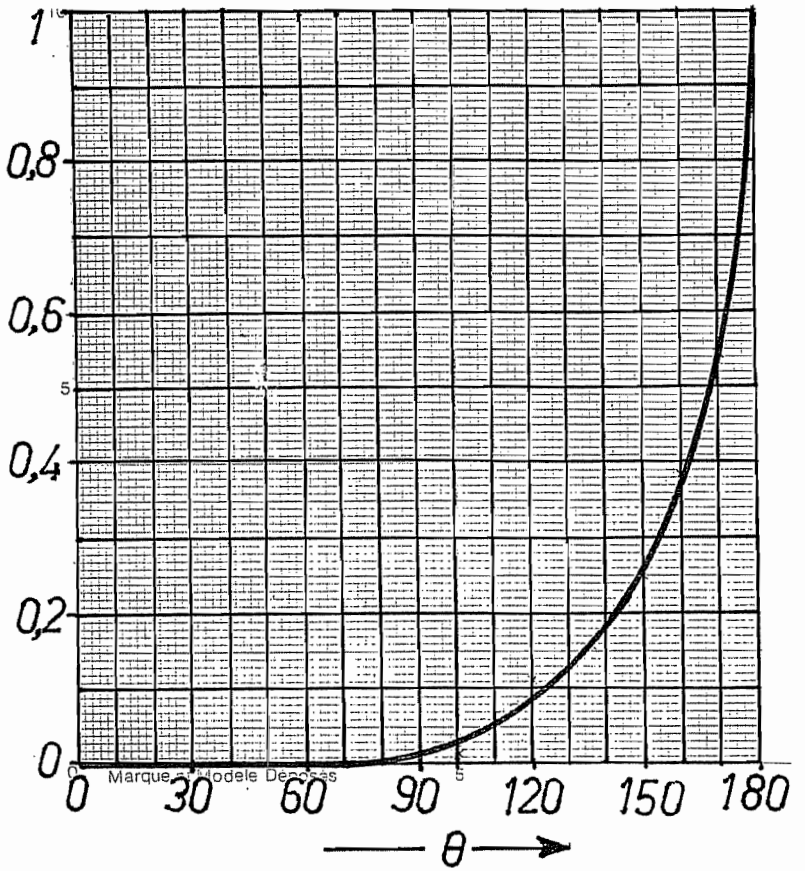


$$\alpha_k(\theta) = \frac{\alpha_k(0)}{1 + A(\alpha_k(0) - 1)}$$

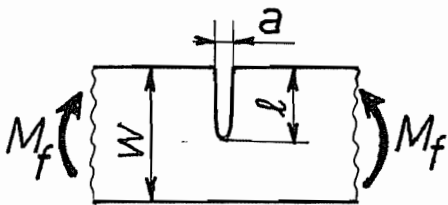
$\alpha_k(0)$  : XXIII

$$X \approx 2/D + 2/R$$

$D_1/D \leq 1,82$  →  
 $> 1,82$  → XIII



XXV



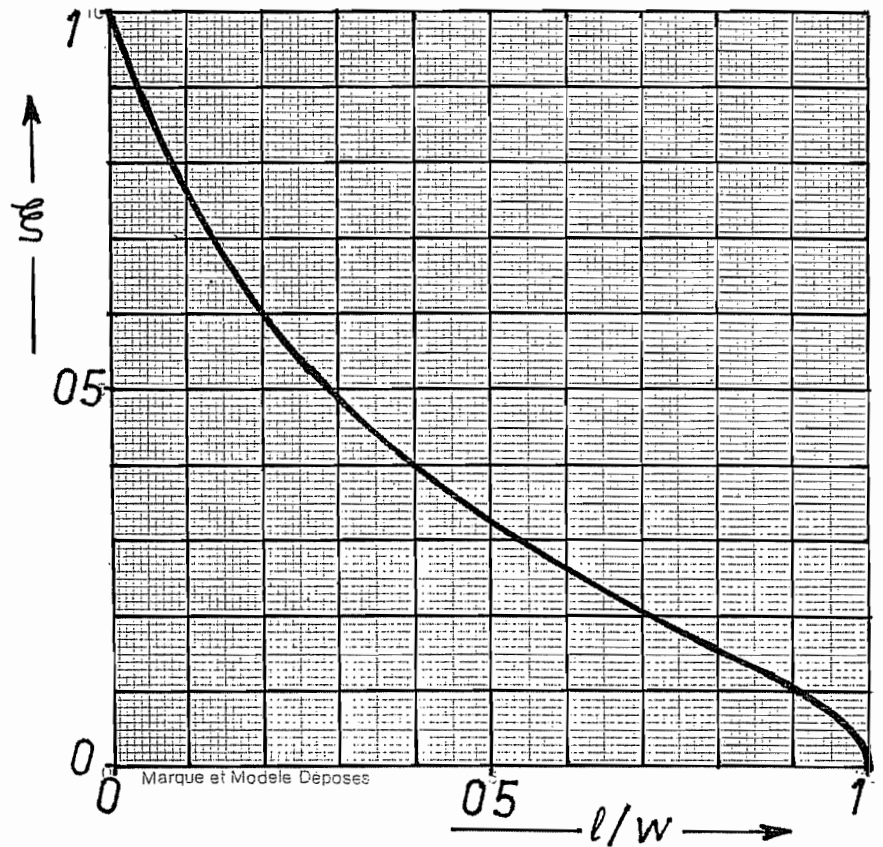
elliptique,

$\frac{l}{a} \gg 1 \rightarrow$  fissure

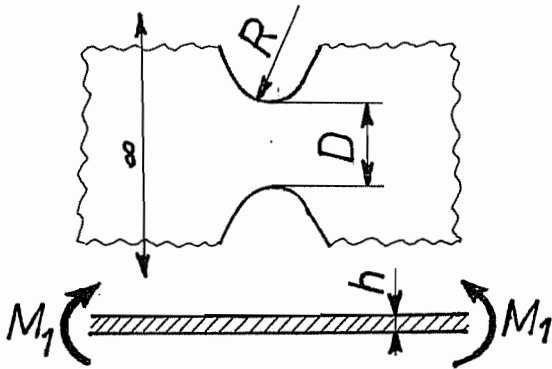
$$\alpha_k = \xi \alpha_{k_0}$$

$$\alpha_{k_0} = 1 + \frac{4l}{a} \quad (\text{voir IX})$$

$$X \approx \frac{2}{w-l} + \frac{8l}{a^2}$$



XXVI

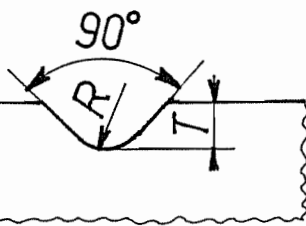


hyperbolique, flexion simple ( $M_2=0$ )

$h/D \rightarrow 0$

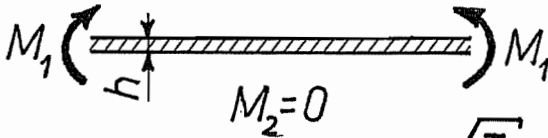
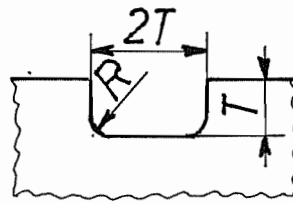
$$\alpha_k = \sqrt{0,1404 \frac{D}{R} + 0,7569} + 0,130$$

XXVII

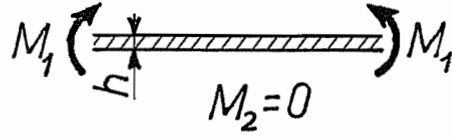


$$\frac{h}{T} \rightarrow 0$$

XXVIII



$$\alpha_k = 1,125 + 0,6308 \sqrt{\frac{T}{R}}$$

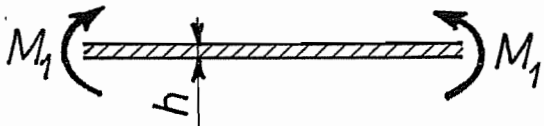
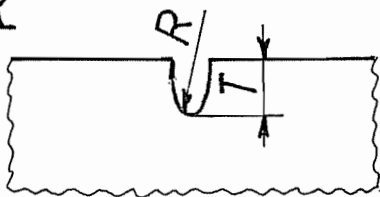


$$\alpha_k = 1 + \xi (\alpha_{k,XXVII} - 1)$$

$$\xi = \begin{cases} 0,525 & \text{si } R/T \leq 0,2 \\ 1 - 0,475 \sin\left(\frac{5\pi R}{8T}\right) & \text{si } 0,2 < R/T \leq 1 \end{cases}$$

$$0,2 < R/T \leq 1$$

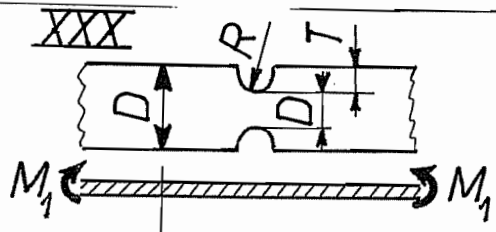
XXIX



elliptique,  $M_2=0$ ,  $h/T \rightarrow 0$

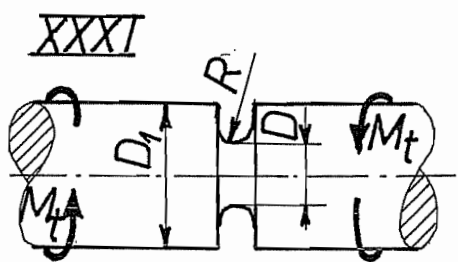
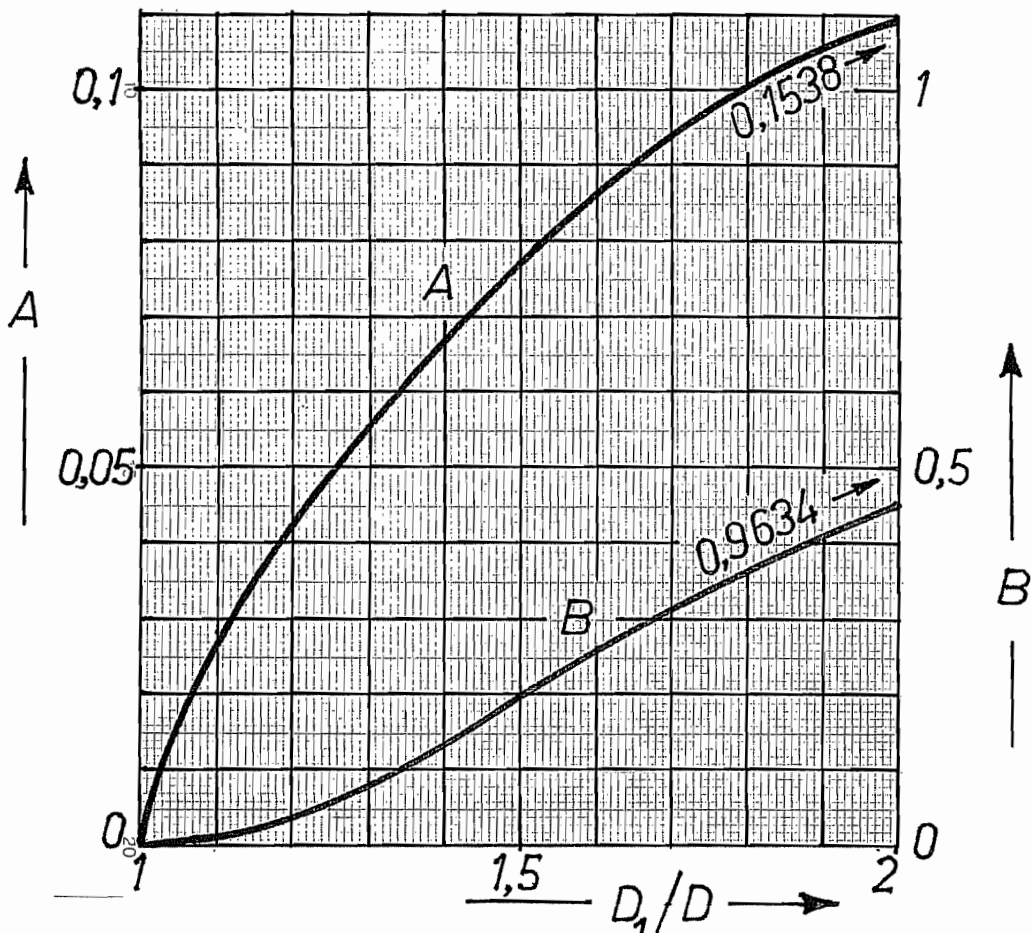
$$\alpha_k = 1 + 0,7898 \sqrt{T/R}$$





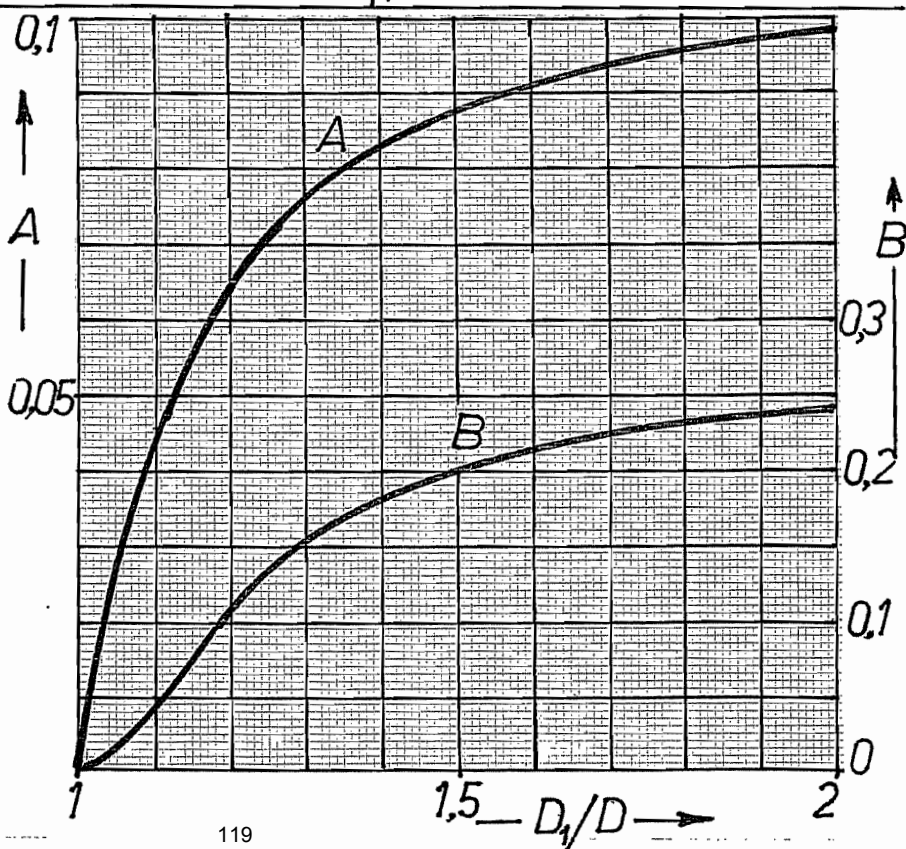
$$M_2 = 0, T/h \gg$$

$$\alpha_k = 1 + (\sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B})$$

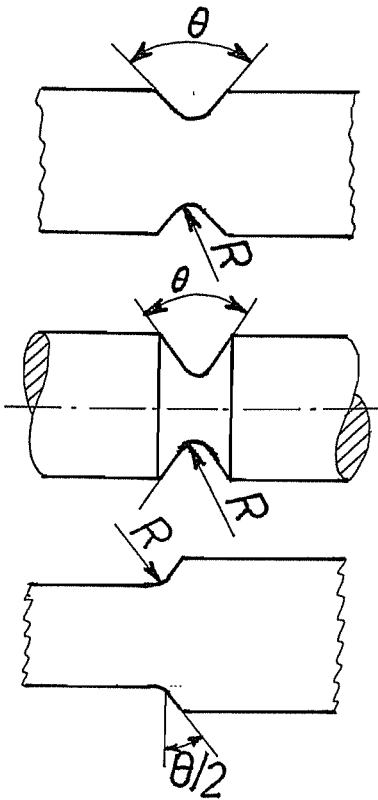


$$\alpha_k = 1 + \sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B}$$

$$X \approx \frac{1}{R} + \frac{2}{D}$$



XXXII

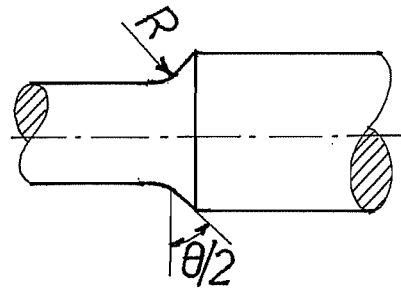


tous cas de charge F18

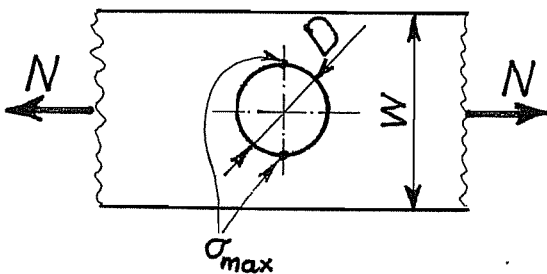
$$\alpha_k(\theta) = \alpha_k(0) \left[ \sqrt{\cos \frac{\theta}{2}} \right] \quad (\text{CETIM})$$

$\alpha_k(0)$  : {entaille} semi-circulaire  
          {racc.}                                    "

X :       "                                    "                                    "



XXXIII

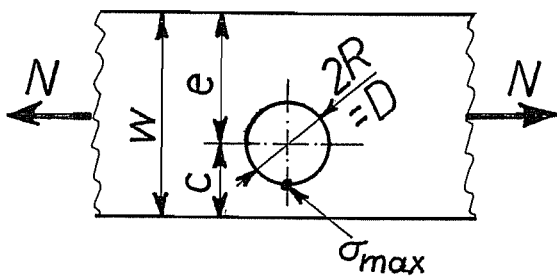


$$\alpha_k = 2 + \left(1 - \frac{D}{w}\right)^3$$

(HEYWOOD)

$$X \approx 2/R = 4/D$$

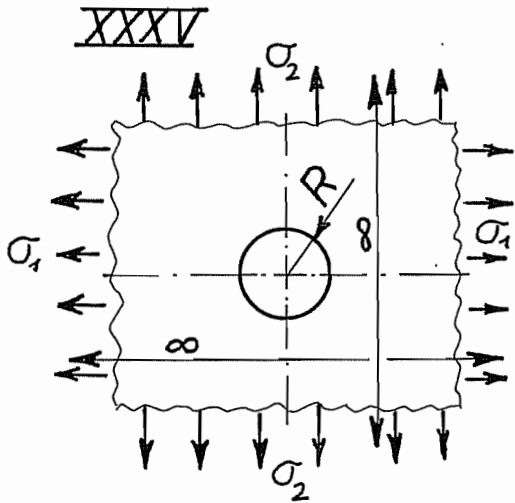
XXXIV



$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{net}} \approx \alpha_{k \text{ XXXIII}}$$

$$\sigma_{net} = P \frac{c}{w} \frac{\sqrt{1 - (R/c)^2}}{(c-R)[1 - \frac{c}{e}(1 - \sqrt{1 - (R/c)^2})]}$$

$$X \approx 2/R$$



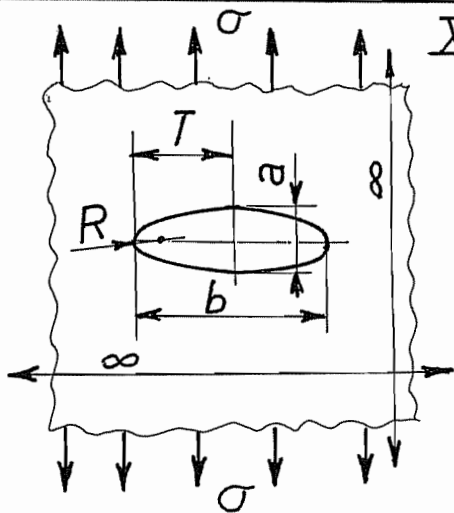
$$\sigma_2 \leq \sigma_1$$

$$\alpha_k = 3 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$$

$$\alpha_k \triangleq \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_1}$$

(KIRSCH)

$$\chi = (7 - 5 \frac{\sigma_2}{\sigma_1}) / (3 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1})$$



elliptique

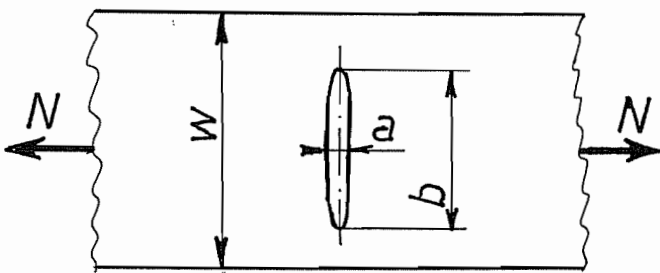
$$\alpha_k = 1 + 2 \frac{b}{a} = 1 + 2\sqrt{T/R}$$

(KOLOSOV)

$$\chi \approx 2/R$$

XXXVII

elliptique  $b/a \gg 1 \rightarrow$  fissure



$$\frac{\alpha_k}{\alpha_{k\infty}} = \left[ 1 - 0,5 \frac{b}{w} + 0,326 \left( \frac{b}{w} \right)^2 \right] \sqrt{1 - \frac{b}{w}}$$

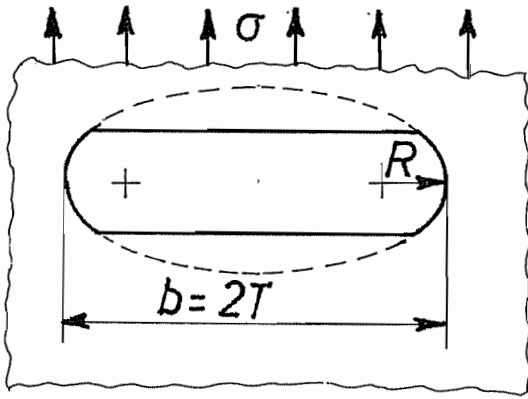
(KOITER)

$$\alpha_{k\infty} : \text{XXXVI}$$

$$\chi \approx \frac{4b}{a^2} = \frac{2}{R}$$

elliptique  $b/a \leq 8$

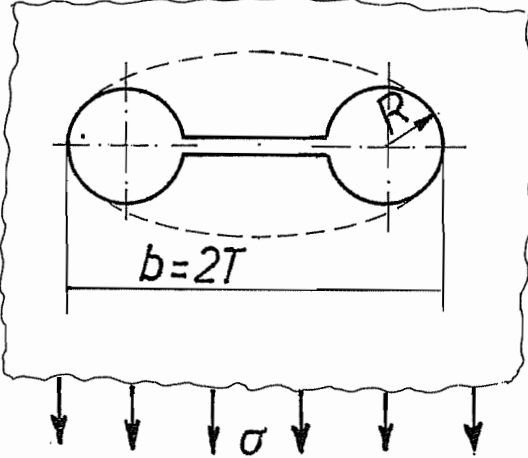
$$\alpha_k \approx \alpha_{k\infty} \left[ 1 + \left( \frac{b}{w} \right)^2 \right] \left[ 1 - \frac{b}{w} \right] + 2 \left( \frac{b}{w} \right)^3$$



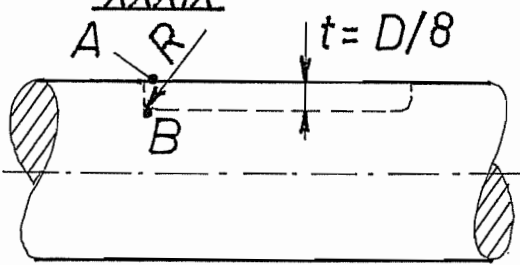
XXXVIII ellipse équivalente  
(valable pour  $\sigma$ , non pour  $\tau$ )

mêmes  $T$  &  $R$

$$\chi \approx 2/R$$



XXXIX

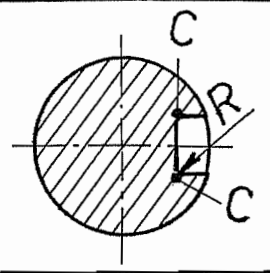
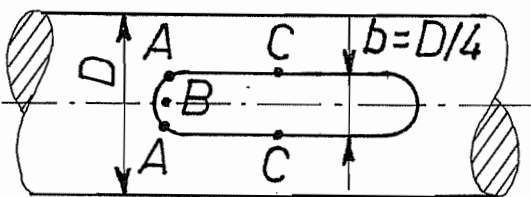


$$R \approx 0,016 D^{0,8} \text{ (mm)} \quad *$$

FLEXION

$$\alpha_{kA} = 1,6$$

$$\alpha_{kB} = 0,5748 + 0,2354\sqrt{D/R}$$



$$\chi_A \approx \frac{2}{D} + \frac{4}{b}$$

$$\chi_B \approx \frac{2}{D} + \frac{2}{R}$$

TORSION

$$\alpha_{kA} = 1,7$$

$$\alpha_{kC} = \begin{cases} \text{à vide (rainure nue)} & : 1,407 + 0,1792\sqrt{D/R} \\ M_t \text{ transmis} & : 1,645 + 0,1978\sqrt{D/R} \end{cases}$$

