

**UNIVERSITÉ DE LIÈGE
FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES**

**CONCEPTION MÉCANIQUE
FASCICULE 2 : QUELQUES REPÈRES**

Prof. J.F. DEBONGNIE

2007

© J.F. Debongnie, 2007
Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées,
Institut de Mécanique
Chemin des Chevreuils, 1
B-4000 Liège

Tous droits réservés.
Toute reproduction, même partielle, sous quelque forme ou sur quelque support que ce soit,
est strictement interdite.

ISBN-13 : 978-2-9600313-4-8
EAN : 9782960031348
D/2007/0480/43

AVERTISSEMENT

Les pages qui suivent sont destinées à servir de guide à nos étudiants, en matière de calcul des éléments de machines. A ce titre, il ne s'agit ni d'un cours, ni d'un condensé de normes, mais d'un guide de méthodes de calcul, accompagné des valeurs-repères nécessaires. Ceci explique le style quasi télégraphique qui a été adopté : aucune justification n'est donnée – elles font l'objet du cours ou des travaux dirigés.

Les méthodes proposées sont, pour la plupart, classiques et universellement admises. Certaines cependant, sont fondées sur une littérature peu répandue ou même inédites, mais toujours justifiables. Quelques normes sont incluses, soit pour en souligner l'importance, soit parce qu'elles sont souvent présentées de manière par trop fragmentaire.

Nos espérons que cette documentation, qui n'a fait qu'évoluer depuis sa première édition de 1983, apportera quelque aide à l'apprentissage de la conception.

TABLE DES MATIÈRES

Nombres normaux.....	N1
Tolérances.....	T1 à T5
Désignation des alliages.....	AL1 à AL4
Roulements.....	R1 à R16
Paliers lisses.....	PL1 à PL11
Assemblage arbre/moyeu.....	AM1 à AM9
Boulons.....	B1 à B6
Soudures.....	S1 à S2
Arbres	A0 à A6
Fatigue.....	F1 à F36
Contacts hertziens.....	CH1 à CH7
Usure.....	U1
Courroies.....	COU1 à COU11
Engrenages.....	ENG1 à ENG3

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	
					1,8			1,7	
		2						1,8	
					2			1,9	
								2	
		2,5			2,24	2,2		2,12	2,1
								2,24	2,2
					2,5			2,36	2,4
								2,5	
					2,8			2,65	2,6
		3,15	3,2	(3)				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
					4			3,75	3,8
		4						4	
								4,25	4,2
					4,5			4,5	
								4,75	4,8
		5			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]D₁, D₂])

IT = k(classe) . i

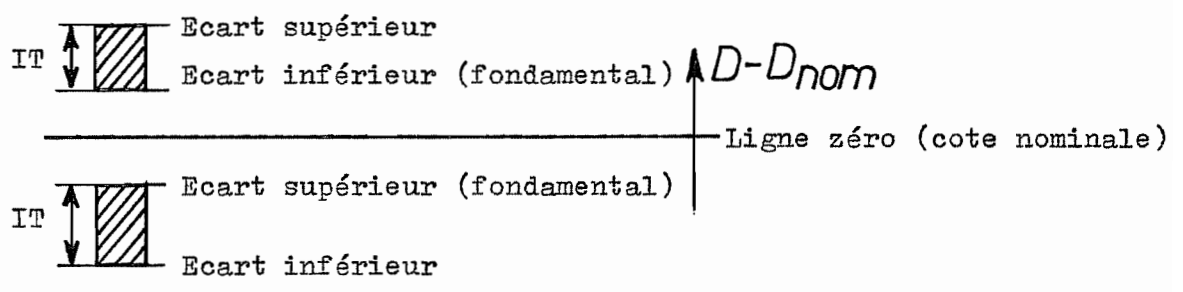
$$i = \frac{0,45 \sqrt[3]{D}}{\text{évolution de la précision à coût ct.}} + 0,001 D$$

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: A, B, C, ..., H, J, K, M, ..., Z, ZA, ZB, ZC

$\frac{EF > 0 \quad EF = 0 \quad EF < 0}{\uparrow}$

Arbres: a, b, c, ..., h, j, k, m, ..., z, za, zb, zc

$\frac{EF < 0 \quad EF = 0 \quad EF > 0}{\uparrow}$

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)

QUALI- TE	DIMENSIONS NOMINALES (mm) . TOLERANCES (μ 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 (μm)											EC. INF. ei			
		types											types			
		a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j		k	
		Toutes qualités											qualités			
											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	---	-190	-110	---	-56	---	-17	0	-16	-26	4	0
280	315	-1050	-540	-330	---	-210	-125	---	-62	---	-18	0	-18	-28	4	0
315	355	-1200	-600	-360	---	-210	-125	---	-62	---	-18	0	-18	-28	4	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 μm
 ei = es - IT9 = -380 - 87 = -467 μm
 donc 100 a9 = 100^{-0,380}_{-0,467}

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

Dimens. nomin. mm	ECARTS INFERIEURS ei (μm)														
	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 μm

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

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

ECARTS FONDAMENTAUX DES ALESAGES

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

TABLE DE LA CORRECTION Δ (μm)

Dimens. nominale mm	QUALITE					
	3	4	5	6	7	8
> 1	0	0	0	0	0	0
$1 \leq 3$	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

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

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 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-élément1ten1élément2ten2

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

NOMS PARTICULIERS DES ALLIAGES EN ALLEMAND

Messing = Cu-Zn (laiton)

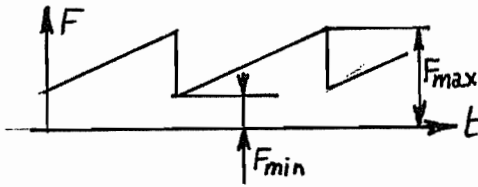
Zinnbronze, Bronze = Cu-Sn (bronze)

Neusilber = Cu-NiZn (maillechort)

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

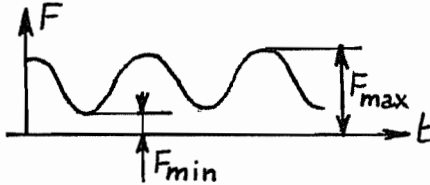
Bleibronze = Cu-Pb (cupro-plomb)

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

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

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

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

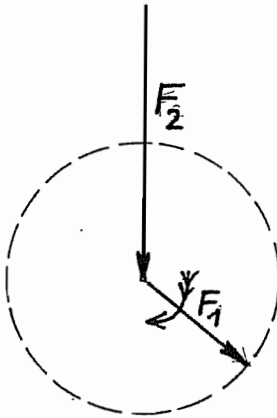
b) Variation sinusoïdale entre F_{\min} et F_{\max} 

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

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

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

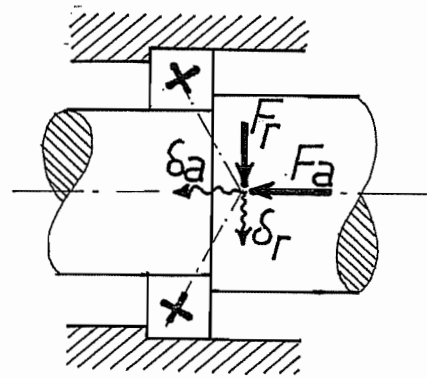
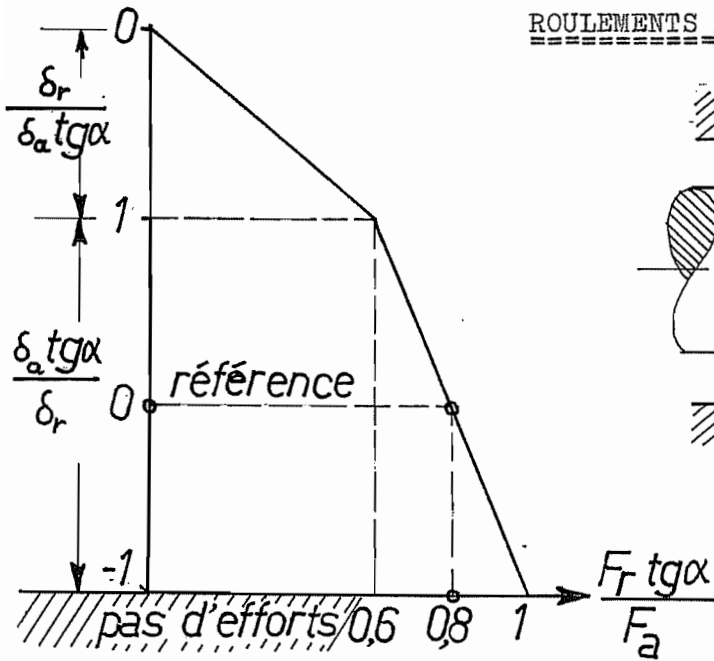
$$F_{\text{éq}} \cong F_2 \left(1 + \frac{p-1}{p} (F_1/F_2)^2 \right)$$



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

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

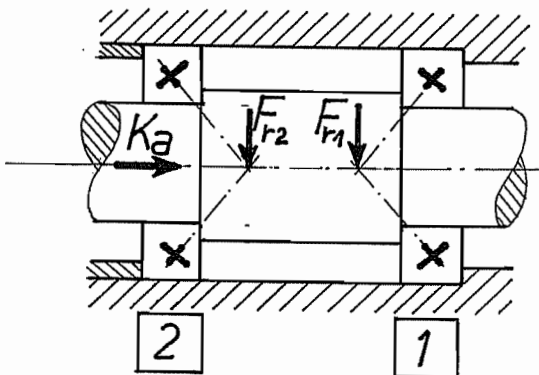
ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE (y compris rouleaux coniques)



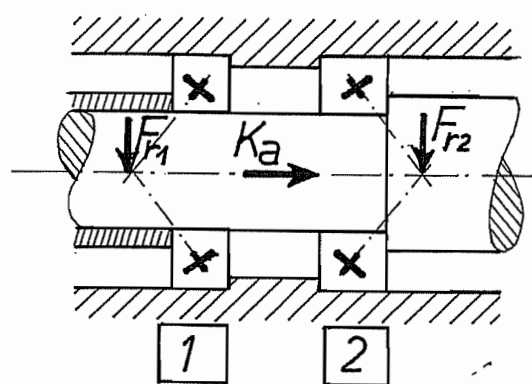
COMPORTEMENT APPROXIMATIF

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

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

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

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

ϵ	Roulements à billes				Roulements à rouleaux			
	y	Φ_a	Φ_r	Φ_r^*	y	Φ_a	Φ_r	Φ_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
∞	∞	1,000	∞	0,000	∞	1,000	∞	0,000

Evaluation approximative du nombre d'éléments roulants: z :

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

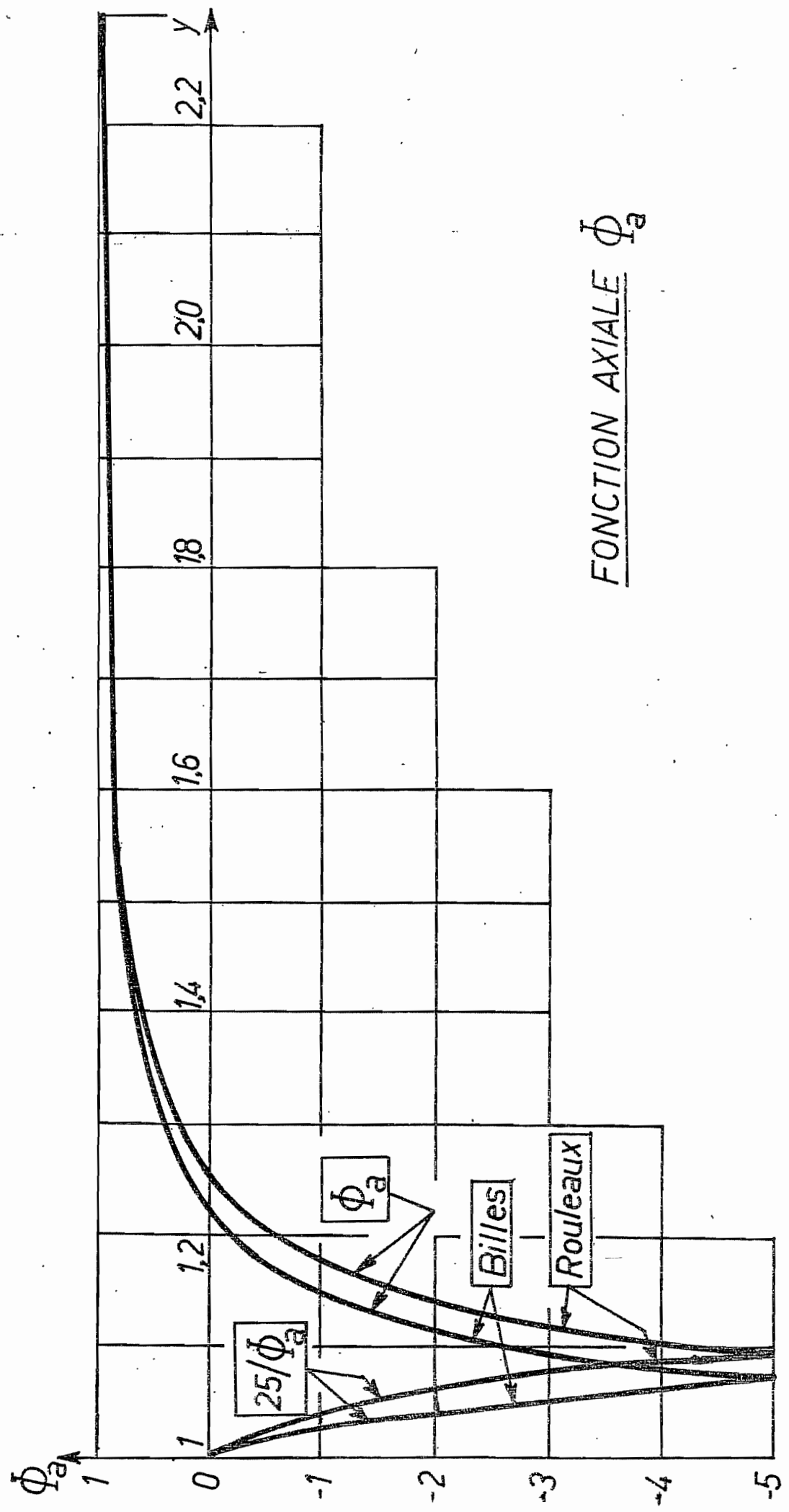
Rouleaux : $z \approx \xi ((D-d)/B)^{0,85} C_o^{-5,684} C_o^{5,263}$

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

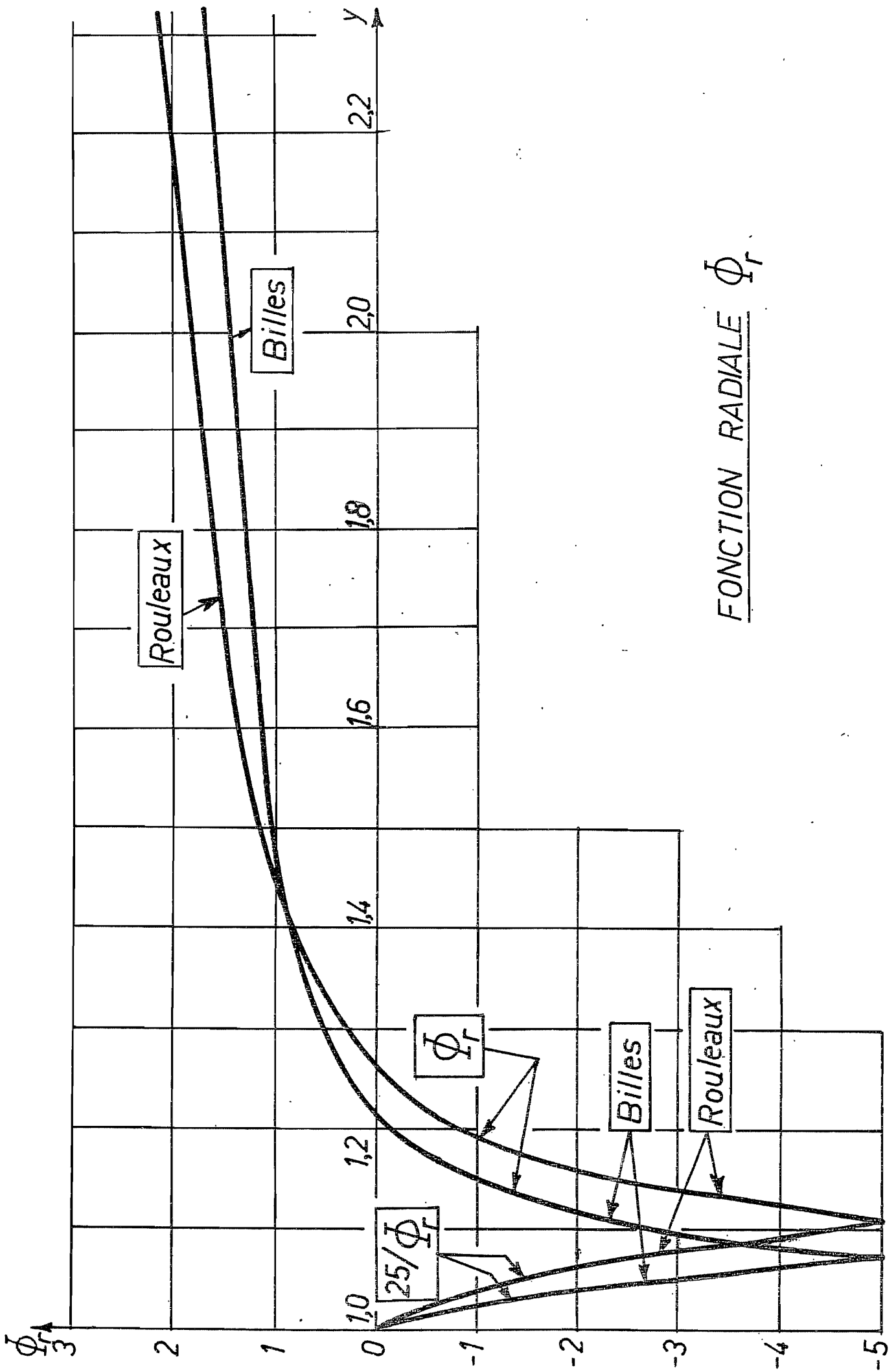
Durée de vie (calcul corrigé) y_0 correspond à $\epsilon = 0,5$

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

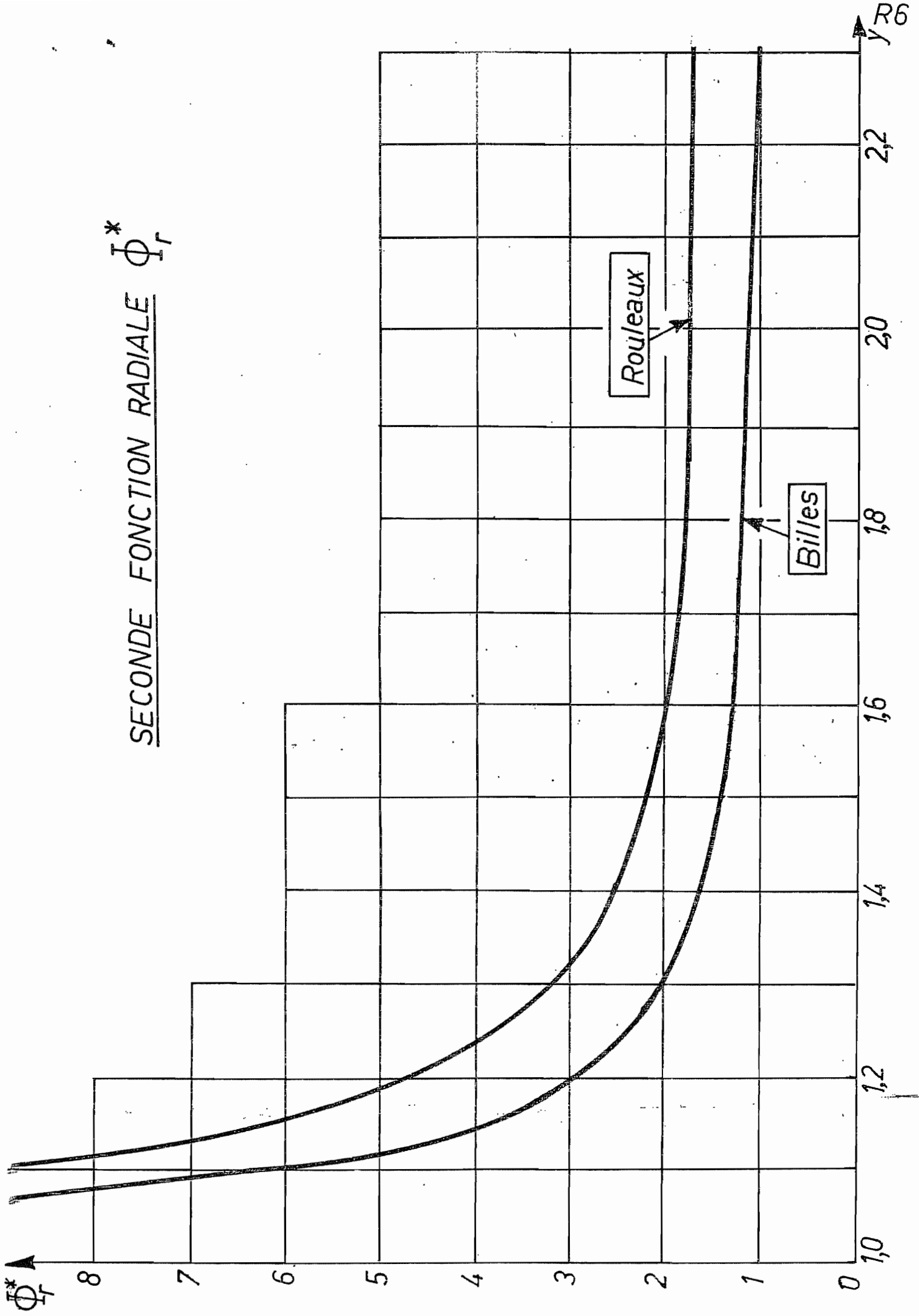
$y \leq y_0$: calcul corrigé $P = \pi(y) \cdot F_r$ $\pi(y)$: tableau ci-dessous.



FONCTION AXIALE Φ_a



SECONDE FONCTION RADIALE Φ_r^*



BILLES	α_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

α_0 est l'angle de contact nominal. α 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	
	π	Ψ	π	Ψ
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 $F_{ao} = \left(\frac{\Delta}{G_1 + G_2} \right)^m$

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

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

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

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

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

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

Tracer, sur le plan (Ψ, 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:

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

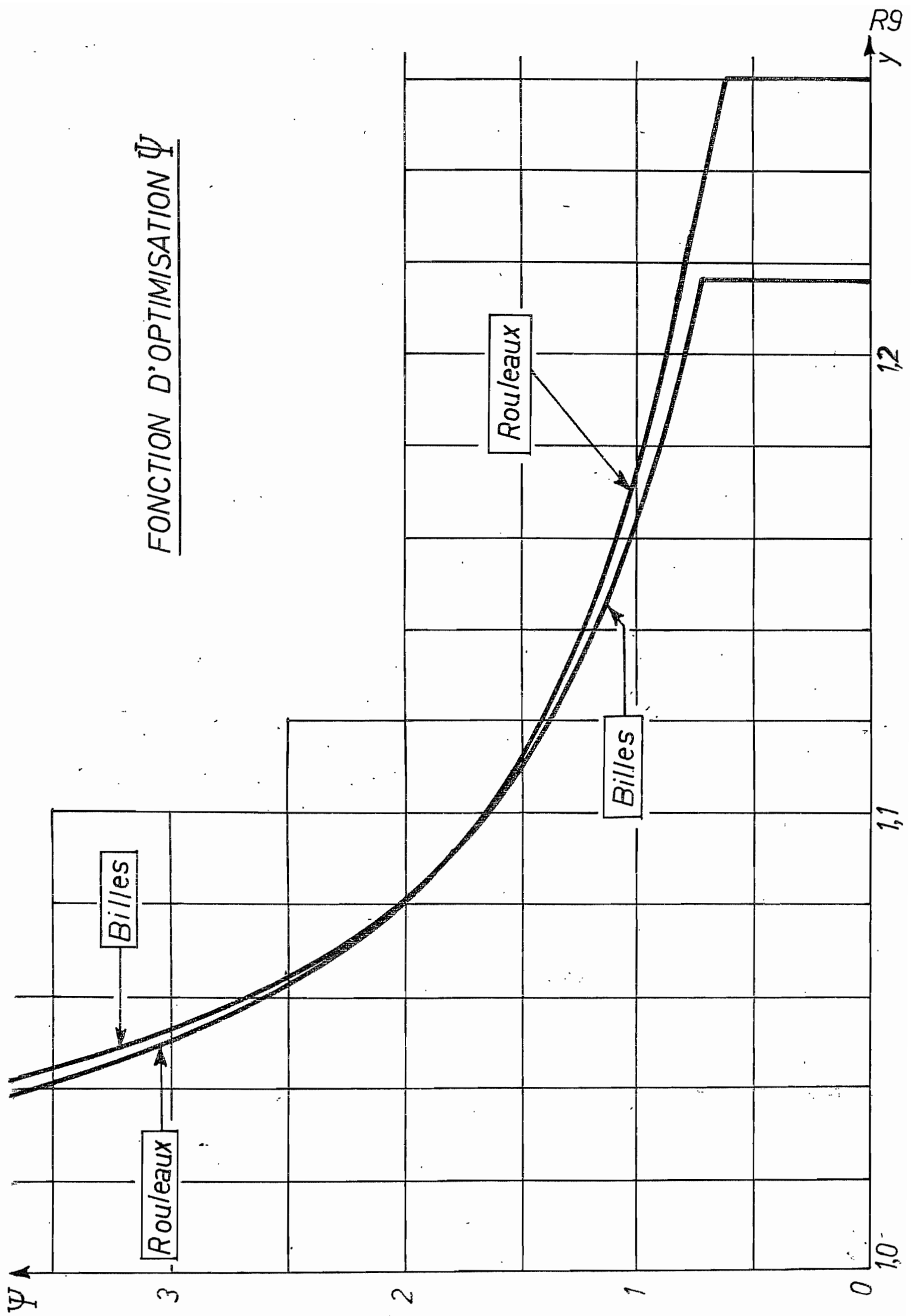
Durée de vie de l'ensemble diminuée dans des proportions raisonnables

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

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

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

FONCTION D'OPTIMISATION Ψ



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.)	
>	≤	μm		μm	
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

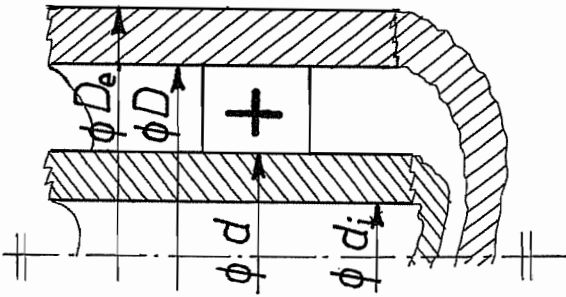
$$\delta_{min} = \frac{d+3}{d} \left(0,08 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r + 0,0015 \theta \right)$$

d = diamètre arbre (mm)
 B = largeur bague (mm)
 F_r = charge radiale (N)
 δ_{min} en μm .
 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.

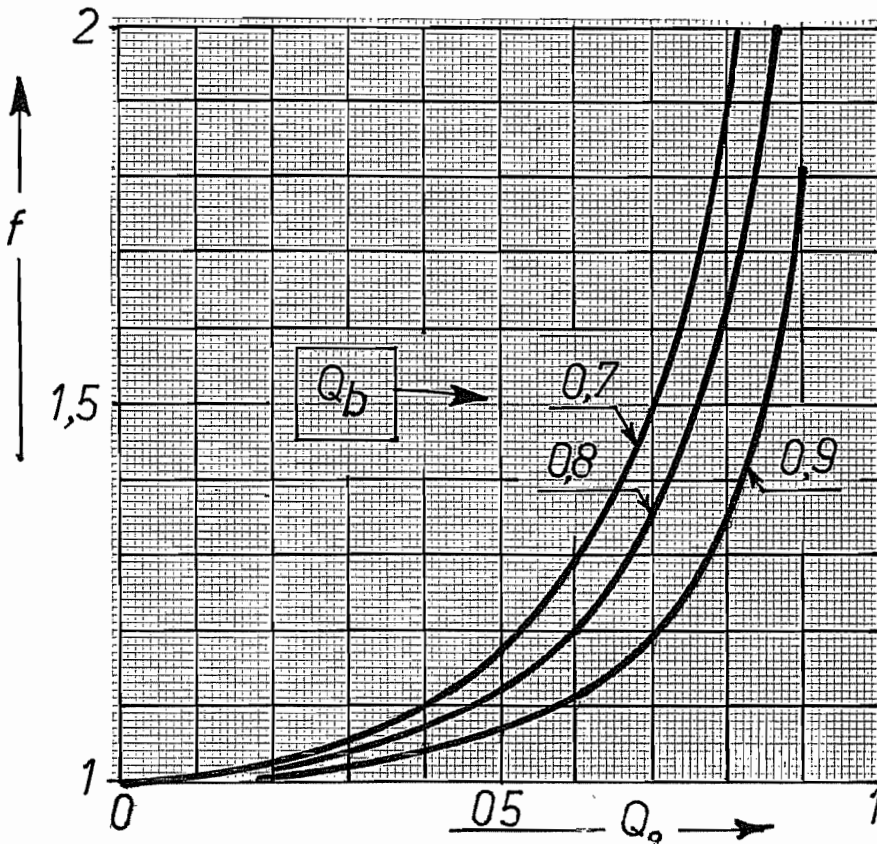


	A L'ARBRE	AU MOYEU
Q_o	d_i/d	D/D_e
Q_b	$\frac{d}{k(D-d) + d}$	$\frac{D - k(D-d)}{D}$
$k = \begin{cases} 0,25: & \text{rlts à rotule sur billes séries 22} \\ & \text{rlts à rouleaux cylindriques / \& 23} \\ 0,3 & \text{pour tous les autres.} \end{cases}$		

$\delta_{\text{min corrigé}} = f(Q_o, Q_b) \cdot \delta_{\text{min}}$ (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:

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

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

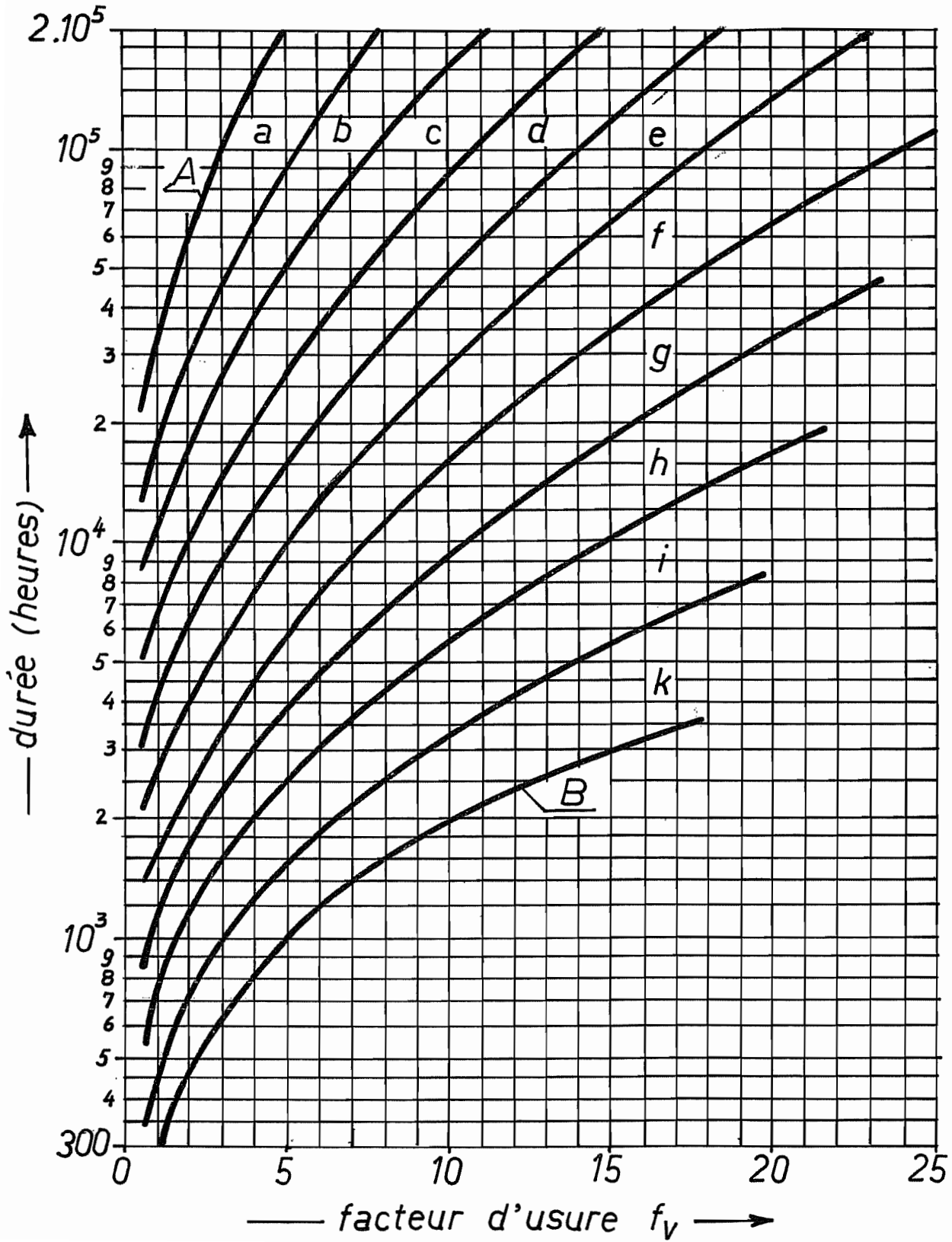
- 2 courbes fondamentales: { A : usure minimale (cond. les plus favorables)
 { B : usure maximale (cond. les plus dures)
- 10 plages intermédiaires a à k, pour les conditions courantes.
- Tableau des plages et des facteurs d'usure admissibles. Ce tableau fixe implicitement des valeurs de durée normale 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 ν_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 α : socle en béton : 30 W/K/m^2
bâti de machine : 40 W/K/m^2

S'il existe une ventilation efficace,

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

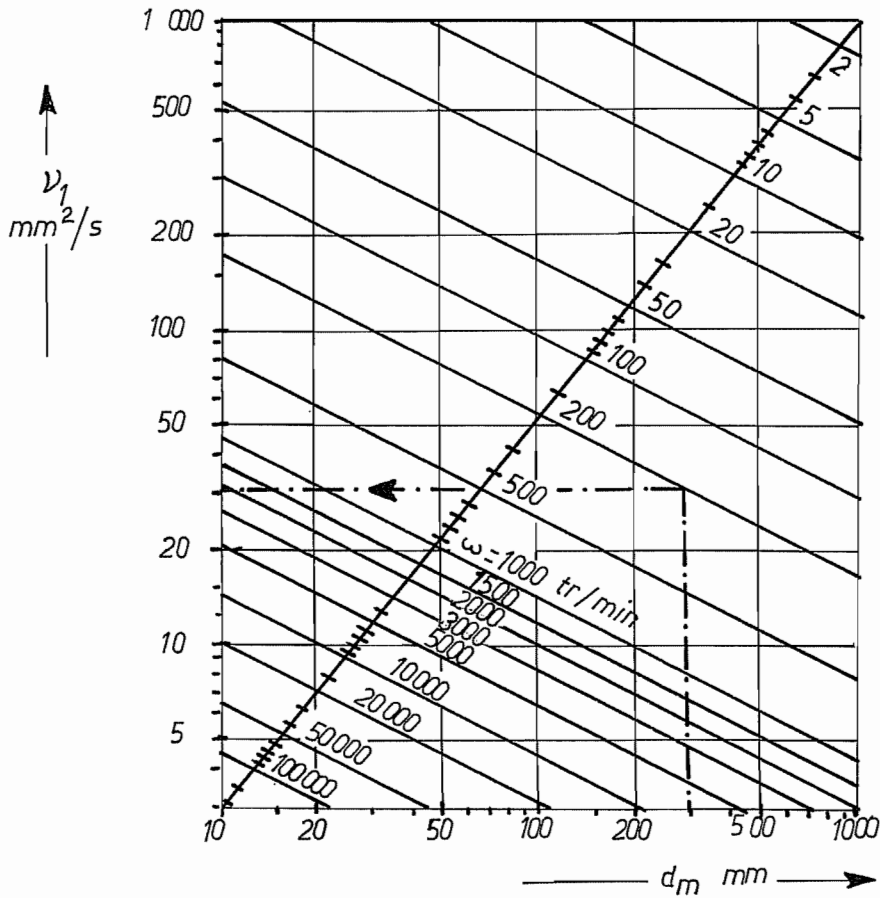
$$\alpha S = 63 \dots 85 D^{5/4} v^{1/3} \text{ W/K} \quad (\text{socle fonte ou bâti machine})$$

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

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

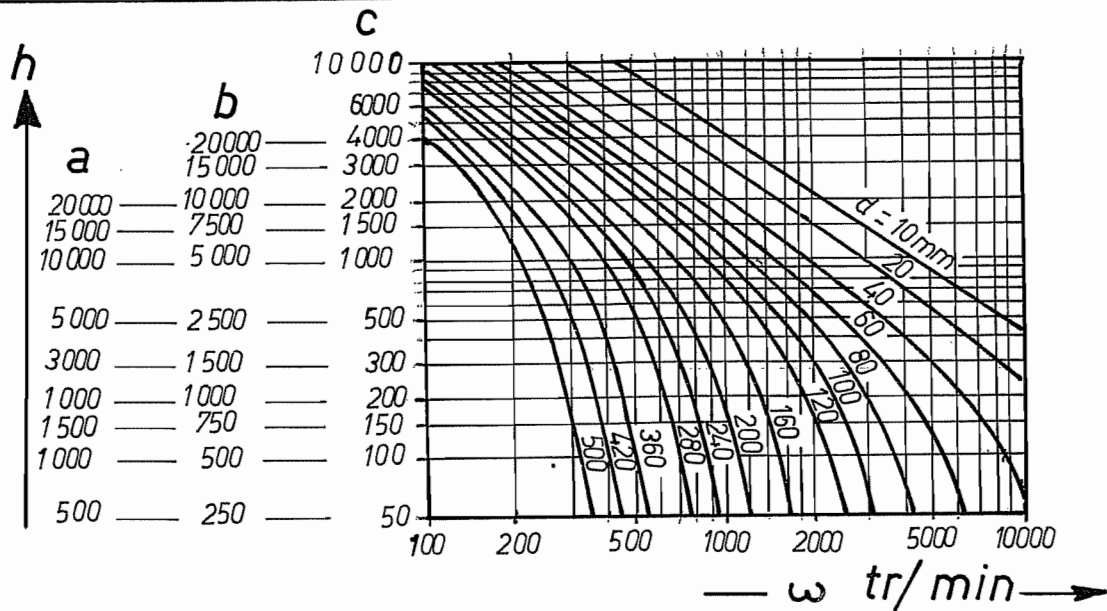
avec H = Hauteur du palier

L = Longueur du palier.



VISCOSITÉ
NÉCESSAIRE
 (d'après SKF)

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



PALIERES LISSES HYDRODYNAMIQUES

Paramètre de jeu : $J = a/r = (2a)/d$
 Elancement: $n = l/d$
 Pression moyenne: $p = P/(l.d)$

$2a$ = jeu diamétral
 d = diamètre
 l = longueur coussinet
 P = charge
 ω = vit. angul. (rad/s)
 P' = charge/longueur = P/l
 V = vitesse = $\omega d/2$

Variable de Sommerfeld: $\chi = \frac{\mu \omega}{2 \pi p} \frac{1}{J^2}$

Variable de Leloup : $L = \frac{\mu V}{(P'/n)^{1/4}}$

Lois de frottement (Alimentation à pression atmosphérique en un point situé entre 90 et 180° en amont de la charge)

Selon VOGELPOHL : $\left\{ \begin{array}{l} \text{Palier chargé: } 2\pi\chi < 1 \quad f/J = k \sqrt{2\pi\chi} \\ \text{Palier rapide: } 2\pi\chi \geq 1 \quad f/J = k \cdot 2\pi\chi \end{array} \right.$

$k \approx 3$ pour les cas courants (Petroff: $k = \pi$)

Selon LELOUP : $f/J = \begin{cases} A(n)\sqrt{\chi} & \text{pour } \chi \leq \chi_0(n) \\ B(n) + C(n)\chi & \text{pour } \chi > \chi_0(n) \end{cases}$

n	χ_0	A	B	C
$\geq 1,5$	0,03	7,2	0,76	16,3
1	0,03	7,2	0,68	19,0
0,5	0,1	10,3	1,40	18,6

A cette valeur de f, ajouter
 $\Delta f = 2,66 \cdot 10^{-13} (1/J)^3$
 (Correction S.B.M.)

Point critique : correspond à $L \approx L_0 = 10^{-3} (N/m)^{3/4}$ (métal blanc)

pour le bronze, $L_0 = 2 \cdot 10^{-3} (N/m)^{3/4}$

L_0 peut diminuer si l'état de surface s'améliore (facteur 1/3 possible)

Se placer en $L = s L_0$, s = sécurité ≈ 3

Loi d'échauffement : $P f V = \alpha K S' (T - T_a)$

T : temp. couss.
 T_a : temp. amb.
 S' : surface ext. palier

$\alpha = 18 (1 + \gamma + \beta \sqrt{v}) \quad W/m^2/K$
 $\gamma = \inf (1 ; (\frac{d^2}{d_1 L})^2)$

$d_1 = 0,027 \text{ m}$
 $L_1 = \text{longueur palier}$
 $\delta = \begin{cases} \frac{1}{2} & \text{palier d'extrémité} \\ 1 & \text{palier intermédiaire} \end{cases}$

$\beta = \begin{cases} 0 & \text{: fonctionnement en air calme} \\ \frac{1}{2} & \text{: palier ventilé d'un côté} \\ 1 & \text{: palier ventilé des deux côtés} \end{cases} \quad v = \text{vitesse air (m/s)}$

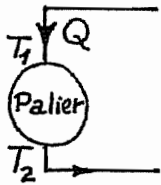
$K = \begin{cases} 1 & \text{: palier à fortes liaisons} \\ 0,9 & \text{: palier courant, coussinet fixe} \\ 0,85 & \text{: palier à rotule extérieure} \\ 0,8 & \text{: palier à rotule intérieure} \end{cases}$

Calcul de S'

Palier classique, hauteur H, longueur L:
 $S' \approx \pi H(L + H/2)$ (PALMGREN)

Palier situé dans un bâti de machine : $S' = 15 \dots 25 \text{ ld}$

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
 ρ = 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 μ pour cette valeur de T . (prendre μ approchant et vérifier a posteriori s et T)

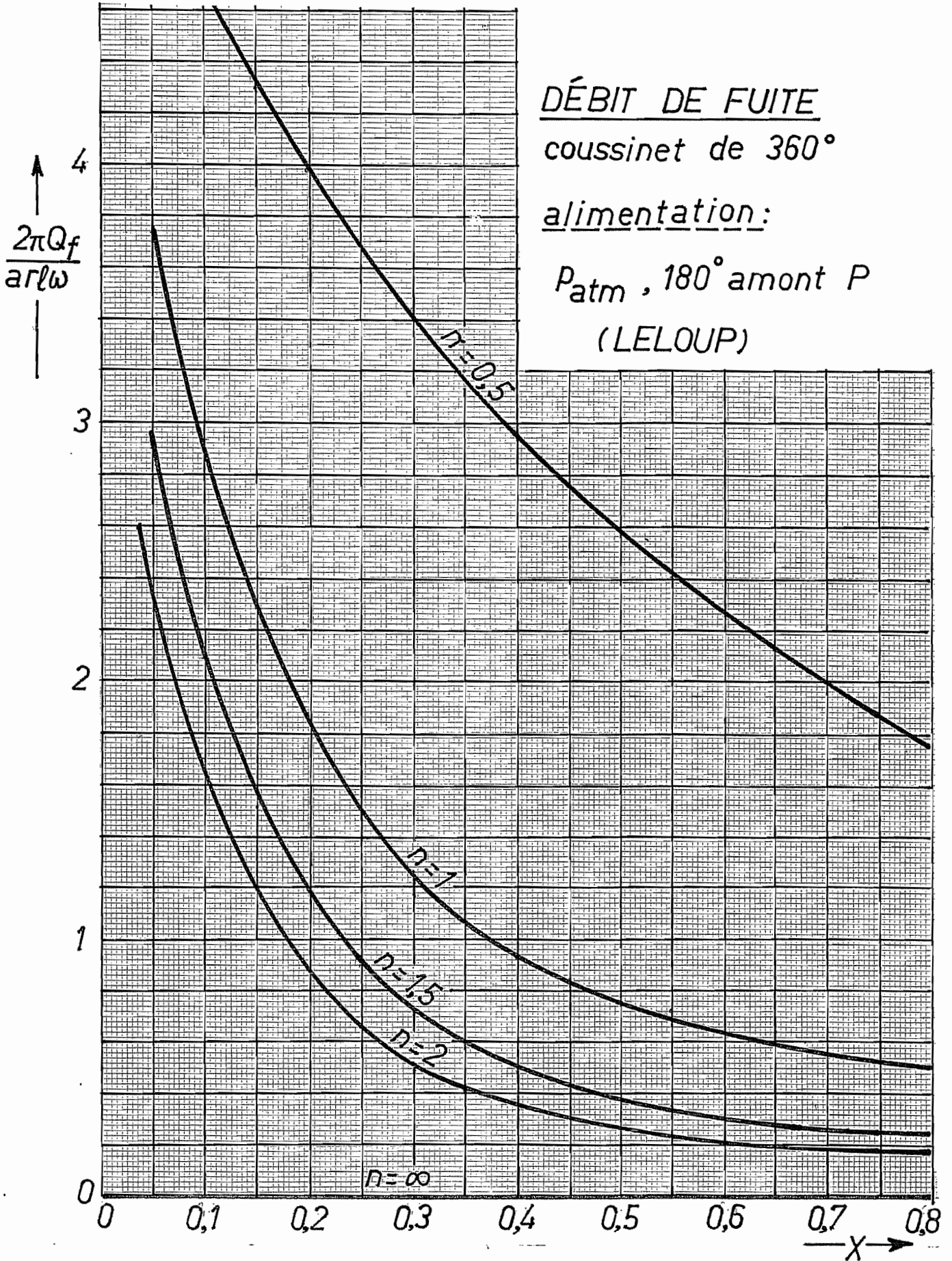
Remarque : $\rho(\theta) = \rho_{15} - 0,7 (\theta - 15) \text{ kg/m}^3$, $\theta = \text{temp. } ^\circ\text{C}$
 (DIN 51757)
 $\rho_{15} \approx 900 \text{ kg/m}^3$

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

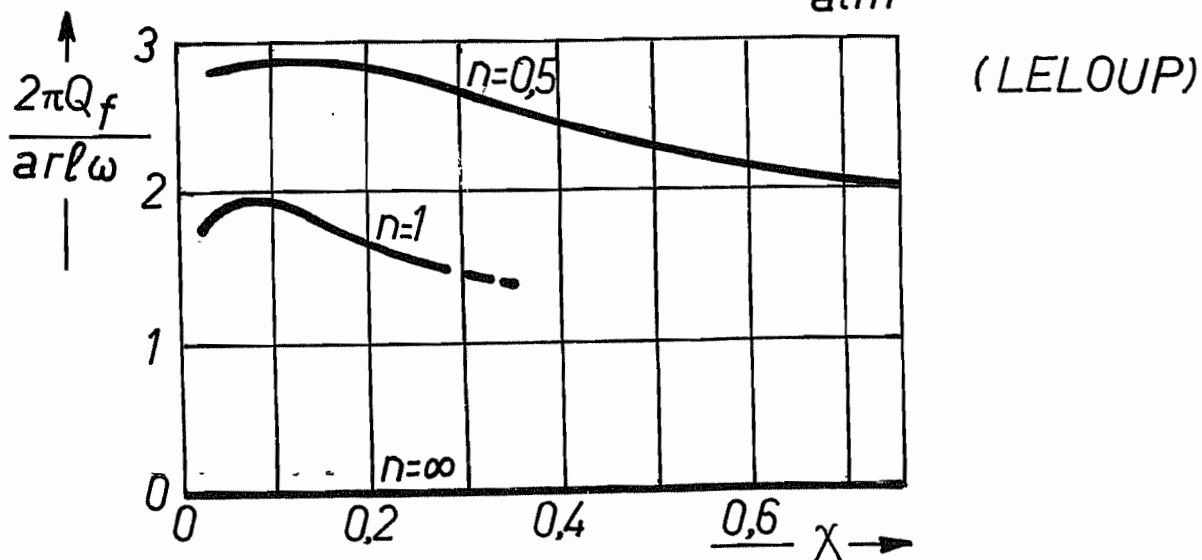
Formules approchées de conversion:

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



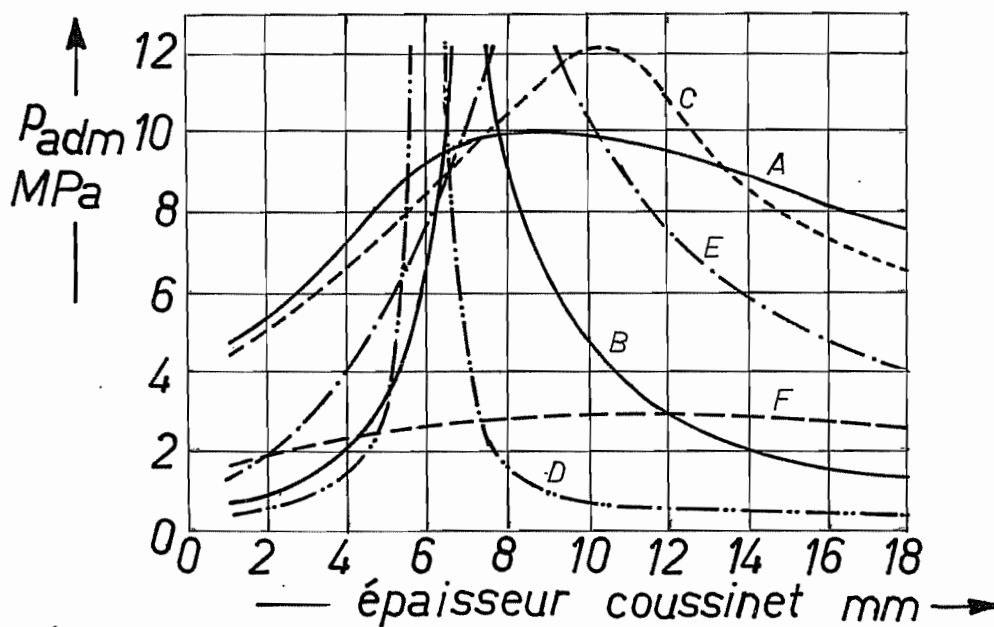
DÉBIT DE FUITE

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



PRESSIONS ADMISSIBLES, d'après les proportions (VOGELPOHL)

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



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

B — Fonte perlitique

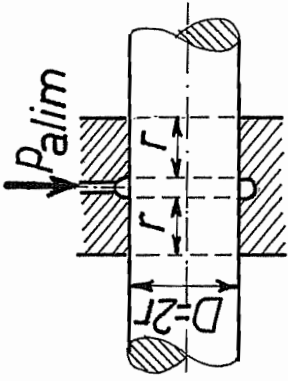
C — Al - Si13CuNi

D — Acier (dur ou doux)

E — Cu - Sn9

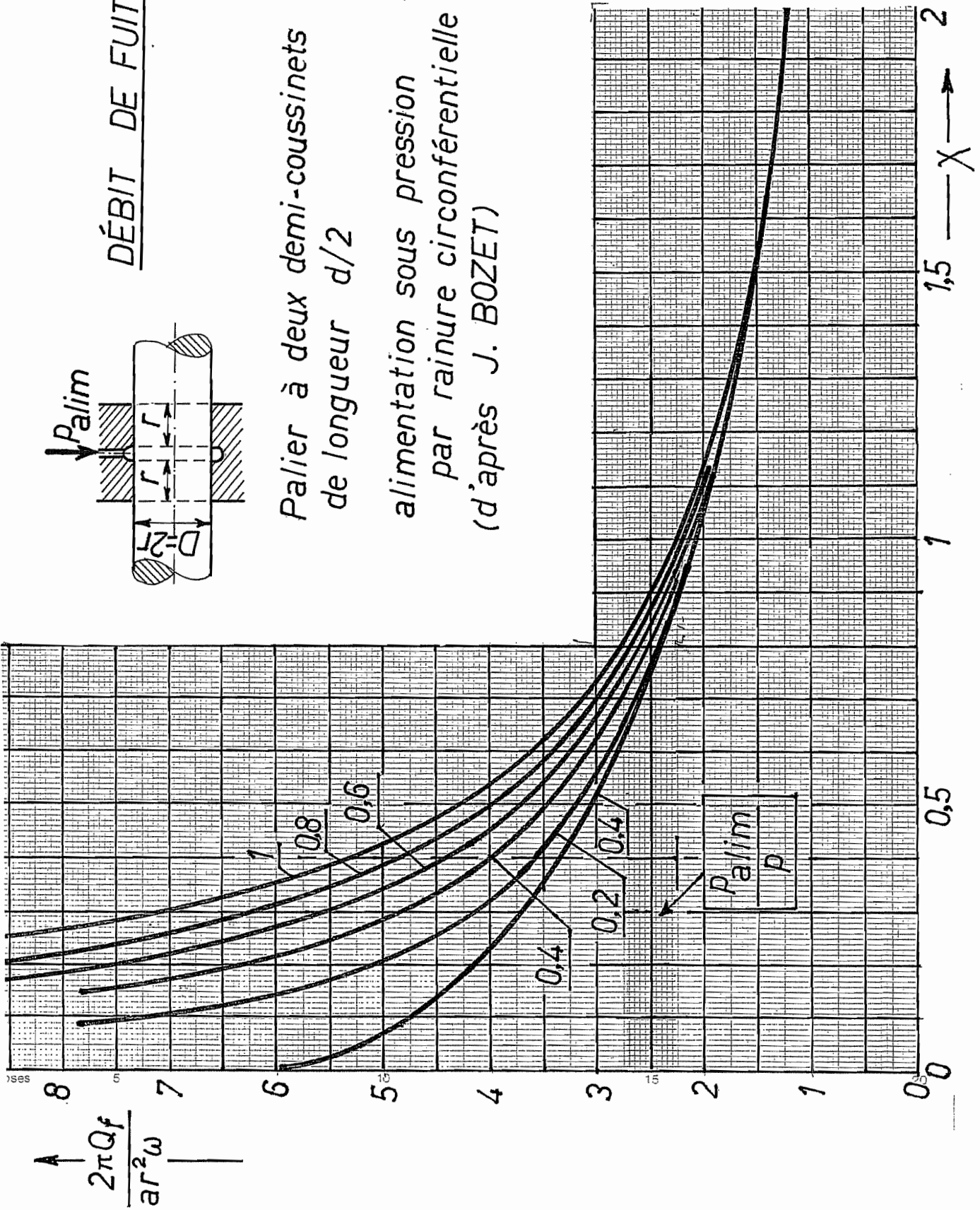
F — Métal blanc, couche $\approx 1 \text{ mm}$

DÉBIT DE FUIITE



Palier à deux demi-coussinets
de longueur $d/2$

alimentation sous pression
par rainure circonférentielle
(d'après J. BOZET)

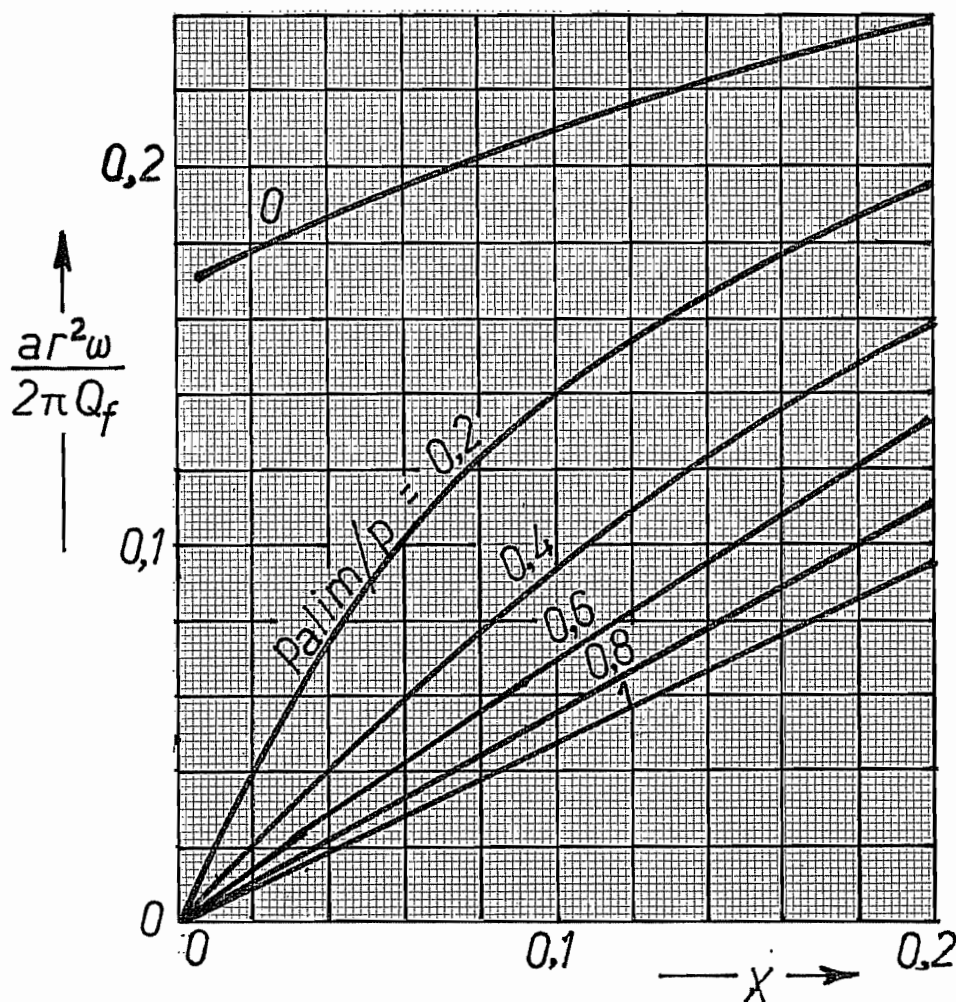


DÉBIT DE FUITE

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

rainure circ. - faibles valeurs de χ .