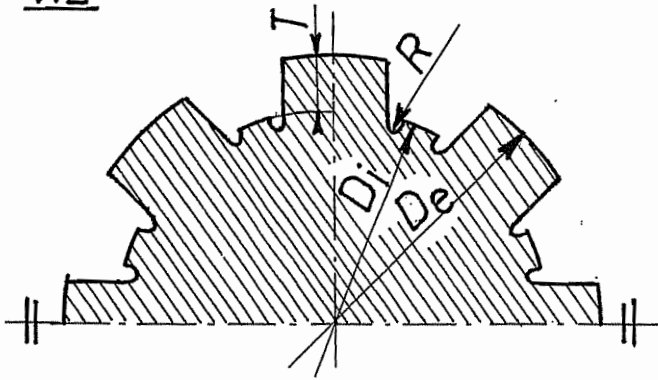
$$\chi_A \approx \frac{2}{D} + \frac{2}{b}$$

$$\chi_C \approx \frac{2}{D} + \frac{1}{R}$$

\* moyenne établie à partir de NBN E27-702 (ISO/R773)

XL

F21



$$D = \frac{D_e + D_i}{2}$$

$$\tau_{nom} = \frac{16 M_t}{\pi D^3}$$

pour 8 cannelures et  $\frac{T}{D} = 0,086$

$$\alpha_k = 1 + 0,2909 \sqrt{D/R}$$

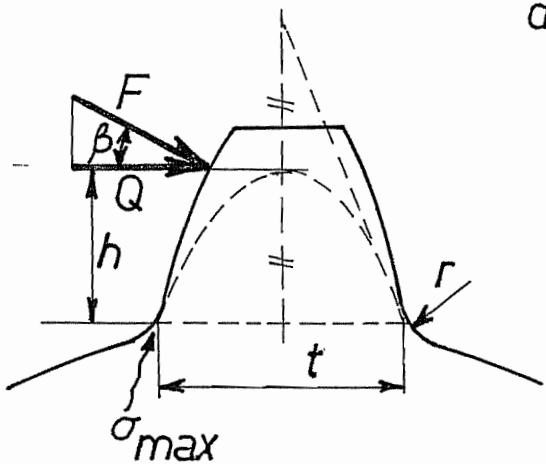
Autres cas :  $\alpha_k \approx 1 + \sqrt{T/R}$

$$\chi \approx 2/D + 1/R$$

voir aussi LI

XLI

dent en développante (ép.=e)



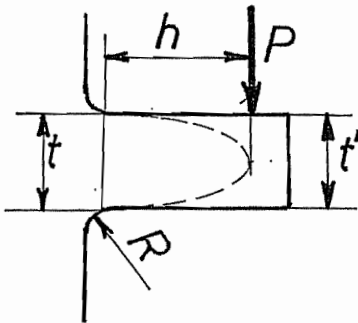
$$\sigma_{nom} = \frac{6Qh}{et^2} - \frac{Q}{et} \operatorname{tg} \beta$$

$$\alpha_k = \begin{cases} 0,18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{t}{h}\right)^{0,4} & \dots \beta = 20^\circ \\ 0,22 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{t}{h}\right)^{0,4} & \dots \beta = 14,5^\circ \end{cases}$$

(DOLAN & BROGHAMER)

$$\chi \approx 2/t + 2/r$$

XLII



ép.=e

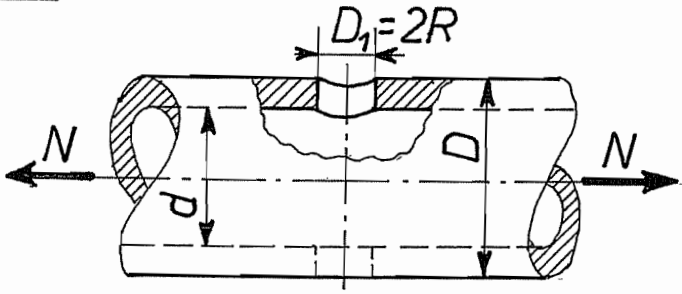
$$\sigma_{nom} = \frac{6Ph}{et^2}$$

$$h/t \leq 1 : \alpha_k = 1,25 \left(\frac{t'}{R}\right)^{0,2} \left(\frac{t}{h}\right)^{0,3}$$

(DOLAN & BROGHAMER)

$$h/t \rightarrow \infty : \alpha_k = 1,098 \left(\frac{t'}{R}\right)^{0,2}$$

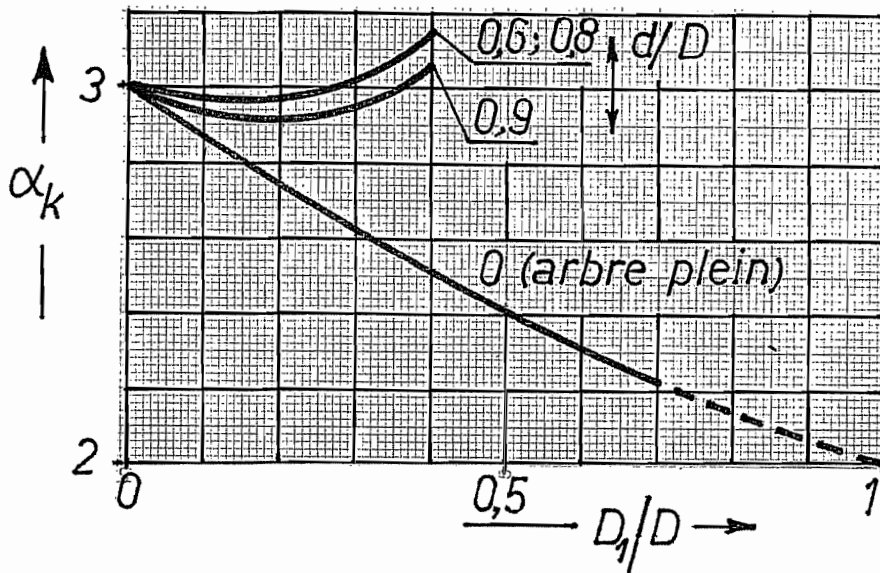
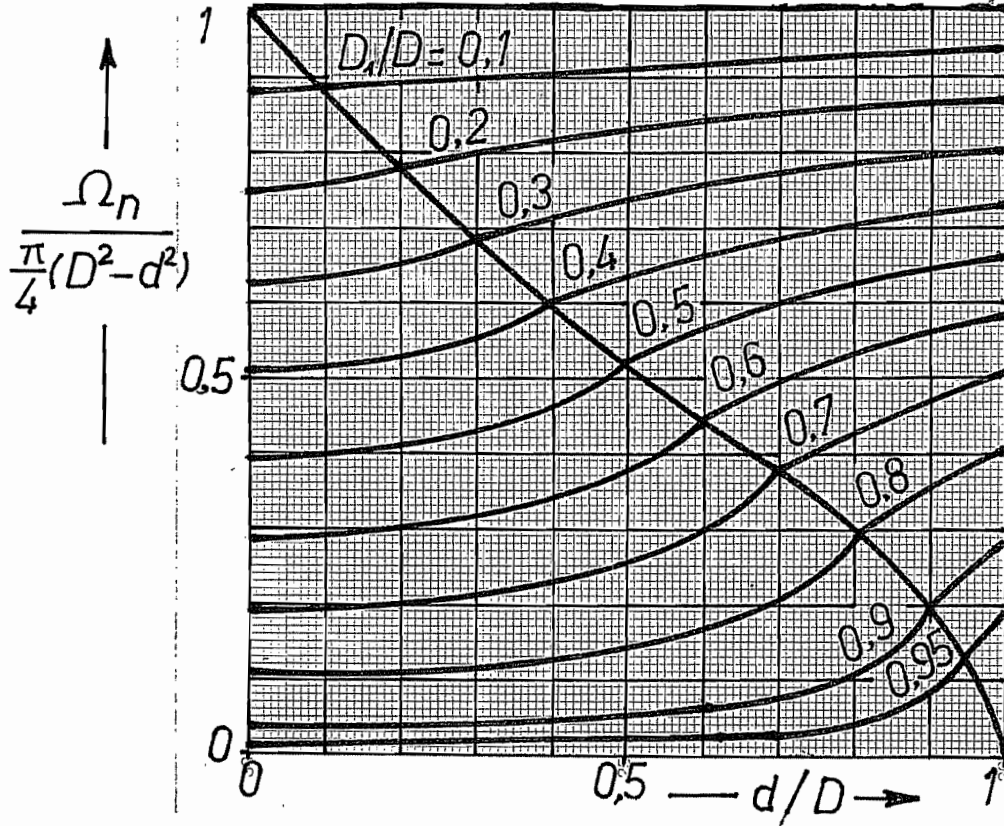
$$\chi \approx 2/t' + 2/R$$

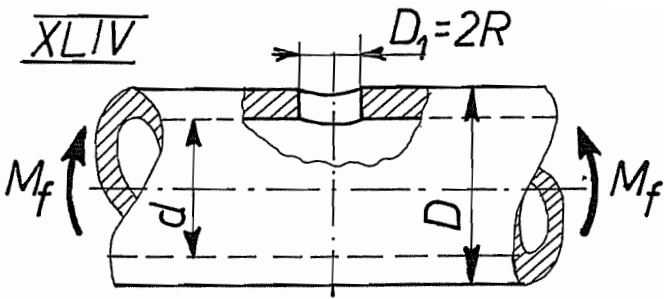


$$\sigma_n = \frac{N}{\Omega_n}$$

$$\alpha_k = \sigma_{\max} / \sigma_n$$

$$\chi \approx 2/R$$

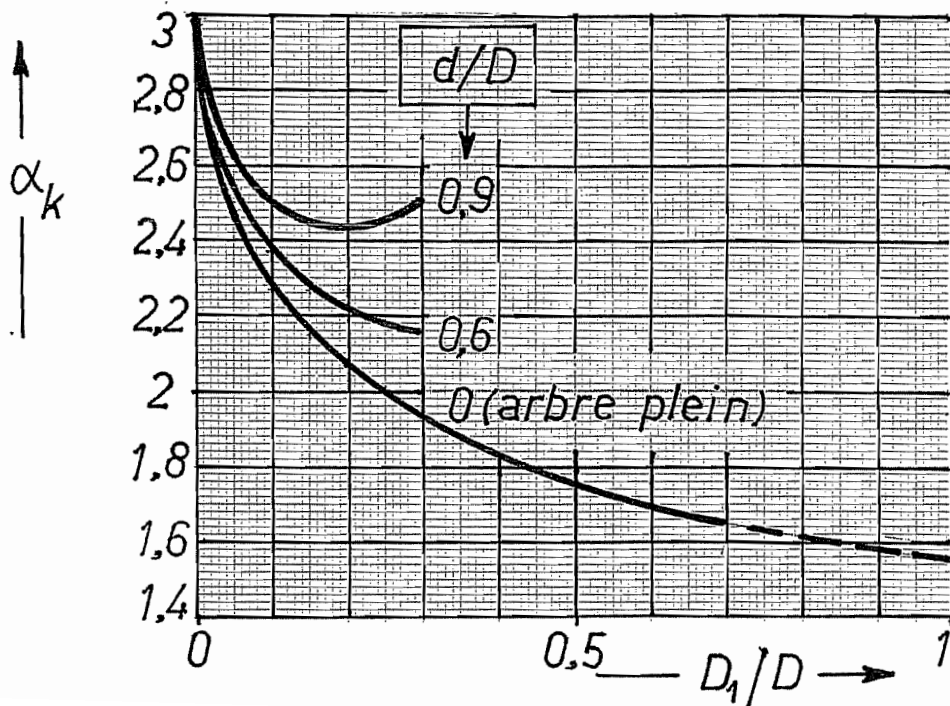
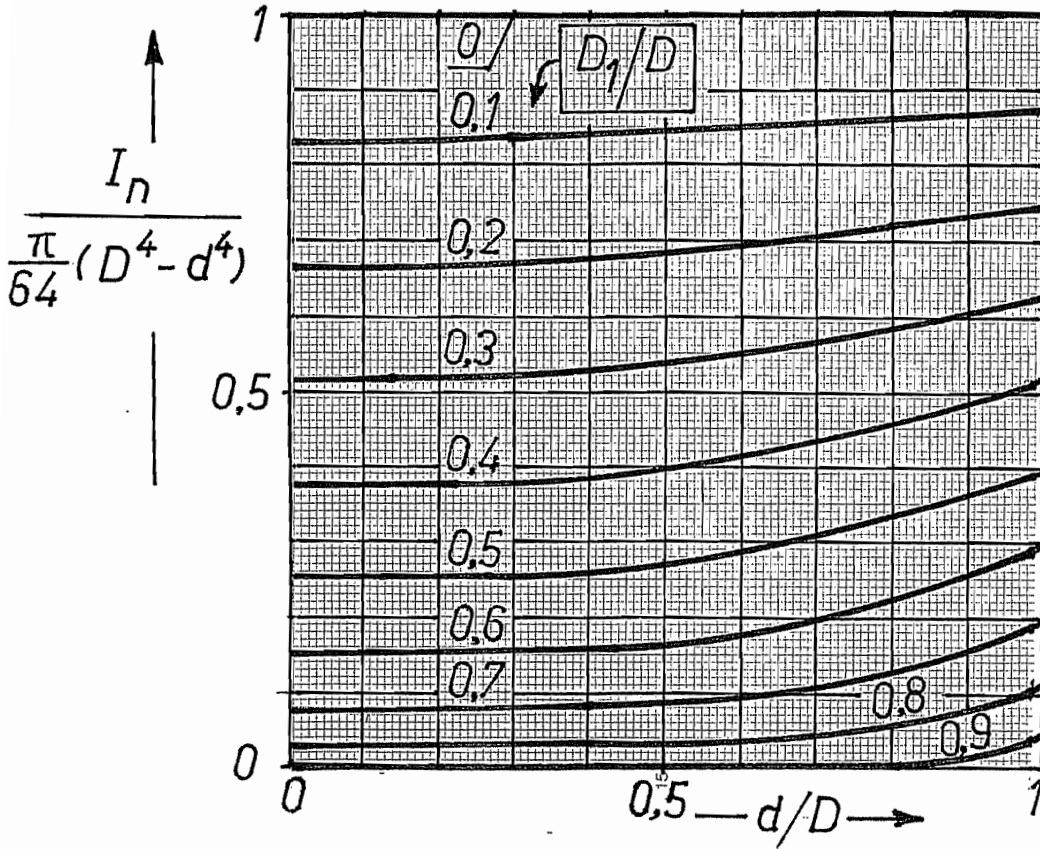




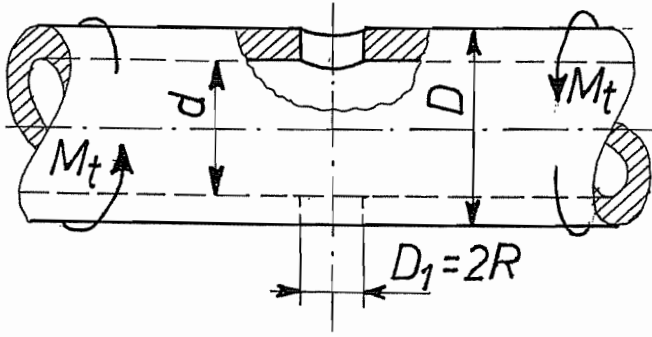
$$\sigma_{nom} = \frac{M_f}{I_n} \cdot \frac{D}{2}$$

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}$$

$$\chi \approx 4/R \text{ (CETIM)}$$



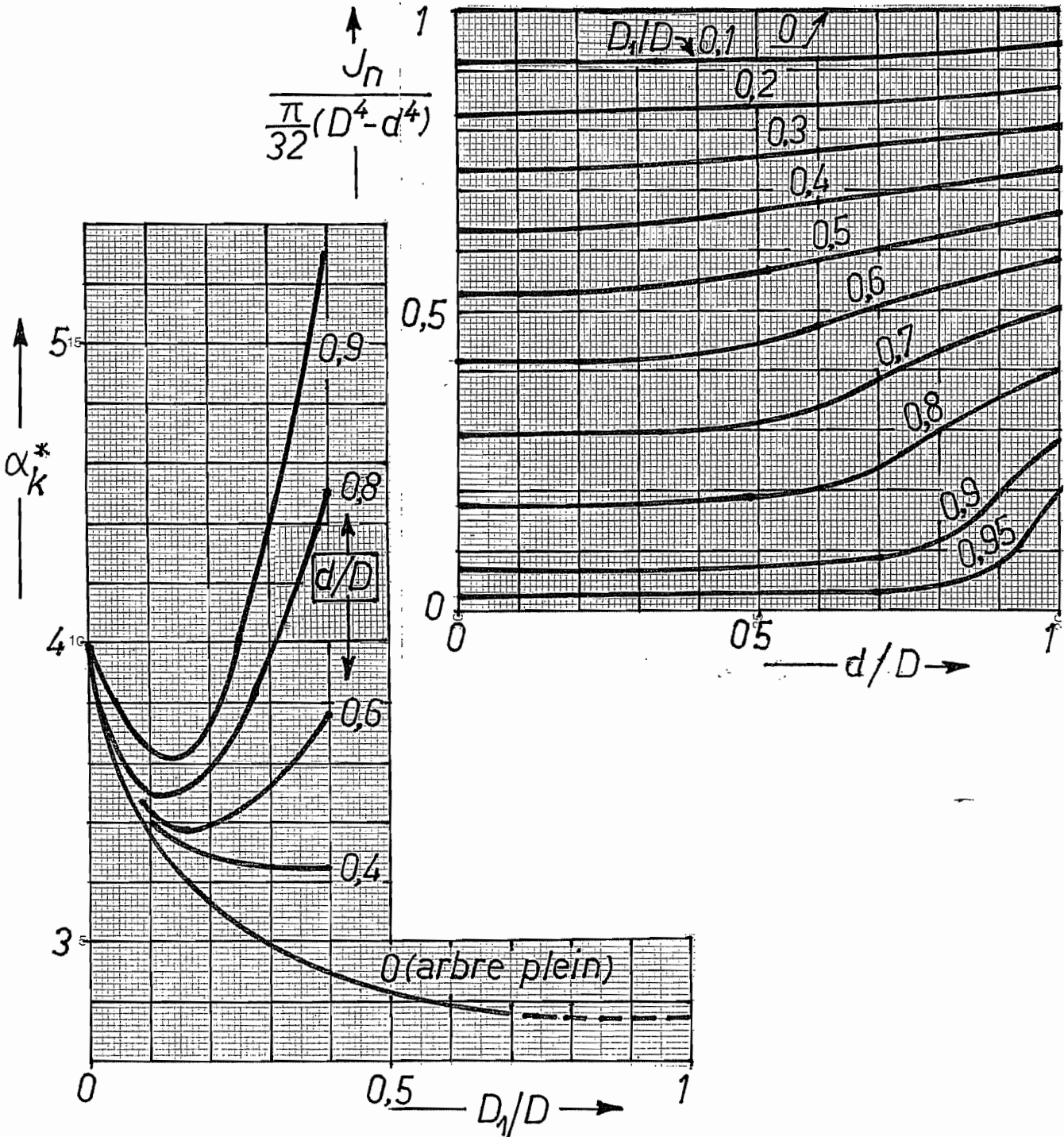
XLV



$$\tau_{nom} = \frac{M_t}{J_n} \cdot \frac{D}{2}$$

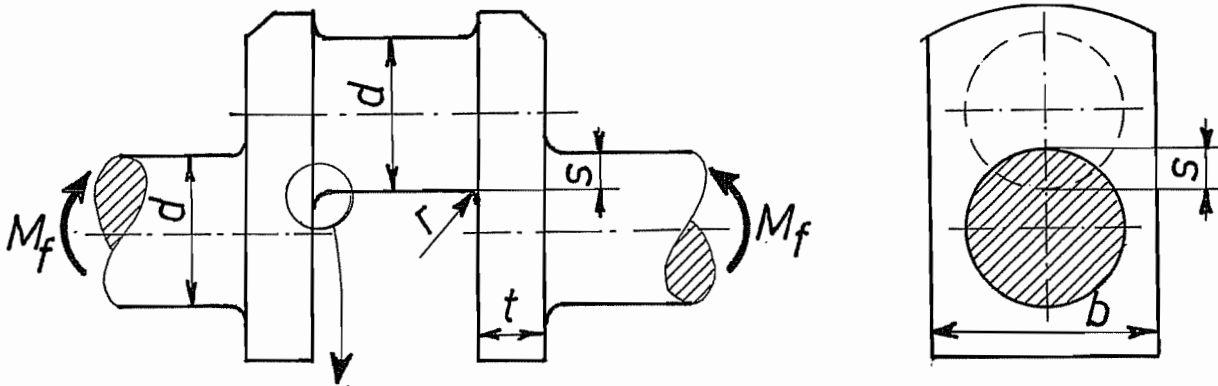
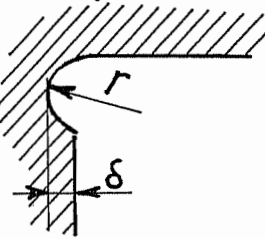
$$\alpha_k^* = \frac{\sigma_{max}}{\tau_{nom}}$$

$$\chi \approx 3 R \quad (\text{CETIM})$$





XLVI

détail  
raccord-t

$$\sigma_{nom} = \frac{32 M_f}{\pi d^3}$$

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max. \text{cong e}}}{\sigma_{nom}} = 4,84 C_1 C_2 C_3 C_4 C_5$$

$$C_1 = 0,420 + 0,160 \sqrt{d/r - 6,864}$$

$$C_2 = 1 + 81 [0,769 - (0,407 - s/d)^2] \cdot (\delta/r) \cdot (r/d)^3$$

$$C_3 = 0,285 (2,2 - b/d)^2 + 0,785$$

$$C_4 = 0,444 (d/t)^{1,4}$$

$$C_5 = \frac{1 - (s/d + 0,1)^2}{4t/d - 0,7}$$

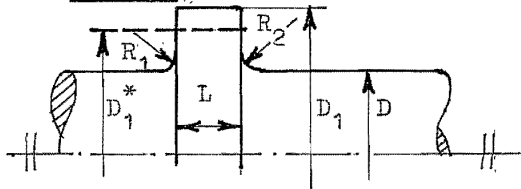
(ARAI)

$$x \approx 2/d + 2/r$$

COEFFICIENT DE CONCENTRATION DE CONTRAINTE

REGLES APPROCHEES POUR QUELQUES GEOMETRIES PARTICULIERES

1) COLLETS



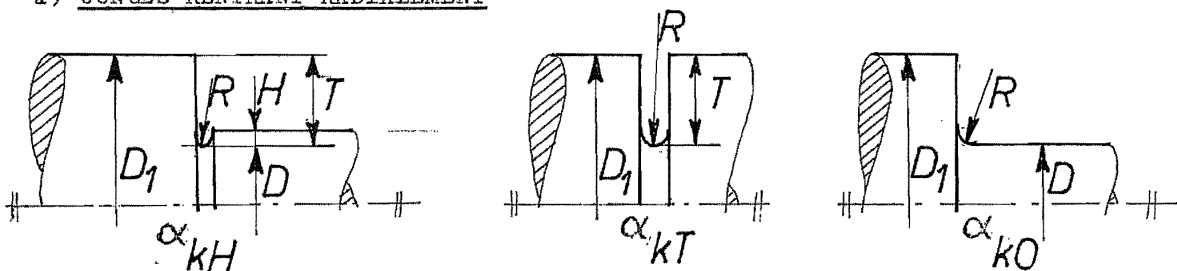
Règle de BAUD (corrigée d'après les remarques de PETERSON)

Calculer comme deux changements de section, en prenant

$$D_1^* = D + 0,3 (L + R_1 + R_2)$$

si cette valeur est inférieure à  $D_1$ .