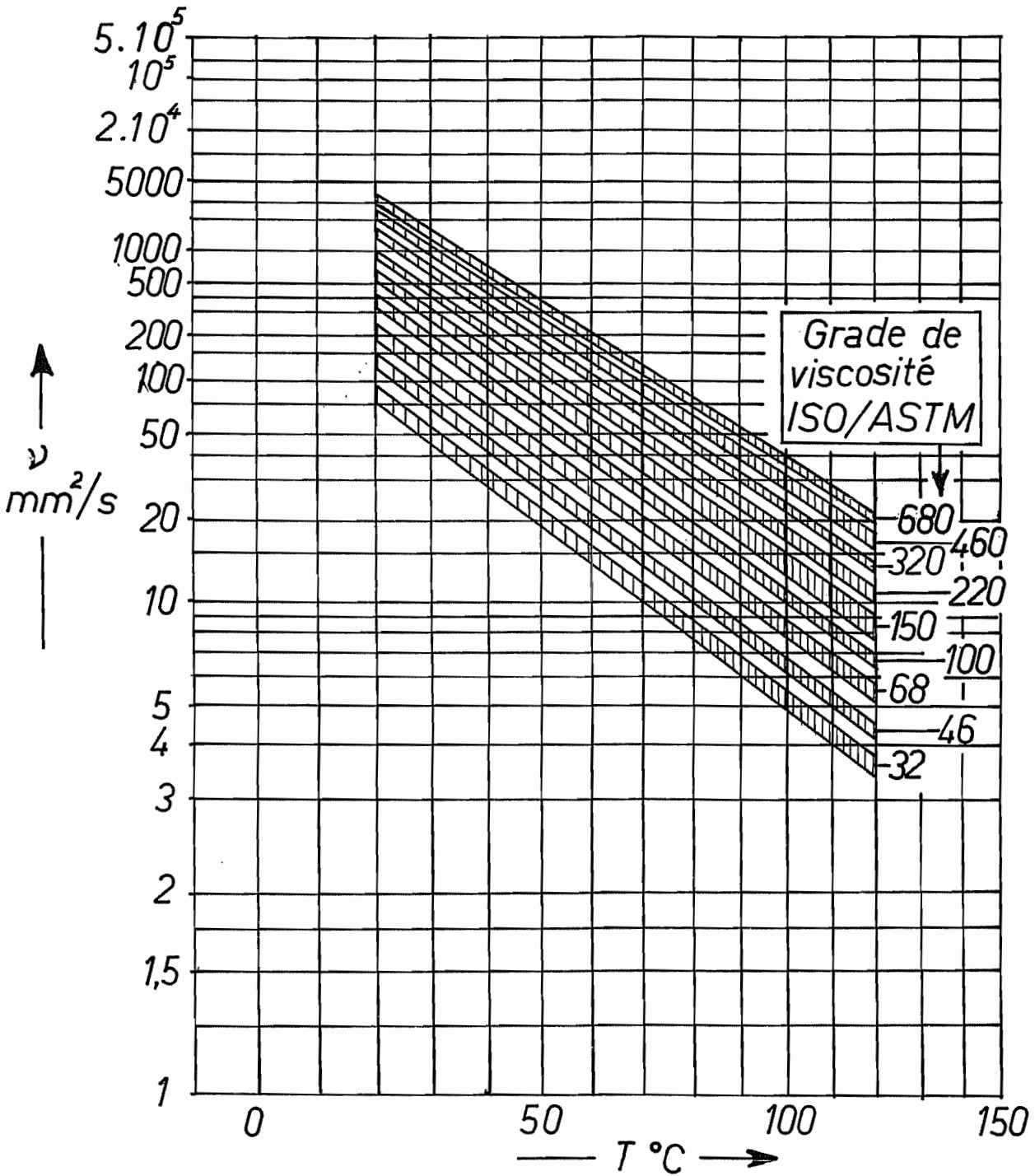
(d'après J. BOZET)



Loi de frottement approchée pour ce palier:

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

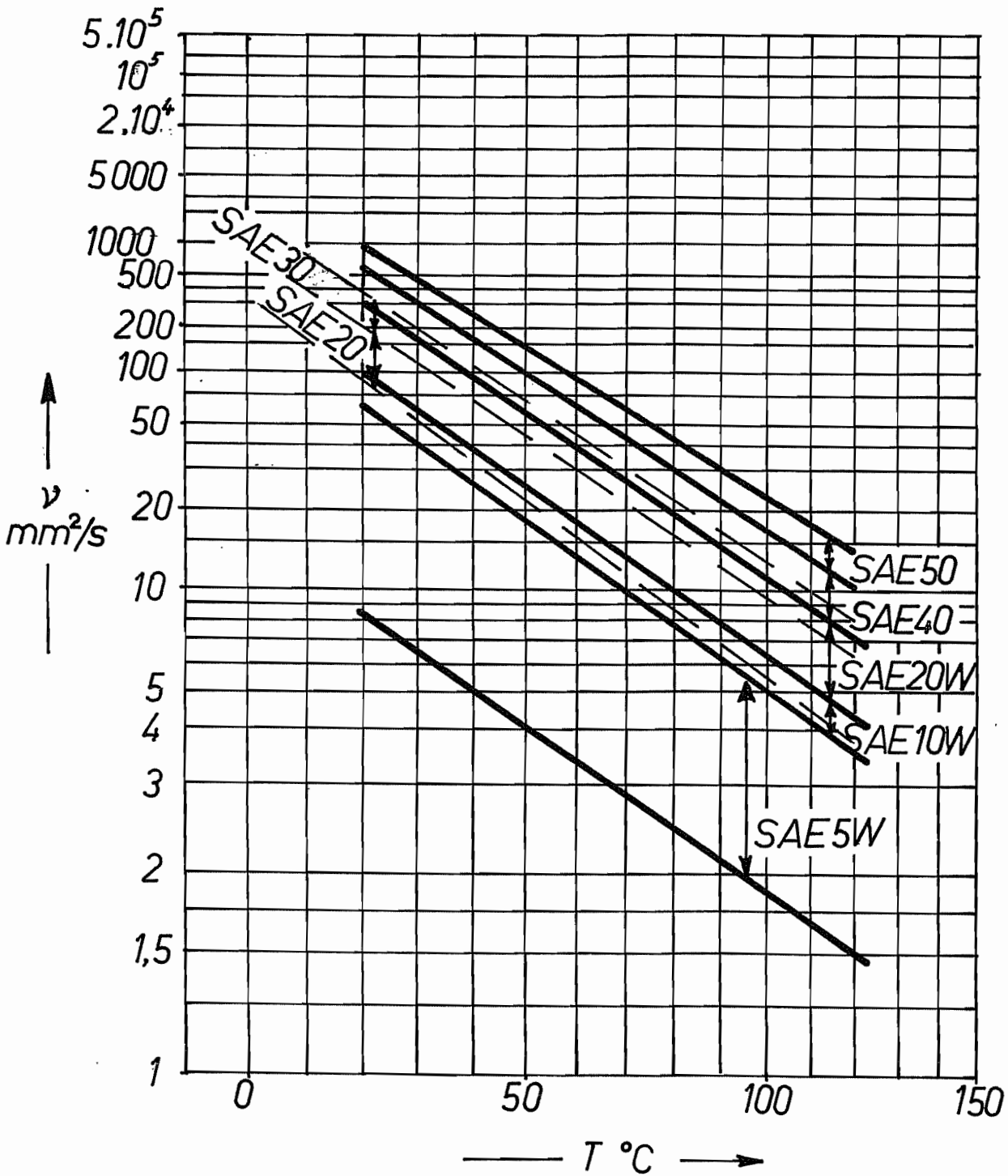
(ajustement sur données numériques
de J. BOZET)



LUBRIFIANTS LIQUIDES INDUSTRIELS

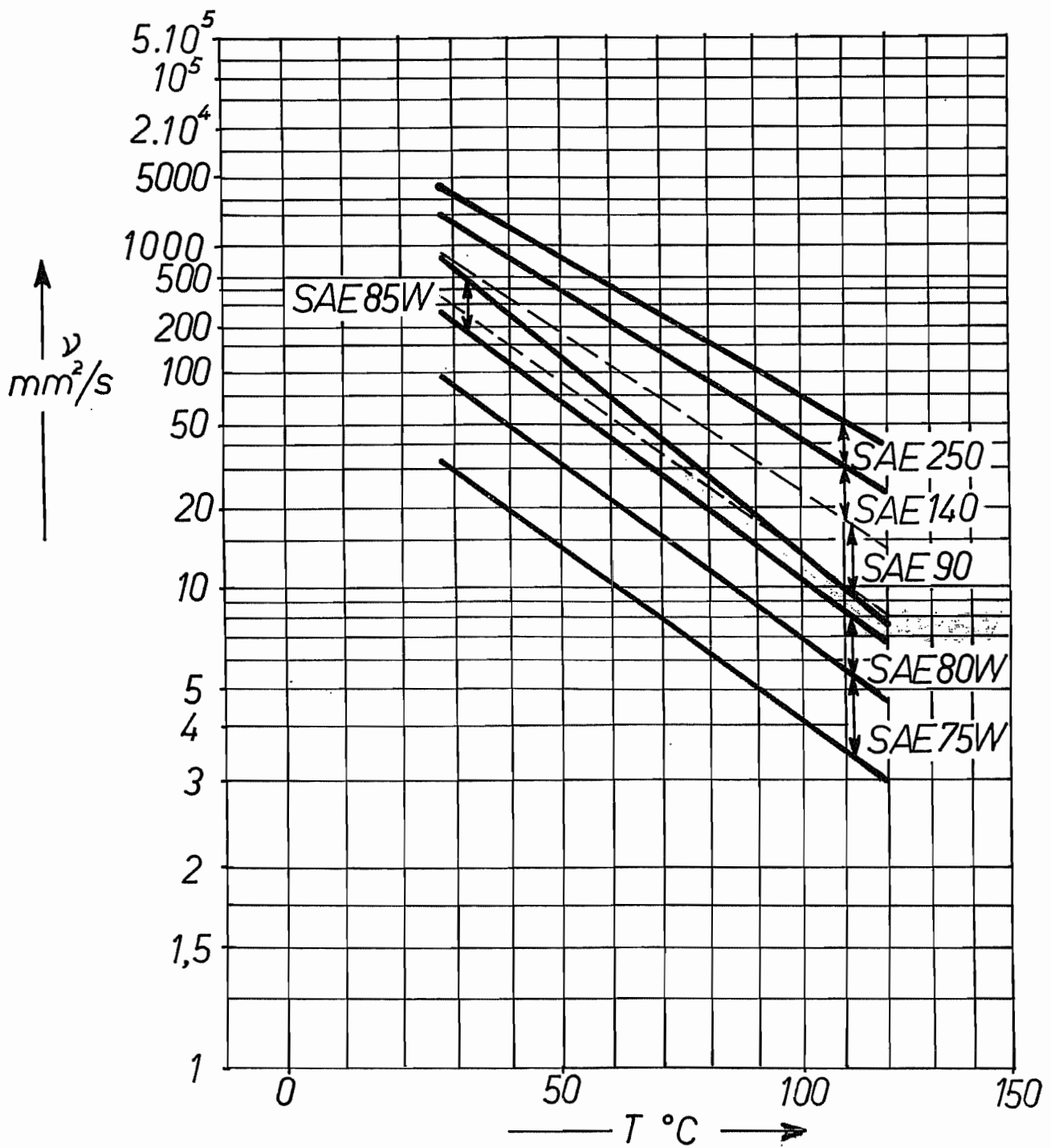
ISO 3448 - ASTM D2422 - V.I. = 90

(d'après TIMKEN)



HUILES POUR MOTEURS

SAE J300c V.I.=110
(d'après TIMKEN)



HUILES POUR BOÎTES ET PONTS

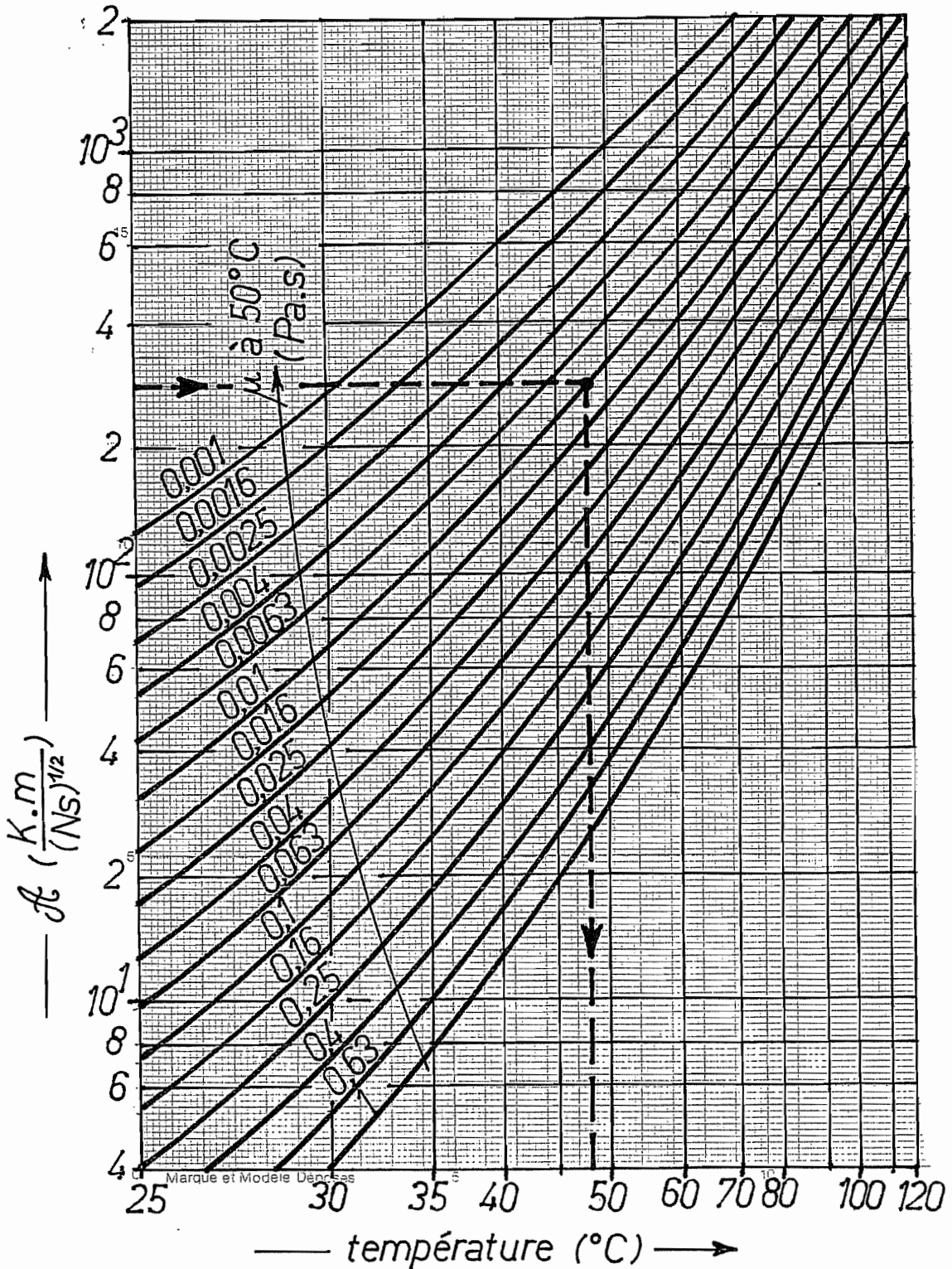
SAE J306 b V.I. = 90
(d'après TIMKEN)

Évaluation de la température (VDI 2204)

$t_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$	$\chi \leq \frac{1}{2\pi} = 0,1592$
--------------------------------	-------------------------------------

$$\mathcal{A} = \frac{3ldV\sqrt{\omega p}}{\alpha KS'}$$

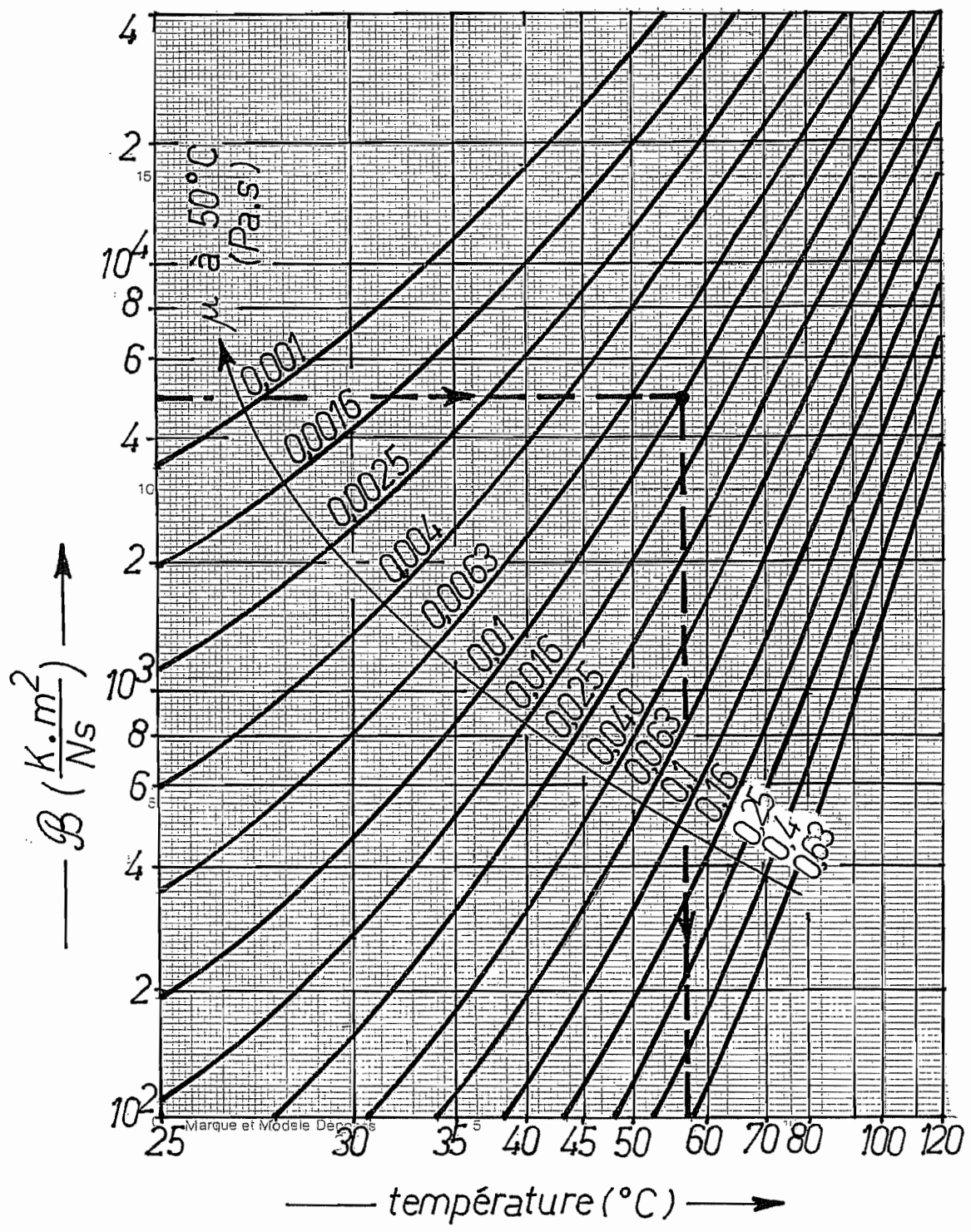
Abaque fondé sur les lois de frottement de VOGELPOHL



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

$$B = \frac{3ldV^2}{\alpha KS'a}$$

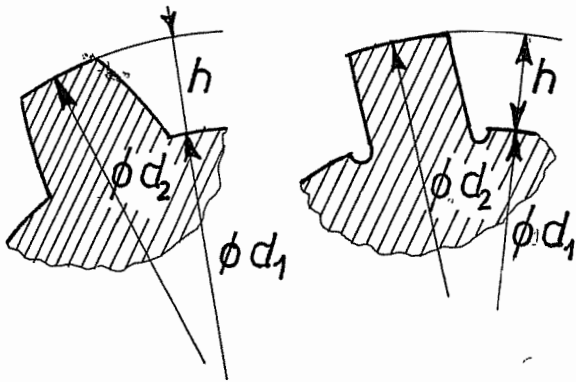
Abaque fondé sur les lois de frottement de VOGELPOHL



CANNELURES

en développante

à flancs droits



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

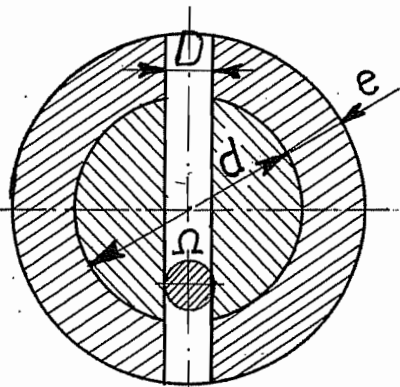
l = longueur du moyeu

z = nombre de dents

p_{adm}: 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_{adm} : voir clavettes //.

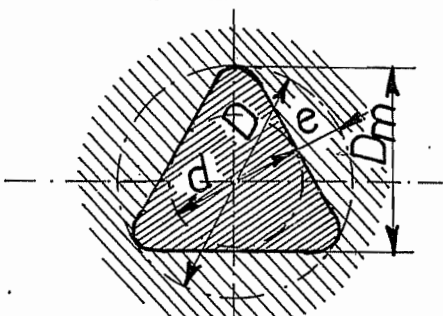
Proportions normales : D/d = 0,2...0,3

d_{moy}/d = 2,5 (fonte) ou 2 (acier coulé ou laminé)

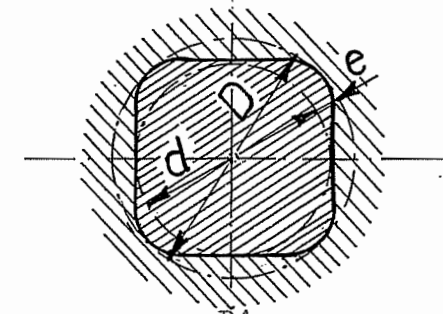
AJUSTEMENTS: Trou de goupille { 0,8...1,2 mm ø H8
 { 1,5...3 H9
 { > 3 H11

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

PROFILS POLYGONAUX



P3



P4

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)

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 (*)	0,1...0,2	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. $Q = d_{int}/d_{ext}$

$$c_a = \frac{1}{E_a} \left(\frac{1 + Q^2}{1 - Q^2} - \nu_a \right) \quad c_m = \frac{1}{E_m} \left(\frac{1 + Q_m^2}{1 - Q_m^2} + \nu_m \right) \quad l = \text{long.}$$

3) Pression minimale (garantit la liaison)

$$p_{min} = \frac{1}{f} \left(\frac{2 M_t}{\pi d^2 l} \right)^2 + \left(\frac{F_a}{\pi d l} \right)^2 \quad \delta_{min th} / d = (c_a + c_m) p_{min}$$

$$\delta_{min} = \delta_{min th} + 1,2 (R_{ta} + R_{tm}) \quad (\text{correction pour l'aplanissement des rugosités})$$

4) Pression maximale (calcul élastique)

$$\text{Moyeu en fonte (Rupture)} \quad p_{max} = \frac{1 - Q_m^2}{1 + Q_m^2} \cdot \frac{R_m}{s_B} \quad s_B = 2$$

$$\text{Moyeu ductile (Lim. élast.)} \quad p_{max} = \frac{1 - Q_m^2}{2} \cdot \frac{R_{0,2}}{s_{0,2}} \quad s_{0,2} = 1,25$$

$$\delta_{max}/d = (c_a + c_m) p_{max}$$

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

$$p_{max} = \inf \left\{ (R_{0,2})_m \ln \frac{1}{Q_m} \cdot \frac{1}{s_{0,2}} ; (R_{0,2})_a / s_{0,2} \right\}; \quad s_{0,2} = 1,25$$

$$\delta_{max}/d = c_a p_{max} + \frac{(u_{max}/r)_m}{\text{=====}} \quad \text{voir diagramme}$$

5) Détermination de l'ajustement : $IT_n / it_n - 1$

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

Si n plus petit, augmenter d ou l. Alésage normal de préférence.

6) Montage à la presse : $F_e = \pi d l f p_{max}$ = force à prévoir

Si élasto-plastique, prévoir le double.

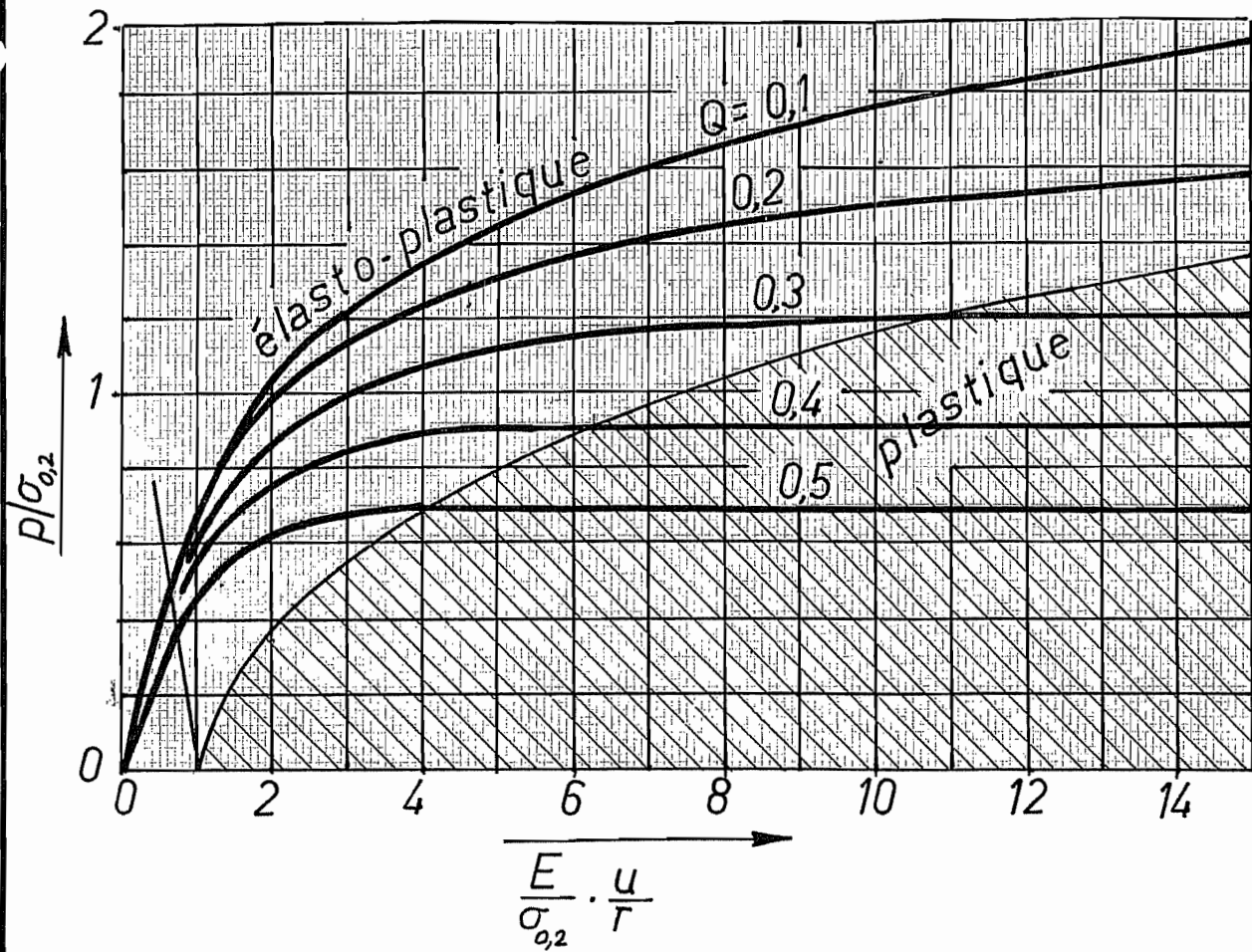
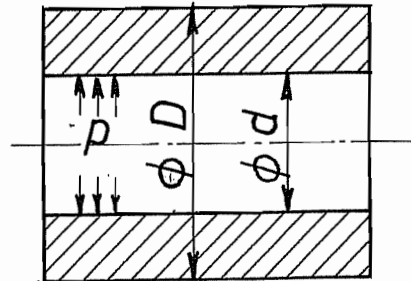
6 bis) Montage par ΔT $\delta_{max} + IT7 = \alpha \cdot \Delta T$

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

<u>Mise en température</u>	<u>Moyen</u>	<u>T°C</u>	<u>Remarques</u>
	eau bouill.	100	Rlts à billes
	huile minérale bouill.	360	
	Four	700	limité par risque transform. métallurgique
	Congélateur	-20	petites pièces
	Neige carbonique	-72	
	Air liquide	-190	Risque fragilisation Gants & lunettes!

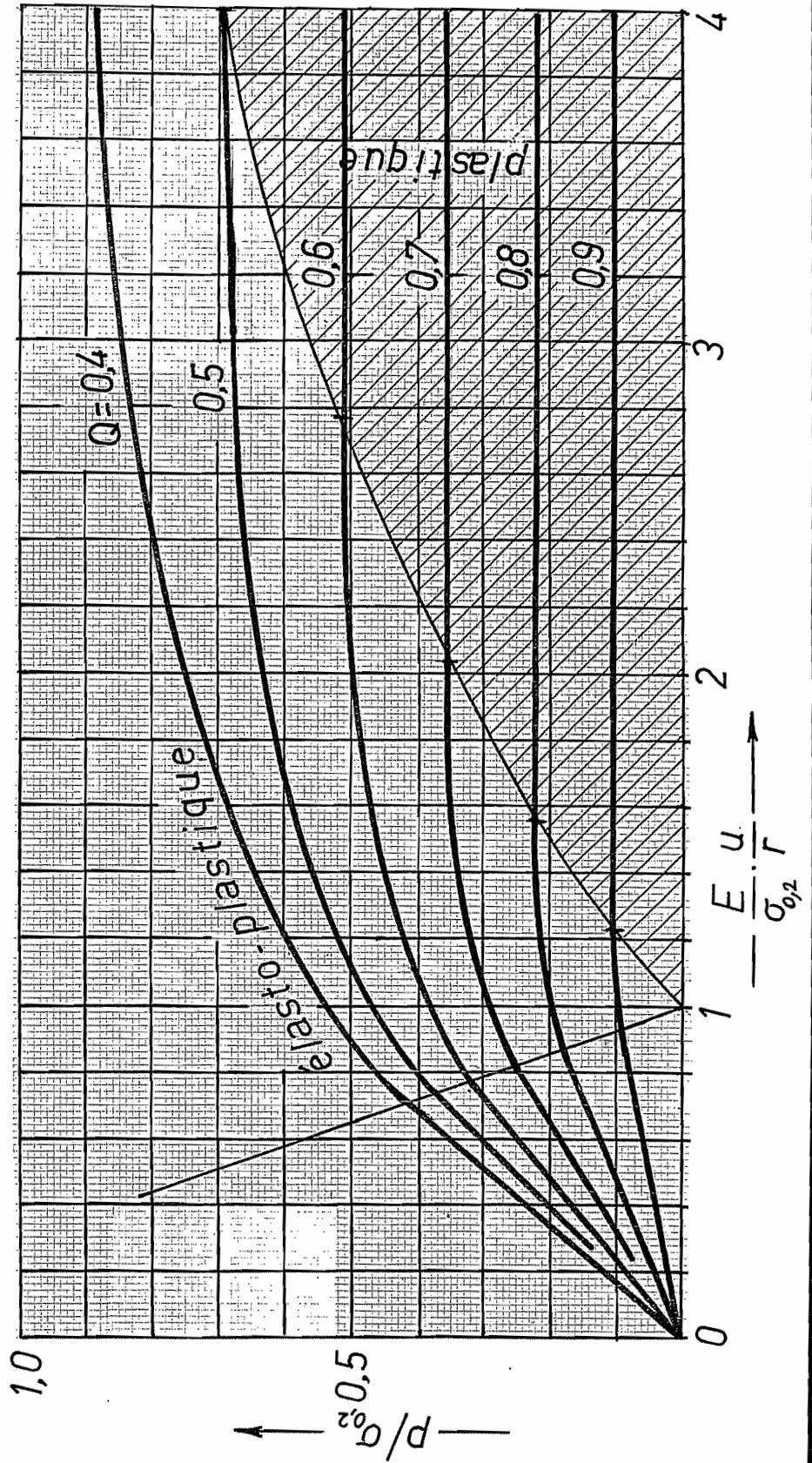
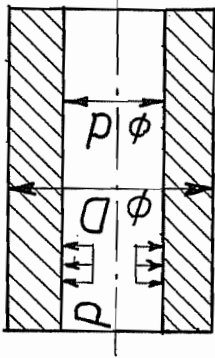
MOYEU ELASTO-PLASTIQUE

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



MOYEU ELASTO-PLASTIQUE

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



COEFFICIENTS DE DILATATION THERMIQUE		
Matériau	température(°C)	1/K /7/
		10 ⁶ .α
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 Mm, 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
	-100 600	22,0 28,3

Valeurs à interpoler linéairement.

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

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

Déplacement axial élastique sous le serrage:

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

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

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

f : voir frettage.

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

Vérifier $F_{emax} / F_{emin} \geq \alpha_b$ (coefficient précision boulonnage)

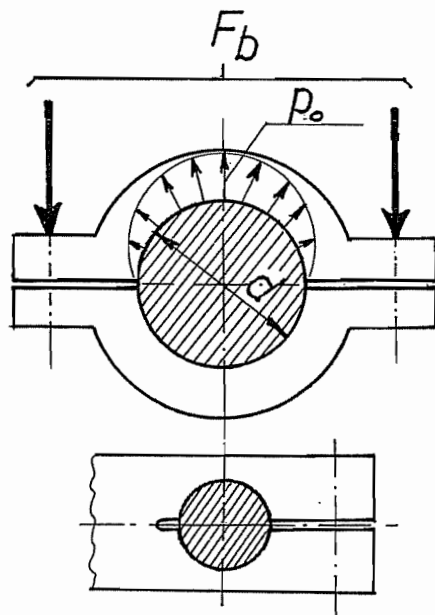
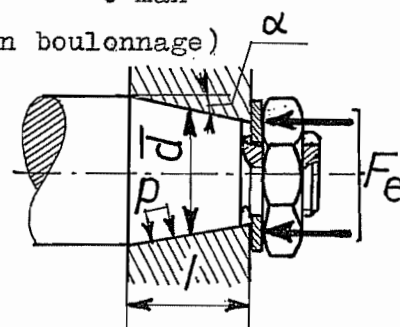
Clé dynamométrique $\alpha_b = 1,8$

Mesure u_a : $\alpha_b = 1,6$

Clé longueur réduite : $\alpha_b = 3$

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

Réversibilité : si $f < tg\alpha$



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 ELASTIQUES "RINGFEDER"

(Calcul tenant compte des tolérances)

n = nombre de paires d'anneaux. f = 0,12 . q = 0,5556 . tg α = 0,3

1) Force de serrage minimale

$$p_{a \text{ min}} = \frac{1 - q}{1 - q^n} \cdot \frac{1}{f \pi d_a l} \sqrt{F_a^2 + (2 M_t/d)^2}$$

$$p_{m \text{ min}} = p_{a \text{ min}} \cdot (d_a/d_m)$$

$$\text{Arbre : } F_{e \text{ min a}} = \pi d_a l (2f + \text{tg} \alpha) (p_{a \text{ min}} + \bar{p}_{a \text{ max}})$$

$$\text{Moyeu : } F_{e \text{ min m}} = \pi d_m l (2f + \text{tg} \alpha) (p_{m \text{ min}} + \bar{p}_{m \text{ max}})$$

$$\left. \begin{array}{l} \bar{p}_{a \text{ max}} \\ \bar{p}_{m \text{ max}} : \text{table} \end{array} \right\}$$

$$\text{Prendre } F_{e \text{ min}} = \sup (F_{e \text{ min a}}, F_{e \text{ min m}})$$

2) Force de serrage maximale

$$\text{Moyeu ductile : } p_{m \text{ max}} = \frac{1}{1 + c \frac{1 + Q_m^2}{1 - Q_m^2}} \frac{R_{0,2}}{s_{0,2}} \quad s_{0,2} = 1$$

$$\text{Moyeu fragile : } p_{m \text{ max}} = \frac{1}{c} \frac{1 - Q_m^2}{1 + Q_m^2} \frac{R_m}{s_B} \quad s_B = 2$$

Calcul du coefficient c

$$\beta = 7,27 \frac{L}{d_{i m}} \frac{Q_m}{(1 - Q_m^2)^{\frac{1}{2}}}$$

$$c(1/L) = 1 - \left(1 - \frac{1}{L}\right)^\beta$$

$$1 \text{ paire : } c = C(1/L)$$

$$2 \text{ paires : } c = 0,4444 C(1/L) + 0,5556 C(21/L)$$

$$3 \text{ paires : } c = 0,4444 C(1/L) + 0,2469 C(21/L) + 0,3087 C(31/L)$$

$$4 \text{ paires : } c = 0,4444 C(1/L) + 0,2469 C(21/L) + 0,1372 C(31/L) + 0,1715 C(41/L)$$

$$F_{e \text{ max}} = \pi d_m l (2f + \text{tg} \alpha) (p_{m \text{ max}} + \bar{p}_{m \text{ min}}) \quad \bar{p}_{m \text{ min}} : \text{table}$$

3) Vérifier que $F_{e \text{ max}}/F_{e \text{ min}} \geq \alpha_b$ (précis. boulonnage)

Si non vérifié, augmenter d, n. Inutile de prendre n supérieur à 4.

 F_e est alors l'effort de serrage total des boulons.ENSEMBLE DE SERRAGE "RINGFEDER"

tg α = 0,25

$$F_{e \text{ min}} = \frac{f + \text{tg} \alpha}{f} \sqrt{F_a^2 + (2 M_t/d_a)^2} \quad F_{e \text{ max}} = 2 \pi p_{m \text{ max}} d_m l (f + \text{tg} \alpha)$$

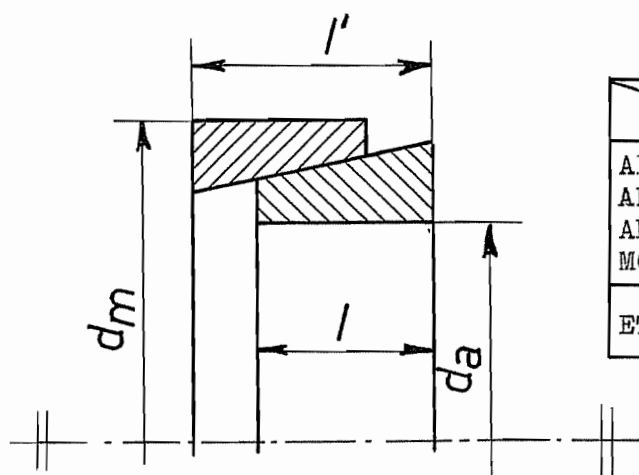
$$p_{m \text{ max}} = \begin{cases} R_{0,2}/s_{0,2} & ; s_{0,2} = 1,25 \quad (\text{ductile}) \\ R_m/s_B & ; s_B = 2 \quad (\text{fragile}) \end{cases} \quad \left\| \text{Noter que } p_{m \text{ max}}^d = p_a^d \right.$$

Vérifier $F_{e \text{ max}}/F_{e \text{ min}} \geq \alpha_b$ (préc. boulonnage) . Au besoin, d ↗

ANNEAUX ELASTIQUES "RINGFEDER" $f = 0,12$

AM8

d _a mm	d _m mm	l mm	l' mm	P _a max MPa	P _a min MPa	P _m max MPa	P _m min MPa	s (mm)			
								n=1	n=2	n=3	n=4
9	12	3,7	4,5	151,5	44,82	101,1	31,11	2	2	3	3
10	13	3,7	4,5	157,3	56,00	85,22	26,22	2	2	3	3
12	15	3,7	4,5	111,7	39,76	62,91	19,36	2	2	3	3
13	16	3,7	4,5	96,00	34,17	54,91	16,90	2	2	3	3
14	18	5,3	6,3	107,7	38,34	58,98	18,15	3	3	4	5
15	19	5,3	6,3	93,15	30,02	62,70	20,23	3	3	4	5
16	20	5,3	6,3	82,48	26,58	56,26	18,15	3	3	4	5
17	21	5,3	6,3	73,54	23,70	50,76	16,37	3	3	4	5
18	22	5,3	6,3	65,98	21,26	46,03	14,85	3	3	4	5
19	24	5,3	6,3	89,39	33,70	49,06	15,83	3	3	4	5
20	25	5,3	6,3	81,15	30,56	45,01	14,52	3	3	4	5
22	26	5,3	6,3	55,33	20,86	32,46	10,47	3	3	4	5
24	28	5,3	6,3	46,82	17,65	27,82	8,974	3	3	4	5
25	30	5,3	6,3	53,12	20,03	30,69	9,899	3	3	4	5
28	32	5,3	6,3	34,22	11,67	25,52	8,507	3	3	4	5
30	35	5,3	6,3	36,86	12,57	26,92	8,974	3	3	4	5
32	36	5,3	6,3	32,98	12,87	20,02	6,672	3	3	4	5
35	40	6	7	34,18	13,33	20,42	6,806	3	3	4	5
36	42	6	7	38,34	14,96	22,44	7,479	3	3	4	5
38	44	6	7	34,55	13,48	20,37	6,790	3	3	4	5
40	45	6,6	8	36,10	6,658	27,33	10,68	3	4	5	6
42	48	6,6	8	38,96	7,186	29,04	11,34	3	4	5	6
45	52	8,6	10	38,62	5,464	34,45	13,60	3	4	5	6
48	55	8,6	10	34,09	4,824	30,68	12,11	3	4	5	6
50	57	8,6	10	31,51	4,458	28,49	11,25	3	4	5	6
55	62	8,6	10	31,68	5,991	23,95	9,457	3	4	5	6
56	64	10,4	12	34,67	6,556	25,86	10,21	3	4	5	7
60	68	10,4	12	30,33	5,737	22,82	9,007	3	4	5	7
63	71	10,4	12	27,60	5,219	20,88	8,240	3	4	5	7
65	73	10,4	12	25,97	4,912	19,72	7,782	3	4	5	7
70	79	12,2	14	25,13	4,752	18,98	7,493	3	5	6	7
71	80	12,2	14	24,45	4,623	18,50	7,301	3	5	6	7
75	84	12,2	14	21,55	3,170	19,81	7,925	3	5	6	7
80	91	15	17	22,97	3,378	20,78	8,313	4	5	6	8
85	96	15	17	24,62	4,805	18,61	7,445	4	5	6	8
90	101	15	17	22,04	4,301	16,76	6,706	4	5	6	8
95	106	15	17	19,84	3,872	15,18	6,072	4	5	6	8
100	114	18,7	21	22,53	4,397	16,87	6,749	4	6	7	9



TOLERANCES

	d _a x d _m ≤ 38x44	d _a x d _m > 38x44
ARBRE	h6	h8
ANNEAU INT.	E7	E8
ANNEAU EXT.	f7	e8
MOYEU	H7	H8

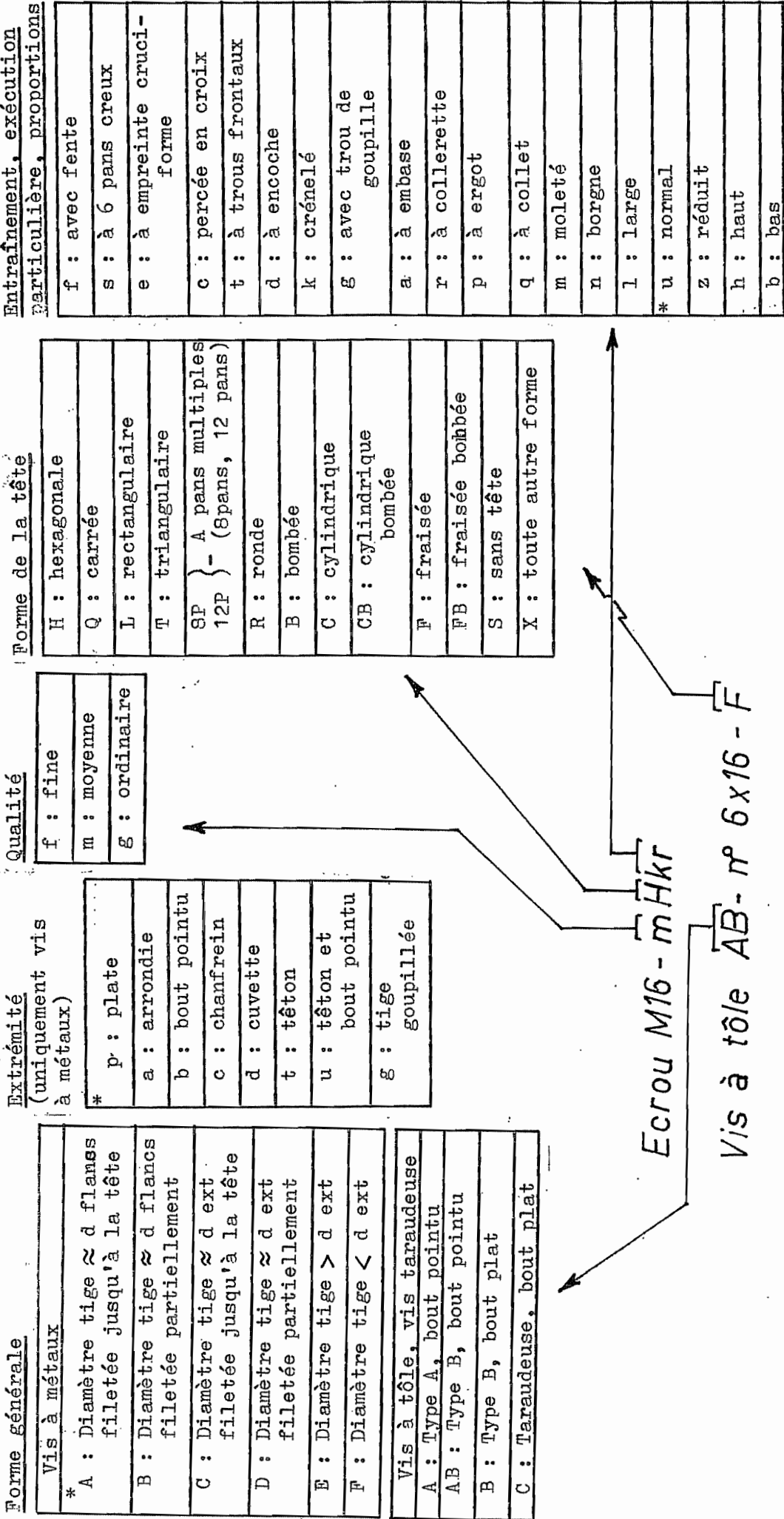
ETATS DE SURFACE : R_t ≤ 6 μm (N7)

$q = 0,5556$

DESIGNATION DES VIS ET DES ECROUS

NBN E27-002

Vis DcG - M5x25 - mCs



* FACULTATIVE

QUALITES MECANIKES 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 _m (MPa) min	340	400	400	500	500	600	600	600	800	1000	1200	1400
R _m (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 _{0,2} (MPa) min	200	240	320	300	400	360	480	540	640	900	1080	1260
Résilience J/cm ² 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 _m min. La rupture ne peut se produire juste sous la tête de la vis.											

QUALITES MECANIKES DES EROUS

QUALITE	4	5	6	8	10	12	14
"Tension" F/Ω _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 ; $D_a = 3 d_a \dots mm$
 Ω_b = section résistante ; Ω_n = section noyau ; Ω_p = surf. pression écrou $\dots mm^2$

d	pas normal		pas fin				trous de passage D_b		mCf		mCfl		mH, GH		mCs			
	P	Ω_b	Ω_n	P	Ω_b	Ω_n	d_2	f	m	g	D_a	Ω_p	d_a	Ω_p	D_a	Ω_p	d_a	Ω_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	9,6	5,50	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	12	8,04	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	15	13,0	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	18	19,2	5,5	16,5	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	24	34,4	7	21	22,6
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	30	54,8	8	24	26,5
M6	1	20,1	19,0	0,75	22	21,1	5,513	6,4	6,6	7	10	30	44,3	36	78,9	10	30	44,3
M8	1,25	36,6	34,7	1	39,2	37,6	7,350	8,4	9	10	13	39	69,1	48	137	13	39	69,1
M10	1,5	58,0	55,1	1,25	61,2	58,7	9,188	10,5	11	12	16	48	106	60	219	17	51	132
M12	1,75	84,3	80,2	1,25	92,1	89,0	11,188	13	14	15	18	54	104	80	219	19	57	130
(M14)	2	115	110	1,5	125	120	13,026	15	16	17	21	63	145	100	219	22	66	179
M16	2	157	144	1,5	167	162	15,026	17	18	19	24	72	198	120	219	24	72	198
(M18)	2,5	192	184	1,5	216	211	17,026	19	20	21	27	81	258	140	219	27	81	258
M20	2,5	245	235	1,5	272	265	19,026	21	22	24	30	90	327	160	219	30	90	327
(M22)	2,5	303	292	1,5	333	326	21,026	23	24	26	30	90	327	180	219	32	96	352
M24	3	353	338	2	384	374	22,701	25	26	28	36	108	487	200	219	36	108	487
(M27)	3	459	443	2	496	484	25,701	28	30	32	41	123	613	220	219	41	123	613
M30	3,5	561	540	2	621	609	28,701	31	33	35	46	138	807	240	219	46	138	807
(M33)	3,5	694	670	2	761	747	31,701	34	36	38	50	150	946	260	219	50	150	946
M36	4	817	788	3	865	843	34,051	37	39	42	60	180	1440	280	219	55	165	1180
(M39)	4	976	944	3	1028	1004	37,051	40	42	45	70	210	2040	300	219	60	180	1440
M42	4,5	1121	1083	3	1206	1179	40,051	43	45	48	81	240	2560	320	219	65	195	1730
(M45)	4,5	1306	1265	3	1398	1369	43,051	46	48	52	90	270	3070	340	219	70	210	2040
M48	5	1473	1424	3	1604	1573	46,051	50	52	56	108	324	3680	360	219	75	225	2290
(M52)	5	1758	1705	3	1900	1867	50,051	54	56	62	126	378	4290	380	219	80	240	2560

BOULONS A SERRAGE NON CONTROLE

Extension et cisaillement technologique du boulon: critère

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

$s = 1,25$

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

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

Ne convient que pour les sollicitations statiques.

BOULONS PRECONTRAINTS (SERRAGE CONTROLE !) Hte résist.; soll. dyn.

A) EFFORTS A REPRENDRE

1) charge axiale F , taux de pulsation $\bar{w} = (F_{max} - F_{min}) / (2 F_{max})$

2) force de serrage requise entre les tôles N_R

a) étanchéité liquide pression p : $p_{joint} = \gamma p$

$\gamma = 1,5$ (joint souple).....4 (métallique)

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

b) effort transversal Q repris par frottement

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

0,45 : constr métallique, acier $R_{0,2} = 300$ MPa, surf. grenail-, lées, sablées, passées au châleumeau, + 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 FORFAITAIRE

Précontrainte initiale max.: $N_{o \max} \approx 2 N_R + (1,5 + \bar{w}) F$

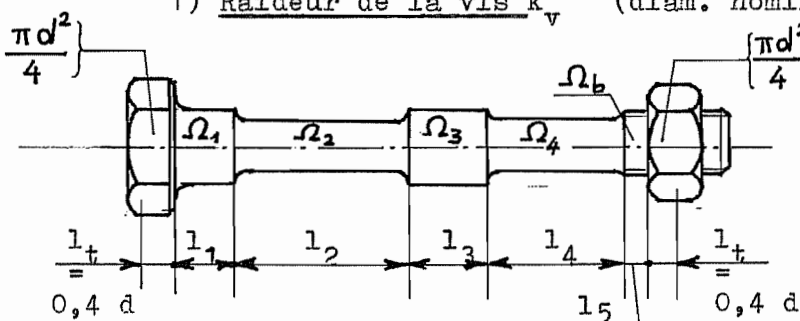
Section: $\Omega_{b \min} = \frac{N_{o \max}}{0,7 R_{0,2}}$

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	≥ 9	< 9	≥ 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

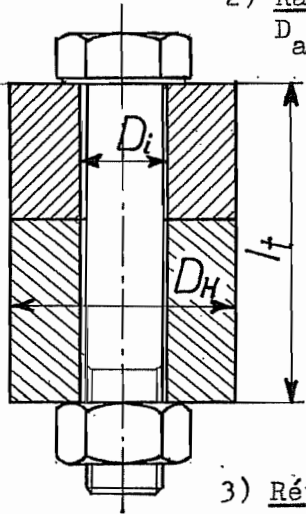
C) VERIFICATION

1) 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 :

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

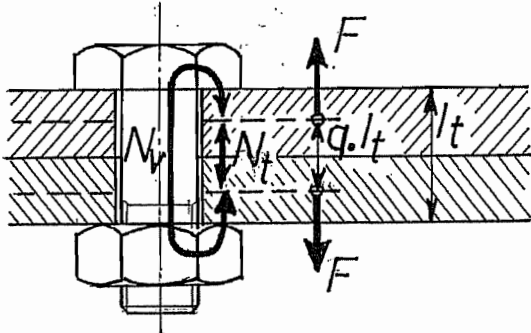
b) Manchon $d_a < D_H < D_a$

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

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

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

$|\Delta u_o|$
(μm)

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 α_b

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

α_b	Mode de boulonnage et circonstances (VDI - R 2231)
1,4	<u>Clé dynamométrique</u> , surfaces huilées ou MoS ₂
1,6	<u>Machine à boulonner</u> , surfaces huilées ou Mo S ₂ <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

$$\sigma_o = N_o \max / \Omega_b \quad : \text{précontrainte}$$

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

τ = torsion due au serrage. Dépend du frottement $f_{\text{éq}}$

$f_{\text{éq}}$	0,08	0,10	0,125	0,140
τ / σ_o	0,2036	0,2438	0,2941	0,3243

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

ETAT DE SURFACE		$f_{\text{éq}}$, selon lubrification (VDI-R 2230)		
VIS	ECROU	non graissé	huilé	pâte MoS ₂
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	
Cadmié $\approx 7\mu\text{m}$		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	
Cadmié $\approx 8\mu\text{m}$	Cadmié $\approx 6\mu\text{m}$	0,08...0,12	0,10...0,15	

7) Pression sur les pièces

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

PIECES SERREES	St37	St50	C45V	GG-20	GDMg Al 9	GK Mg Al 9	GK Al Si6 Cu4
p_{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	
	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

$$C_{\text{max}} = N_o \max \left(\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi^* + \beta) + \frac{D_M}{2} \cdot f_e \right)$$

d_2 : voir table boulons

β : angle du filet : $\beta = p / (\pi d_2)$

$\operatorname{tg} \varphi^* = f_e = f_{\text{éq}}$ (voir plus haut)

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

$$\text{ON SPECIFIE LE COUPLE } C_{\text{prescrit}} = 0,9 \cdot C_{\text{max}}$$

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

CLÉS COURTES : tabler sur une force de 500 N.

SOUDURES

1) SOUDABILITE DES ACIERS $C_{\text{éq}} = [C] + \frac{[Cr] + [Mo] + [V] + [Ni]}{10} + \frac{[Mn]}{20}$

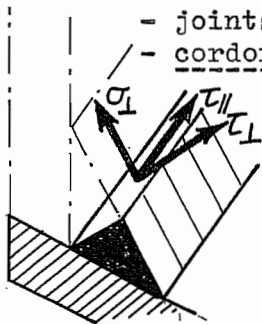
(formule de la British Welding Research Association)

$C_{\text{éq}} \leq 0,3$: bonne soudabilité

$0,3 < C_{\text{éq}} \leq 0,5$: soudabilité limitée

$C_{\text{éq}} > 0,5$: non soudable

2) SOLLICITATIONS STATIQUES Critère de rupture de l'I.S.O.



- joints en bout : résistent comme le métal de base.

- cordons d'angle : rupture lorsque

$$(\sigma_{\perp}^2 + 1,8 \tau_{\perp}^2 + 1,8 \tau_{\parallel}^2)^{1/2} = R_m \cdot \alpha \quad \alpha = \begin{cases} 1 & \text{si } a \leq 4 \text{ mm} \\ 0,8(1 + \frac{1}{a}) & \text{si } a \geq 4 \text{ mm} \end{cases}$$

Ce critère est également utilisé pour la plastification (discutable).