2) CONGES RENTRANT RADIALEMENT

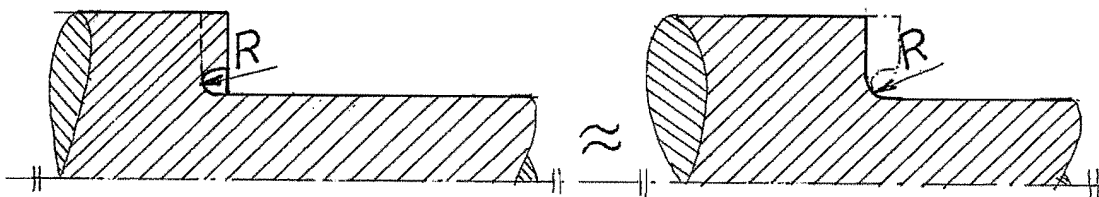


Interpoler entre la saignée torique ( $\alpha_{KT}$ ) et le raccordement simple ( $\alpha_{KO}$ ) par la formule

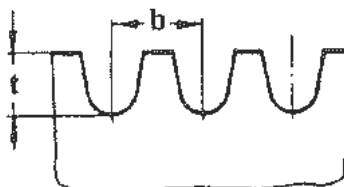
$$\alpha_{KH} = \left(1 - \sqrt{\frac{H}{T}}\right) \alpha_{KO} + \sqrt{\frac{H}{T}} \alpha_{KT}$$

(Source : Roloff & Matek, *Maschinenelemente*, Vieweg, Wiesbaden, 2007)

3) CONGES RENTRANT AXIALEMENT



4) SUCCESSION D'ENCOCHES

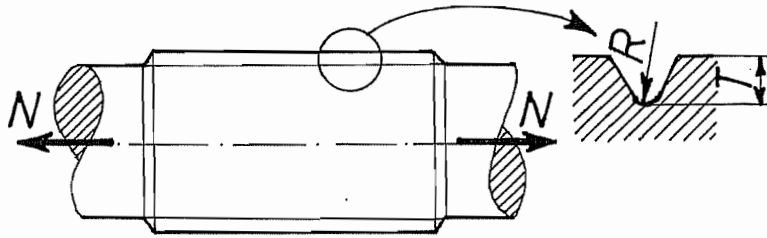


Calculer  $\alpha_k$  en remplaçant  $t$  par  $t_w = \gamma t$ , avec

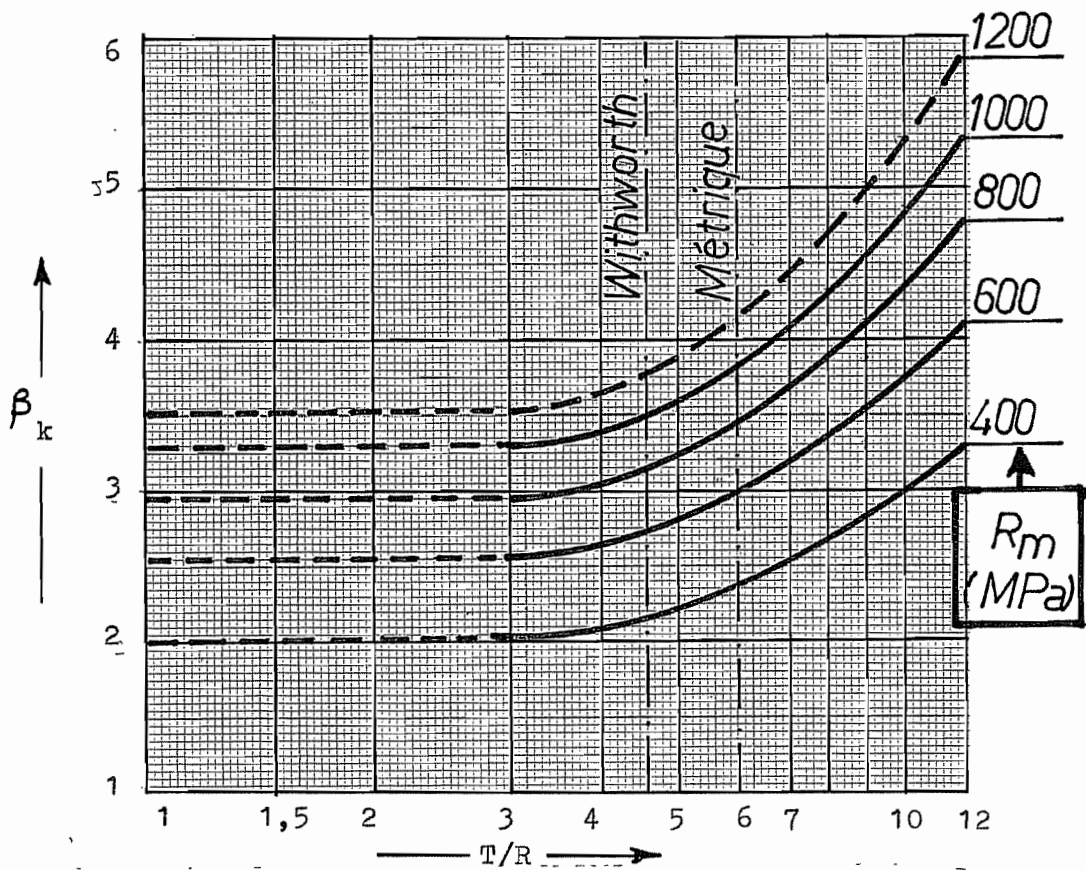
$$\gamma = \frac{b}{\pi t} \operatorname{th} \frac{\pi t}{b}$$

(Réf. : H. Neuber, *Kerbspannungslehre*, Springer, Berlin, 1958)

FILETAGE SUR ARBRE - EXTENSION - ACIERS

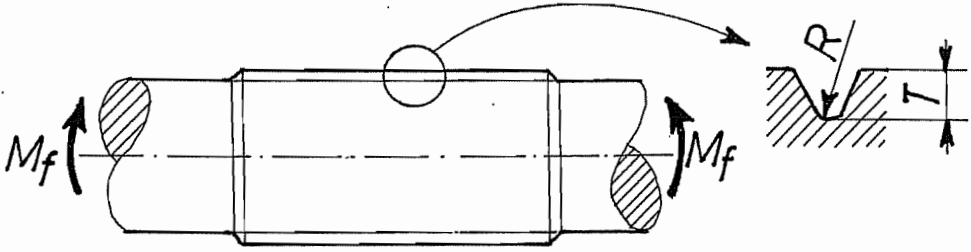


Réf. : Leroy-Viseur

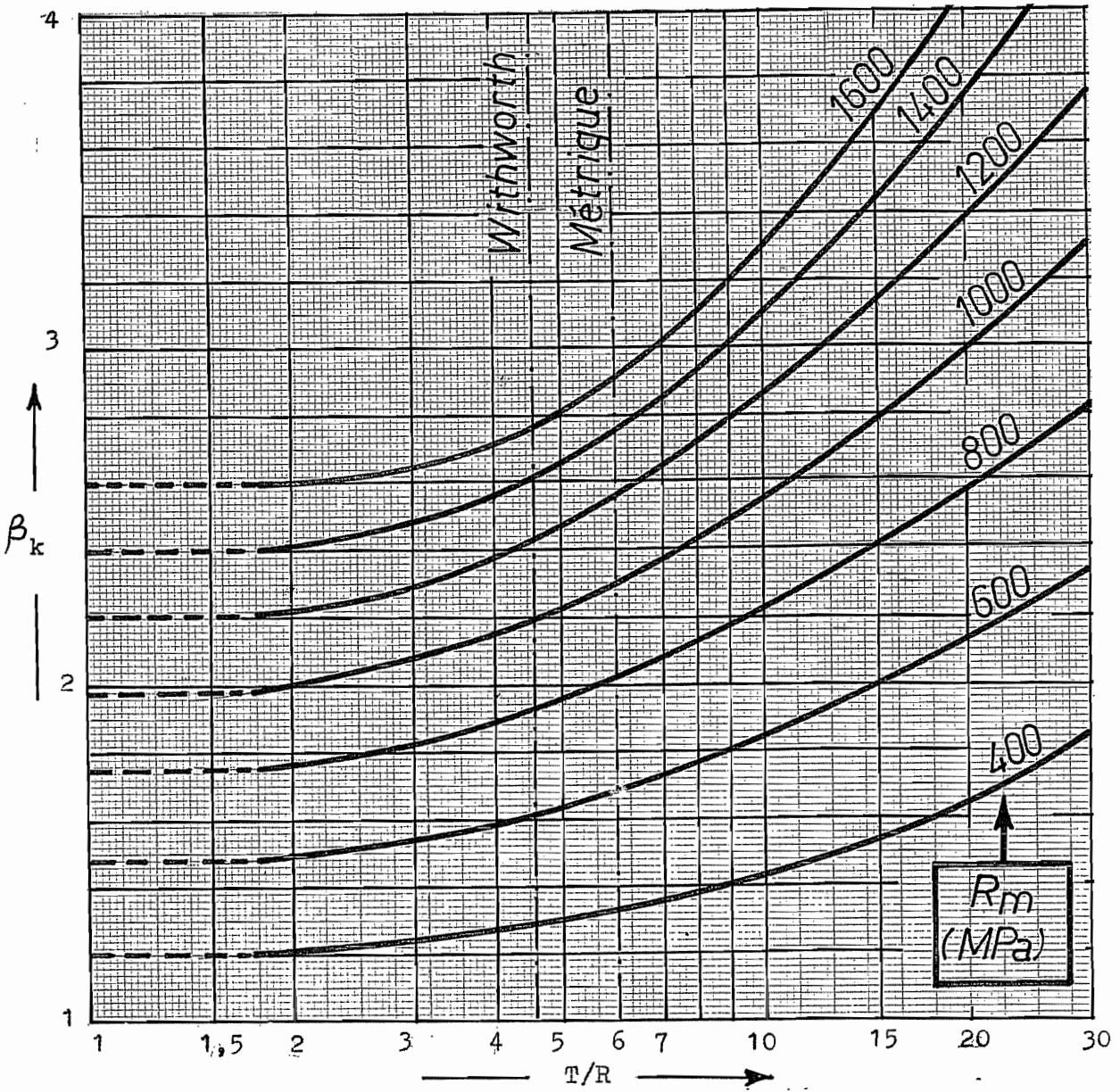


INDICE D'EFFET D'ENTAILLE -  $\bar{W} = 1$

FILETAGE SUR ARBRE - FLEXION - ACIERS



Réf. : Leroy-Viseur



L

FILETAGE SUR ARBRE - TORSION - ACIERS

Utiliser le diagramme relatif à la flexion, mais avec le rayon équivalent

$$R_{\text{éq.}} = R \sqrt{130\varrho}$$

INDICE D'EFFET D'ENTAILLE - w = 1

CANNELURES - FLEXION ET TORSION - ACIERS

Réf. : *Pissarenko*

1) SECTIONS NOMINALES

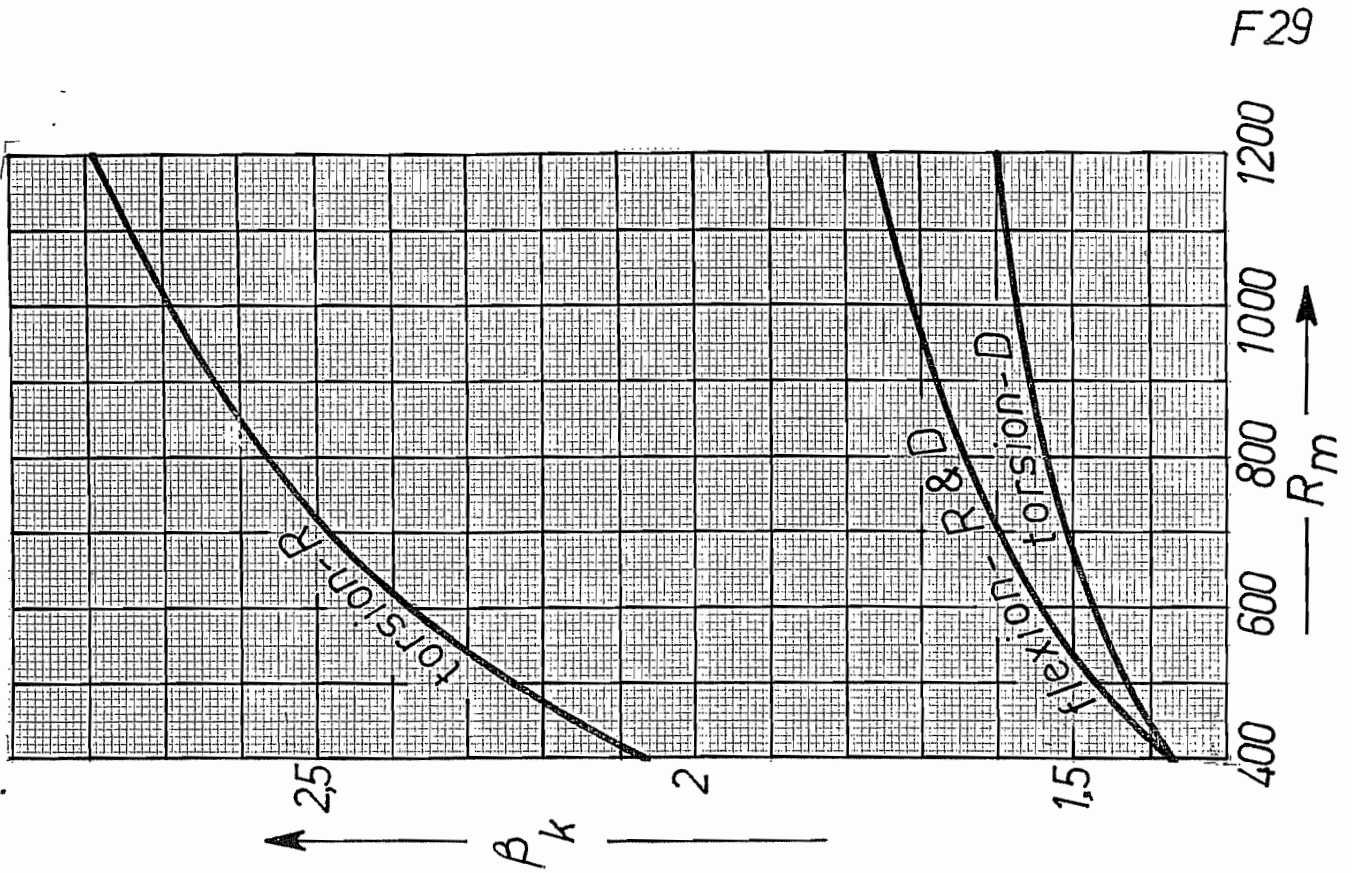
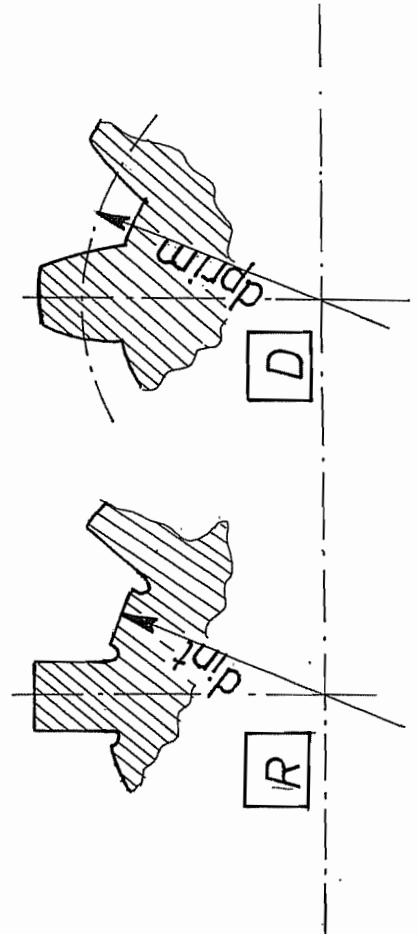
$$\sigma_f = M_f / I_n \quad \tau_t = M_t / (2 I_n)$$

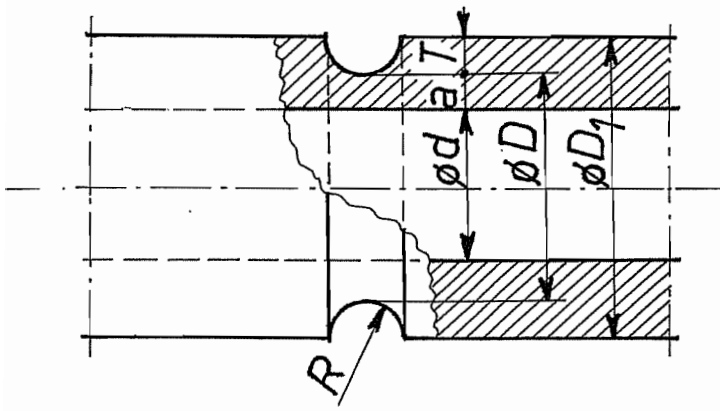
Cannelures rectangulaires (R)  $I_n = \xi (\pi d_{int}^3 / 32)$

Série	$\xi$	$\xi_{moyen}$
légère	1,09...1,16	9/8
moyenne	1,14...1,27	6/5
forte	1,14...1,39	5/4

Les petites valeurs correspondent aux grands diamètres.

Cannelures en développante (D)  $I_n = \pi d_{prim}^3 / 32$

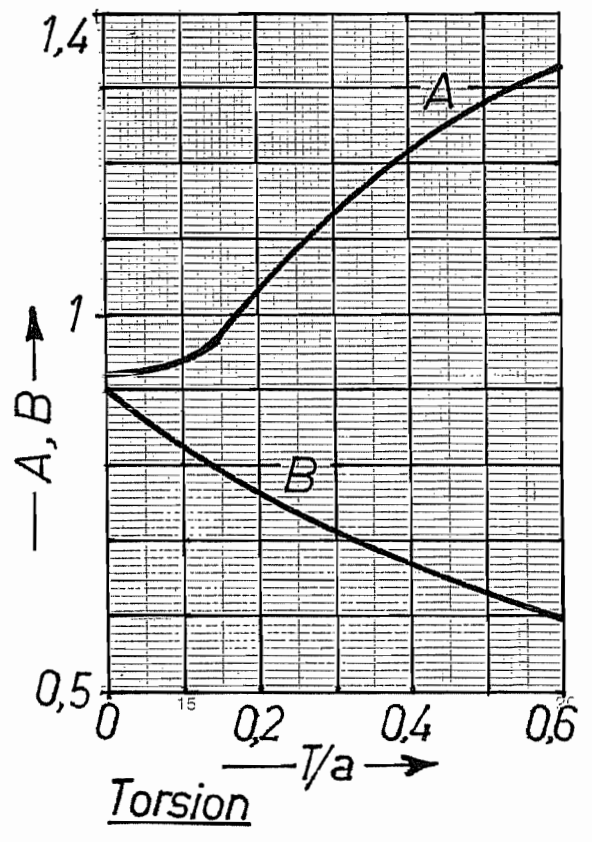
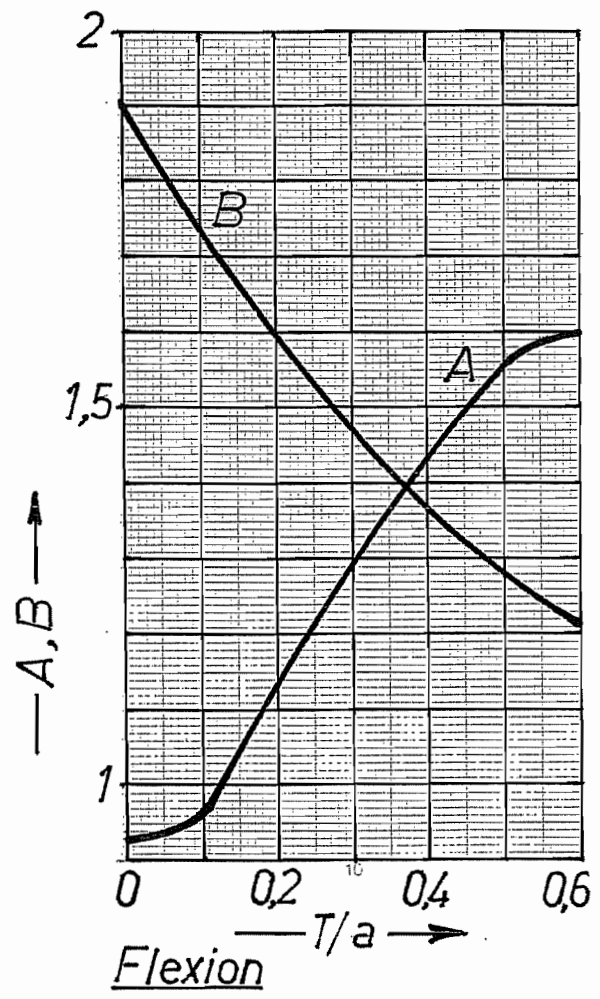
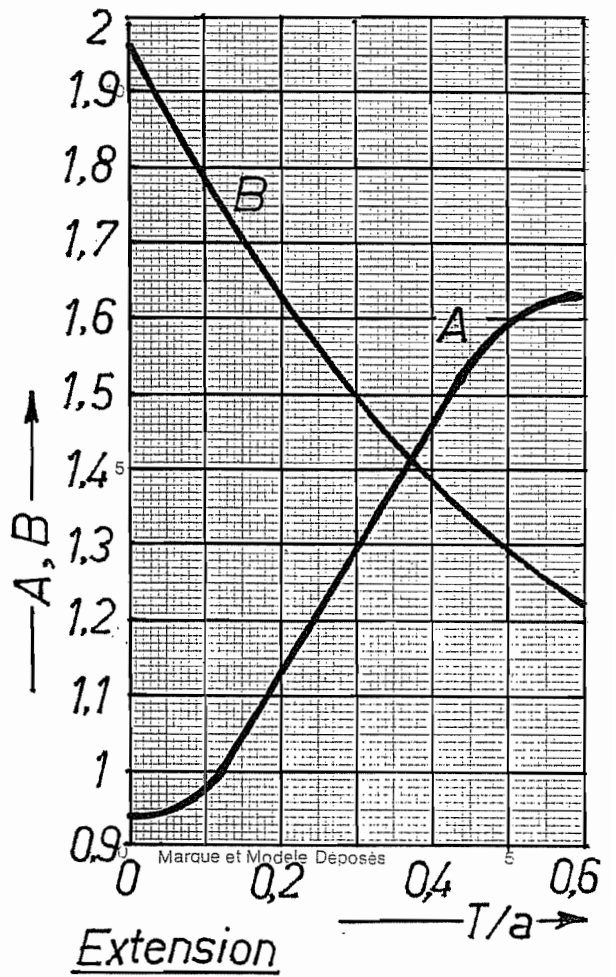


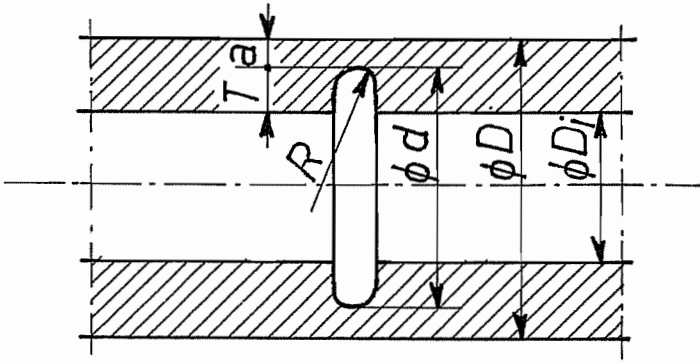


$D/T < 20$  : cfr. arbre plein

$$D/T \geq 20 : \alpha_k = A + B\sqrt{T/R}$$

(ajustements sur courbes CETIM)

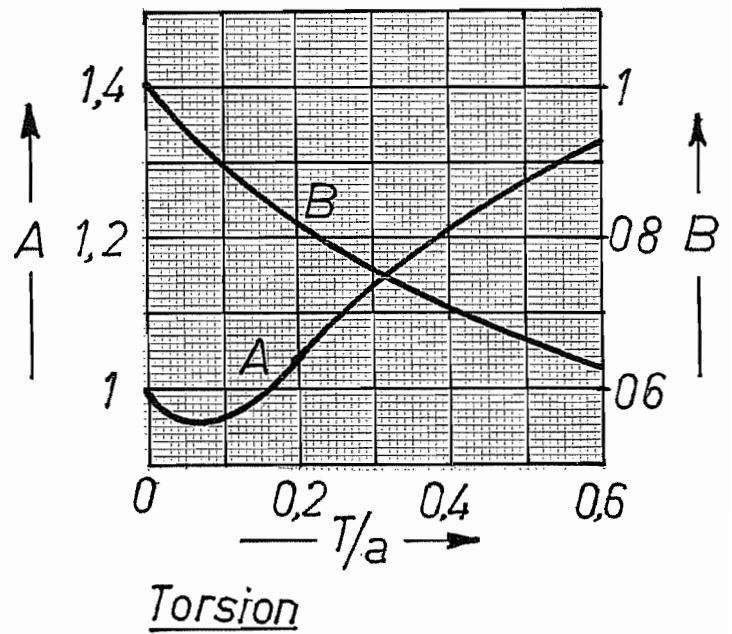
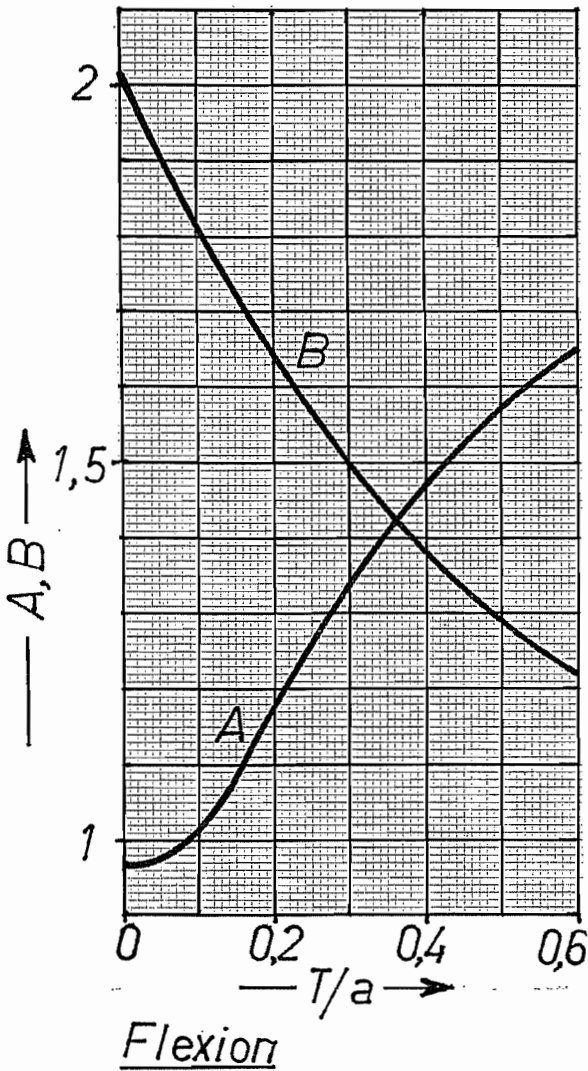
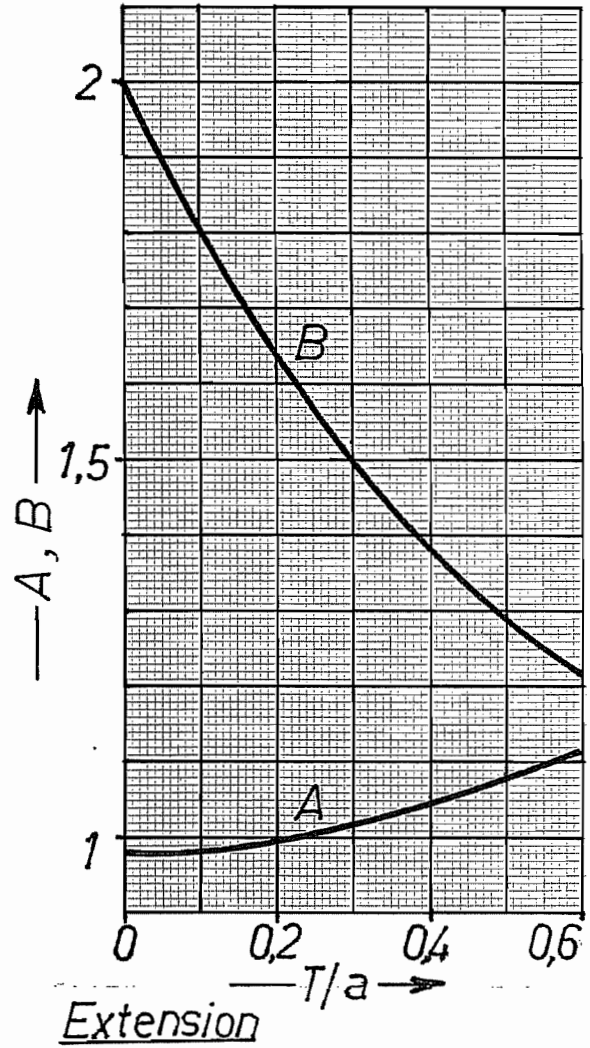




A fond d'entaille.