Longueur utile du cordon: 1 - 2 a (cratères d'extrémité)

3) SOLLICITATIONS DYNAMIQUES : on utilise des valeurs expérimentales et le critère

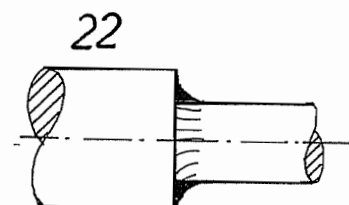
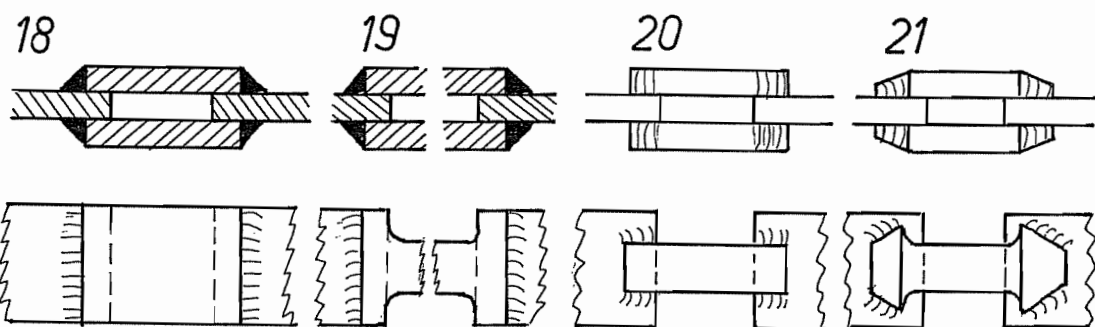
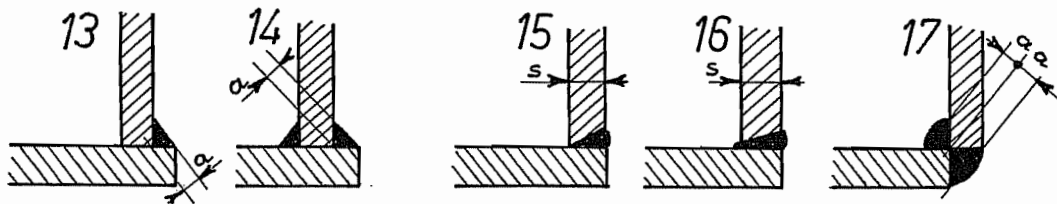
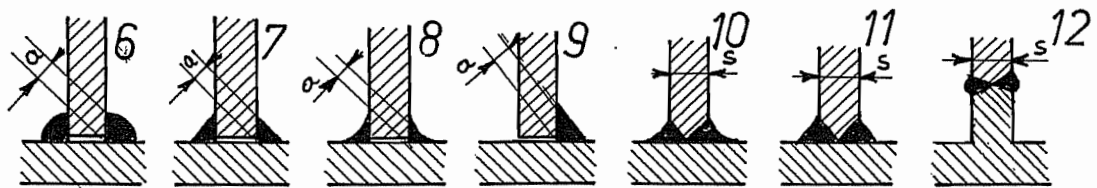
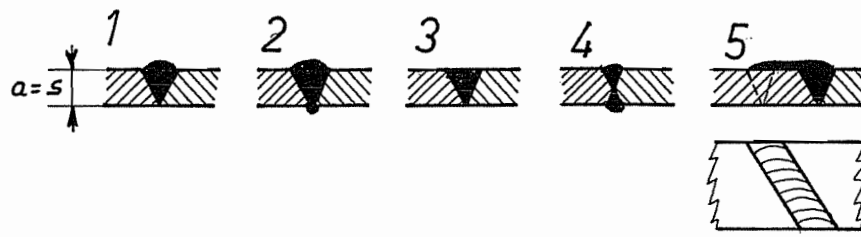
$$\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{e\text{lim}}} + \frac{\sigma_f}{\sigma_{f\text{lim}}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{\text{lim}}} \right)^2 = 1/s^2$$

où

$$\begin{cases} \sigma_{e\text{lim}} = v_e \sigma_{eD} \\ \sigma_{f\text{lim}} = v_f \sigma_{eD} \\ \tau_{\text{lim}} = v_{\tau} \sigma_{eD} \end{cases}$$

Type de cordon (voir fig.)	section de réf.	v_e	v_f	v_{τ}
1	s	0,5	0,6	0,42
2	s	0,7	0,84	0,56
3	s	0,92	1,1	0,73
4	s	0,7	0,84	0,56
5	s	0,8	0,98	0,65
6	2a	0,32	0,69	0,32
7	2 a	0,35	0,7	0,35
8	2 a	0,41	0,87	0,41
9	a	0,22	0,11	0,22
10	s	0,63	0,8	0,5
11	s	0,56	0,8	0,45
12	s	0,7	0,84	0,56
13	a	0,22	0,11	0,22
14	2 a	0,3	0,6	0,3
15	s	0,45	0,55	0,37
16	s	0,6	0,75	0,5
17	2 a	0,35	0,7	0,35
18	2 a	0,22	—	—
19	2 a	0,25	—	—
20	2 a	0,25	—	—
21	2 a	0,48	—	—
22	: voir 6,7 et 8.			

(selon NIEMANN)



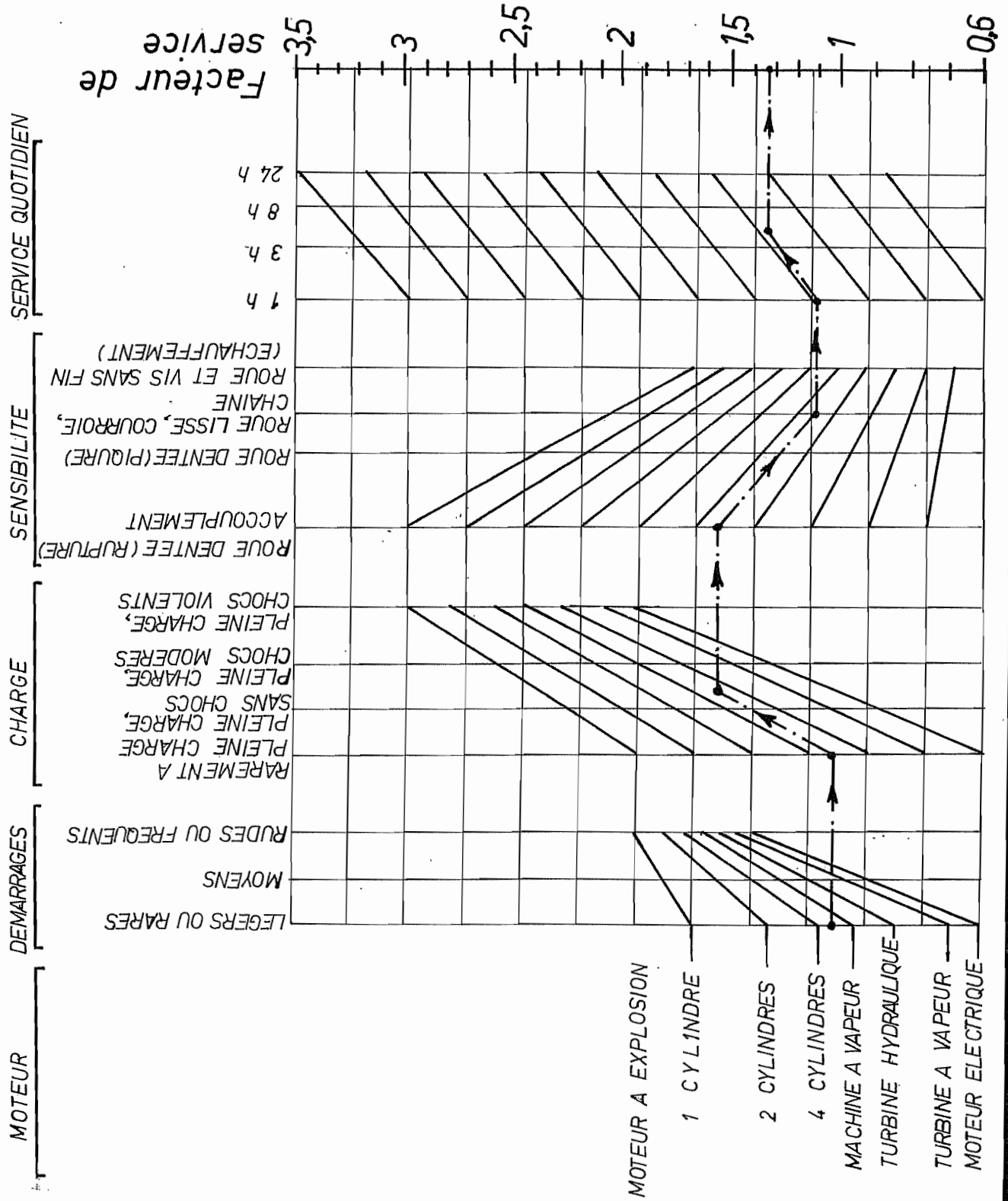
CARACTERISTIQUES MECANQUES DE QUELQUES ACIERS ET FONTES

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

MATERIAU	R_m MPa	$R_{0,2}$ MPa	σ_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 <u>à coeur</u> 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	

DETERMINATION
DU
FACTEUR
DE
SERVICE

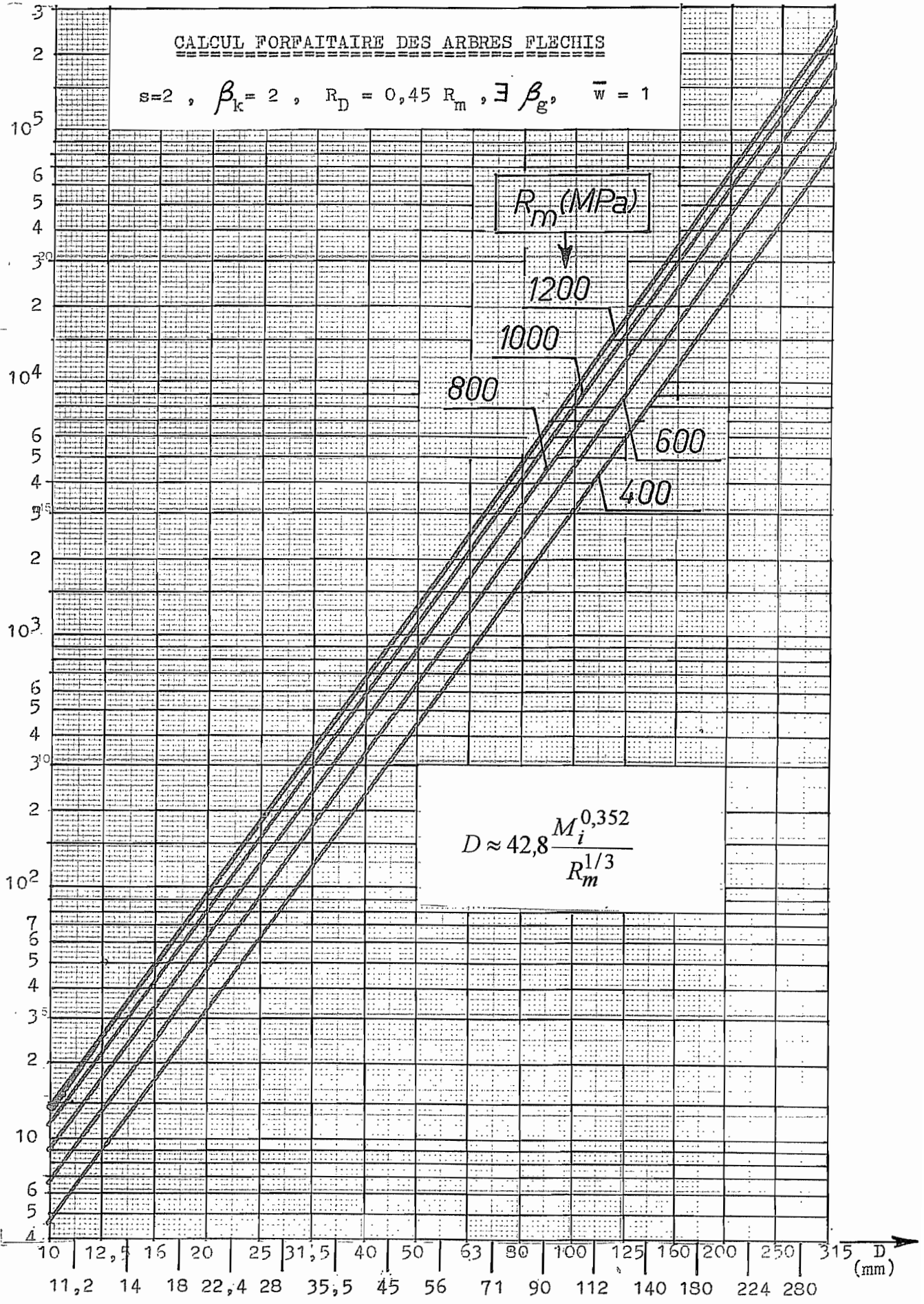
Ref : [27]



CALCUL FORFAITAIRE DES ARBRES FLECHIS

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

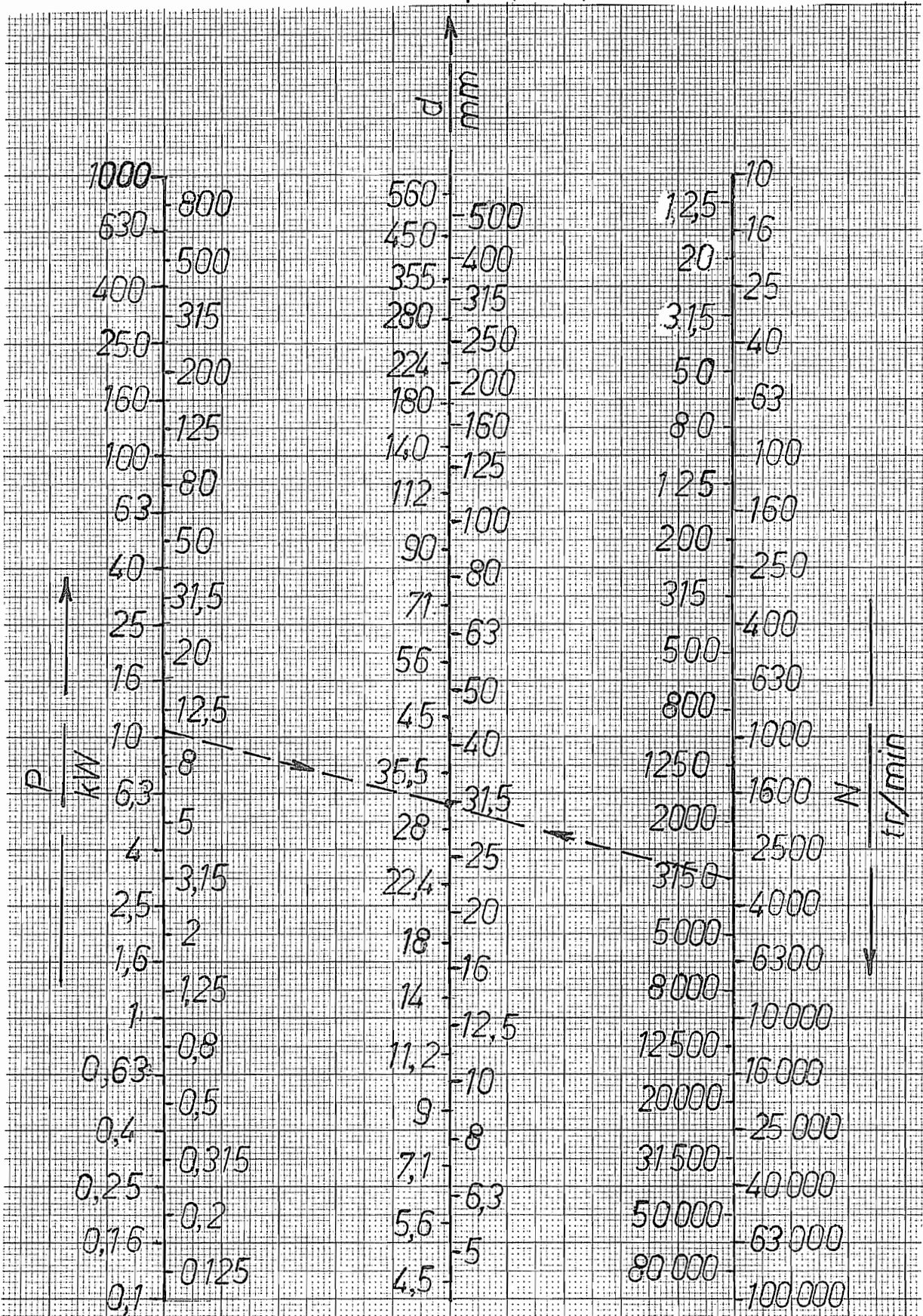
M_i
(N.m)

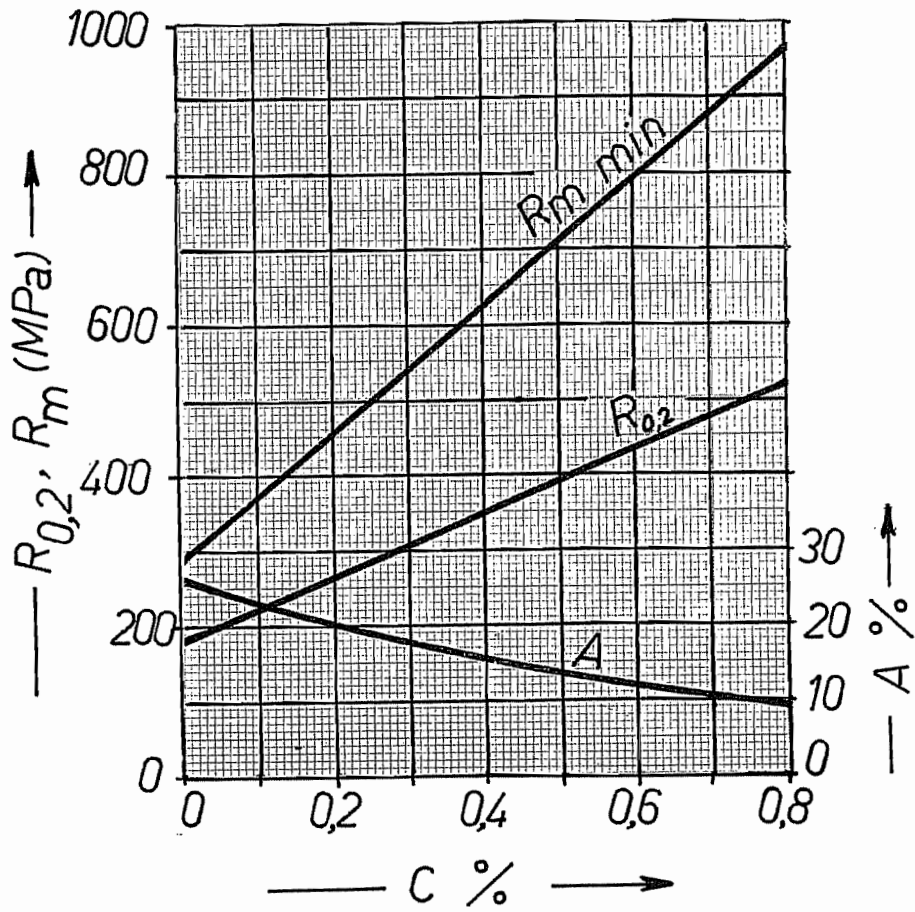


CALCUL FORFAITAIRE DES ARBRES

Formule des arbres de manège

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



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*

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

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

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

Aciers :

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

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

• *Méthode par similitude*

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

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

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

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 :

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

ξ : 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 :

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

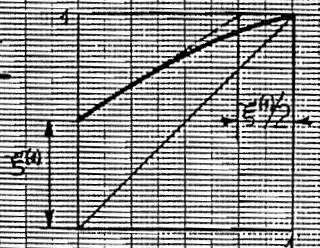
8) Ne pas oublier de vérifier la sécurité par rapport à la déformation permanente.

Il faut que $s_{déf. perm} \geq 1,25$

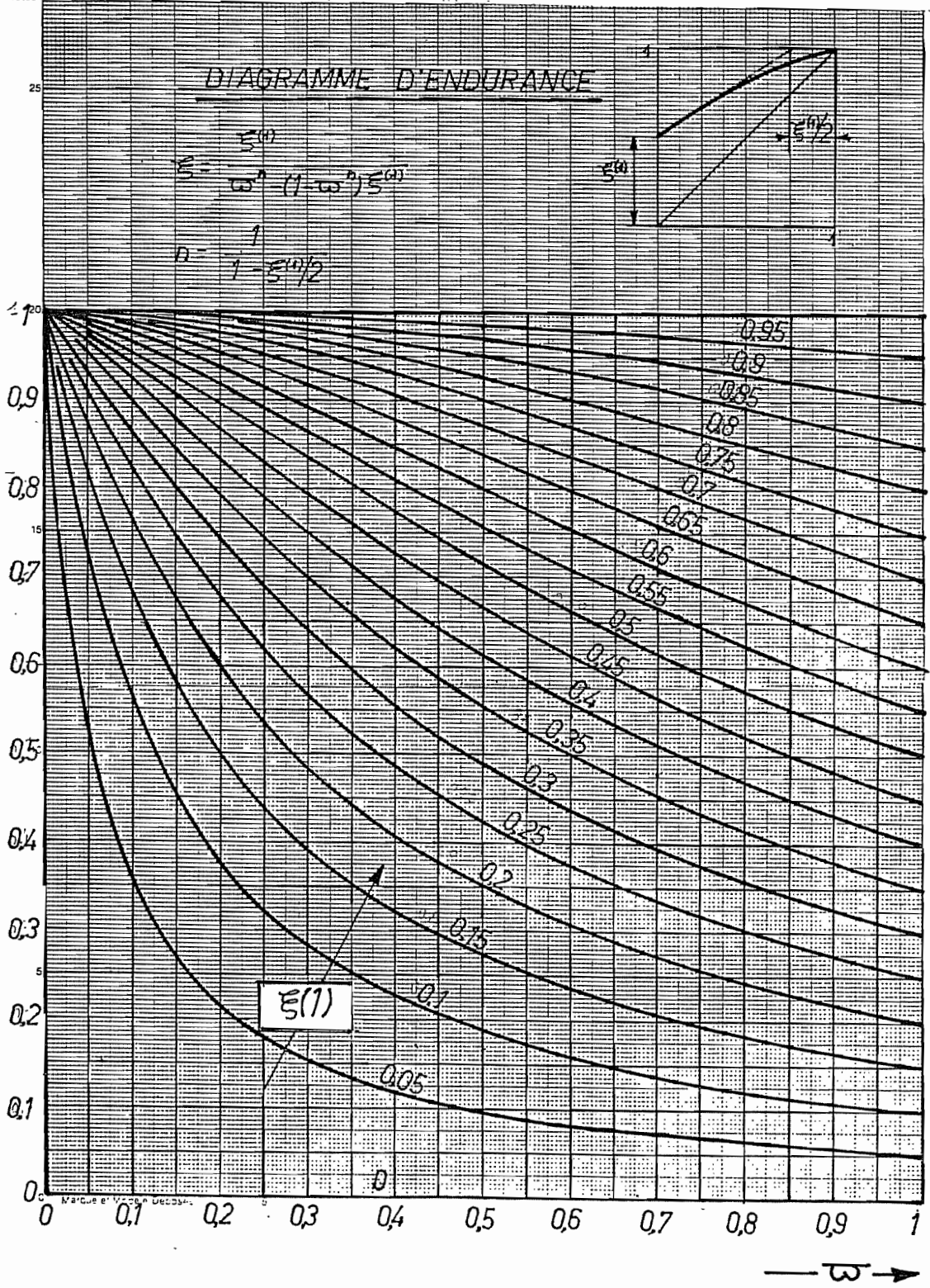
DIAGRAMME D'ENDURANCE

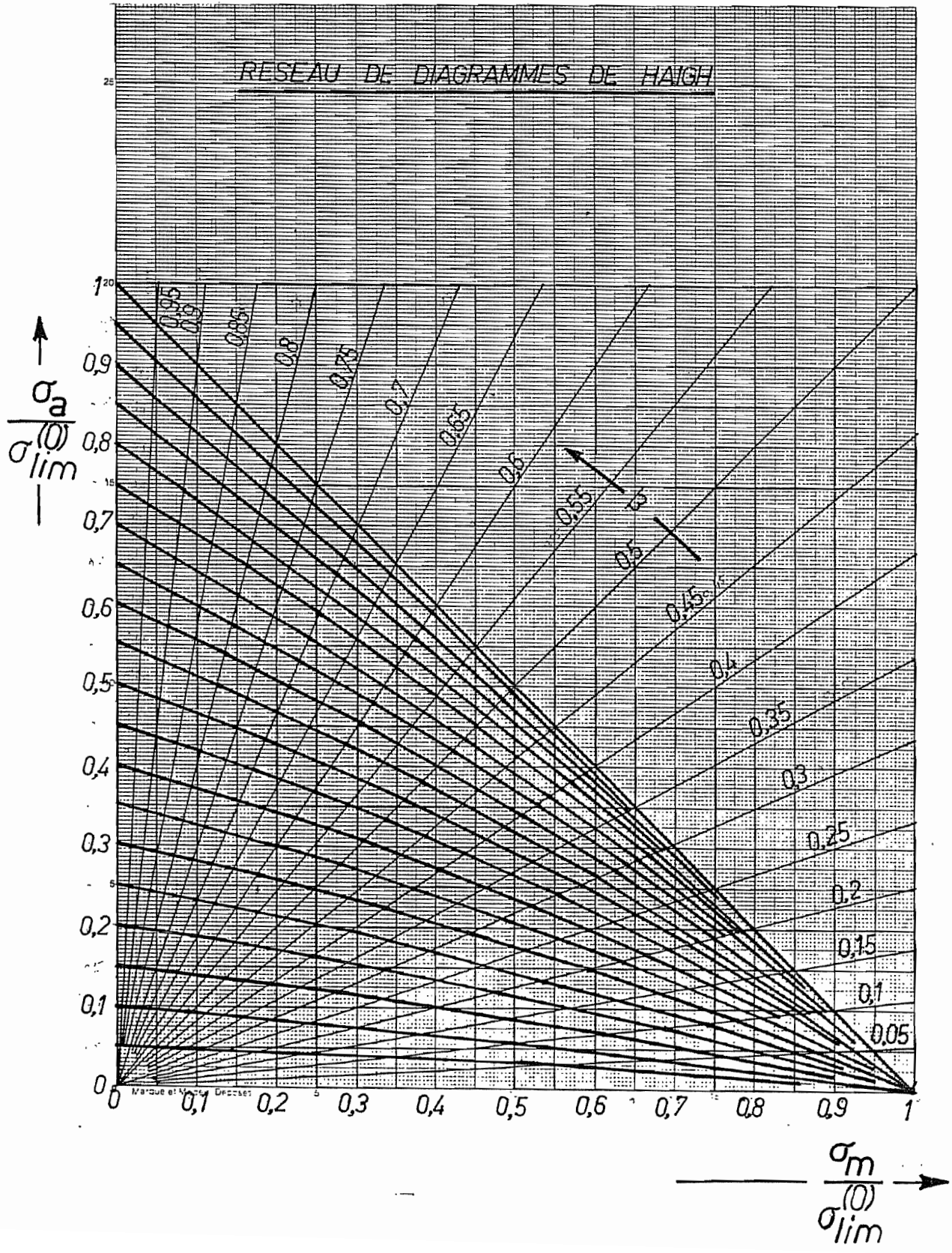
$$\xi = \frac{\xi^{(0)}}{\omega^n (1 - \omega^{2n}) \xi^{(0)}}$$

$$n = \frac{1}{1 - \xi^{(0)/2}}$$



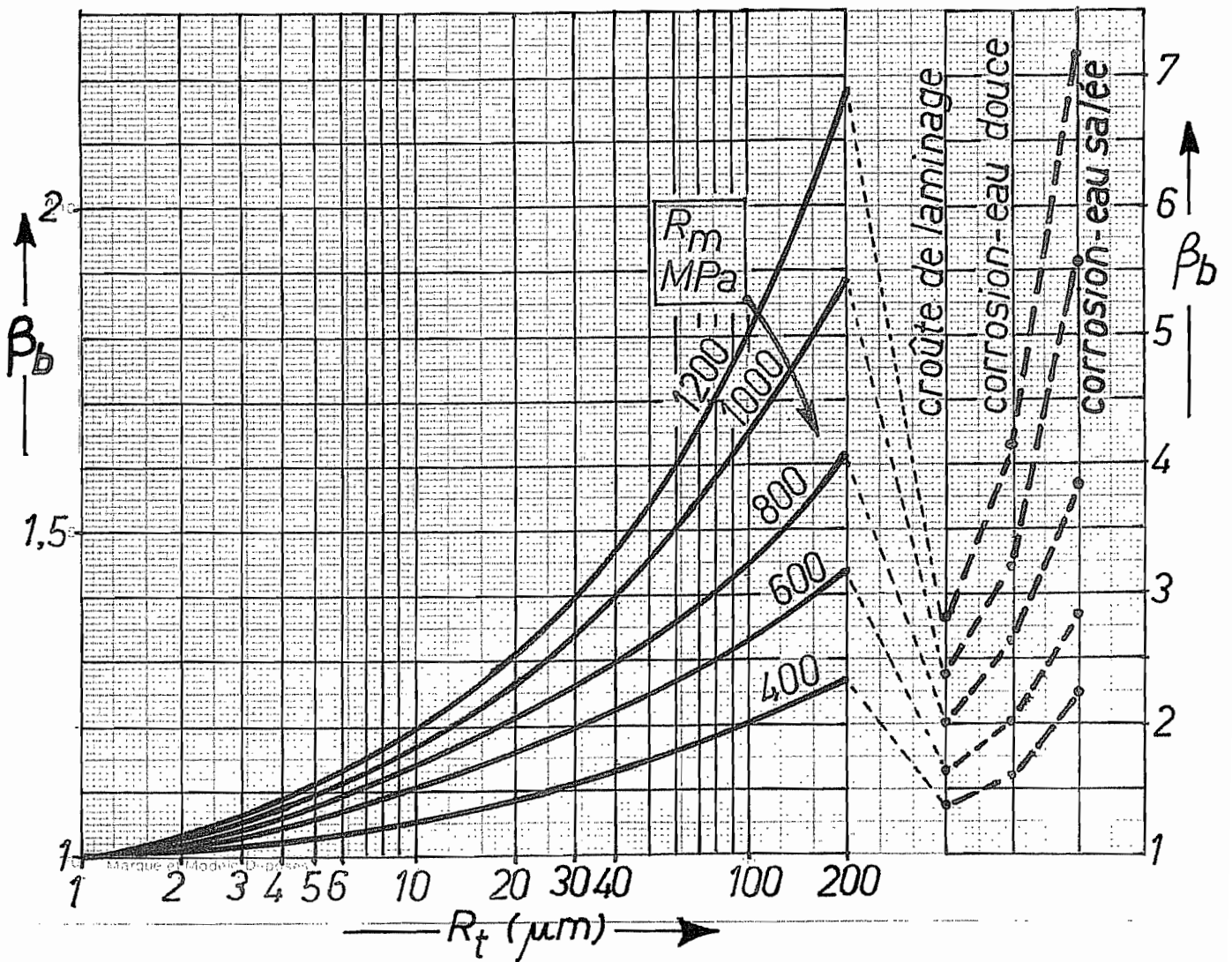
ξ





EFFET D'ETAT DE SURFACE (aciers)

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



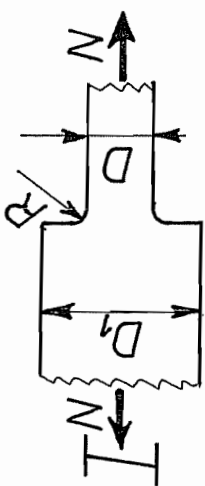
Torsion :
$$\beta_{bt} = \frac{\beta_b}{0,4\beta_b + 0,6}$$

RUGOSITE DES SURFACES TECHNIQUES

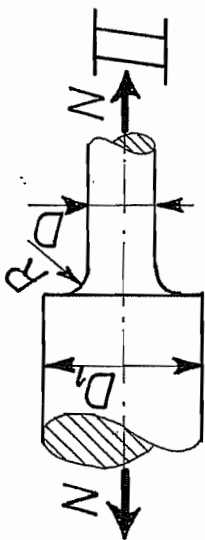
Expression en termes des qualités normalisées (Réf./1/)

<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 _t (µm)	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	100	200	400

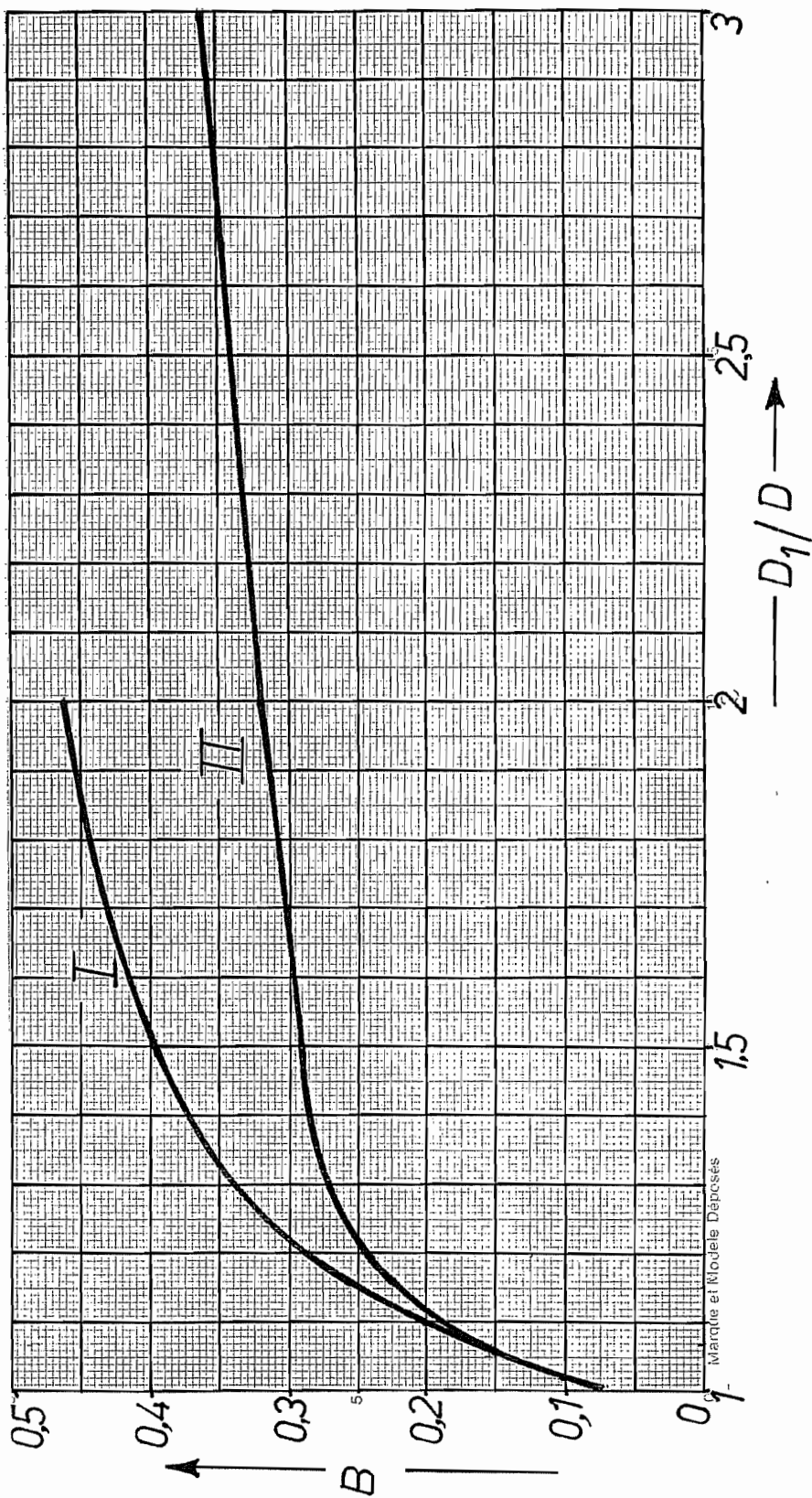


$$\alpha_k = A + B\sqrt{D/R}$$

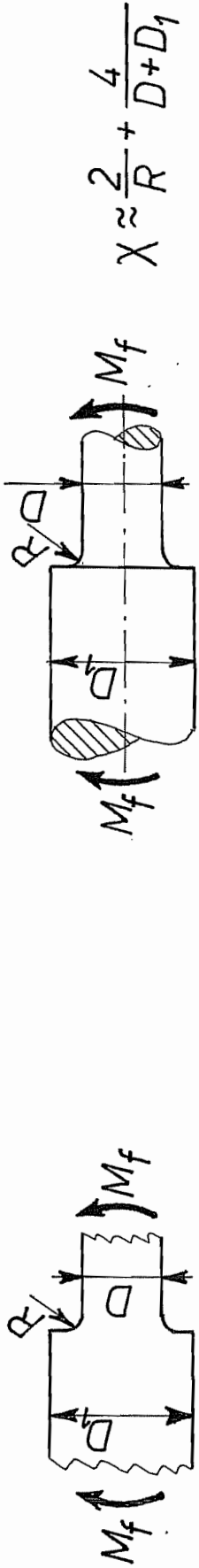


$$A = \begin{cases} 0.9616 & \text{(I)} \\ 0.9316 & \text{(II)} \end{cases}$$

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

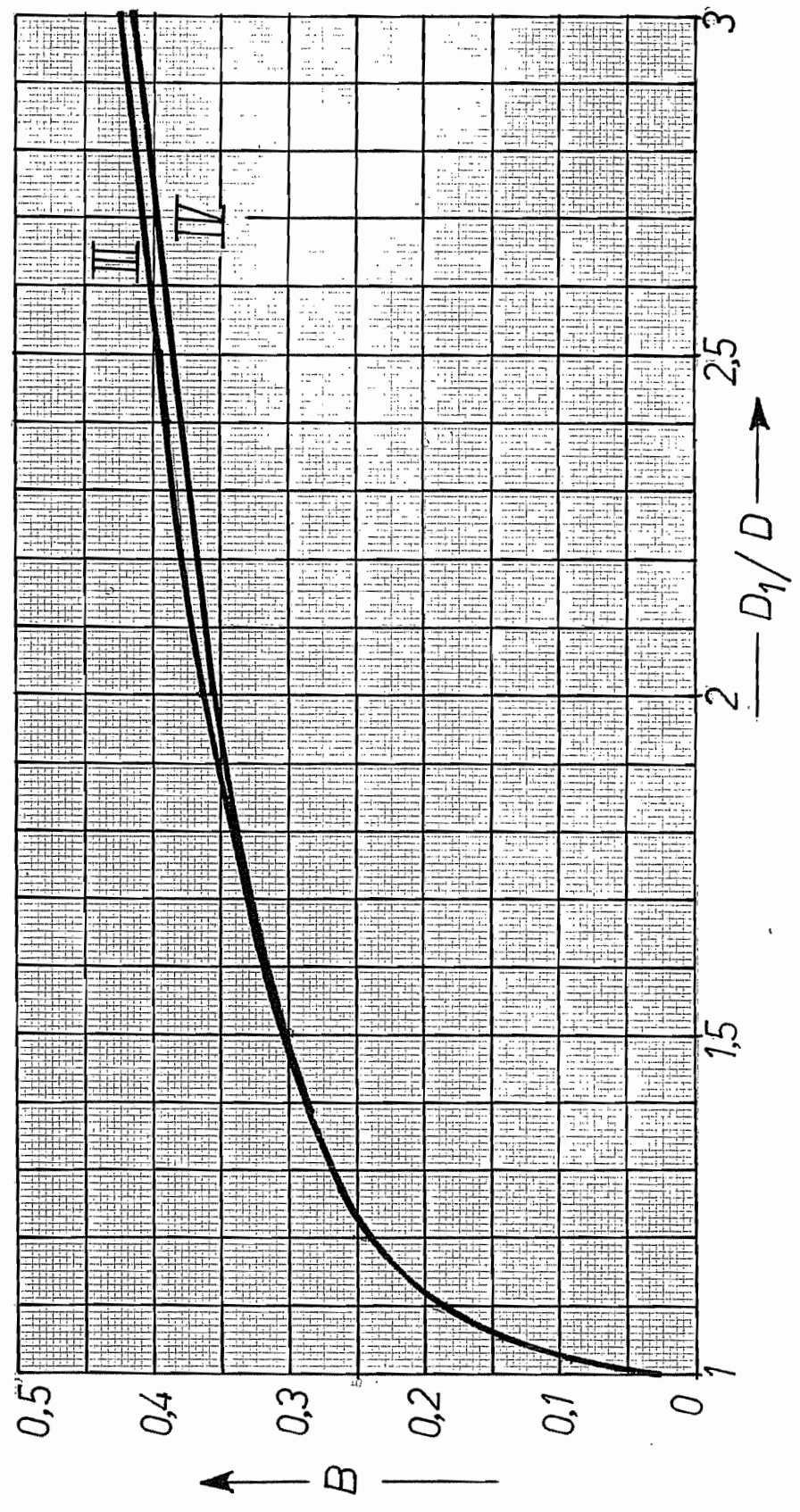


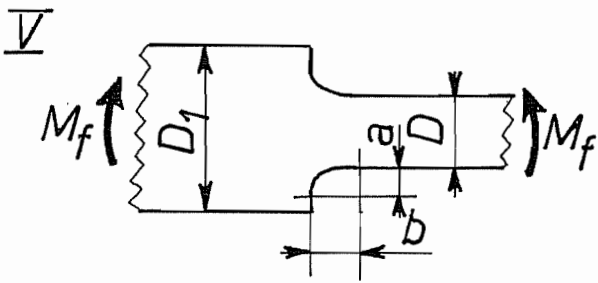
Marque et Modèle Déposés



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

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



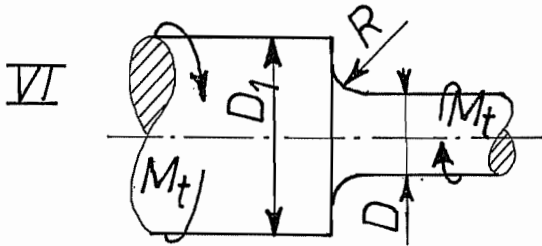


Congé elliptique

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

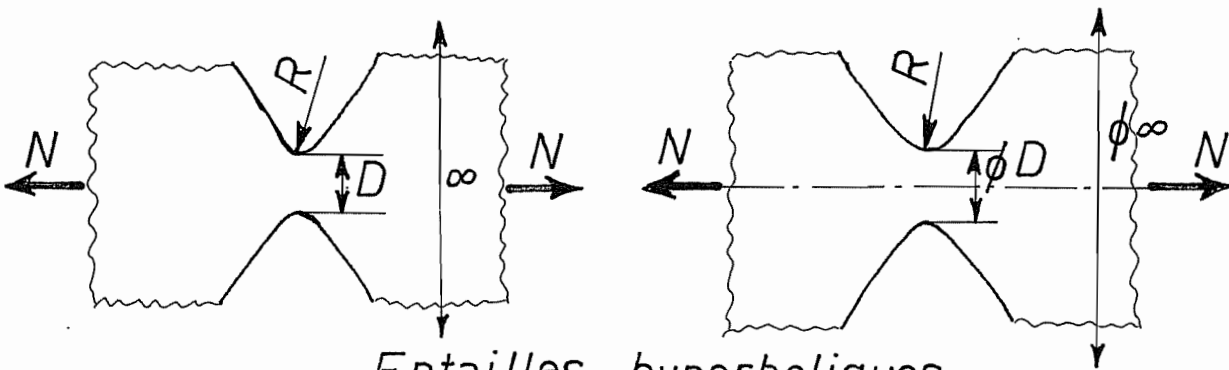
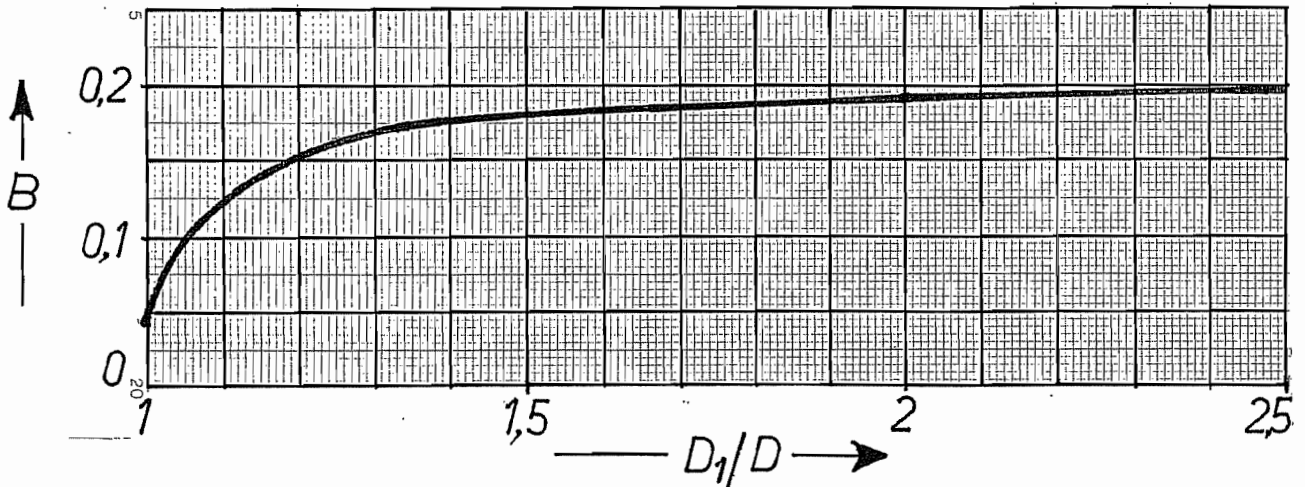
$$A \approx 0,7090 + 0,01166 b/a$$

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



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

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



Entailles hyperboliques

VII
Plaque ∞

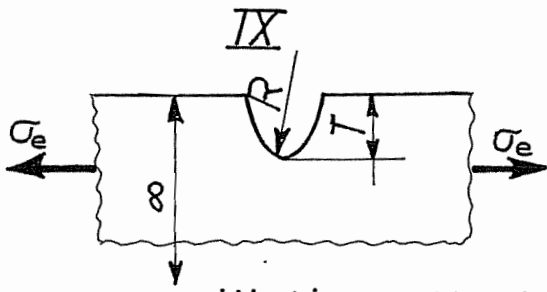
$$\alpha_k = \sqrt{0,85 \frac{D}{R} + 1,2} - 0,1$$

VIII
Cylindre ∞

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

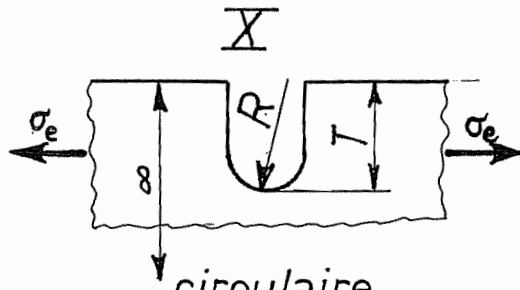
(NEUBER)

$$\chi \approx 2/R$$



elliptique (KOLOSOV)

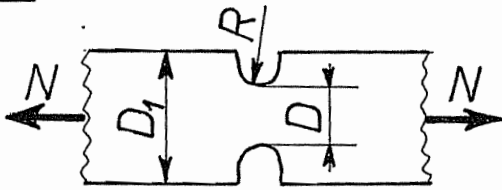
$$\alpha_k = 1 + 2\sqrt{T/R} \quad \chi \approx 2/R$$



circulaire

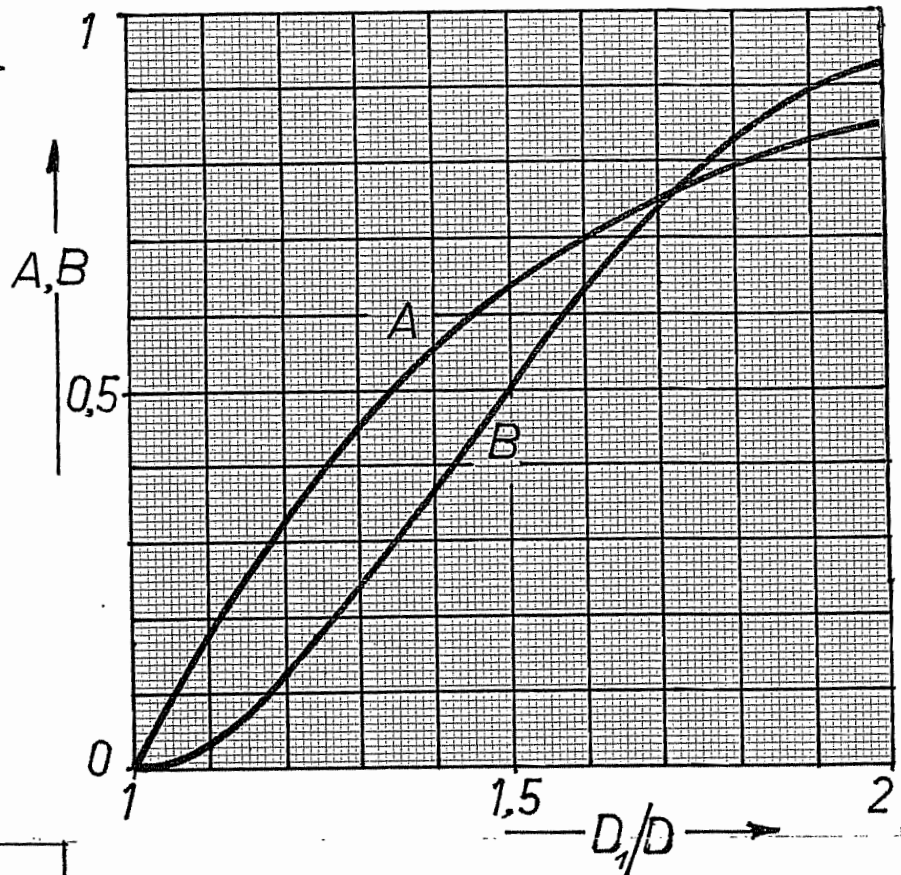
$$\alpha_k = 0,9425 + 2,202\sqrt{T/R}$$

XI

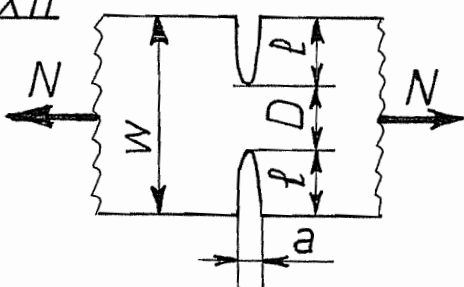


$$\alpha_k = 1 + \sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B}$$

$$\chi \approx 2/R$$



XII



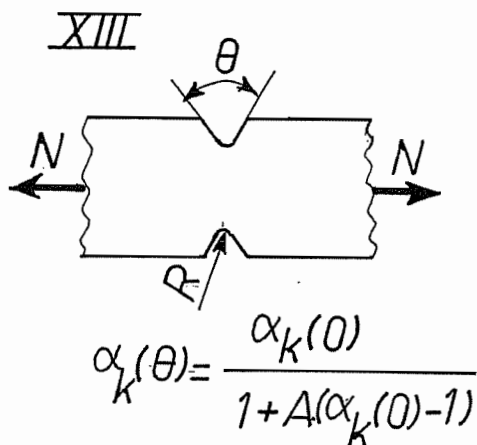
elliptique très mince \rightarrow fissure
 $l/a \gg$

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

(KOITER)

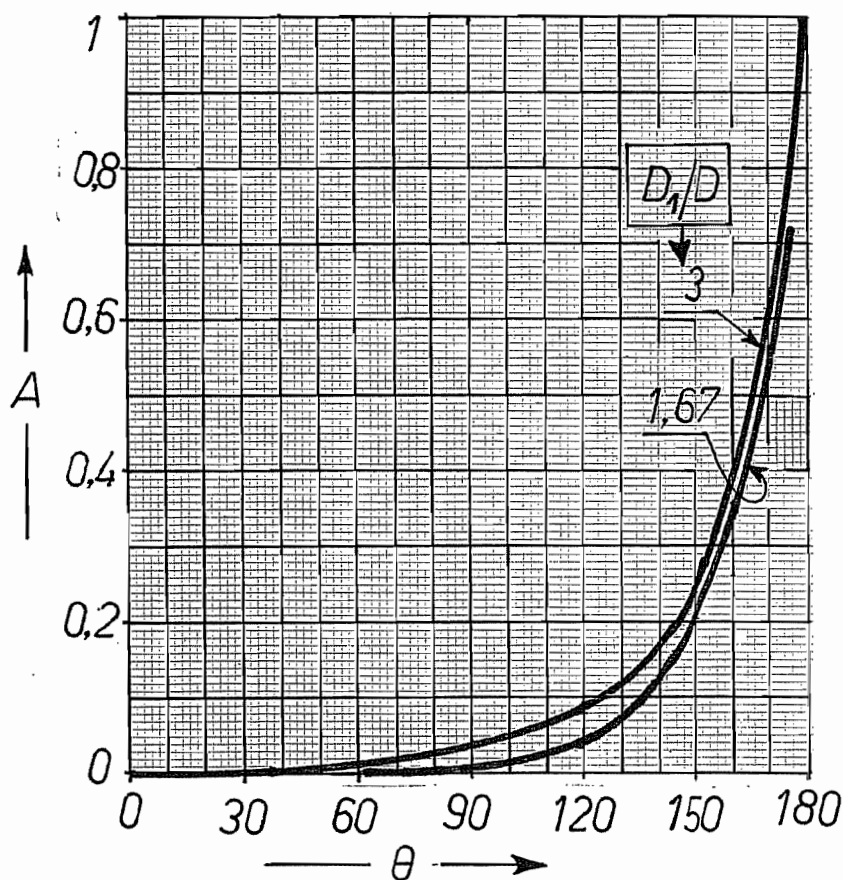
$$\alpha_{k\infty} \text{ (voir IX)} = 1 + 2\sqrt{T/R} = 1 + \frac{4l}{a}$$

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

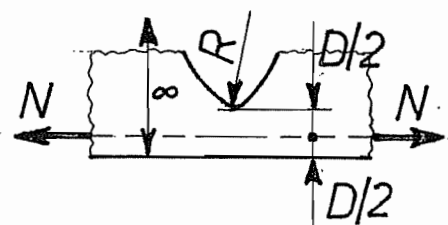


$\alpha_k(0)$: voir XI

$$\chi \approx 2/R$$



XIV

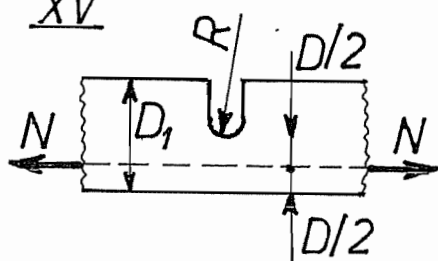


Hyperbolique

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

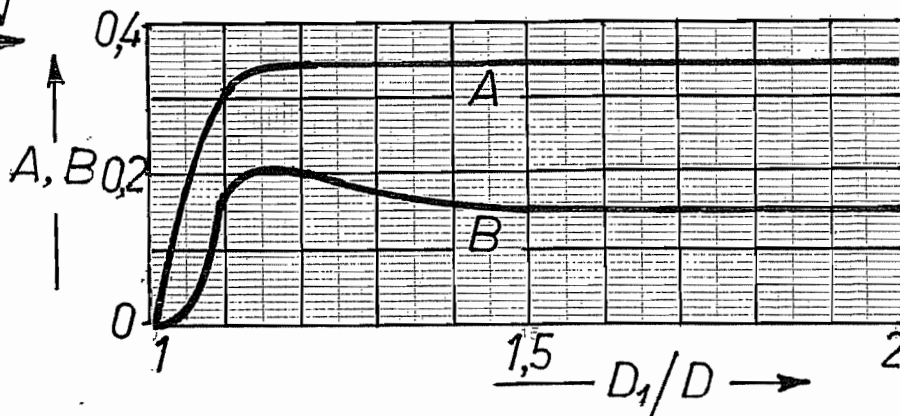
$$\chi \approx 2/R$$

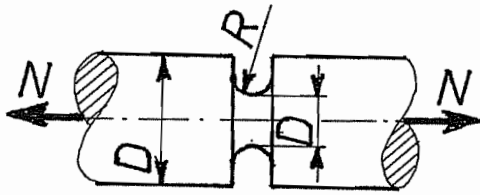
XV



$$\chi \approx 2/R$$

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

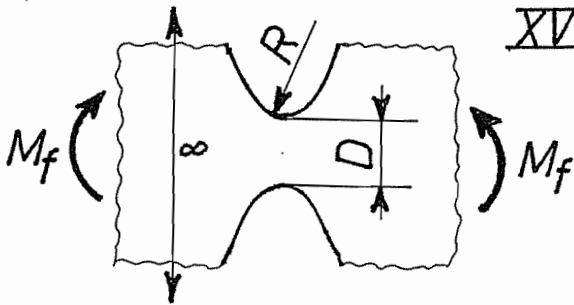
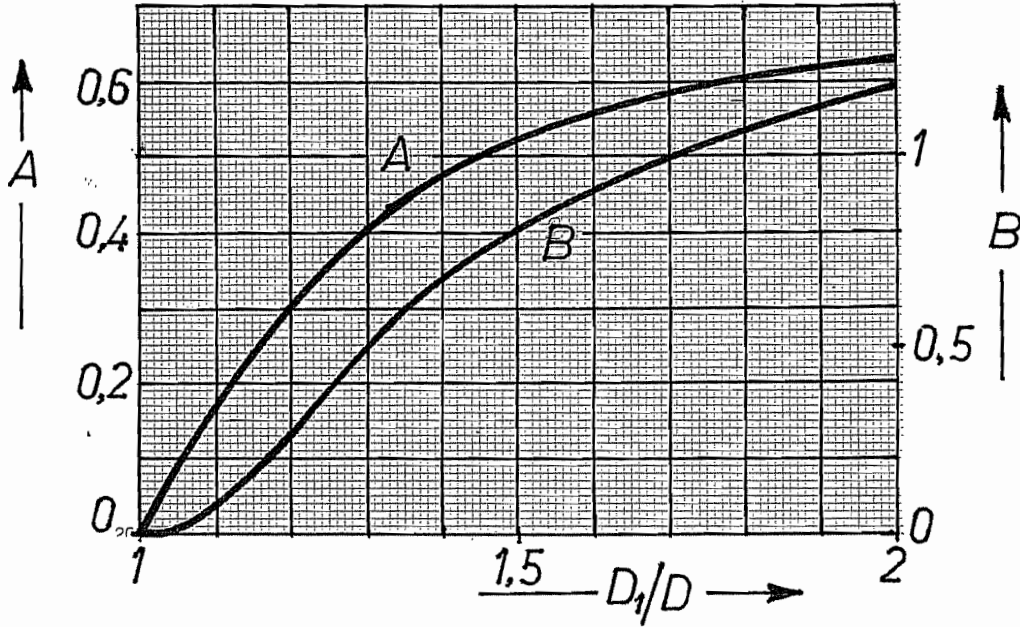