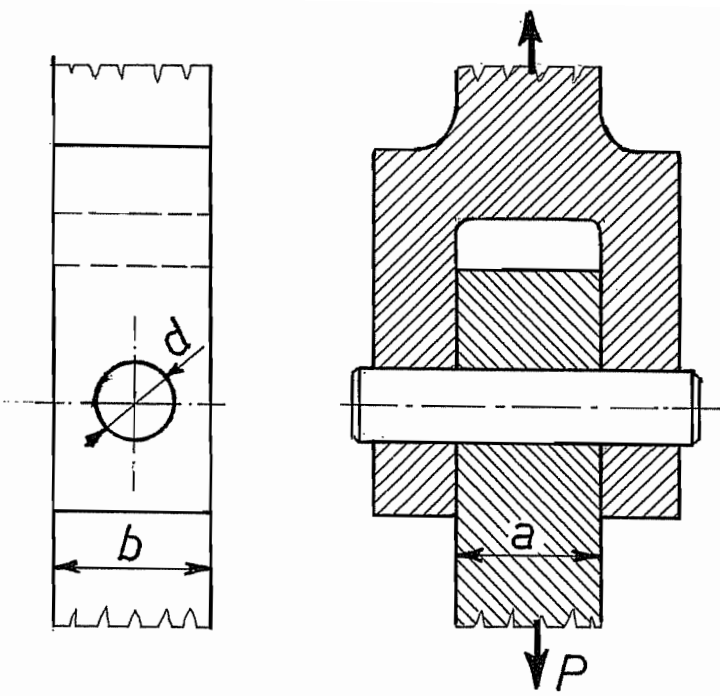
$$\alpha_k = A + B \sqrt{T/R}$$

(ajustements sur courbes CETIM)



LIV

F32



$$\sigma = \frac{P}{a(b-d)}$$

$$\alpha_k = 12,119 x^{2,786} - 8,010$$

avec

$$x = \frac{d}{b} + 1$$

(CETIM)



**MÉTHODE DE SIMILITUDE (aciers)**

$$\gamma = C_1 + \frac{C_3}{\sigma_{D0} \sqrt{d}}$$

Tableau 1 - $\gamma = C_1 + \frac{C_3}{\sigma_{D0} \sqrt{d}}$ ( $C_3$ en $MPa\sqrt{mm}$ )		
Entaille	$C_1$	$C_3$
Rainure de clavette, flexion [10] $\sigma_n = \frac{M_f d}{2I}$ $I = \frac{\pi d^4}{64} - \frac{bt(d-t)^2}{4}$ b=largeur, t=profondeur	0,2853	346,5
Idem, torsion [10] $\tau_n = \frac{M_t d}{2I_t}$ $I_t = \frac{\pi d^4}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{4}$	0,2826	389,6
Assemblage fretté, flexion [6,8,9]	0,2373	341,4
Assemblage fretté, torsion [8]	0,4006	456,2
Assemblage par boulon métrique extension [10]	0,0854	154,6
Assemblage par boulon Withworth extension [10]	0,1202	206,6
Filetage Withworth sur arbre [11] - extension	0,1556	176,8
- flexion	0,1610	437,3
Filetage métrique sur arbre [11] - extension	0,1446	158,4
- flexion	0,1436	429,9
Cannelures en flexion [10] $\sigma_f = M_f/W_f$ - développante : $W_f = \frac{\pi d_{\text{prim}}^3}{32}$ - droites : $W_f = \xi \frac{\pi d_{\text{int}}^3}{32}$ 9/8 : série légère $\xi = 6/5$ : série moyenne 5/4 : série lourde	0,4508	235,3
Cannelures en torsion [10] $\tau_t = \frac{M_t}{2W_f}$ , $W_f$ comme ci-dessus - droites	0,2736	167,4
- en développante	0,5578	170,4
Gorge à circlips [9] - flexion	0	368,1
- torsion	0	449,7
Arbre dentelé, torsion [12] $\tau_t$ : section brute	0,3628	283,8
Saignée vive en V (60°) [7]	0	316,2

- [6] E. Lehr - « Formgebung und Werkstoffausnutzung », *Stahl und Eisen*, **43**, 61<sup>e</sup> année, pp. 965-971, 1941.
- [7] G. Köhler, H. Rognitz - *Maschinenteile*, Teubner, Stuttgart, 1976.
- [8] *Dubbel Taschenbuch für die Maschinenbau*, 17<sup>e</sup> édition, Springer, Berlin, 1990.
- [9] G. Niemann - *Maschinenelemente*, 2<sup>e</sup> édition, Springer, Berlin, 1975
- [10] G. Pissarenko, A. Yakovlev, V. Matveev - *Aide-mémoire de résistance des matériaux*, Mir, Moscou, 1979.
- [11] A. Leroy , *Communication personnelle*, 1979
- [12] H. Neuber -*Kerbspannungslehre*, 2<sup>e</sup> édition, Springer, Berlin, 1958

# Clavetage des arbres cylindriques par clavettes parallèles ordinaires

**NBN E 27 - 702**

1<sup>re</sup> édition - Mai 1972

Opspieg van cilindrische assen door gewone vlakke inlegspleën  
 Mitnehmerverbindung von zylindrische Wellenenden durch Passfedern  
 Keyways in cylindrical shafts for parallel keys

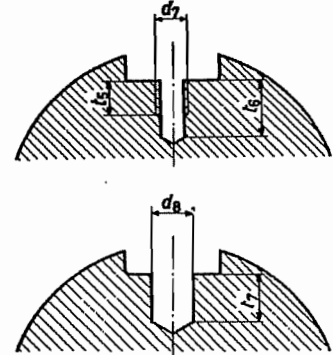
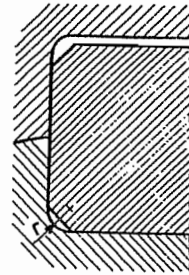
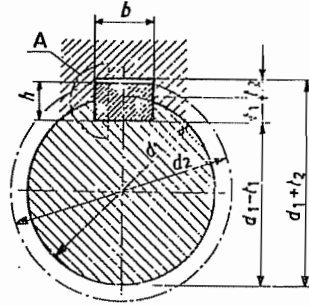
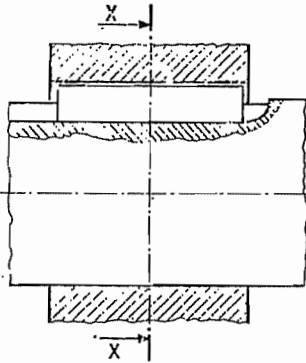
Remplace NBN 801 (pr.)

Conforme à la Recommandation ISO/R 773 - 1969 - Clavetage par clavettes parallèles carrées ou rectangulaires.

Section XX

Détail A

Section au droit du trou pour vis de fixation



Section au droit du trou pour goupille de fixation

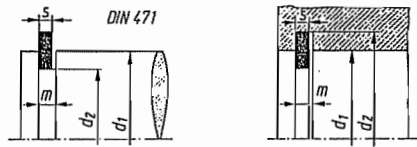
## Dimensions et tolérances

Dimensions en mm

Diamètre d'arbre (1)		Clavette (2)	Rainure							Trou pour vis ou goupille de fixation				
$d_1$			Largeur (3)		Profondeur (4)		Arrondi		$d_2$ (5)	$d_7$ (6)	$t_5$	$t_6$	$d_8$	$t_7$
au-dessus de	jusqu'à	$b \times h$	nom.	tol.	$t_1$	$t_2$	$r$							
			(arbre)	(moyeu)	(arbre)	(moyeu)	max.   min.							
6	8	2 x 2	2	-0,004	+0,0125	1,2	1,0	0,16	0,08	$d_1 + 2,5$	—	—	—	—
8	10	3 x 3	3	-0,029	-0,0125	1,8	1,4	0,16	0,08	$d_1 + 3,5$	—	—	—	—
10	12	4 x 4	4	0	+0,0150	2,5	1,8	0,16	0,08	$d_1 + 4$	—	—	—	—
12	17	5 x 5	5	-0,030	-0,0150	3,0	2,3	0,25	0,16	$d_1 + 5$	—	—	—	—
17	22	6 x 6	6	-0,030	-0,0150	3,5	2,8	0,25	0,16	$d_1 + 6$	—	—	—	—
22	30	8 x 7	8	0	+0,0180	4,0	3,3	0,25	0,16	$d_1 + 8$	M 3	4	7	4,5
30	38	10 x 8	10	-0,036	-0,0180	5,0	3,3	0,4	0,25	$d_1 + 8$	M 3	5	8	4,5
38	44	12 x 8	12	0	+0,0215	5,5	3,3	0,4	0,25	$d_1 + 8$	M 4	6	10	5,5
44	50	14 x 9	14	0	+0,0215	5,5	3,8	0,4	0,25	$d_1 + 9$	M 5	6	10	6,5
50	58	16 x 10	16	-0,043	-0,0215	6,0	4,3	0,4	0,25	$d_1 + 11$	M 5	6	10	6,5
58	65	18 x 11	18	-0,043	-0,0215	7,0	4,4	0,4	0,25	$d_1 + 11$	M 6	7	12	9
65	75	20 x 12	20	0	+0,0260	7,5	4,9	0,6	0,4	$d_1 + 12$	M 6	6	11	9
75	85	22 x 14	22	0	+0,0260	9,0	5,4	0,6	0,4	$d_1 + 14$	M 6	8	13	9
85	95	25 x 14	25	-0,052	-0,0260	9,0	5,4	0,6	0,4	$d_1 + 14$	M 8	9	15	11
95	110	28 x 16	28	-0,052	-0,0260	10,0	6,4	0,6	0,4	$d_1 + 16$	M 10	9	15	13
110	130	32 x 18	32	0	+0,0310	11,0	7,4	0,6	0,4	$d_1 + 18$	M 10	11	17	13
130	150	36 x 20	36	0	+0,0310	12,0	8,4	1,0	0,7	$d_1 + 21$	M 12	15	22	17
150	170	40 x 22	40	-0,062	-0,0310	13,0	9,4	1,0	0,7	$d_1 + 23$	M 12	13	20	17
170	200	45 x 25	45	-0,062	-0,0310	15,0	10,4	1,0	0,7	$d_1 + 25$	M 12	15	22	17
200	230	50 x 28	50	-0,062	-0,0310	17,0	11,4	1,0	0,7	$d_1 + 28$	M 12	12	19	17
230	260	56 x 32	56	0	+0,0370	20,0	12,4	1,6	1,2	$d_1 + 32$	M 12	13	20	17
260	290	63 x 32	63	0	+0,0370	20,0	12,4	1,6	1,2	$d_1 + 32$	M 12	13	20	17
290	330	70 x 36	70	-0,074	-0,0370	22,0	14,4	1,6	1,2	$d_1 + 36$	M 16	17	24	21
330	380	80 x 40	80	-0,074	-0,0370	25,0	15,4	2,5	2,0	$d_1 + 40$	M 16	18	25	21
380	440	90 x 45	90	0	+0,0435	28,0	17,4	2,5	2,0	$d_1 + 45$	M 20	20	28	26
440	500	100 x 50	100	-0,087	-0,0435	31,0	19,5	2,5	2,0	$d_1 + 50$	M 20	20	28	26

Voir notes page 2

Dimensions des circlips (DIN 471 et 472)



DIN 471				DIN 471				DIN 472				DIN 472			
$d_1$	$s$	$m$ H13	$d_2$ Abw.	$d_1$	$s$	$m$ H13	$d_2$ Abw.	$d_1$	$s$	$m$ H13	$d_2$ Abw.	$d_1$	$s$	$m$ H13	$d_2$ Abw.
8	0,8	0,9	7,6	50			47	10			10,4	56			59
9			8,6	52			49	11			11,4	58	2	2,15	61
10			9,6	55			52	12			12,5	60			63
11			10,5	56	2	2,15	53	13			13,6	62			65
12	1	1,1	11,5	58			55	14			14,6	63			66
13			12,4	60			57	15	1	1,1	15,7	65			68
14			13,4	62			59	16			16,8	68			71
15			14,3	63			60	17			17,8	70			73
16			15,2	65			62	18			19	72	2,5	2,65	75
17			16,2	68			65	19			20	75			78
18			17	70			67	20			21	77			81
19			18	72	2,5	2,65	69	21			22	78			83,5
20			19	75			72	22			23	80			85,5
21	1,2	1,3	20	78			75	24			25,2	85			88,5
22			21	80			76,5	25			26,2	88			91,5
24			22,9	82			78,5	26	1,2	1,3	27,2	90	3	3,15	93,5
25			23,9	85			81,5	28			29,4	92			95,5
26			24,9	88			84,5	30			31,4	95			98,5
28			26,6	90	3	3,15	86,5	32			33,7	98			101,5
29			27,6	95			91,5	34			35,7	99			103,5
30	1,5	1,6	28,6	100			96,5	35	1,5	1,6	37	102			106
32			30,3	105			101	36			38	105			109
34			32,3	110			106	37			39	108			112
35			33	115			111	38			40	110			114
36			34	120			116	40			42,5	112			116
38			36	125			121	42			44,5	115			119
40	1,75	1,85	37,5	130	4	4,15	126	45	1,75	1,85	47,5	120			124
42			39,5	135			131	47			49,5	125			129
45			42,5	140			136	48			50,5	130			134
48			45,5	145			141	50	2	2,15	53	135			139
				150			145	52			55	140			144
				160			151	55			58	145			149

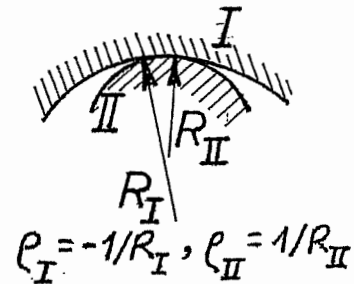
## CONTACTS HERTZIENS

### 1) COURBURES

$$\rho_1 = \pm \frac{1}{R_1} \quad ; \quad \rho_2 = \pm \frac{1}{R_2} \quad \left\{ \begin{array}{l} + \text{ si corps convexe} \\ - \text{ si corps concave} \end{array} \right.$$

$$\sum \rho = \rho_{1I} + \rho_{1II} + \rho_{2I} + \rho_{2II}$$

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{1I} + \rho_{1II}) - (\rho_{2I} + \rho_{2II})}{\sum \rho} \quad ; \quad \cos \theta = F(\rho)$$



### 2) MODULE ÉQUIVALENT $E_m$

$$\frac{2}{E_m} = \frac{1 - \nu_I^2}{E_I} + \frac{1 - \nu_{II}^2}{E_{II}}$$

### 3) CONTACT PONCTUEL

Ellipse de contact d'axes  $(2a)$  et  $(2b)$ . Rapprochement  $h$ , sous charge  $P$ .

$$\text{Nombre de contact} \quad \Pi = \frac{P(\sum \rho)^2}{E_m}$$

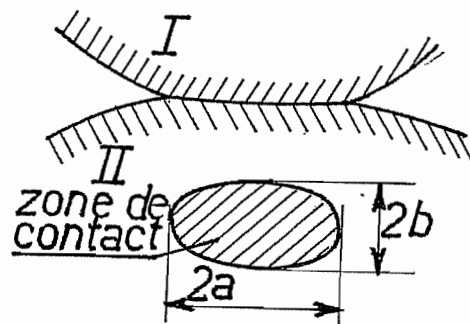
$$a \sum \rho = k_a(\theta) \Pi^{1/3}$$

$$b \sum \rho = k_b(\theta) \Pi^{1/3}$$

$$\frac{P_H}{E_m} = k_p(\theta) \Pi^{1/3}$$

$$h \sum \rho = k_h(\theta) \Pi^{2/3}$$

$k_a, k_b, k_p, k_h$  voir diagramme



**Contact statique :** valeur max. de  $\tau$  :

$$\tau_{st} = T_{st} p_H \quad \text{à profondeur}$$

$$z_{st} = \zeta_{st} b \quad (\text{cf. diagramme})$$

**Contact roulant :** à la profondeur

$$z_0 = \zeta_0 b \quad , \quad \tau_0 \text{ varie de } -T_0 p_H \text{ à } T_0 p_H$$

Provoque l'écaillage.

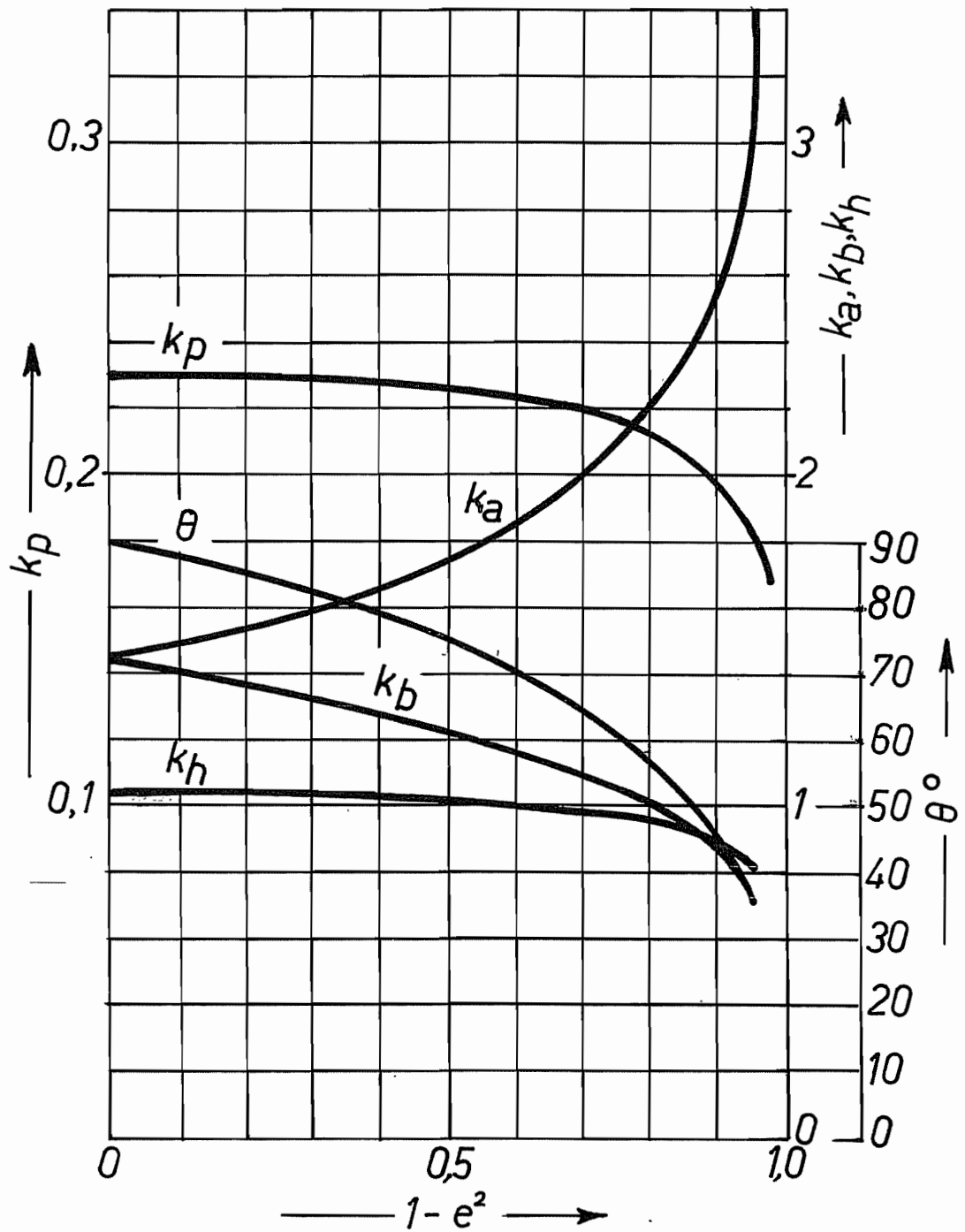
$$p = p_H \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/b)^2}$$

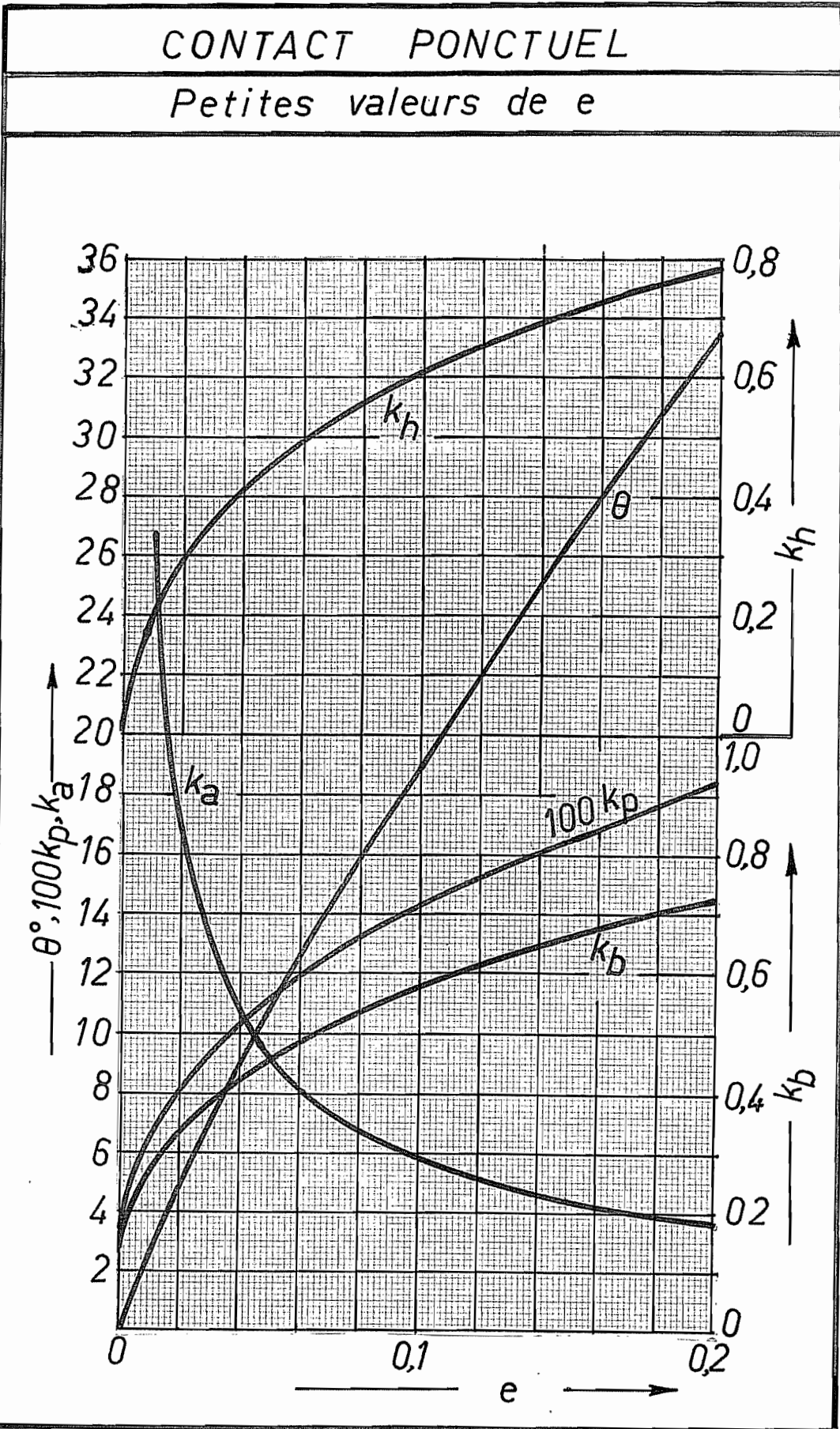
**Pression spécifique (sphère sur plan)**  $k = \frac{P}{D^2}$

**Pression de Stribeck :** pression spécifique du problème sphère-plan équivalent (mêmes  $p$  et  $p_H$ )

$$p_s = \left( \frac{k_p}{0,2296} \right)^3 P(\sum \rho)^2 / 16 = 5,164 \frac{P_H^3}{E_m^2}$$