XVI

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

$$X \approx 2/R$$



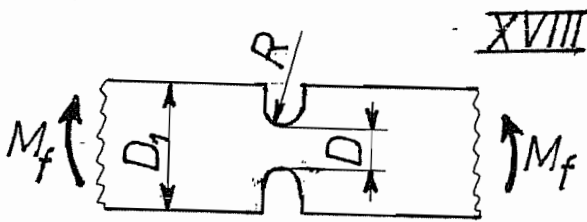
XVII

hyperbolique

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

(NEUBER)

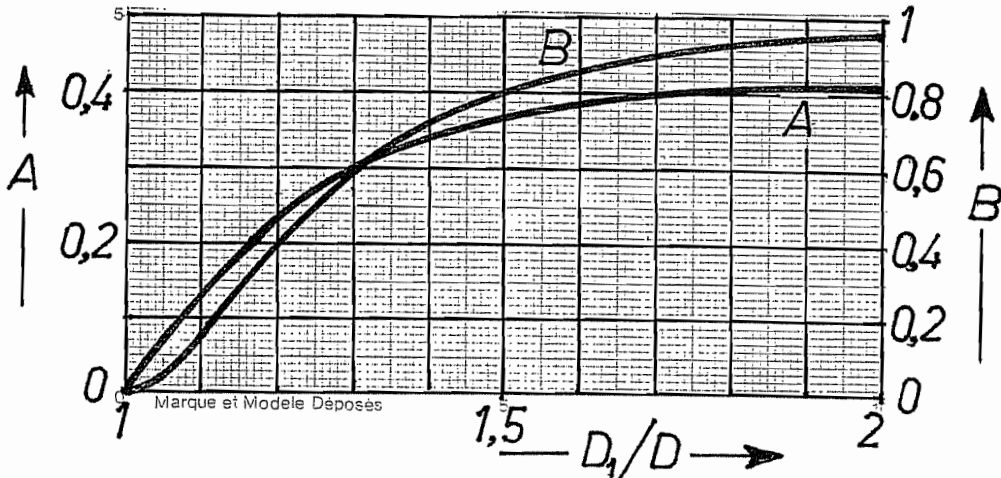
$$X \approx \frac{2}{D} + \frac{2}{R}$$



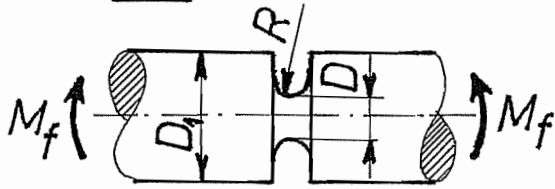
XVIII

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

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

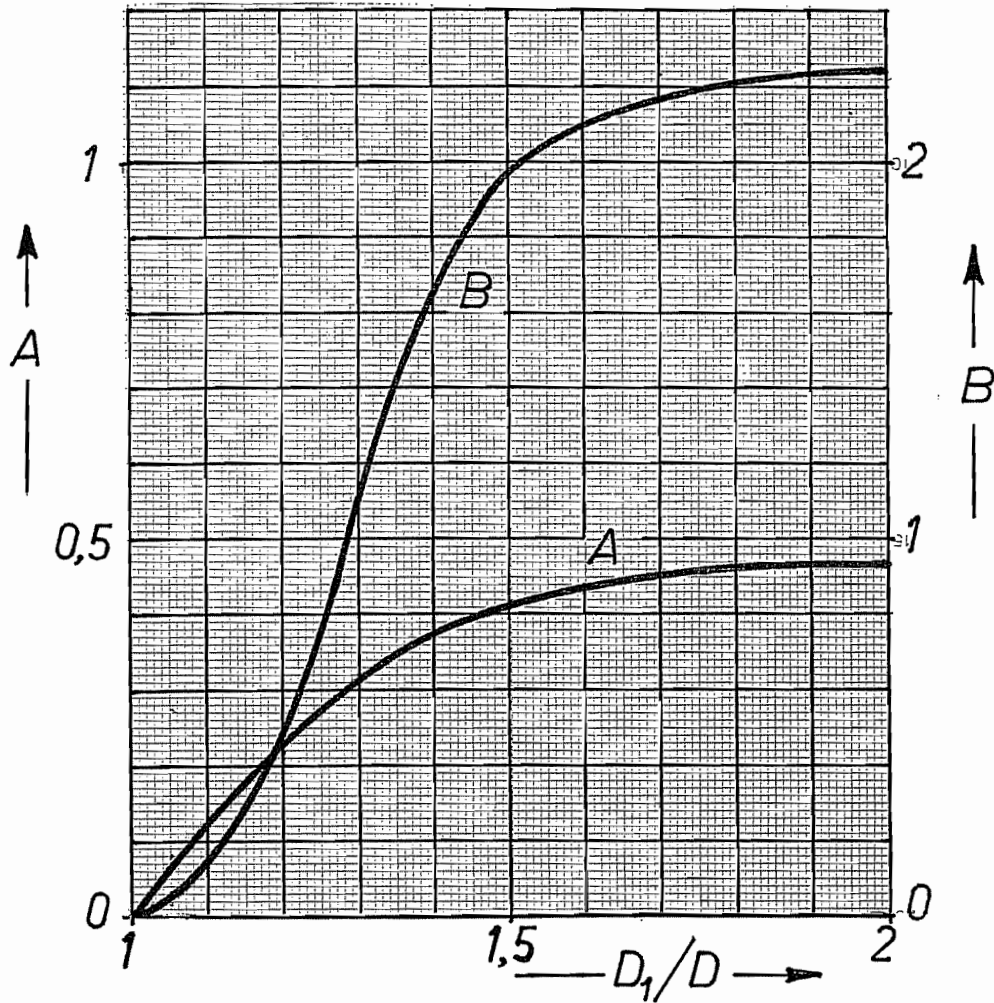


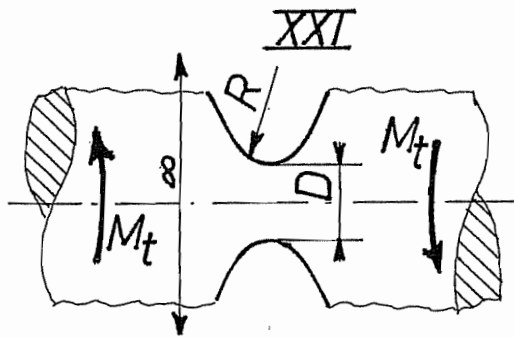
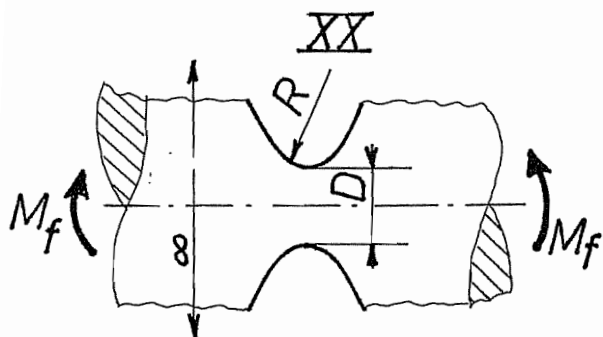
XIX



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

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





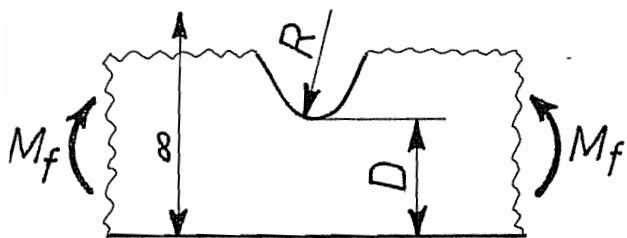
hyperbolique

$$\alpha_k = \sqrt{0,2790 D/R + 0,8605 + 0,07237}$$

$$\alpha_k = \frac{3}{4} \frac{\left(1 + \sqrt{\frac{D}{2R} + 1}\right)^2}{\left(1 + 2\sqrt{\frac{D}{2R} + 1}\right)} \quad (\text{Neuber})$$

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

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

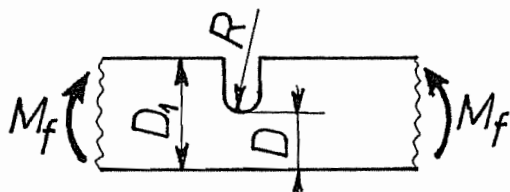


XXII hyperbolique

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

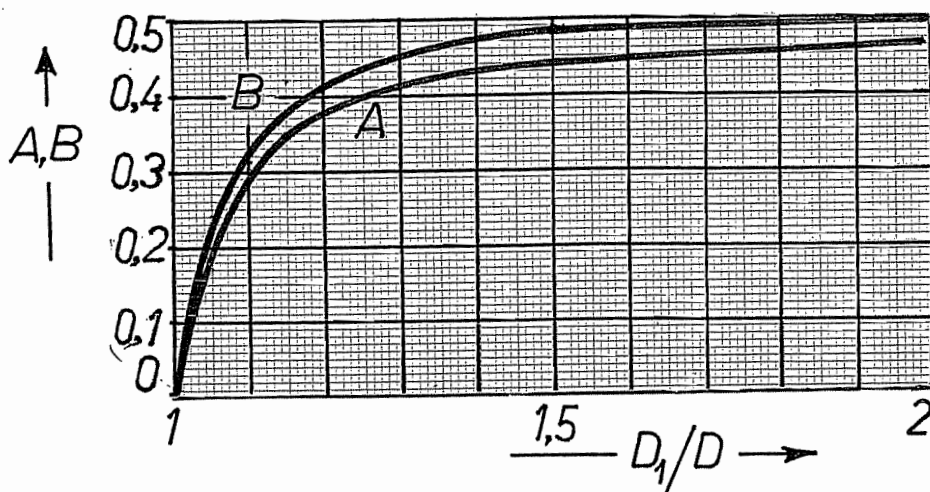
$$X \approx 2/D + 2/R$$

XXIII

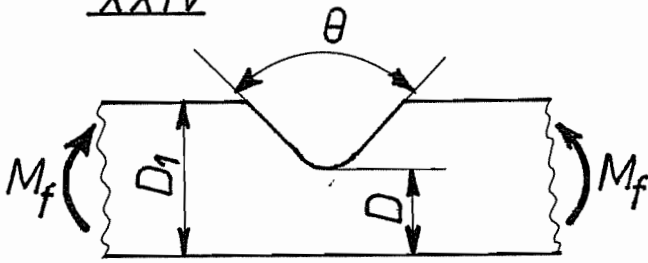


$$\alpha_k = \sqrt{A \cdot D/R + B - \sqrt{B}} + 1$$

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



XXIV



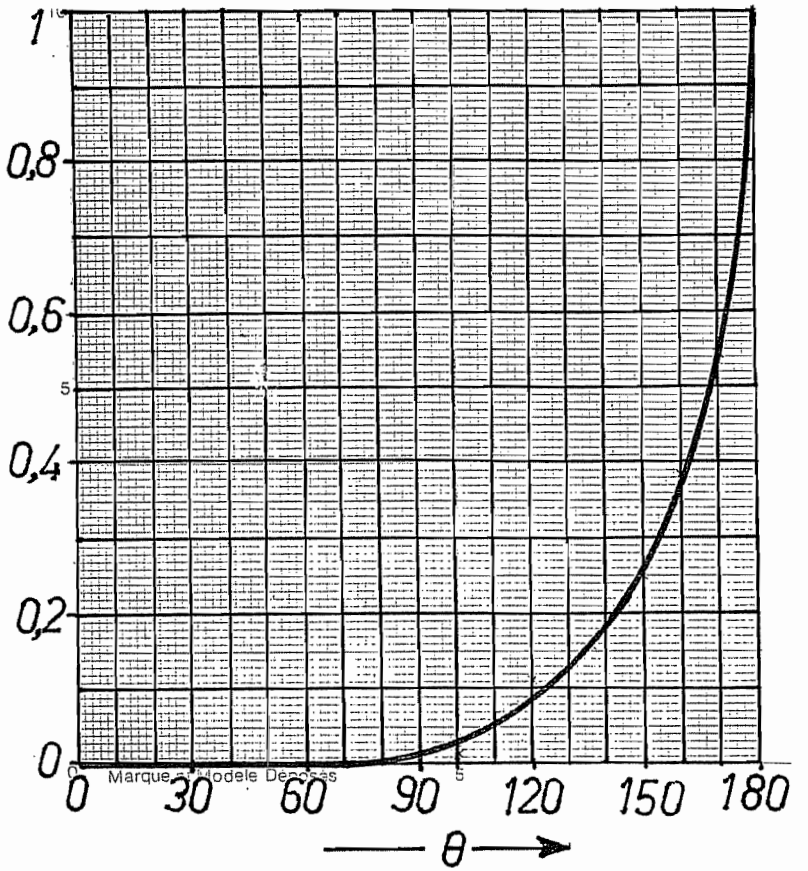
$$\alpha_k(\theta) = \frac{\alpha_k(0)}{1 + A(\alpha_k(0) - 1)}$$

$$\alpha_k(0) : \text{XXIII}$$

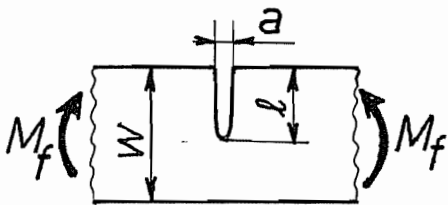
$$X \approx 2/D + 2/R$$

$$D_1/D \leq 1,82 \longrightarrow$$

$$> 1,82 \longrightarrow \text{XIII}$$



XXV



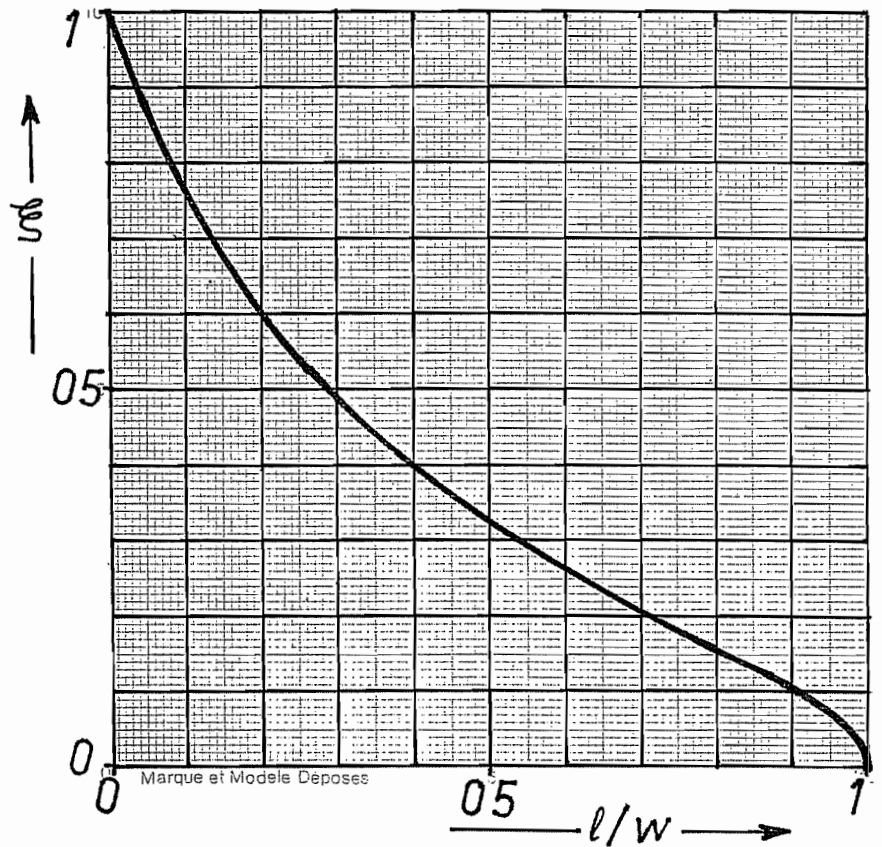
elliptique,

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

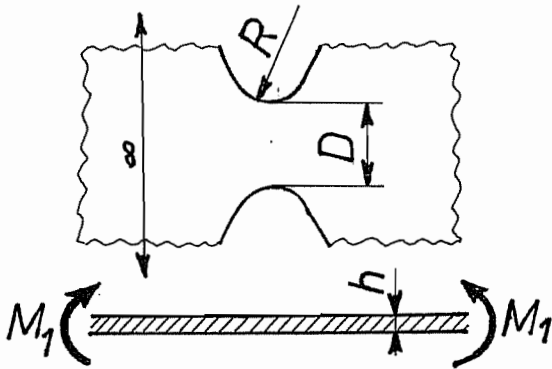
$$\alpha_k = \xi \alpha_{k_0}$$

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

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



XXVI

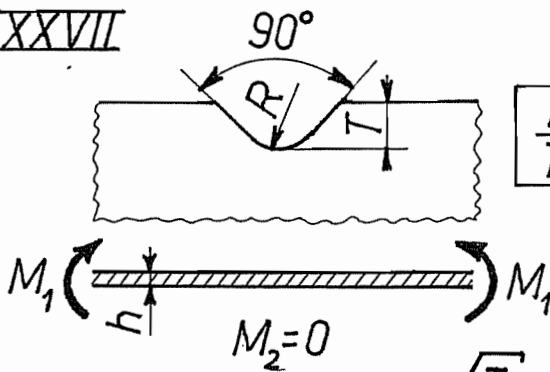


hyperbolique, flexion simple ($M_2=0$)

$h/D \rightarrow 0$

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

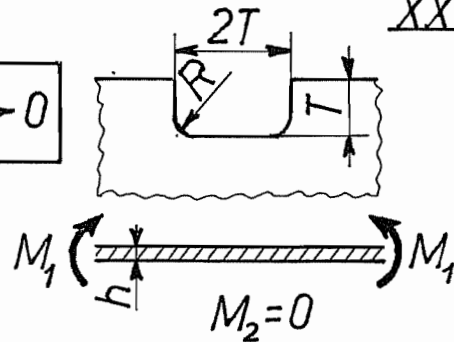
XXVII



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

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

XXVIII

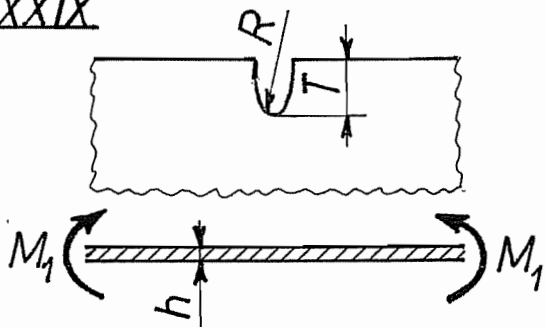


$$\alpha_k = 1 + \xi (\alpha_{k,XXVII} - 1)$$

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

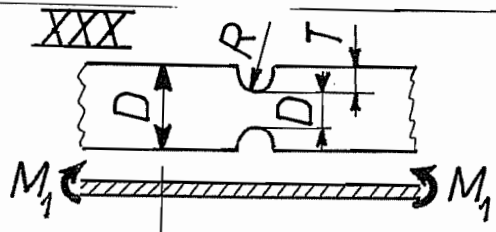
$$0,2 < R/T \leq 1$$

XXIX



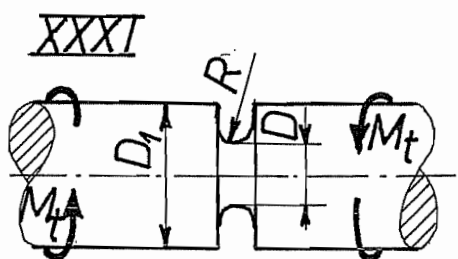
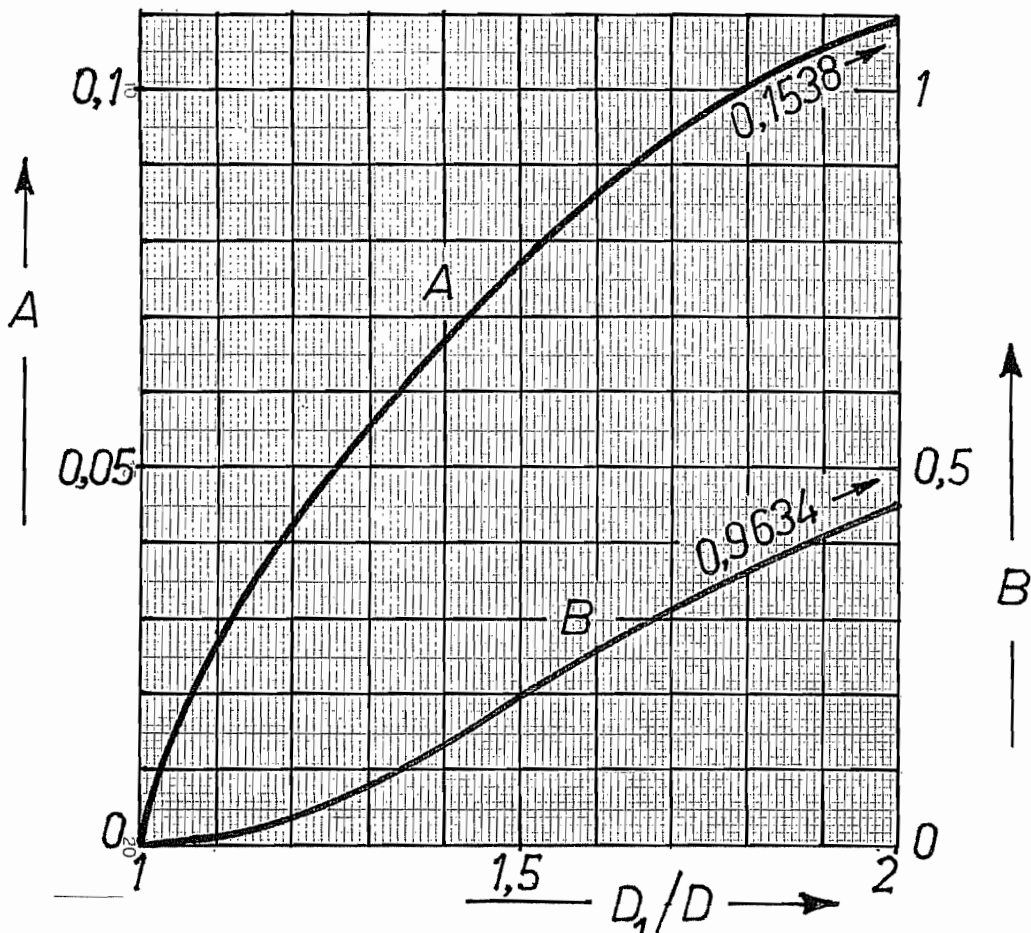
elliptique, $M_2=0$, $h/T \rightarrow 0$

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



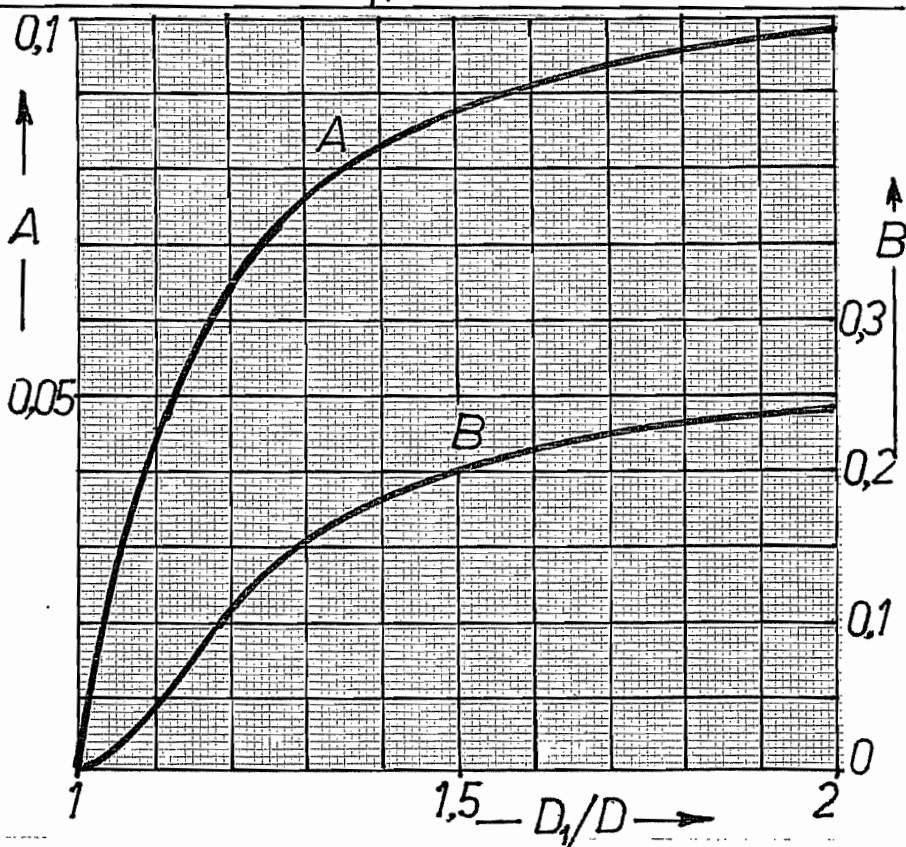
$$M_2 = 0, T/h \gg$$

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

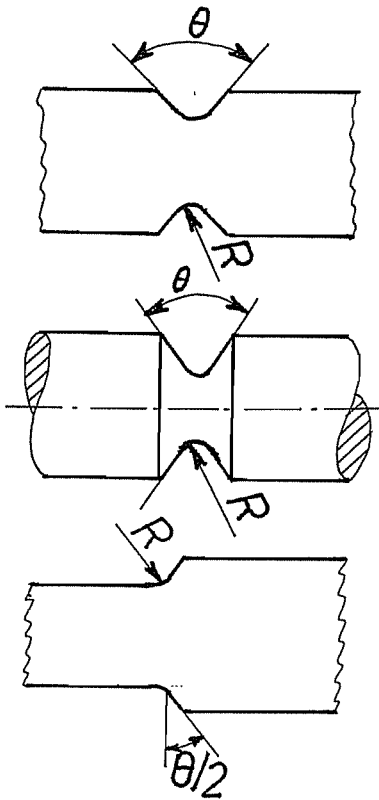


$$\alpha_k = 1 + \sqrt{A \frac{D}{R} + B} - \sqrt{B}$$

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



XXXII

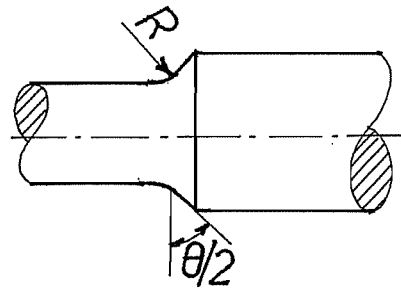


tous cas de charge F18

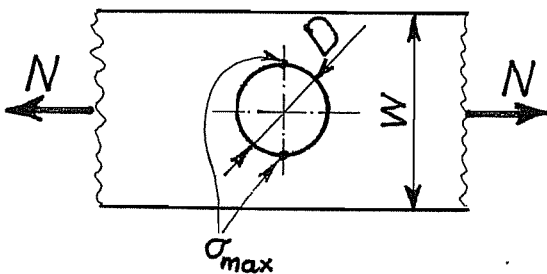
$$\alpha_k(\theta) = \alpha_k(0) \left[\sqrt{\cos \frac{\theta}{2}} \right] \quad (\text{CETIM})$$

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

X : " " "



XXXIII

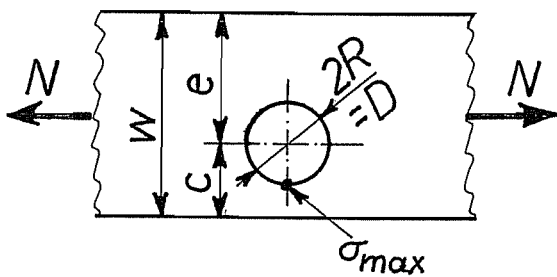


$$\alpha_k = 2 + \left(1 - \frac{D}{w}\right)^3$$

(HEYWOOD)