CONTACT PONCTUEL :  $\theta, k_a, k_b, k_p, k_h, e$





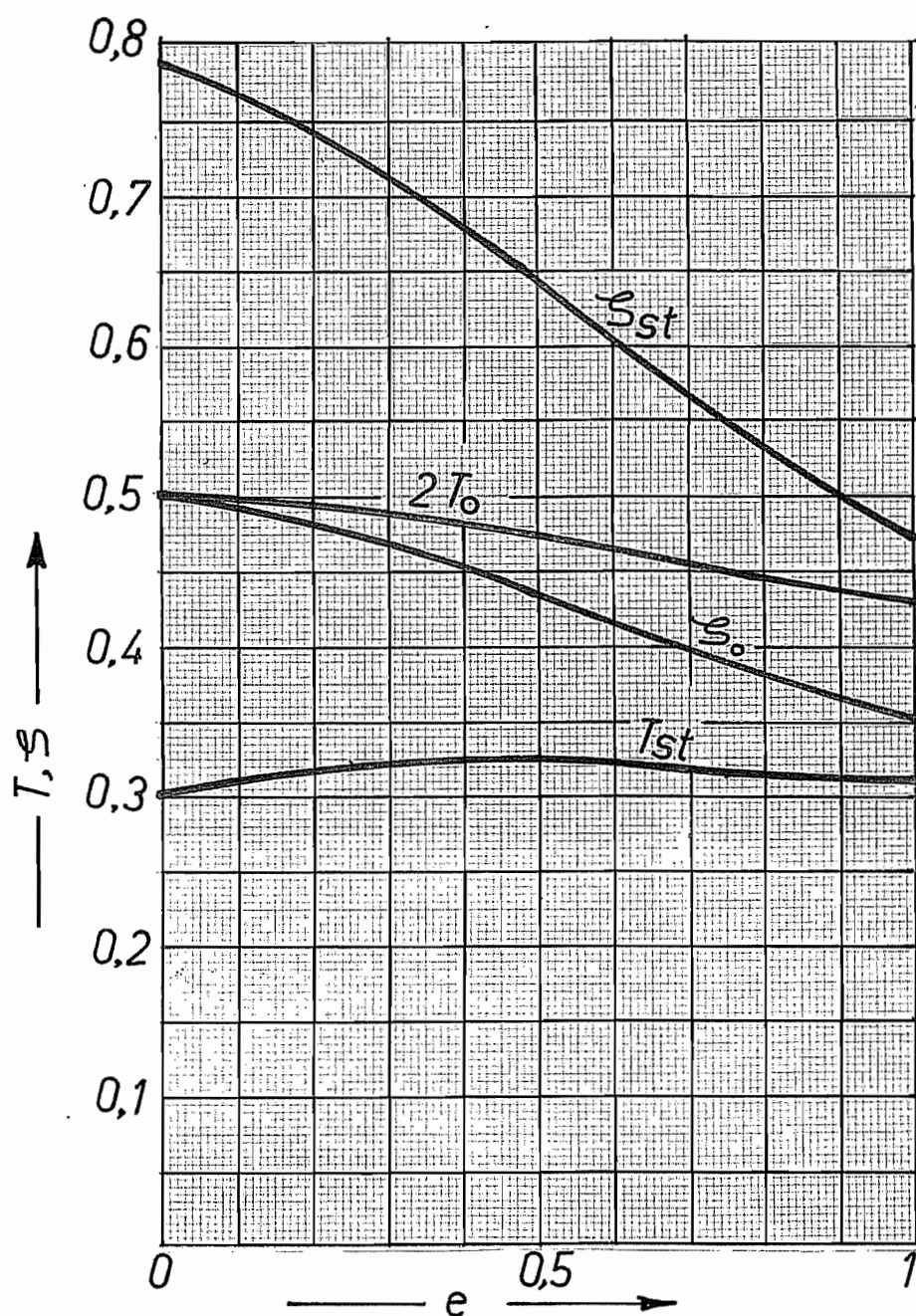
## CONTACTS HERTZIENS - TENSIONS

$$\tau_{st} = T_{st} \cdot P_H$$

$$z_{st} = \xi_{st} \cdot b$$

$$\tau_o = T_o \cdot P_H$$

$$z_o = \xi_o \cdot b$$





**4) CONTACT LINÉAIRE**

Largeur de contact ( $2b$ ) .

$$\sum \rho = \rho_I + \rho_{II}$$

$$p = p_H \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}$$

Charge par unité de longueur  $P'$

$$\text{Nombre de contact } \Pi = \frac{P' \sum \rho}{E_m}$$

$$b \sum \rho = \sqrt{\frac{8}{\pi}} \Pi$$

$$\frac{p_H}{E_m} = \sqrt{\frac{\Pi}{2\pi}}$$

Rapprochement moyen :  $h = 2,537 \frac{P^{0,9}}{E_m^{0,9} l_a^{0,8}}$  où  $\begin{cases} P = \text{charge totale} \\ l_a = \text{longueur de contact} \end{cases}$  (Lundberg)

**Pression spécifique (cylindre sur plan) :**  $k = \frac{P}{l_a D}$  où  $D = \text{diamètre du cylindre}$

**Pression de Stribeck :** Pression spécifique du problème cylindre-plan équivalent (mêmes  $p$  et  $p_H$ )

$$p_s = \frac{P' \sum \rho}{2} = \pi \frac{p_H^2}{E_m} = \frac{E_m}{2} \Pi \quad ; \quad p_H = \sqrt{\frac{p_s E_m}{\pi}}$$

**5) LIMITES ELASTIQUES**

Contact linéaire et ponctuel  $\tau_{st} = T_{st} p_H \leq \tau_{\text{lim él}} = \frac{R_e}{2}$

**6) SOLLICITATIONS DYNAMIQUES**

$$\frac{p_H}{p_H^*} = \left(\frac{N^*}{N}\right)^{\alpha_H} \quad \text{avec} \quad \alpha_H = \begin{cases} 1/9 & (\text{contacts ponctuels}) \\ 1/8 & (\text{contacts linéaires}) \end{cases}$$

Limite en  $N^* = 33Mc$  :  $p_H^* \approx \begin{cases} 0,5HB & (\text{contact ponctuel}) \\ 0,3HB & (\text{contact linéaire}) \end{cases}$  (D'après Niemann)

### 7) LIMITATION DE LA DÉFORMATION PERMANENTE

Applicable aux aciers de dureté  $HV = 7500 \dots 8500 \text{ MPa}$ .

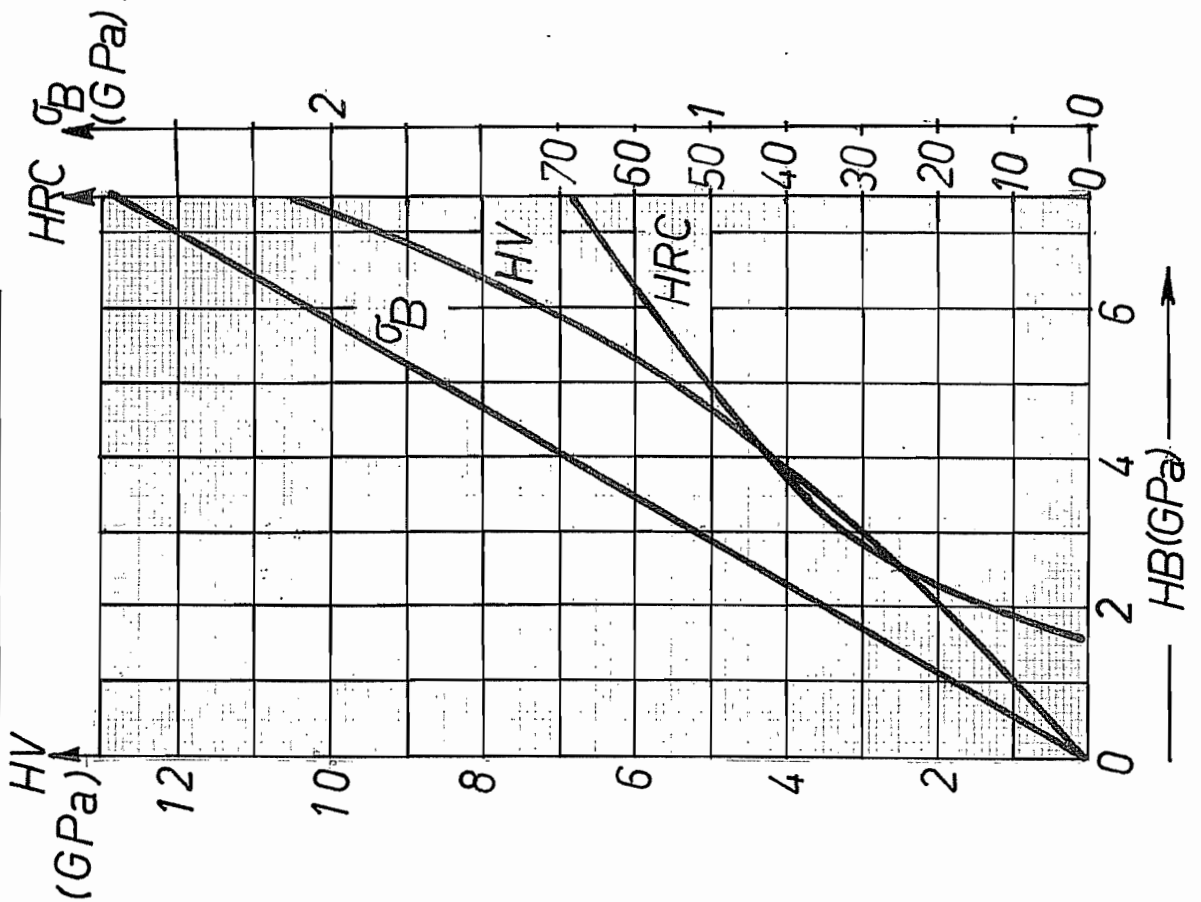
$\delta_p$  = déformation permanente totale (é<sup>lt</sup> roulant + piste). (piste = 2/3, é<sup>lt</sup> roulant = 1/3)

$$\text{Bille } \phi = D \text{ sur piste : } \frac{k}{\text{MPa}} = \frac{1291}{\frac{D}{2} \sqrt{(\rho_{1I} + \rho_{1II})(\rho_{2I} + \rho_{2II})}} \sqrt{\frac{\delta_p}{D}}$$

$$\text{Rouleau } \phi = D \text{ sur piste : } \frac{k}{\text{MPa}} = \frac{2605 \sqrt[3]{\frac{\delta_p}{D}}}{\frac{D}{2} \sum \rho}$$

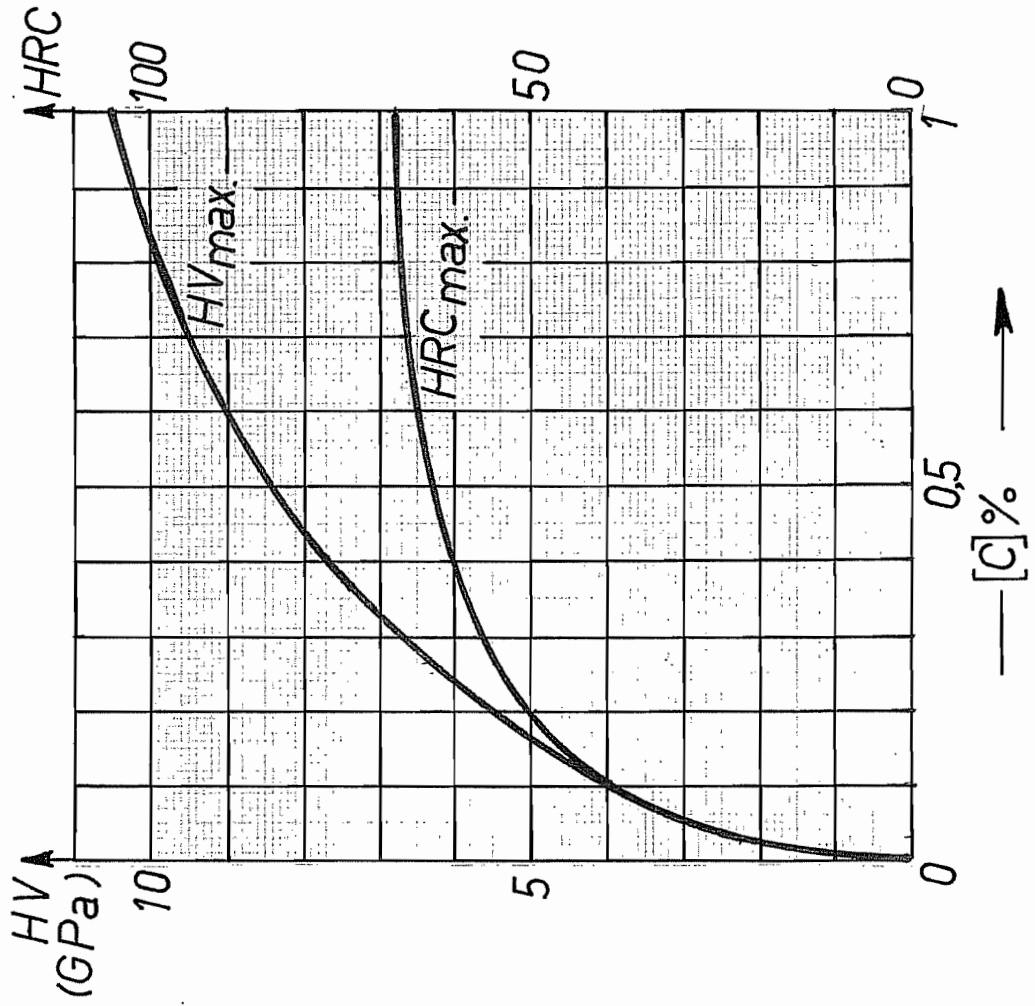
DURETÉ DES ACIERS

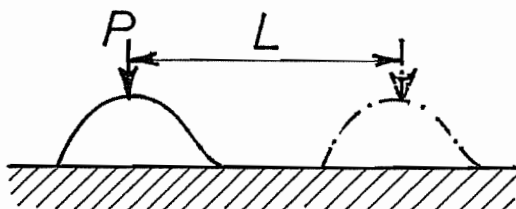
CORRESPONDANCE



DURETÉ MAXIMALE

(U.S. National Bureau of Standards)



USURE ( Théorie élémentaire)

V = volume enlevé par usure

L = longueur de parcours

P = charge normale

HB = dureté BRINELL ( unités homogènes)

$$V = k \cdot \frac{P L}{HB}$$

k = "taux d'usure"

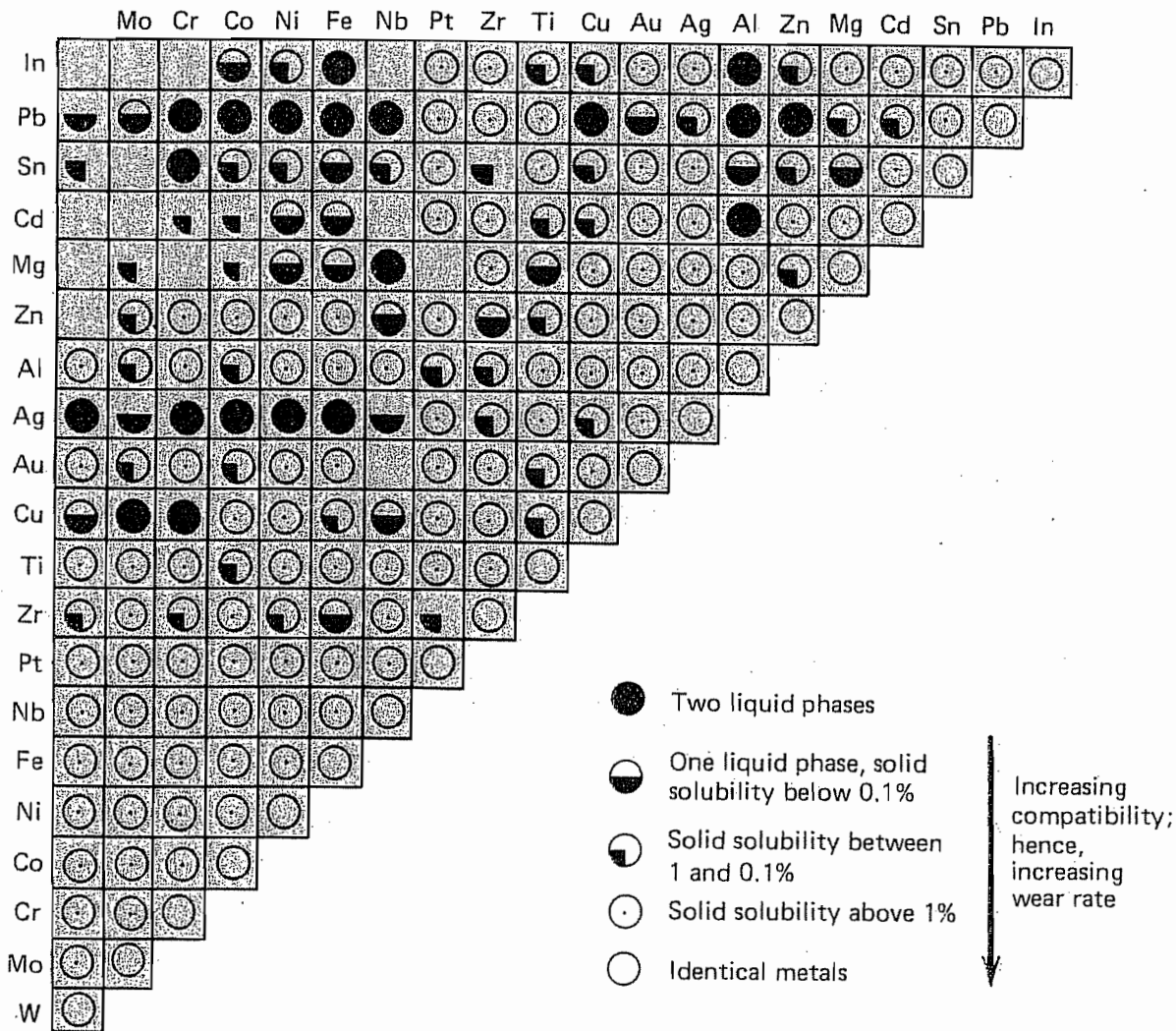
VALEURS DU TAUX D'USURE k (selon TABOR)

Couple en présence	k
Cd / Cd	0,01
Zn / Zn	0,1
Ag / Ag	0,01
Acier doux/Acier doux	0,01
Cd / Acier doux	$10^{-4}$
Cu / Acier doux	$10^{-3}$
Pt / Acier doux	$10^{-3}$
Acier doux / Cu	$4 \cdot 10^{-4}$
Acier à outils durci/ lui - même	$10^{-4}$
WC <sub>2</sub> / WC <sub>2</sub>	$10^{-6}$
Laiton Cu-Zn40 / Acier à outils durci	$6 \cdot 10^{-4}$
PTFE / Acier durci	$2 \cdot 10^{-5}$
Plexiglass/ Acier dur	$7 \cdot 10^{-6}$
Bakélite / Acier dur	$7 \cdot 10^{-6} \dots 7 \cdot 10^{-7}$
Garnitures de frein/ Acier	$3 \cdot 10^{-6}$

## COMPATIBILITÉ DE DIFFÉRENTS COUPLES DE MÉTAUX

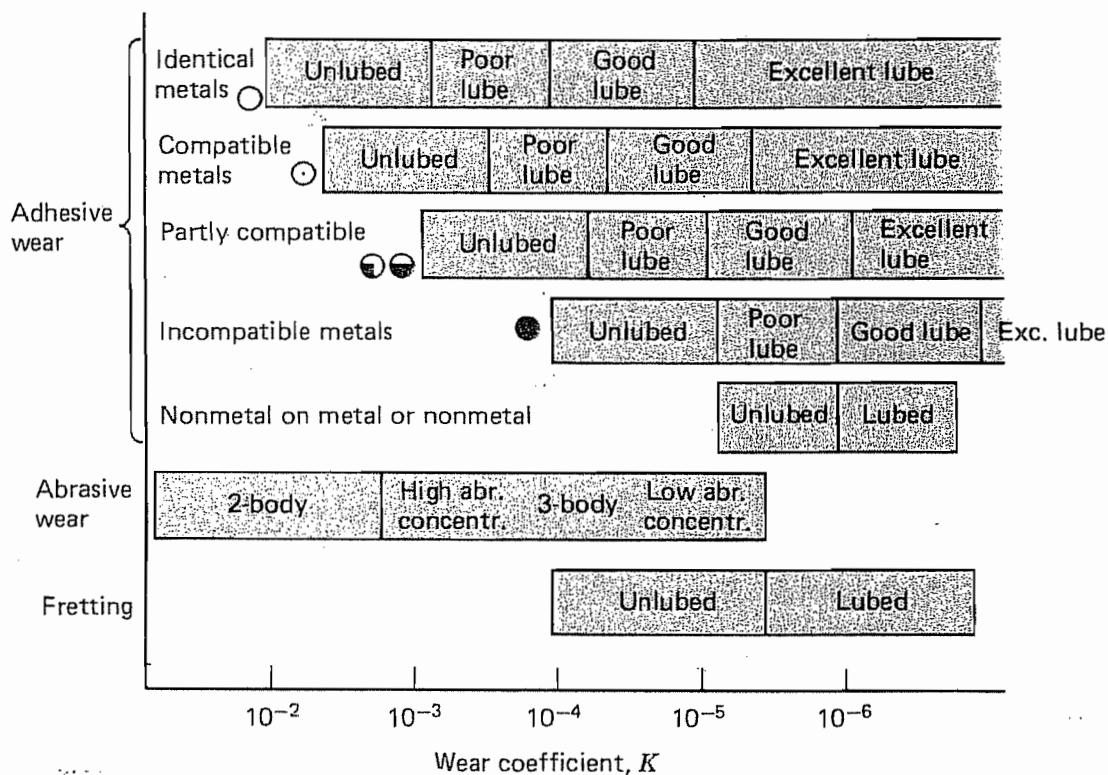
D'après E. RABINOWICZ, Wear Coefficients – Metals  
Section IV de

M.B. PETERSON, W.O. WINER (ed.) – *Wear Control Handbook*, A.S.M.E., New York, 1980



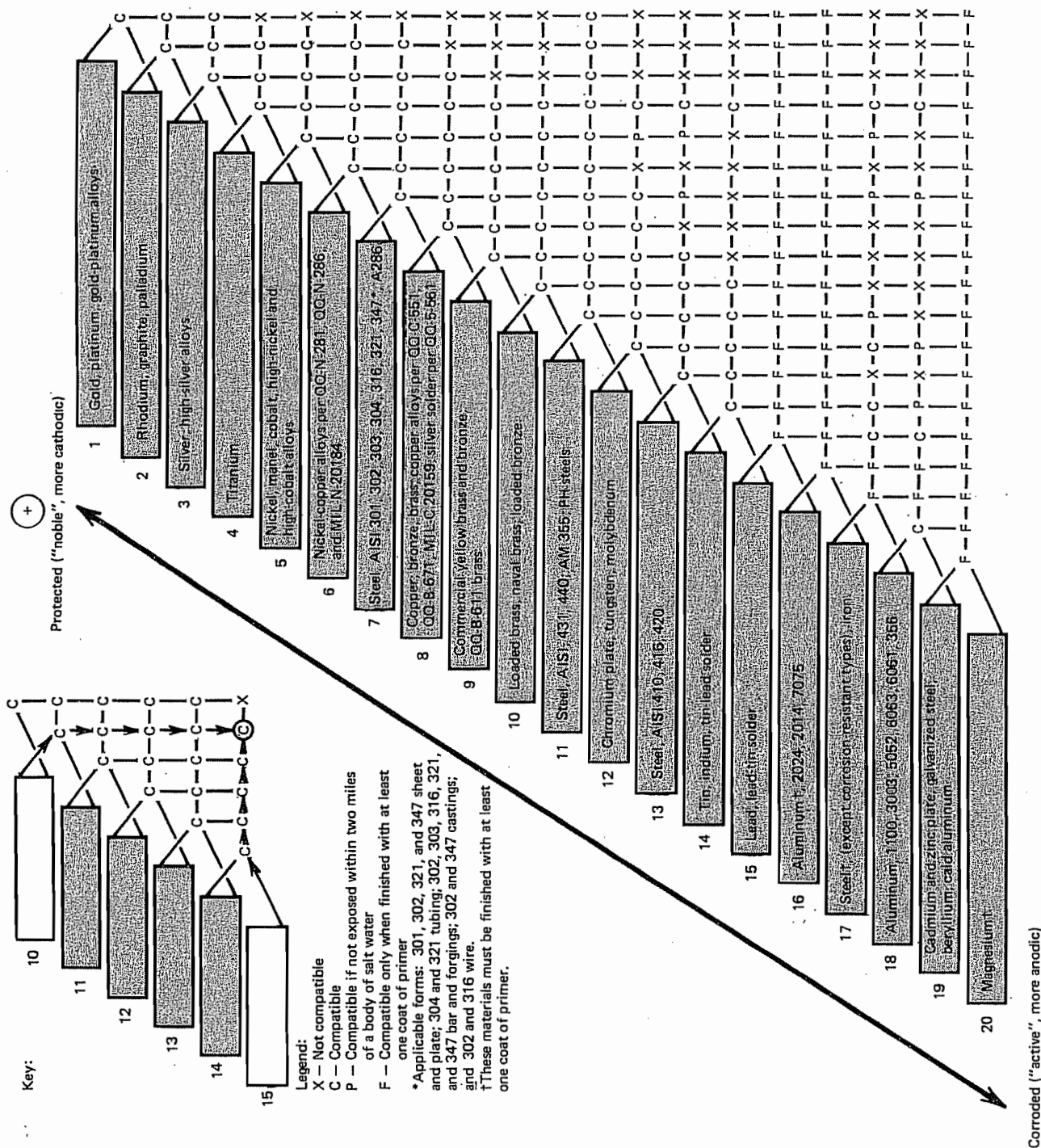
## ESTIMATION DU COEFFICIENT D'USURE DANS DIVERS CAS DE GLISSEMENT

Même référence que la page précédente

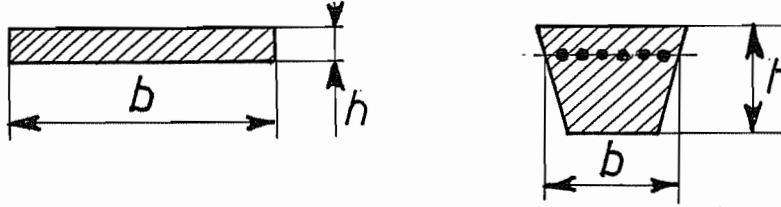


# CHARTE DE COMPATIBILITÉ À LA CORROSION

D'après C.F. LITTLEFIELD et E.C Groshart, Galvanic Corrosion, *Machine Design*, 35, p.243 (May 9, 1963)



Dimensions  $l$  = longueur ;  $b$  = largeur ;  $h$  = épaisseur



Efforts  $T$ : brin tendu ;  $t$ : brin mou ;  $Q = \mathcal{P} / v$  = effort moteur

$$\bar{T} = T - \rho b h v^2, \quad \bar{t} = t - \rho b h v^2, \quad Q = T - t = \bar{T} - \bar{t}$$

$$\bar{T} = \bar{t} \cdot \exp(f \alpha_t) \quad \alpha_t = \text{arc de travail}$$

$$\alpha_t = \alpha_{\text{petit}} / s, \quad s = \text{sécurité, d'où } f \alpha_t = \frac{f}{s} \alpha_{\text{petit}} = \tilde{f} \alpha_{\text{petit}}$$

$\tilde{f}$  = coefficient de frottement de calcul.

Puissance transmissible :  $\bar{T} = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_f - \rho v^2) b h$

$$\mathcal{P} = \bar{T} (1 - \exp(-f \alpha_{\text{petit}})) v$$

$$\sigma_f = \text{tension de flexion} = \begin{cases} E_f h/d_{\text{petit}} & (\text{courroies plates}) \\ E_f (h/d_{\text{petit}} - \frac{\pi h}{l}) & (\text{trapézoïdales}) \end{cases}$$

$E_f$  = module équivalent de flexion  $\neq E$

$\sigma_{\text{max}}$  déterminé par la durée de vie escomptée (en nombre de tours de la courroie)  $\Lambda$

$$\frac{\Lambda}{\Lambda^*} = \left( \frac{\sigma_{\text{lim}}^*}{\sigma_{\text{max}}} \right)^p \quad \begin{matrix} p = 8 & (\text{trapézoïdales}) \\ p = 6 & (\text{plates}) \end{matrix}$$

Efforts sur les arbres :  $\left. \begin{array}{l} ((\bar{T} + \bar{t}) / 2) \sin(\alpha/2) \text{ selon la bissectrice} \\ \text{des brins} \\ Q \cos(\alpha/2) \text{ selon la perpendiculaire.} \end{array} \right\}$

Tension de pose

- Première approximation :  $(T + t) / 2$

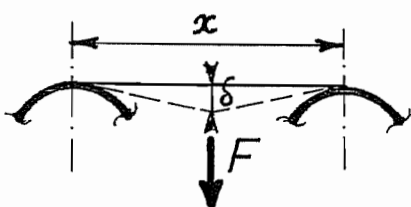
$$\begin{aligned} \text{- Formule correcte: } N_{\text{pose}} = & l \rho b h v^2 + \bar{T} \left( l_T + \frac{d_M}{2} (\alpha_M - \alpha_t) \right) \\ & + \bar{t} \left( l_t + \frac{d_R}{2} (\alpha_R - \alpha_t) \right) \\ & + Q \left( \frac{d_M + d_R}{2 f} \right) \end{aligned}$$

$l_T$  = longueur du brin tendu ;  $l_t$  = longueur du brin mou

$\alpha_M$  = arc embrassé sur la poulie motrice

$\alpha_R$  = arc embrassé sur la poulie réceptrice

Vérification de la tension de pose par mesure de la flèche



$$\frac{\delta}{x} = \frac{F}{4 N_{\text{pose}}}$$

Validité :  $\frac{F^2}{8 N_{\text{pose}}^2} \ll 1$



Tensions - limites de référence à  $\Lambda^* = 10^7$  cycles

- Courroies plates caoutchoutées  $\approx$  6 MPa (Dobrovolski)
- Courroies en coton : 3 MPa (ibidem)
- Courroies trapézoïdales traditionnelles : 7 MPa (Bussmann)
- Courroies trapézoïdales à section étroite : 15 MPa (déduit des puissances annoncées par FENNER)
- Courroies en cuir : 4...4,5 MPa (extrapolation)

Coefficients de frottement

Type de courroie	f	$\tilde{f}$
Cuir		$0,3 + \frac{v}{100}$ (v en m/s)
Plates caoutchoutées	0,6...0,7	0,5
Plates coton		0,3
Trapézoïdales	$0,35 + 0,012 v$	$\tilde{f}/\sin\beta = 0,5$

Remarque: Pour les courroies plates, prendre la valeur 0,8 f si la tension s'obtient par variation de l'entraxe, et la valeur 0,6 f si elle s'obtient par raccourcissement de la courroie.

Masses volumiques

Type de courroie	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )
Cuir	900 (fortement assoupli) 1000 (assoupli) 1100 (raide)
Coton	1300
Caoutchoutées	1200...1250
Trapézoïdales	1100

ECHAUFFEMENT : risque de mener à la destruction rapide. Mesure:  
 $B = \text{nb. poulies} \cdot v / l$  (en s<sup>-1</sup>)

Type de courroie	$B_{\text{max}}$ (s <sup>-1</sup> )
Plate cuir	25 (fortement assoupli) 10 (assoupli) 5 (raide)
Caoutchoutées	6...30
Coton	-
Trap. traditionnelles	40
Trap. étroites	50...80

Modules de Young réel et fictif pour la flexion

Type de courroie	E (MPa)	$E_f$ (MPa)
Plate cuir	450	30 (fort. assoupli) 50 (assoupli) 70 (raide)
Coton		40
Caoutchoutées	350...1200	50
Trapézoïdales	500...1400	60 (d'après Bussmann)

COURROIES TRAPEZOIDALES A SECTION ETROITE  
POULIES NORMALISEES - ISO 4183 - 1980

d (mm)	SPZ	SPA	SPB	SPC
63	+			
71	+			
75	+			
80	+			
90	+	+		
95		+		
100	+	+		
112	+	+		
118		+		
125	+	+		
132	+	+		
140	+	+	+	
150	+	+	+	
160	+	+	+	
170			+	
180	+	+	+	
200	+	+	+	
224	+	+	+	+
236				+
250	+	+	+	+
265				+

d (mm)	SPZ	SPA	SPB	SPC
280	+	+	+	+
300				+
315	+	+	+	+
335				+
355	+	+	+	+
400	+	+	+	+
450		+	+	+
500	+	+	+	+
560		+	+	+
600			+	+
630	+	+	+	+
710		+	+	+
750			+	+
800		+	+	+
900			+	+
1000			+	+
1120			+	+
1250				+
1400				+
1600				+
2000				+

LONGUEURS DE COURROIES NORMALISEES - ISO 4184 - 1980 (\*)

L(mm)	SPZ	SPA	SPB	SPC
630	+			
710	+			
800	+	+		
900	+	+		
1000	+	+		
1120	+	+		
1250	+	+	+	
1400	+	+	+	
1600	+	+	+	
1800	+	+	+	
2000	+	+	+	+
2240	+	+	+	+
2500	+	+	+	+
2800	+	+	+	+

L(mm)	SPZ	SPA	SPB	SPC
3150	+	+	+	+
3550	+	+	+	+
4000		+	+	+
4500		+	+	+
5000			+	+
5600			+	+
6300			+	+
7100			+	+
8000			+	+
9000				+
10000				+
11200				+
12500				+

ANGLE DES POULIES A GORGES, en fonction du diamètre de référence  
(diamètre correspondant à la fibre neutre de la courroie) ISO 4183 - 1980

PROFILS	diamètres de référence pour	
	38°	34°
SPZ	> 80	≤ 80
SPA	> 118	≤ 118
SPB	> 190	≤ 190
SPC	> 315	≤ 315

(\*) Longueur sous tension, mesurée selon un protocole normalisé sous 360N (SPZ), 560 N (SPA), 900 N (SPB), 1500 N (SPC). Tolérance d'environ ± 0,01 L

Caractéristiques des courroies SP...

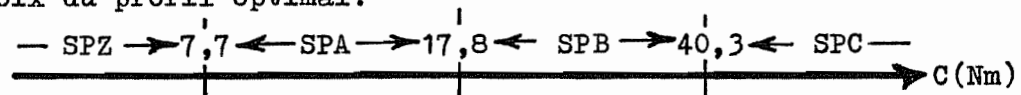
	SPZ	SPA	SPB	SPC
b (mm)	8,5	11	14	19
h (mm)	8	10	13	18
bh (kg/m)	0,069	0,128	0,206	0,373
bh (mm <sup>2</sup> )	68	110	182	342
N* <sub>lim</sub> (N)	1020	1650	2730	5130

DIMENSIONNEMENT DES TRANSMISSIONS A COURROIES TRAPEZOIDALES SP...

1. Facteur de service K .....  $\mathcal{P} = K \mathcal{P}_{\text{nom}}$

2. Couple à la petite poulie  $C = \mathcal{P} / \omega$

3. Choix du profil optimal:



4. Diamètre de poulie nécessaire:  $d \approx d^* + \mathcal{B} C$

	SPZ	SPA	SPB	SPC
d* (mm)	43	53	69	96
$\mathcal{B}$ (mm/(Nm))	3,6	2,3	1,4	0,73

5. Deuxième poulie:  $D = i d$ .  $i =$  rapport de transmission ( $\geq 1$ )

6. Entraxe optimal:  $a = 2\sqrt{d(D + d)}$

7. Longueur de courroie: abaque COU5. Modifier a et L pour obtenir une longueur de courroie normalisée.

VERIFICATION DES TRANSMISSIONS A COURROIES TRAPEZOIDALES SP...

8. Facteur de service (voir 1.)

9. Abaque COU6.... Q

10. Abaque COU7....  $\bar{T}$  et  $\bar{N}_o$  ( $\approx \frac{1}{2}$  effort sur l'arbre)

11. Abaque COU9....  $N_f$

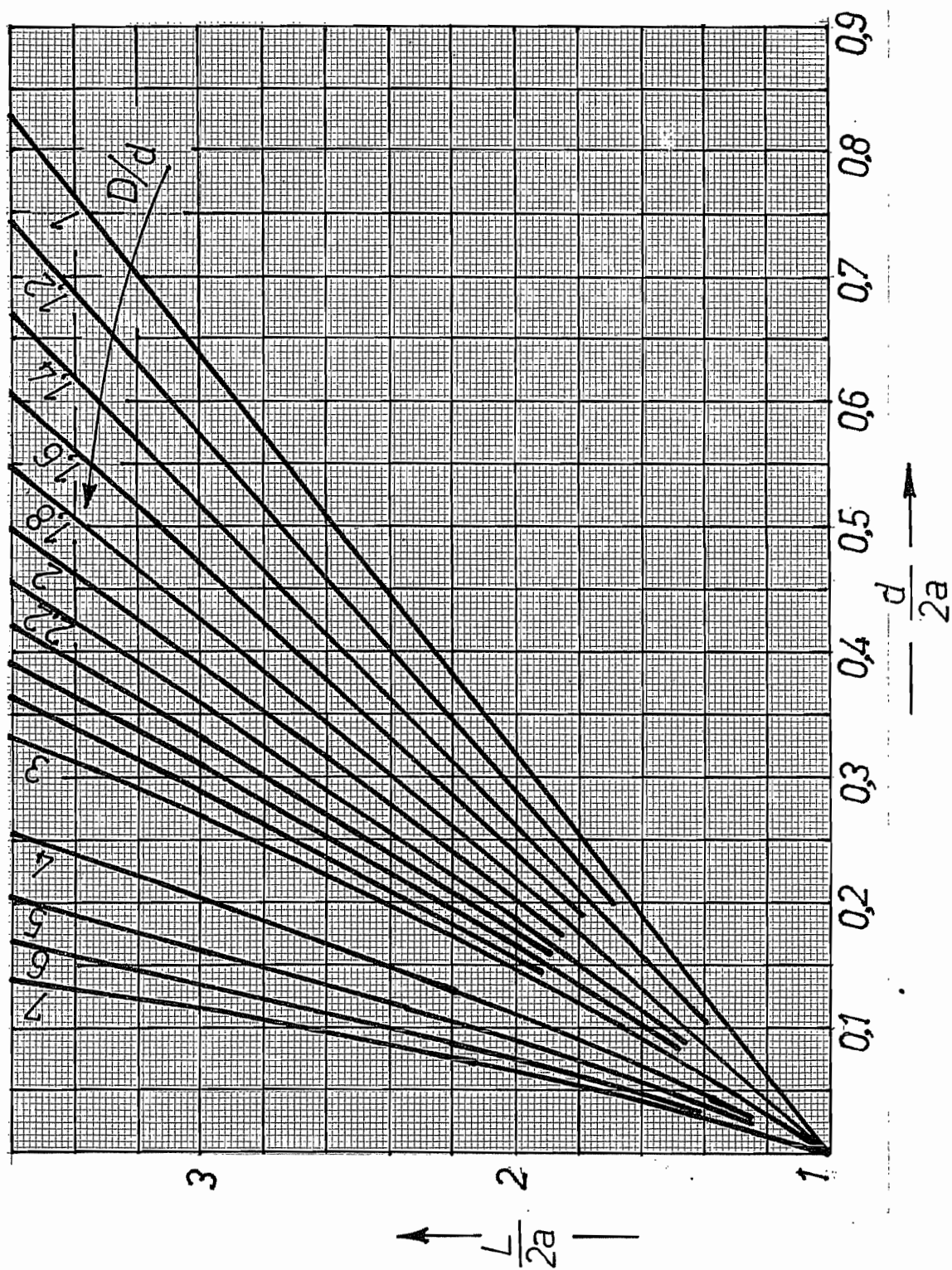
12. Abaque COU10....  $N_v$

13.  $N_{\text{max}} = \bar{T} + N_f + N_v$ . A l'aide de l'abaque COU8, durée de vie en nombre de tours de la courroie (vérifier si elle convient).

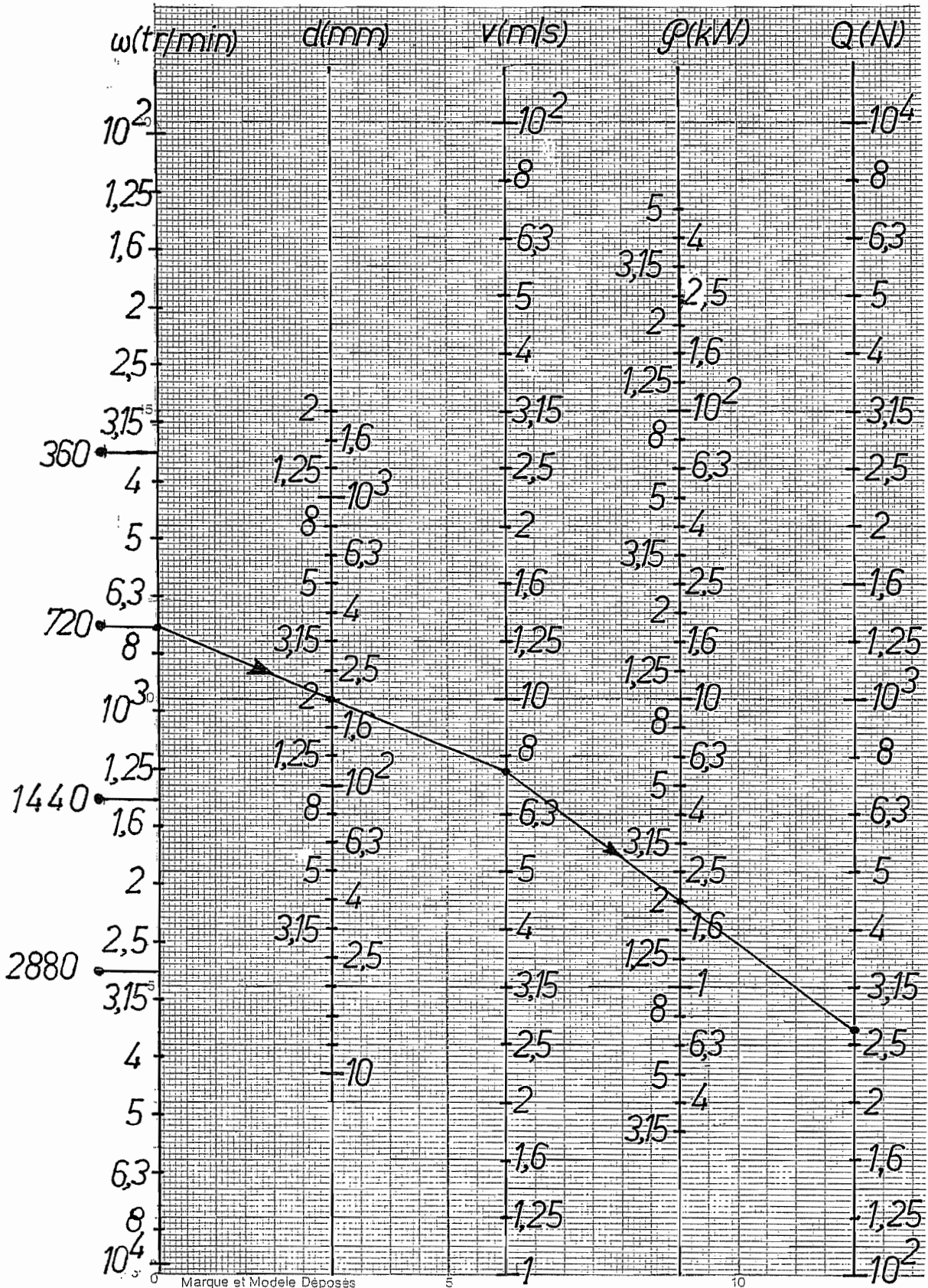
14. Vérification à l'échauffement:  $B \leq B_{\text{max}}$

15. Vérification de la vitesse (prod. électricité statique et risques divers qui en résultent)  $v \leq v_{\text{max}} = 40$  m/s

Longueur L de la courroie, en fonction de l'entraxe a et des diamètres D et d

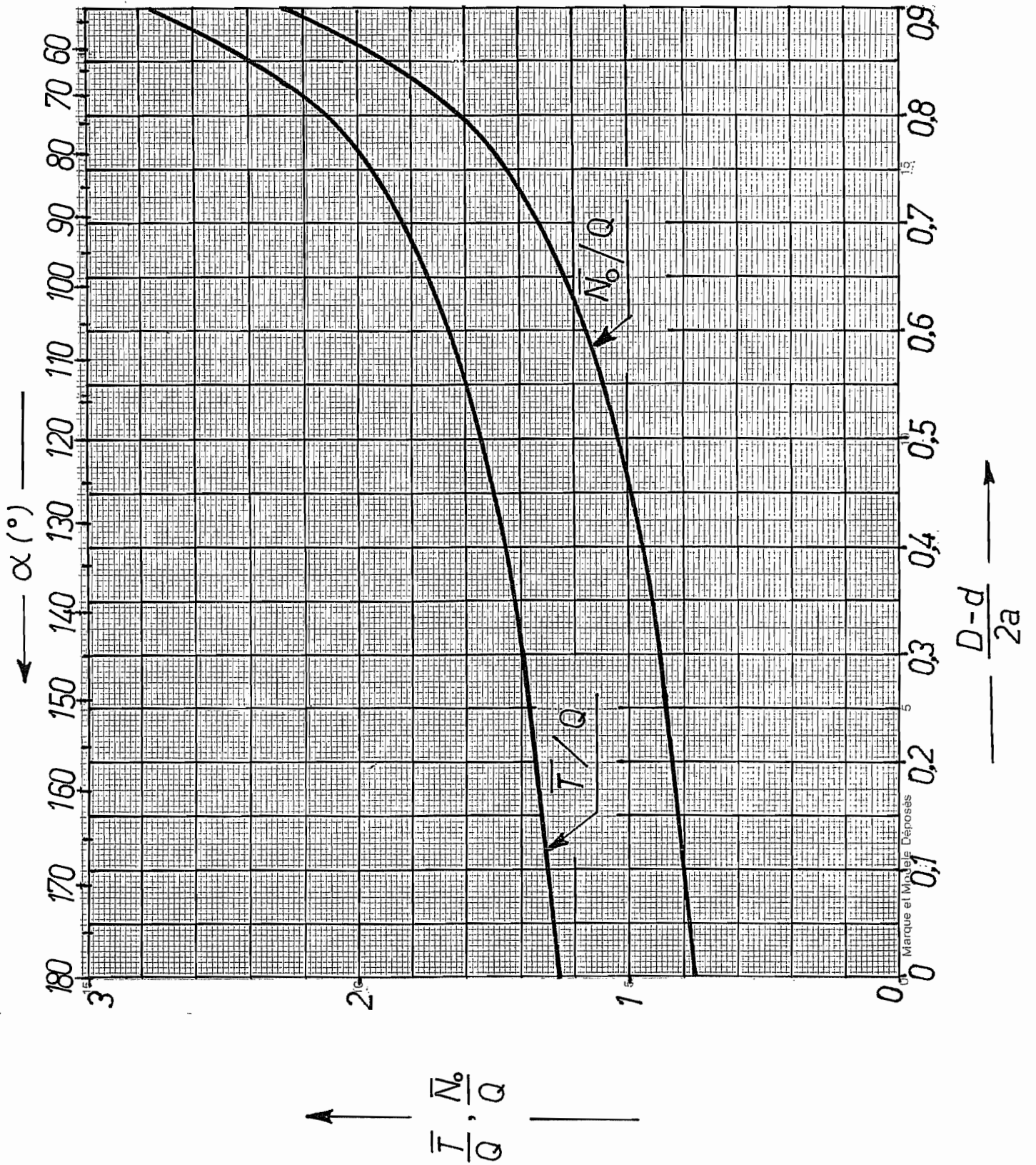


EFFORT MOTEUR

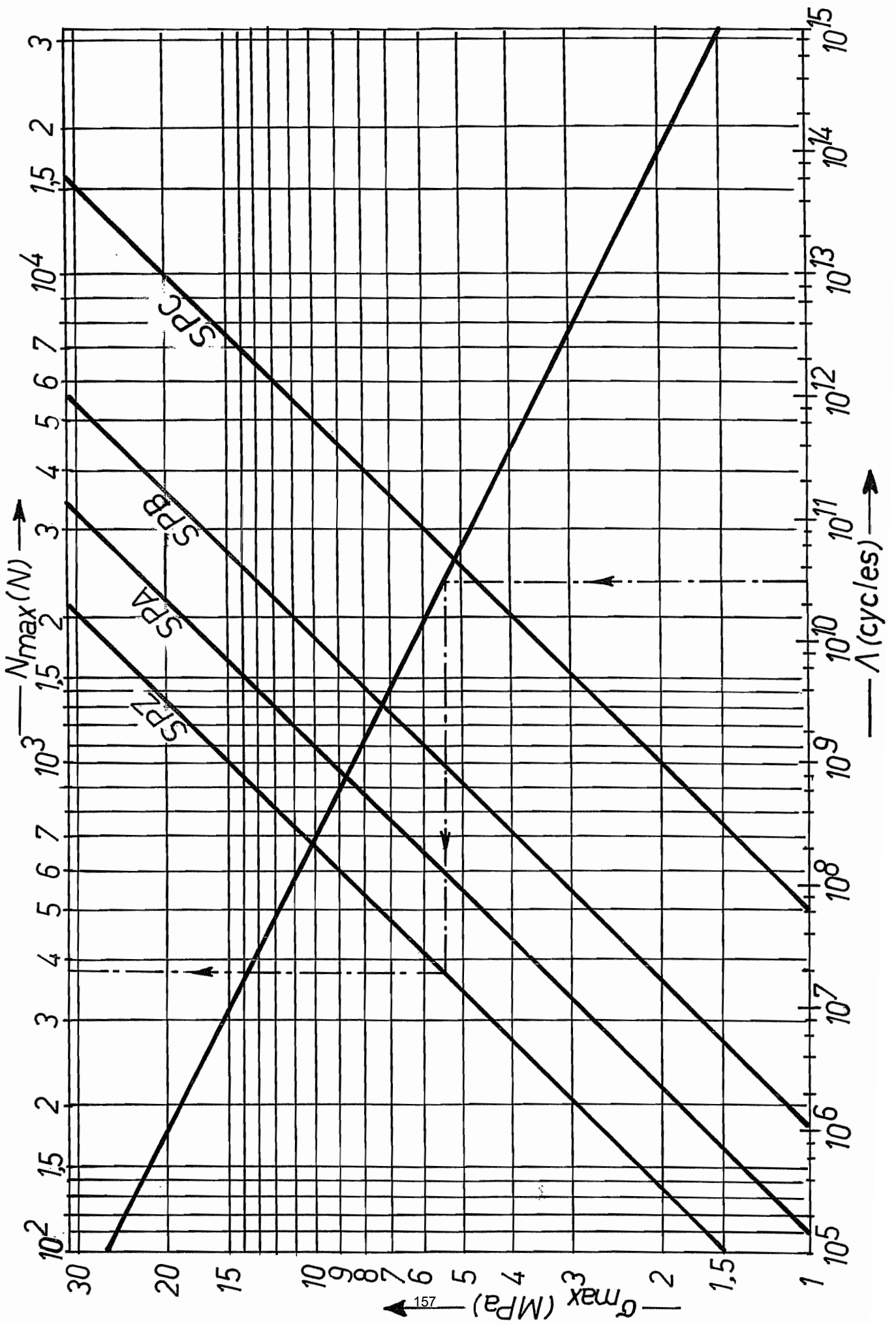


COURROIES TRAPÉZOÏDALES

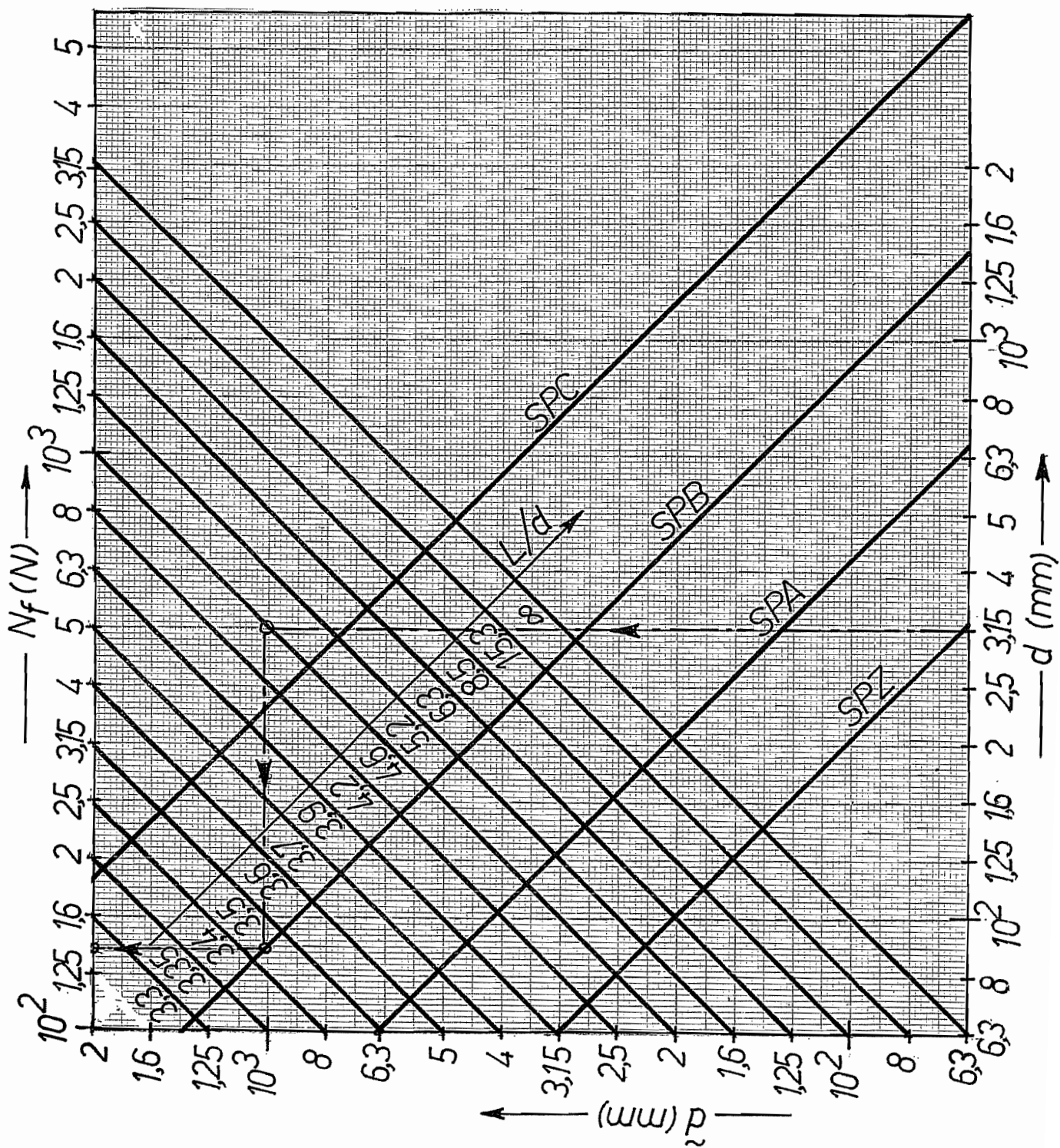
Évaluation de  $\bar{T}$  et  $\bar{N}_0$



SP... - EFFORT MAXIMAL

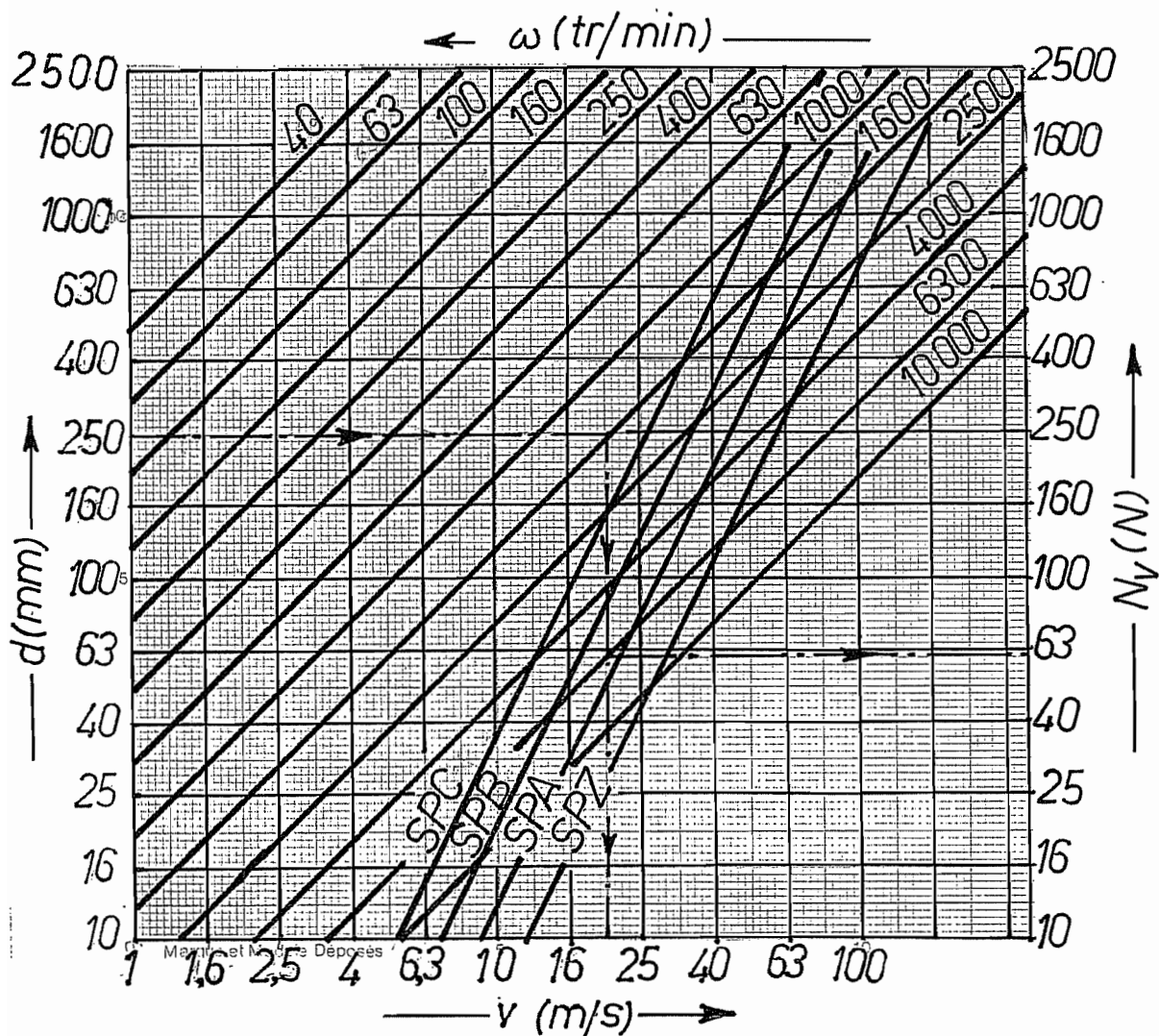


SP... - EFFORT FICTIF DE FLEXION





SP... - EFFORT CENTRIFUGE



POULIES NORMALISEES POUR COURROIES PLATESDiamètres (mm)

40 45 50 56 63 71 80 90 100 112 125 140 160 180 200 224 250 280 315  
 355 400 450 500 560 630 710 800 900 1000 1120 1250 1400 1600 1800  
 2000 2240 2500 2800 3150 3550 4000 4500 5000

Largeurs (mm)

20 25 32 40 50 63 71 80 90 100 112 125 140 160 180 200 224 250 280  
 315 355 400 450 500 560 630

VIBRATIONS TRANSVERSALES DES BRINS D' UNE COURROIE

Brin de longueur  $l_b$  entre deux poulies

$v$  = vitesse de la courroie

$c$  = vitesse de propagation des ondes transversales :  $c = \sqrt{\frac{N}{\rho bh}}$

avec  $N$  = effort dans le brin considéré

Fréquences des oscillations libres :  $\text{fréq.} = \frac{n c}{2l_b} \left( 1 - \frac{v^2}{c^2} \right)$

avec  $n = 1, 2, 3, \dots$

Excitation: - joints, variations d'épaisseur de la courroie, ....  
 à la fréquence  $v/l$   
 - fluctuations de couple

# Engrenages : avant-projet

## 1 Engrenages droits

### 1.1 Proportions

Diamètre de la roue :  $D$  ( $Z$  dents)

Diamètre du pignon :  $d$  ( $z$  dents)

Largeur des roues :  $b$

Module :  $m = \frac{d}{z} = \frac{D}{Z}$

$\psi_m = b/m$

$\psi_d = b/d$

$\psi_d/\psi_m = m/d = 1/z$

$i = D/d$

creux= $1,25m$ ; saillie= $m$

– On doit avoir

$$\begin{aligned} d &\geq 1,2d_{\text{arbre}} \quad (\text{pignon arbré}) \\ &\geq 2d_{\text{arbre}} \quad (\text{pignon indépendant calé sur l'arbre}) \end{aligned}$$

– La norme NBN E230102 (déc 1968) recommande  $\psi_m = 10$ . On en déduit  $\psi_d$  en fonction du nombre de dents  $z$  attendu.

### 1.2 La pression hertzienne $p_H$ ne dépend que du diamètre des deux roues (pour $\psi_d$ donné)

$$\begin{aligned} p_H &= \sqrt{\frac{1}{2\pi} P' E_m \sum \rho} \\ P' &= \frac{1}{b} \frac{Q}{\cos 20^\circ} = \frac{2M_t}{bd \cos 20^\circ} \\ \frac{2}{E_m} &= \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \\ \sum \rho &= \frac{2}{d \sin 20^\circ} + \frac{2}{D \sin 20^\circ} = \frac{2}{d \sin 20^\circ} \left(1 + \frac{1}{i}\right) \\ p_H^2 &= \frac{E_m}{2\pi} \frac{2M_t}{\psi_d d^2 \cos 20^\circ} \frac{2}{d \sin 20^\circ} \left(1 + \frac{1}{i}\right) \\ &= \frac{E_m}{\pi} \frac{4M_t}{\psi_d d^3 \sin 40^\circ} \left(1 + \frac{1}{i}\right) \\ &= 1,981 \left(1 + \frac{1}{i}\right) \frac{M_t E_m}{\psi_d d^3} \\ d &= 1,256 \sqrt[3]{\frac{\left(1 + \frac{1}{i}\right) M_t E_m}{\psi_d p_H^2}} \end{aligned}$$

C'est le diamètre *minimal*. Poser

$$p_H^*/MPa = C_B \cdot HB/MPa \quad \text{ou} \quad p_H^*/MPa = C_R \cdot HRC$$

pour un nombre de cycles  $n^*$ . Pour un nombre de cycles  $n$ ,

$$p_H = p_H^* \left( \frac{n^*}{n} \right)^{1/8}$$

Valeurs de $C_B$ ou $C_R$ (Réf : Dobrovolski et al.)				
Matériau des engrenages	traitement thermique	dureté surface dents	$C_B$ ou $C_R$	$n^*/Mc$
Aciers au carbone et alliés	recuit ou normalisation	HB $\leq$ 2600 MPa	$C_B = 0,25$	10
		HB = 2600...3500 MPa	$C_B = 0,25$	10 à 25
Aciers faibl alliés CrNi, Cr, CrMo, CrV	cémentation	HRC=55...63	$C_R = 28$	80 à 140
Aciers au carbone C10, C12, C18	cémentation	HRC=55...63	$C_R = 22$	80 à 140
Aciers au carbone ou faibl alliés Cr ou CrNi	trempe volumique ou superficielle	HRC=40...55	$C_R = 24$	30...80
Fontes grises		HB=1700...2700 MPa	$C_B = 0,15$	-
Fontes inoculées		HB=1700...2620 MPa	$C_B = 0,18$	-

### 1.3 Résistance à la flexion

#### 1.3.1 Principe

$Q = \frac{2}{d}M_t$  est supposée appliquée au sommet de la dent.

Hauteur dent =  $2,25m$

Épaisseur dent à la racine  $\approx \frac{\pi}{2}m$  ( sous-évaluation)

Poser

$$\sigma_f = \frac{\sigma_D}{\alpha_k s_D}, \quad \alpha_k = 2, 1, \quad s_D = 2...3$$

#### 1.3.2 En supposant $d$ donné

$$M_f = Q \cdot 2,25m = \frac{4,5M_t m}{d}$$

$$\sigma_f = \frac{6M_f}{b \left(\frac{\pi}{2}m\right)^2} = 10,94 \frac{M_t}{\psi_m d m^2}$$

$$m = 3,308 \sqrt{\frac{M_t}{\psi_m d \sigma_f}}$$

C'est le module *minimal*. Alors,  $z = d/m$  doit en principe vérifier  $z \geq 17$ .

**1.3.3 En supposant  $z$  donné**

$$M_f = Q \cdot 2,25m = \frac{4,5M_t m}{d} = \frac{4,25M_t}{z}$$

$$\sigma_f = \frac{6M_f}{b\left(\frac{\pi}{2}m\right)^2} = 10,94 \frac{M_t}{\psi_m z m^3}$$

$$m = 2,220 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\psi_m z \sigma_f}}$$

C'est le module *minimal*.

**1.4 Cas de l'entraxe  $e$  fixé**

Alors,

$$d = \frac{2e}{1+i}$$

**1.5 Valeurs recommandées du module en  $mm$**

*Réf : NBN E 230.102, déc. 1968*

I	II	I	II
0,3		4	
	0,35		4,5
0,4		5	
	0,45		5,5
0,5		6	
	0,55		7
0,6		8	
	0,7		9
0,8		10	
	0,9		11
1		12	
	1,125		14
1,25		16	
	1,375		18
1,5		20	
	1,75		22
2		25	
	2,25		28
2,5		32	
	2,75		36
3		40	
	3,5		45
4		50	

La préférence est à donner aux modules classés dans les colonnes I.

## 2 Engrenages hélicoïdaux

### 2.1 Définitions

$$\begin{aligned}\beta &= \text{angle d'hélice} \\ m_n &= \text{module normal} \\ F'_t &= \frac{Q}{\cos \beta} = \text{force tangentielle dans la direction de la normale à la dent}\end{aligned}$$

### 2.2 Flexion

$$\sigma_f = \frac{F'_t \cdot 2,25m_n}{\frac{b}{\cos \beta} \left(\frac{\pi}{2}m_n\right)^2} = \frac{Q \cdot 2,25m_n}{b \left(\frac{\pi}{2}m_n\right)^2}$$

= même formule qu'avec des dents droites, sauf à remplacer  $m$  par  $m_n$ . Les calculs précédents restent donc valables.

### 2.3 Pression hertzienne

$$\begin{aligned}P' &= \frac{F'_t}{\frac{b}{\cos \beta}} = \frac{Q}{b} \\ \sum \rho &= \frac{2}{d \sin 20^\circ} \left(1 + \frac{1}{i}\right) \cos \beta \\ p_H^2 &= 1,981 \left(1 + \frac{1}{i}\right) \frac{M_t E_m}{\psi_d d^3} \cos \beta \\ d &= 1,256 \sqrt[3]{\left(1 + \frac{1}{i}\right) \frac{M_t E_m \cos \beta}{\psi_d p_H^2}}\end{aligned}$$

# PETIT LEXIQUE ILLUSTRÉ DE CONSTRUCTION MÉCANIQUE

*J.F. Debongnie, L. Leloup*

*Les lignes qui suivent sont destinées à familiariser nos étudiants avec le vocabulaire courant de la construction mécanique. Les définitions sont largement illustrées dans les figures 1 à 7 qui suivent. Un certain nombre de traductions en anglais (E) et en allemand (D) sont données.*

## A

**Alésage** : trou ou ouverture cylindrique ou conique, pouvant, pour les petits diamètres, être fini à l'aide d'un outil appelé *alésoir*. Par extension, le diamètre de cette ouverture (*fig. 3 A*).  
*English* : bore. *Deutsch* : Bohrung

**Arbre** : corps de révolution allongé suivant son axe et tournant autour de celui-ci (*fig. 1A, 2A, 3A et 3B*).  
*E* : shaft. *D* : Welle

**Arrondi** : raccord de deux surfaces formant un angle sortant, engendré par un quart de circonférence. Même rôle que les *chanfreins*, voir ce mot (*fig. 4A*).

**Axe** : pièce cylindrique fixe sur laquelle s'articule une autre pièce (*fig. 2A*).  
*E* : axle. *D* : Achse

## B

**Bossage** : surépaisseur d'une pièce, destinée à être dressée pour recevoir la face d'appui d'une tête de vis ou d'un écrou (*fig. 1D, 4A, 5A*).  
*E* : boss. *D* : Nabe

**Boulon** : l'ensemble formé par une vis et un écrou.  
*E* : vis = screw, écrou = nut, boulon = bolt  
*D* : vis = Schraube, écrou = Mutter,

**Boutonnière** : voir *trou ovalisé*.

**Bride** : couronne terminant un cylindre, un tuyau ou un arbre et ayant pour fonction d'en permettre l'assemblage avec une pièce analogue à l'aide de boulons. Cette appellation désigne également des pièces rapportées jouant le même rôle ou des rôles analogues (*fig. 1B*).

*E* : flange. *D* : Flansch

**Buselure** : pièce cylindrique creuse à loger dans un alésage (*fig. 1C*).

**Came** : pièce profilée animée d'un mouvement de rotation communiquant à un tige un mouvement rectiligne alternatif suivant une loi déterminée (*fig. 2A*).

*E* : cam. *D* : Kurventräger, Kurve.

## C

**Chambrage** : évidement pratiqué dans un alésage (*fig. 2B et 6A*).

*E* : counterboring. *D* : Einsenken

**Chanfrein** : petite surface formée en abattant l'arête d'une pièce en vue de la rendre moins fragile, d'en faciliter le montage, d'éviter les accidents que peuvent provoquer les arêtes vives, d'améliorer l'aspect de la pièce (*fig. 1A, 2C, et 3D*).

*E* : chamfer. *D* : Fase.

**Chape** : sorte de fourche permettant la liaison de deux pièces par l'intermédiaire d'un axe d'articulation (*fig. 2A*).

*D* : Gabel

**Clavette** : pièce destinée à l'assemblage, se logeant dans des mortaises ou des rainures pratiquées dans des pièces à assembler (*fig. 2A et 2D*).

*E* : key. *D* : clavette parallèle = Paßfeder, clavette inclinée = Keil

**Collet** : voir définition à *épaulement* (*fig. 1A et 3D*).

**Congé** : raccord de deux surfaces formant un angle rentrant, généralement engendré par un quart de circonférence, utilisé en vue d'augmenter la résistance des pièces ou d'en faciliter le moulage (*fig. 1A*).

*E* : fillet. *D* : Kehle

**Coussinet** : buselure, en une ou deux pièces, éventuellement munie d'oreilles ou joues, dans laquelle tourne le tourillon d'un arbre (*fig. 3A*).

*E* : bearing shell, bearing liner. *D* : Lagerbuchse

## D

**Dégagement** : voir *sortie d'outil*.

**Dépouille** : inclinaison donnée aux surfaces en vue d'assurer la possibilité ou l'aisance du démoulage (*fig. 1D et 4A*).

*E* : draft, taper. *D* : Schräge, Modellschräge.

**Douille** : pièce cylindrique ou conique creuse posée sur une pièce pleine (*fig. 1D, 2D et 3B*).



## E

**Embase** : voir définition à *épaulement*.

**Encoche** : rainure très courte ne débouchant que d'un côté de la pièce ; également, petite entaille servant de logement à un ergot (*fig. 3C*).

*E* : notch. *D* : Kerbe

**Épaulement** : dans les pièces de révolution, couronnes circulaires normales à l'axe, résultant des variations brusques de diamètre. L'épaulement sert souvent de butées à un autre organe. Deux épaulements très proches, d'égal diamètre extérieur, forment sur l'arbre un *collet* ou une *embase* (*fig. 3D*).

*E* : shoulder. *D* : Sculter, Absatz

**Ergot** : saillie, ménagée notamment à la tête d'une vis (lorsque cette tête est de révolution) et qui, en se logeant dans une encoche, empêche la vis de tourner lors du serrage de l'écrou (*fig. 3C*).

**Évidement** : partie de surface réalisée en retrait de la surface normalement prévue afin de limiter l'étendue des surfaces portantes (*fig. 2C et 4A*).

## F

**Fraisure** : évasement conique creusé à l'orifice d'un trou, en vue notamment de loger la tête conique d'un rivet ou d'une vis (*fig. 4B, 6A et 7B*).

*E* : countersinking. *D* : Senkung

## G

**Galet** : petit rouleau tournant autour de son axe, à surface périphérique cylindrique ou torique (*fig. 2A*).

*E* : roller. *D* : Walze

**Goupille** : tige ou broche, cylindrique ou conique, destinée à l'assemblage, à l'immobilisation ou au repérage de deux pièces (*fig. 2A et 4C*).

*E* : pin. *D* : Stift

**Gorge** : rainure circulaire de forme arrondie pratiquée dans une pièce de révolution (*fig. 3D et 4C*).

*E* : groove *D* : Nut, Rille

## L

**Lamage** : creux cylindrique à fond plat de faible profondeur, pratiqué à l'entrée d'un trou cylindrique, par fraisage ou lamage, et jouant le même rôle qu'un bossage (*fig. 5A*).

**Languette** : saillie d'une pièce, se logeant dans une rainure dans le cas d'assemblages glissants (*fig. 6C*).

## M

**Manchon** : pièce cylindrique creuse à placer sur des pièces cylindriques pleines, pour en assurer notamment l'assemblage par serrage ou par frettage (*fig. 2D et 5C*).

*E* : muff. *D* : Muffe.

**Maneton** : partie cylindrique d'une manivelle ou d'un arbre coudé, sur laquelle s'articule une tête de bielle (*fig. 5D*).

*E* : crank pin. *D* : Kurbelzapfen

**Méplat** : partie plate ménagée sur une pièce cylindrique (*fig. 5B*).

*E* : flattening. *D* : Abflachung.

**Mortaise** : trou ou cavité à face (*champs*) planes, recevant le tenon d'une autre pièce (*fig. 2D et 5E*).

*E* : mortise. *D* : Zapfenloch

## N

**Nervure** : élément reliant deux parties d'une même pièce en vue de son renforcement ou de sa consolidation (*fig. 4A*).

*E* : rib. *D* : Rippe.

## P

**Palier** : organe servant de support pour les arbres, recevant le tourillon dans un coussinet ou un roulement (*fig. 6A*).

*E* : bearing. *D* : Lager.

**Pivot** : partie cylindrique terminale d'un arbre disposé verticalement, par laquelle il est supporté (*fig. 6B*)

*E* : pivot. *D* : Zapfen

## R

**Rainure** : ouverture de section constante et de grande longueur par rapport à la section (*fig. 1A, 2D et 6C*).

*E* : rainure de clavette = keyway. *D* : rainure de clavette = *Federnut, Keilnut* selon la clavette utilisée (voir *clavette*)

## S

**Saignée** : entaille ou rainure cylindrique à arêtes vive pratiquée dans une pièce cylindrique (*fig. 3D*).

**Sortie d'outil** : dégagement pratiqué dans une pièce spécialement en vue d'en faciliter le parachèvement (*fig. 2C et 7A*).

**Surface moletée** : surface légèrement rainurée par deux réseaux de rainures à 90°, donnant un aspect gaufré. Elles sont généralement destinées à assurer une meilleure prise de l'objet, en évitant le glissement de la main (*fig. 7C*).

*E* : knurled surface. *D* : gerändelt .

## T

**Tenon** : partie d'une pièce s'engageant dans un trou ou une cavité appelée *mortaise*, ménagée dans une autre pièce (*fig. 5E*).

*E* : tenon. *D* : Zapfen.

**Téton** : tenon cylindrique de petites dimensions, notamment bout cylindrique lisse d'une vis (*fig. 7D*).

**Tourillon** : partie cylindrique d'un arbre par laquelle il est supporté dans son mouvement de rotation (voir *coussinet* et *palier*) (*fig. 1A*).

*E* : (shaft)journal. *D* : Zapfen

**Trou borgne** : trou qui n'est pas foré de part en part de la pièce, c'est-à-dire ne débouchant pas (*fig. 6D*).

*E* : blind hole, pocket hole, dead hole. *D* : Grundloch, Sackloch.

**Trou ovalisé** : trou allongé, en forme de boutonnière, fréquemment utilisé en mécanique de manière à permettre le réglage de la position des pièces lors du montage (*fig. 6A*).

*E* : elongated hole, long hole, oblong hole, slot. *D* : Langloch.

## V

**Vis entre cuir et chair** : vis placée à *cheval* sur deux pièces cylindriques emmanchées, pour empêcher un déplacement relatif angulaire (*fig. 7B*).

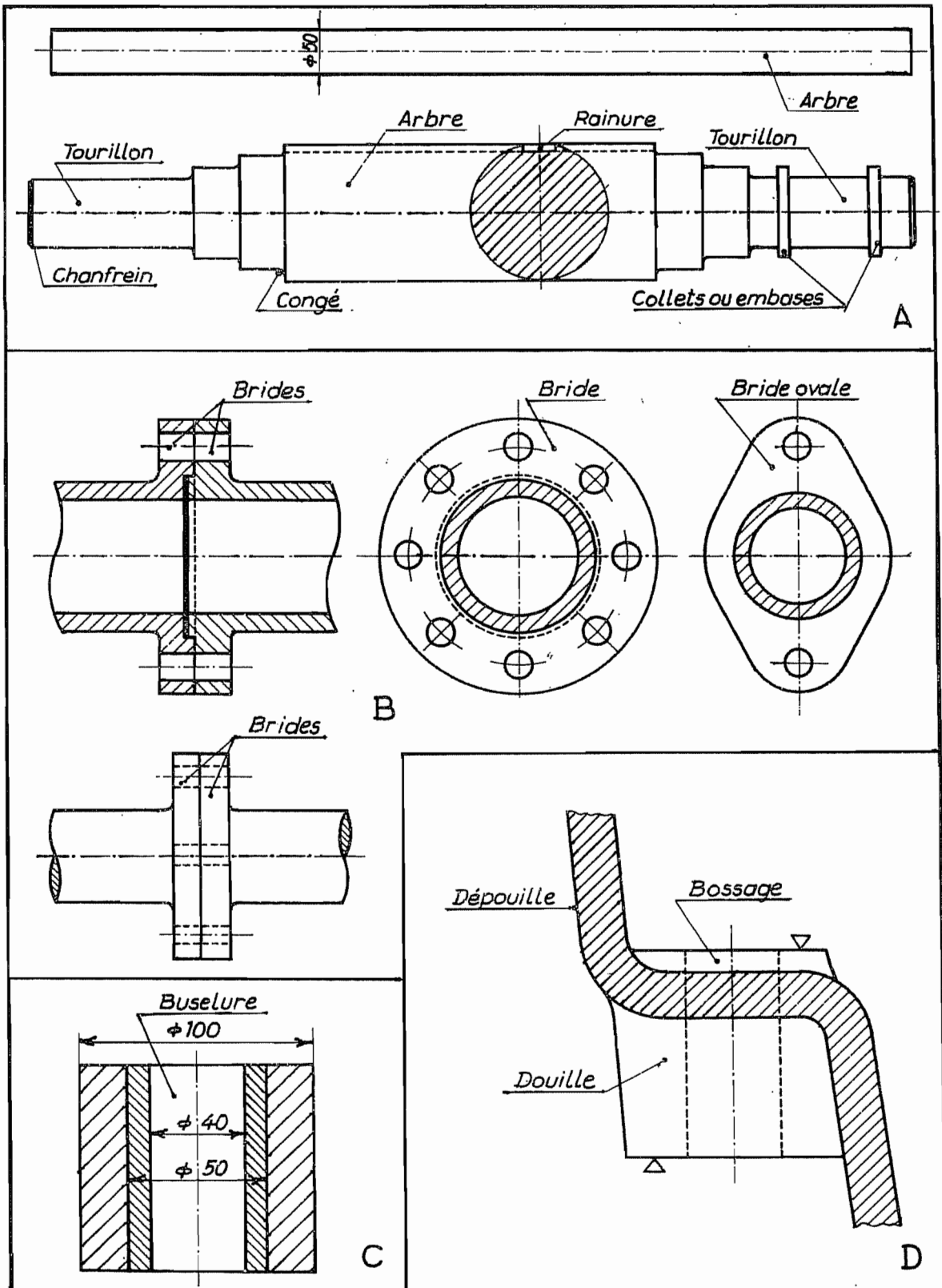


FIG. 1

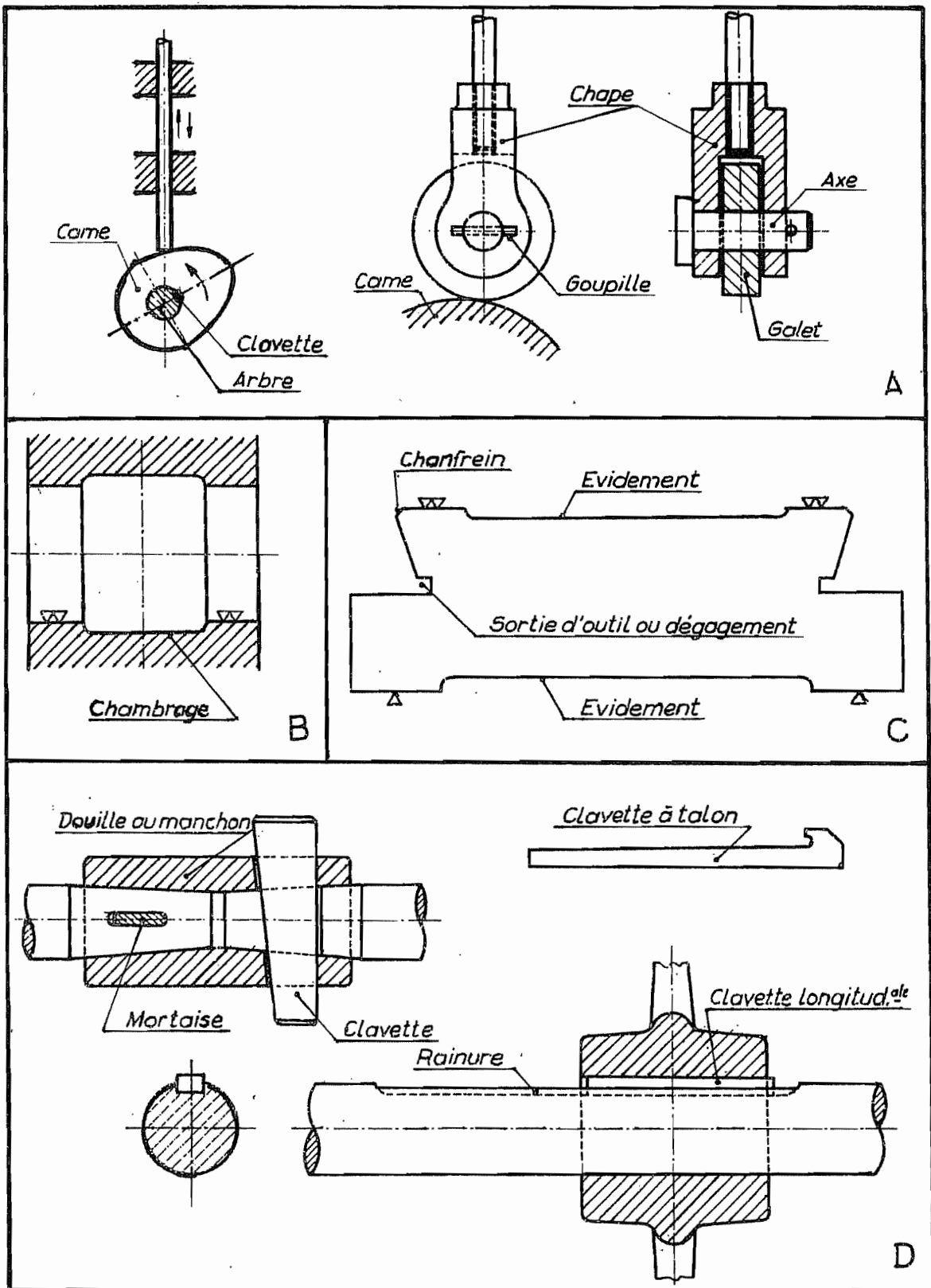


FIG. 2

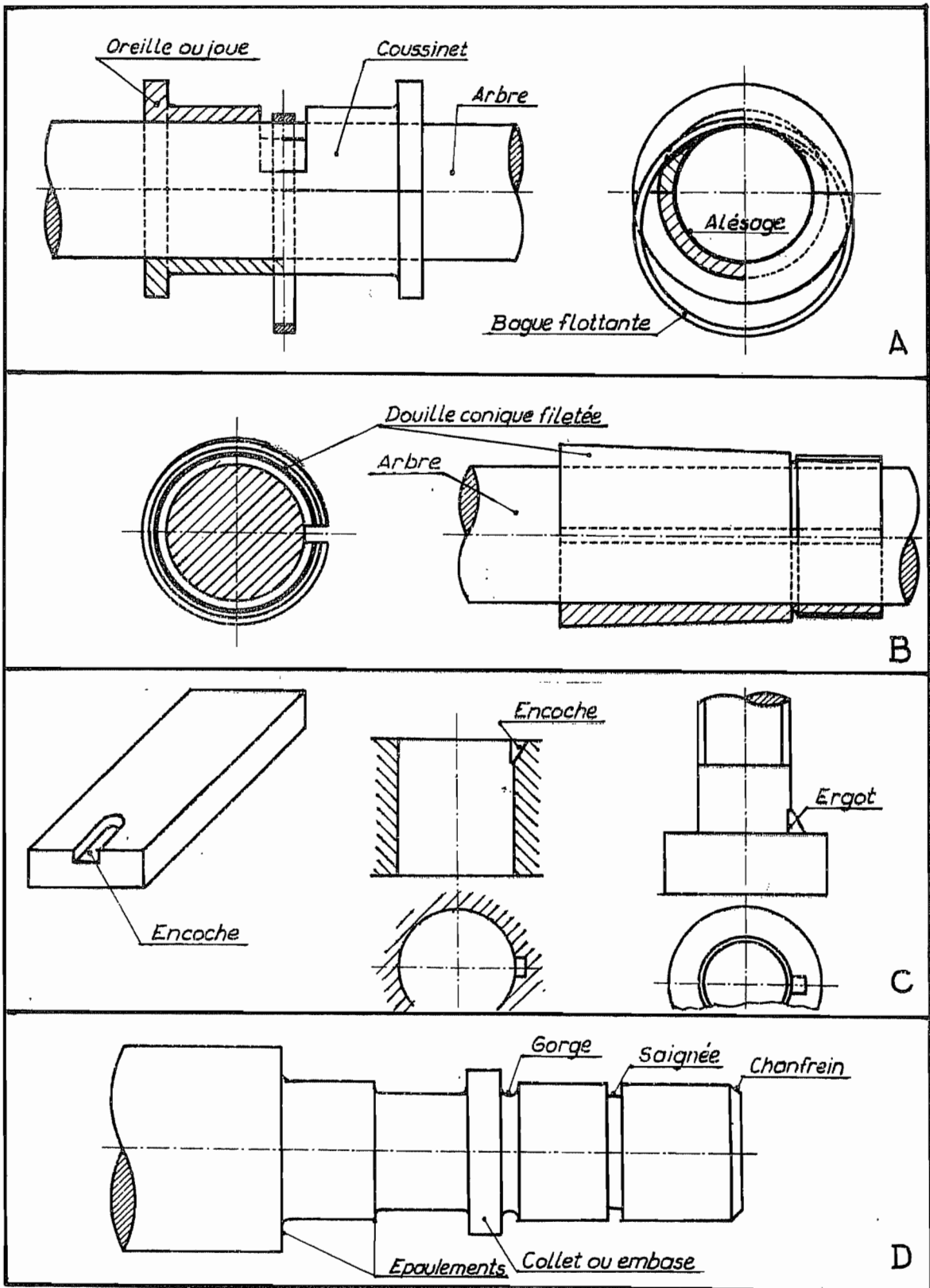


FIG. 3

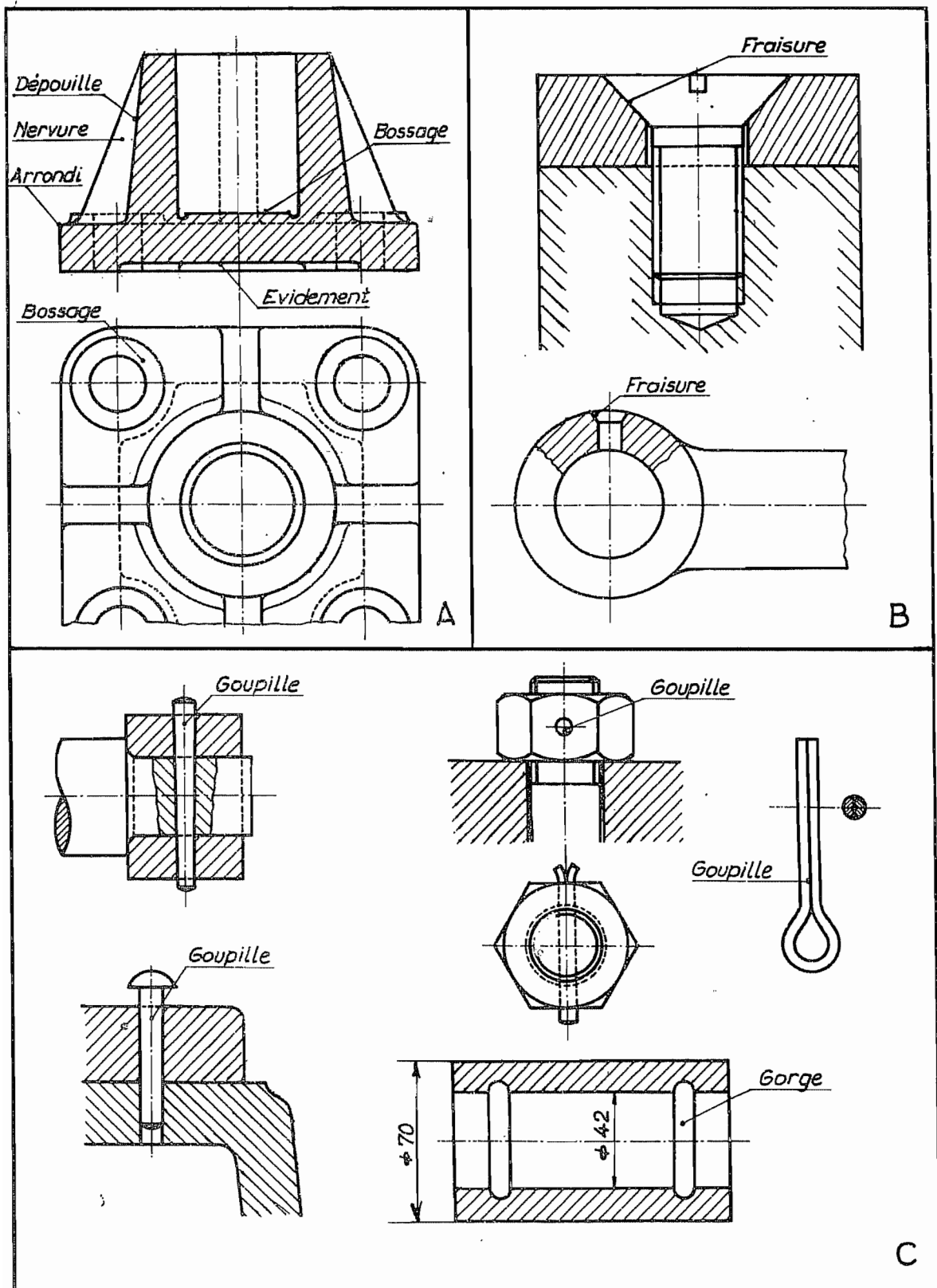


FIG. 4

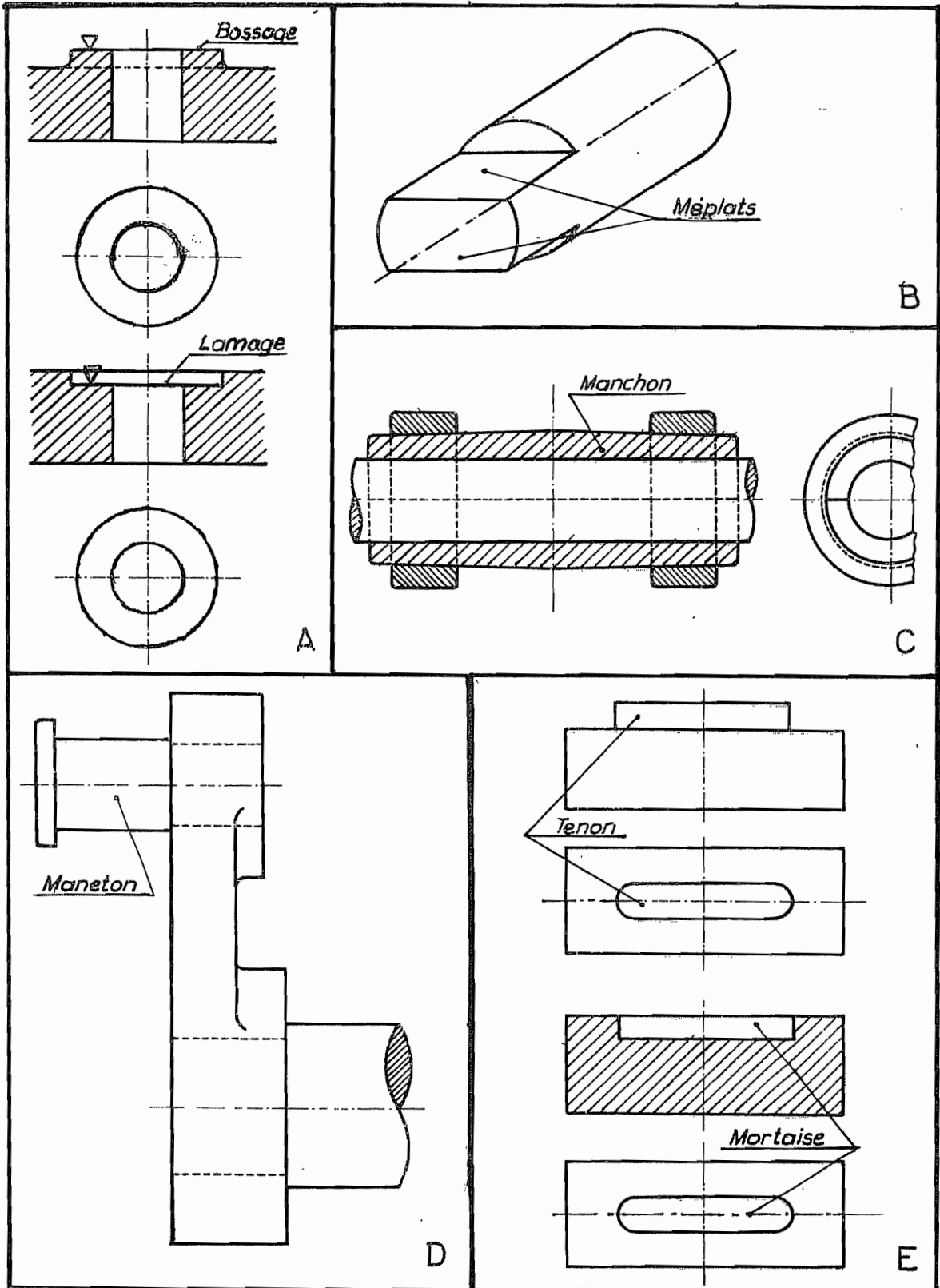


FIG. 5



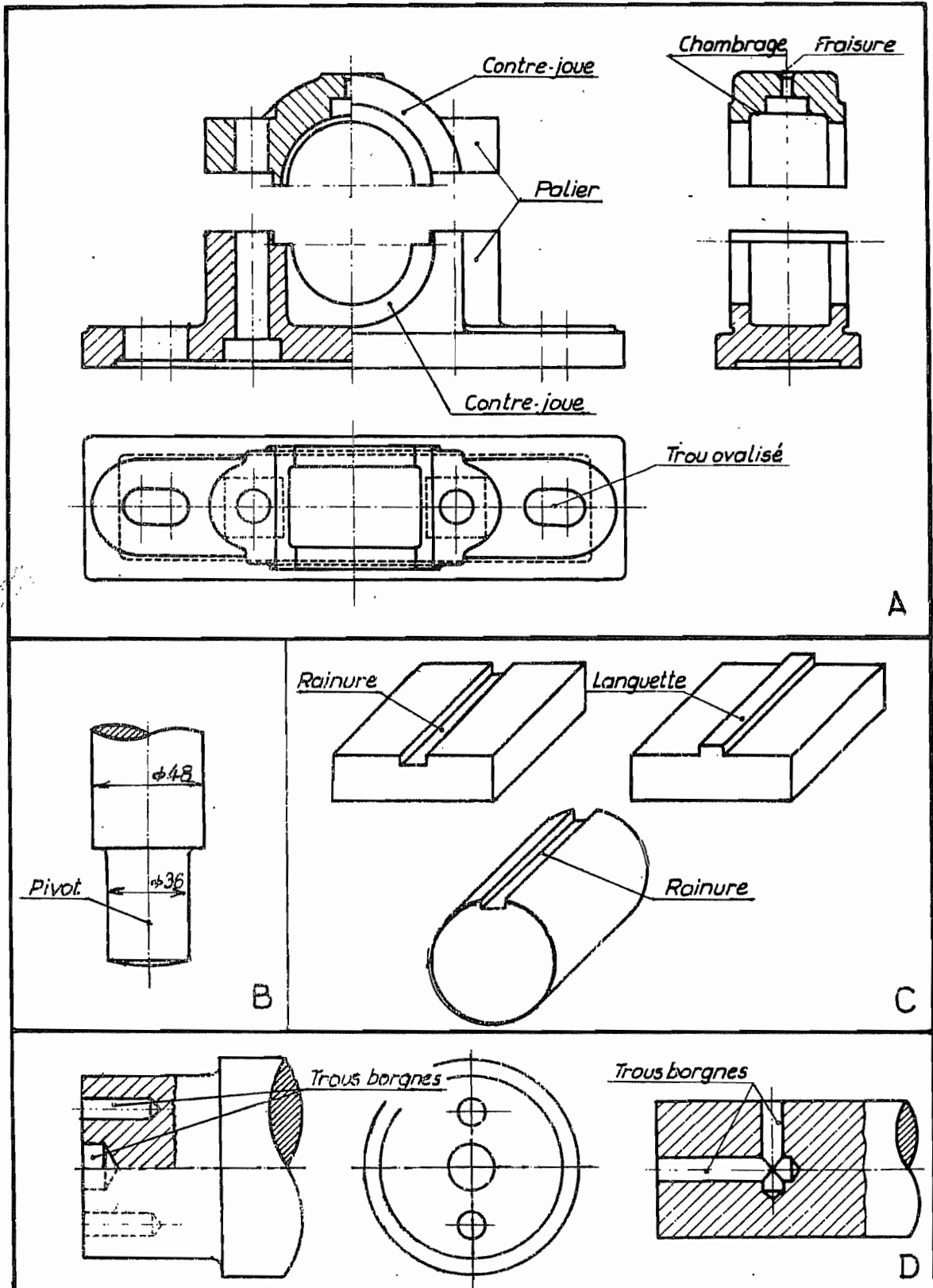


FIG. 6

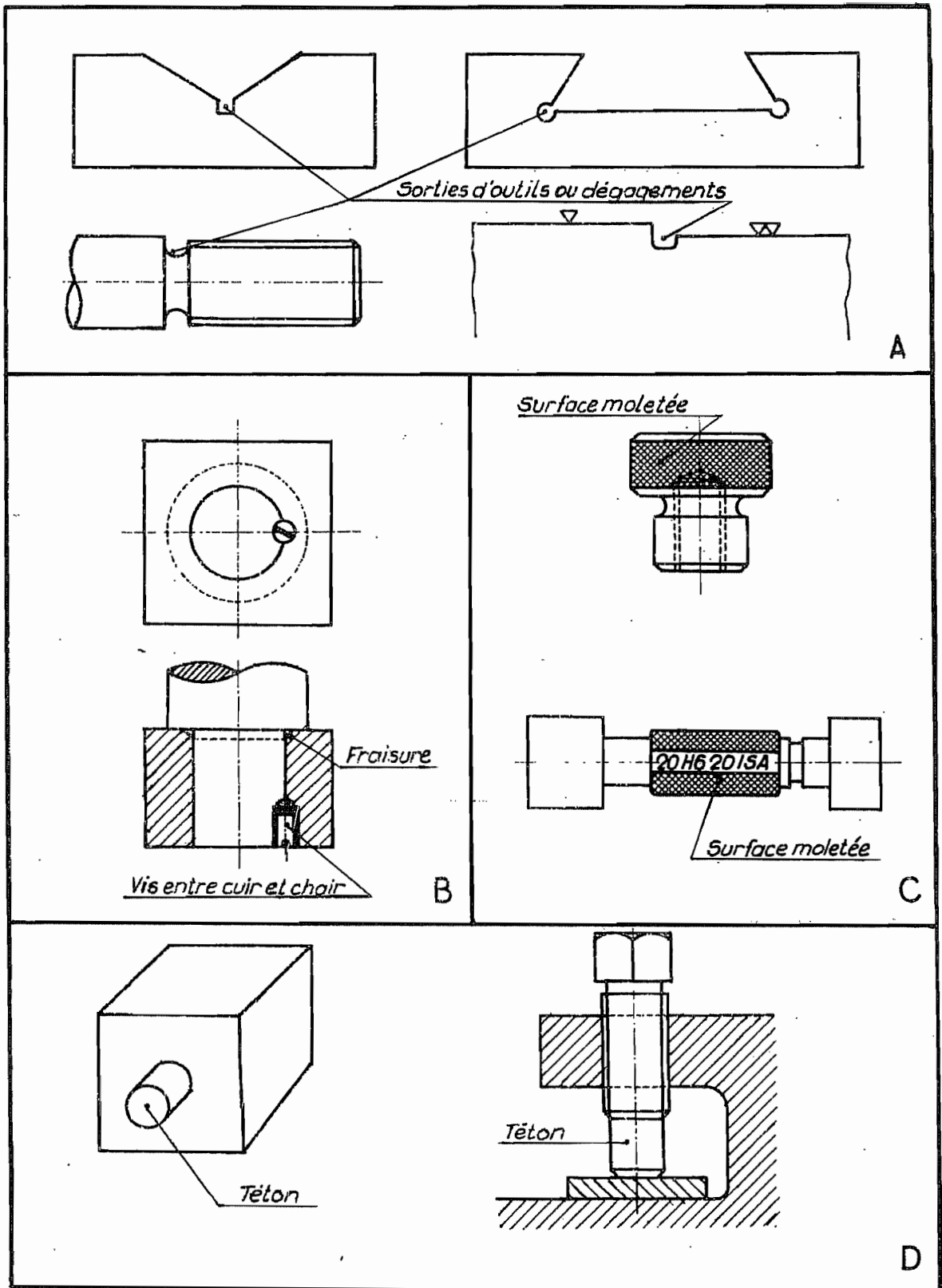


FIG. 7