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

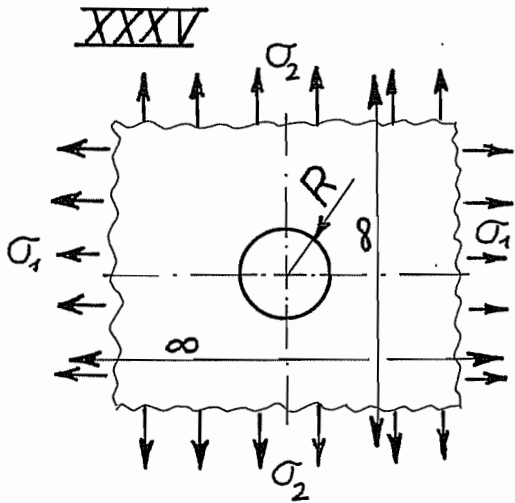
XXXIV



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

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

$$X \approx 2/R$$

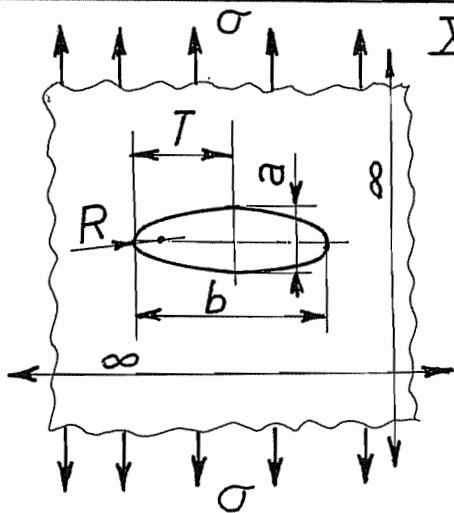


$$\sigma_2 \leq \sigma_1$$

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

$$\alpha_k \triangleq \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_1} \quad (\text{KIRSCH})$$

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



elliptique

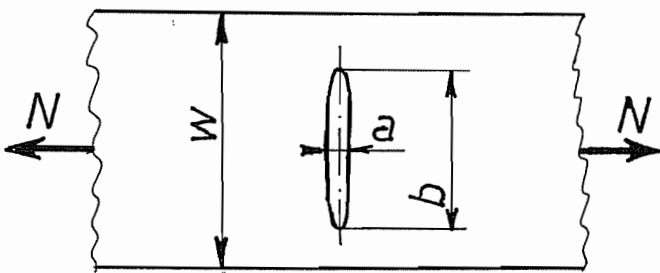
$$\alpha_k = 1 + 2 \frac{b}{a} = 1 + 2\sqrt{T/R}$$

(KOLOSOV)

$$\chi \approx 2/R$$

XXXVII

elliptique $b/a \gg \rightarrow$ fissure



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

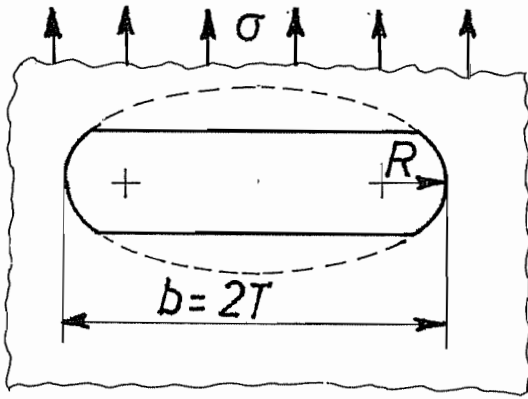
(KOITER)

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

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

elliptique $b/a \leq 8$

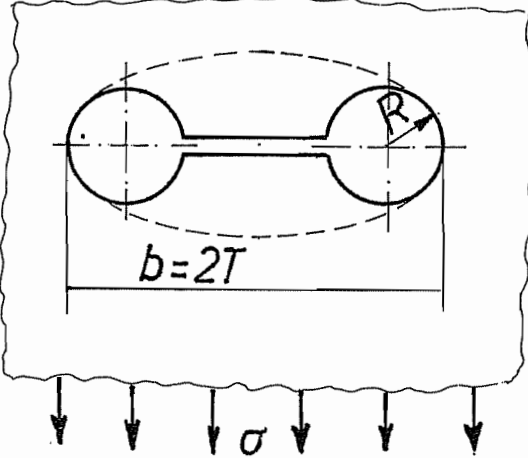
$$\alpha_k \approx \alpha_{k\infty} \left[1 + \left(\frac{b}{w}\right)^2\right] \left[1 - \frac{b}{w}\right] + 2\left(\frac{b}{w}\right)^3$$



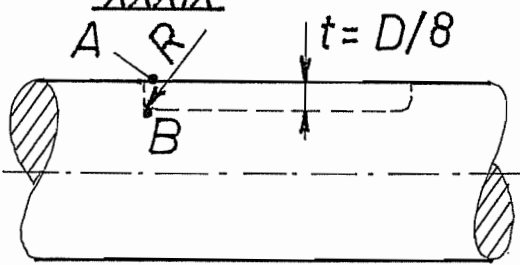
XXXVIII ellipse équivalente
(valable pour σ , non pour τ)

mêmes T & R

$$\chi \approx 2/R$$



XXXIX

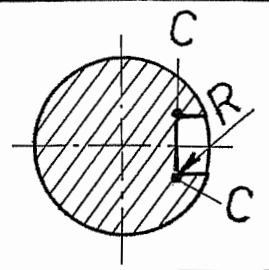
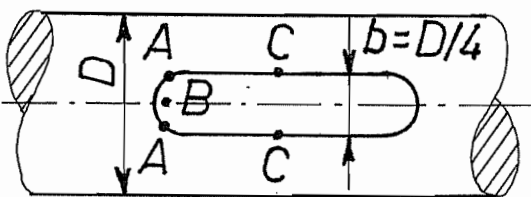


$$R \approx 0,016 D^{0,8} \text{ (mm)} \quad *$$

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

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

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

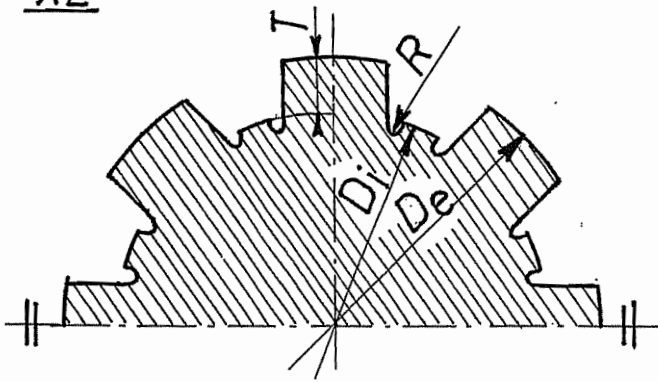
$$\chi_A \approx \frac{2}{D} + \frac{2}{b}$$

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

* moyenné 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 $\frac{T}{D} = 0,086$

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

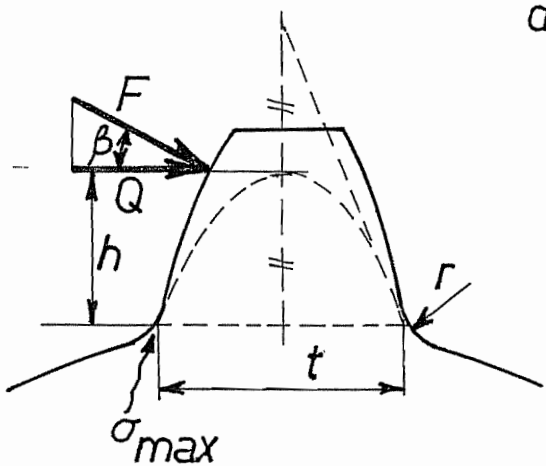
Autres cas : $\alpha_k \approx 1 + \sqrt{T/R}$

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

voir aussi LI

XLI

dent en développante (ép.=e)



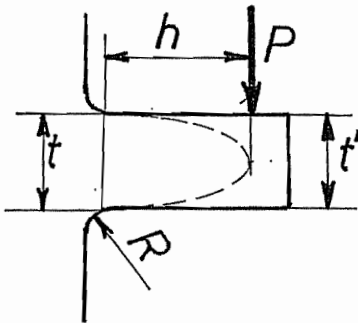
$$\sigma_{nom} = \frac{6Qh}{et^2} - \frac{Q}{et} \operatorname{tg} \beta$$

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

(DOLAN & BROGHAMER)

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

XLII



ép.=e

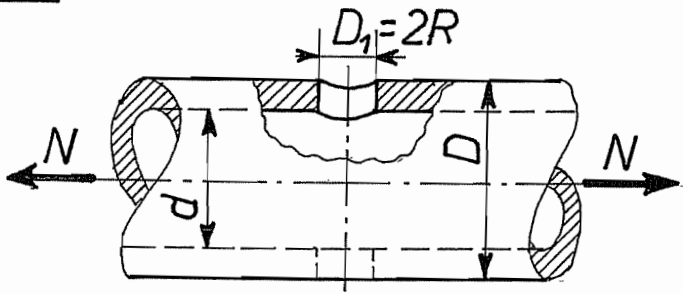
$$\sigma_{nom} = \frac{6Ph}{et^2}$$

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

(DOLAN & BROGHAMER)

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

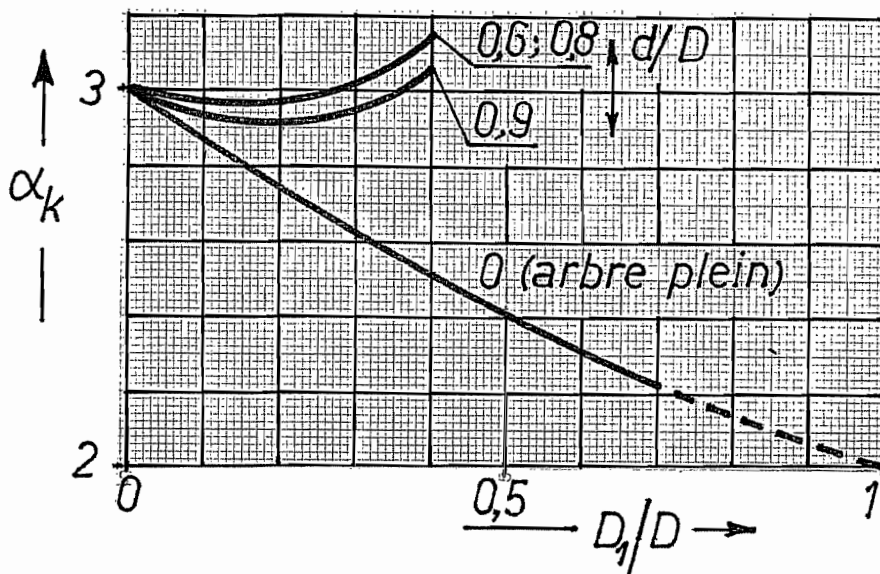
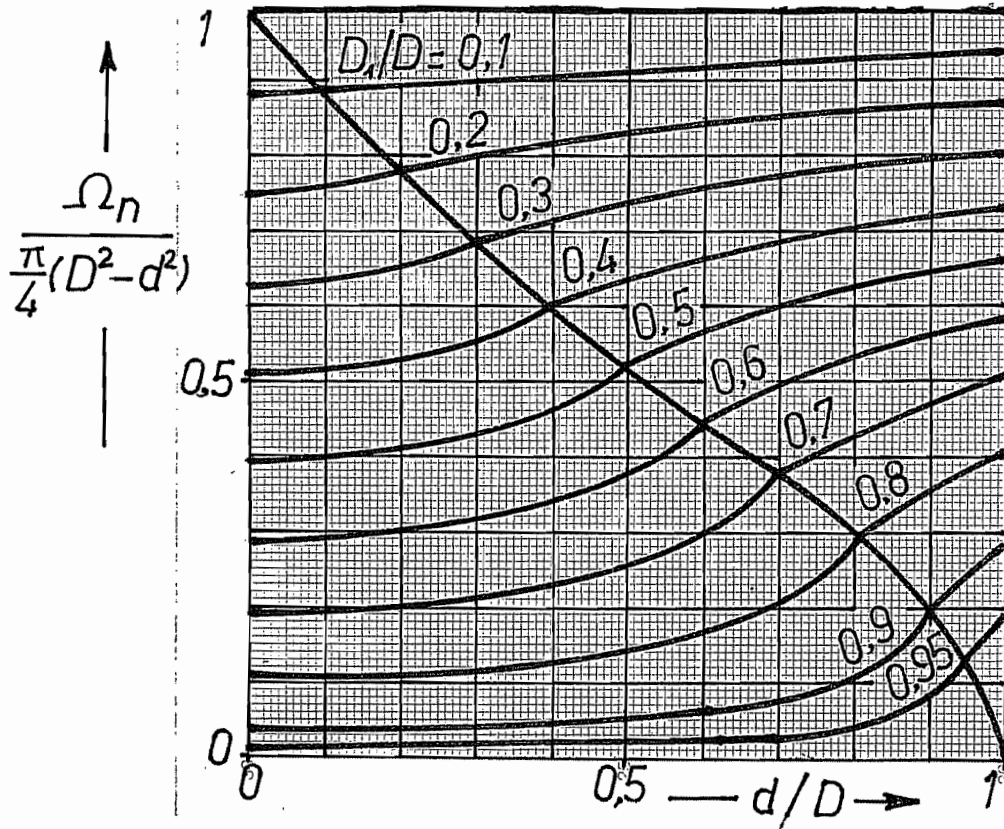
$$\chi \approx 2/t' + 2/R$$

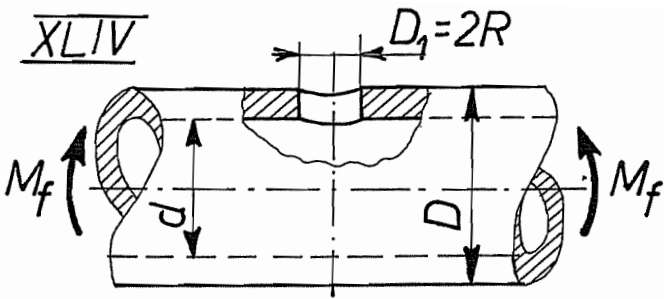


$$\sigma_n = \frac{N}{\Omega_n}$$

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

$$\chi \approx 2/R$$

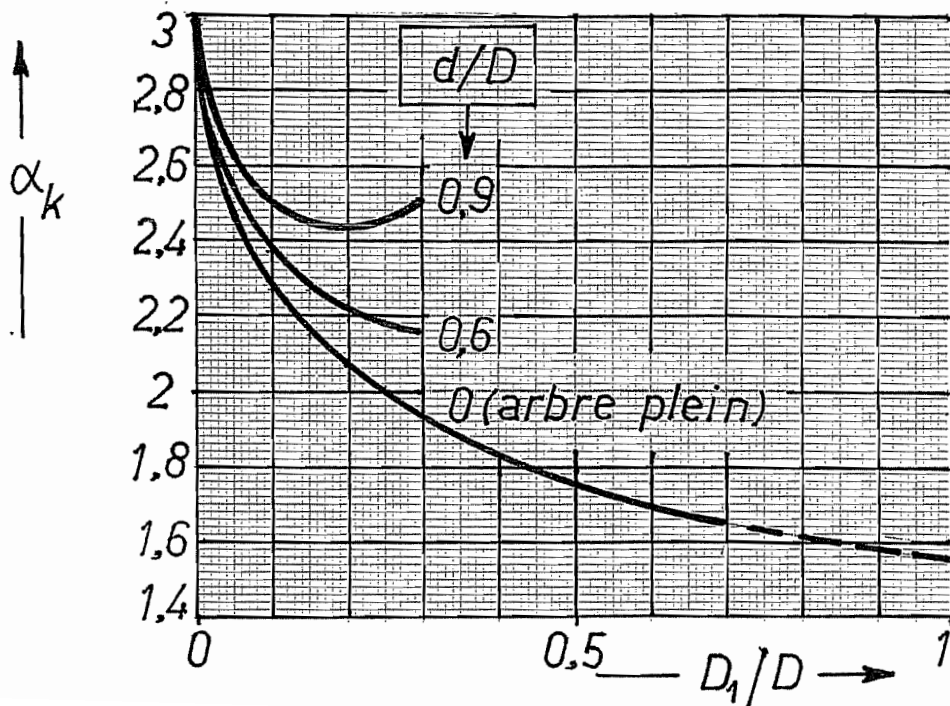
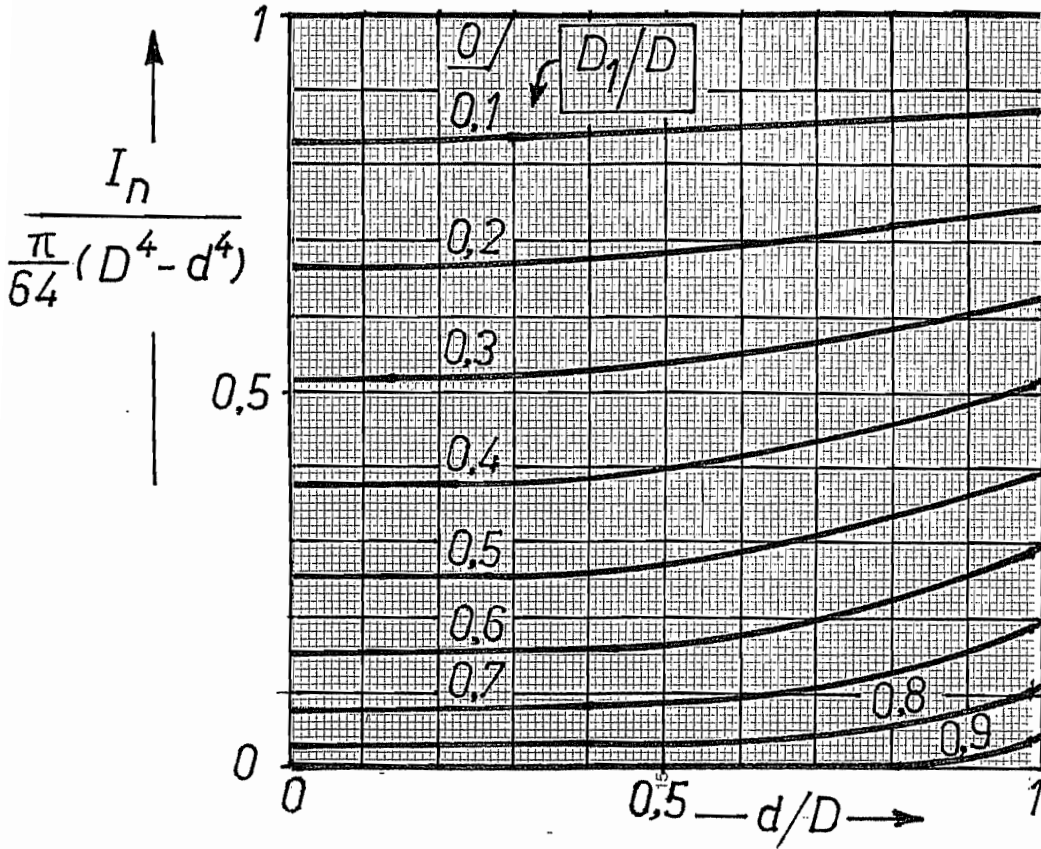




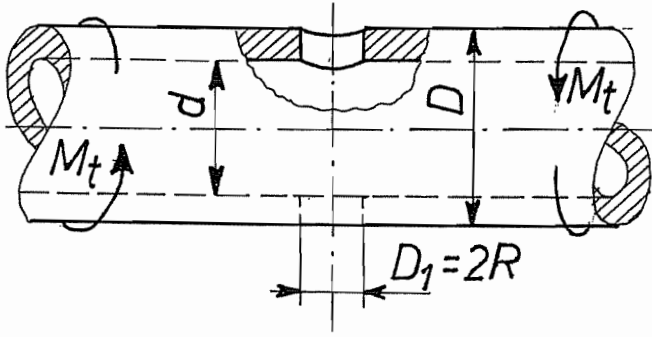
$$\sigma_{nom} = \frac{M_f}{I_n} \cdot \frac{D}{2}$$

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

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



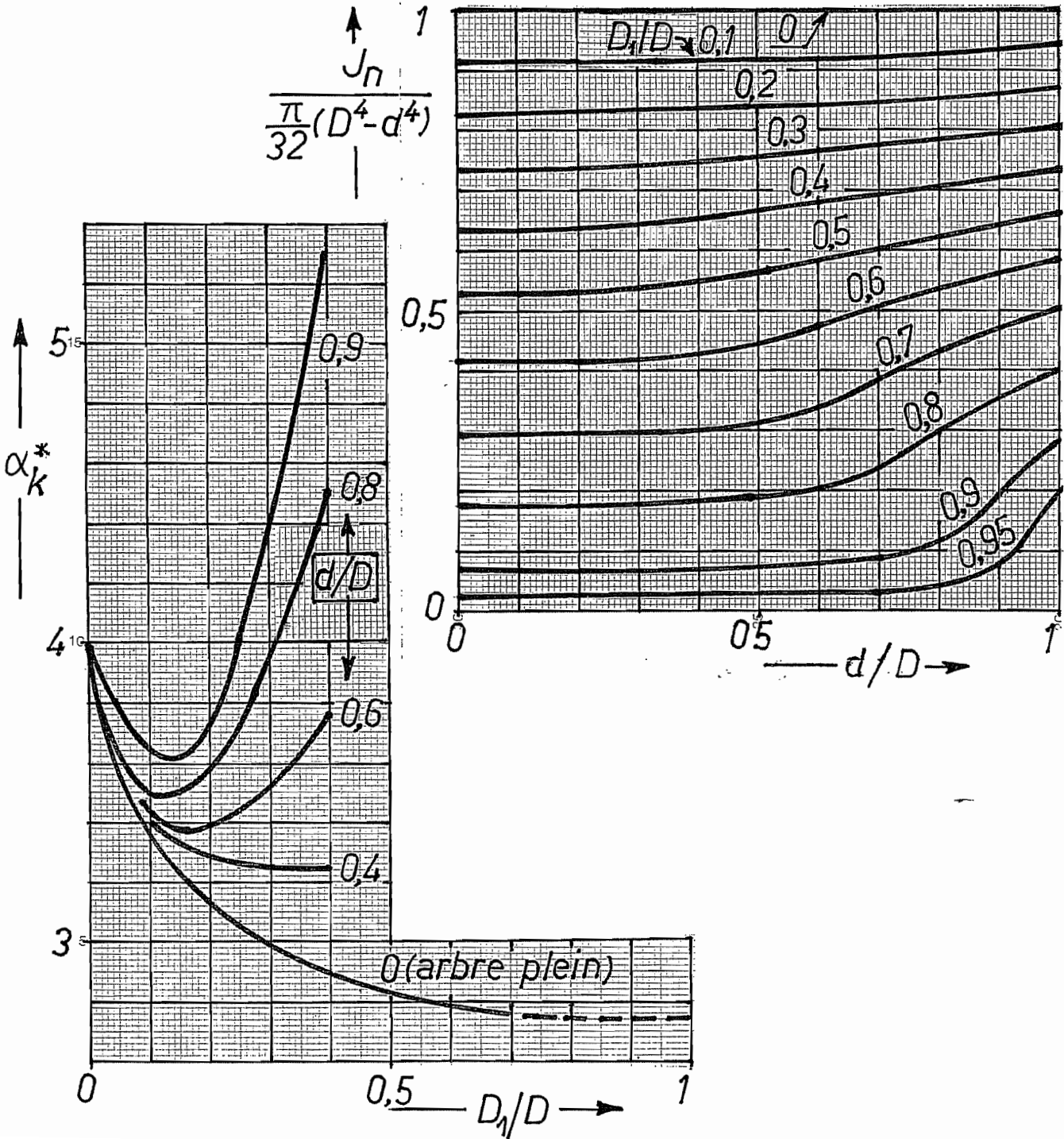
XLV



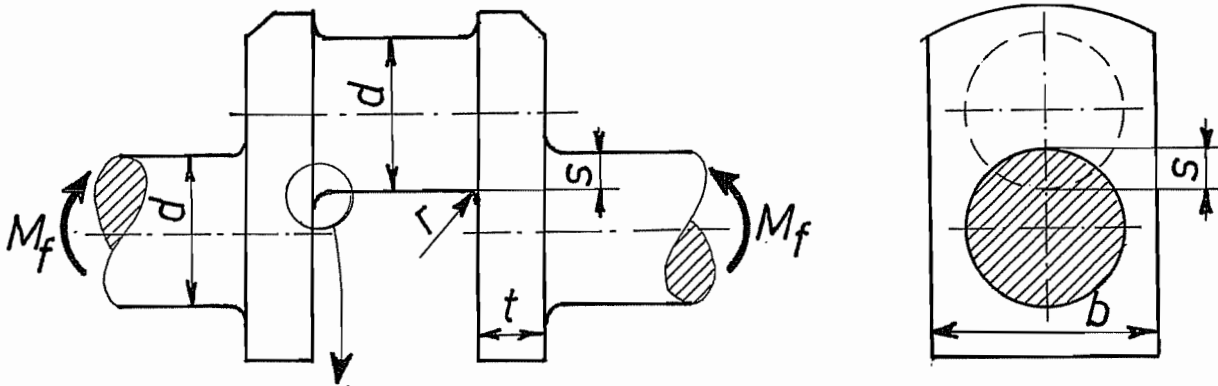
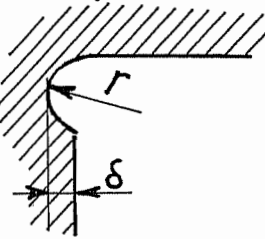
$$\tau_{nom} = \frac{M_t}{J_n} \cdot \frac{D}{2}$$

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

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



XLVI

détail
raccord-t

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

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

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

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

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

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

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

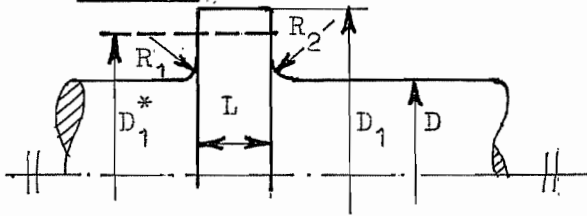
(ARAI)

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

COEFFICIENT DE CONCENTRATION DE TENSION ET INDICE D'EFFET
D' ENTAILLE

REGLES APPROCHEES POUR QUELQUES GEOMETRIES PARTICULIERES

1) COLLETS:



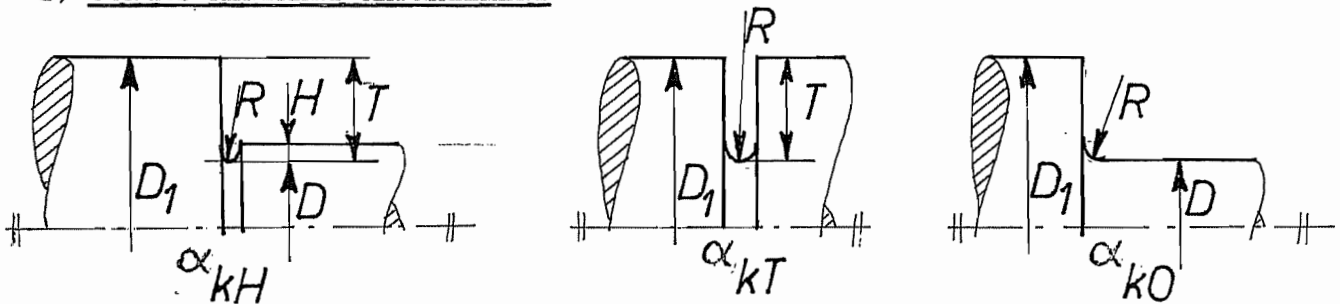
Règle de BAUD (corrigée d'après les remarques de PETERSON)

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 .

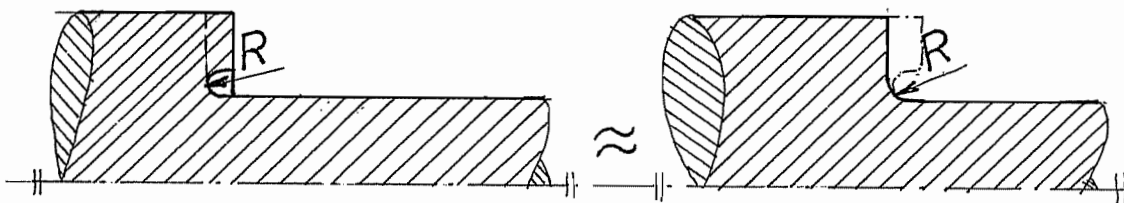
2) CONGES Rentrant RADIALEMENT



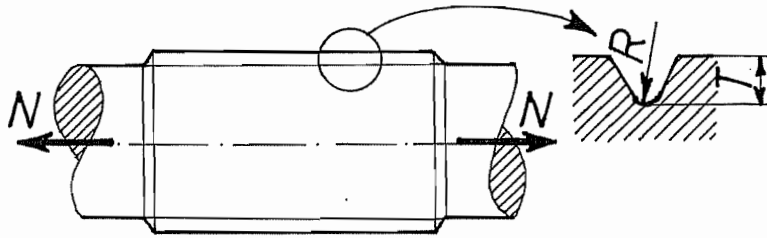
Interpoler entre la saignée torique (α_{KT}) et le raccordement simple (α_{KO}), par la formule

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

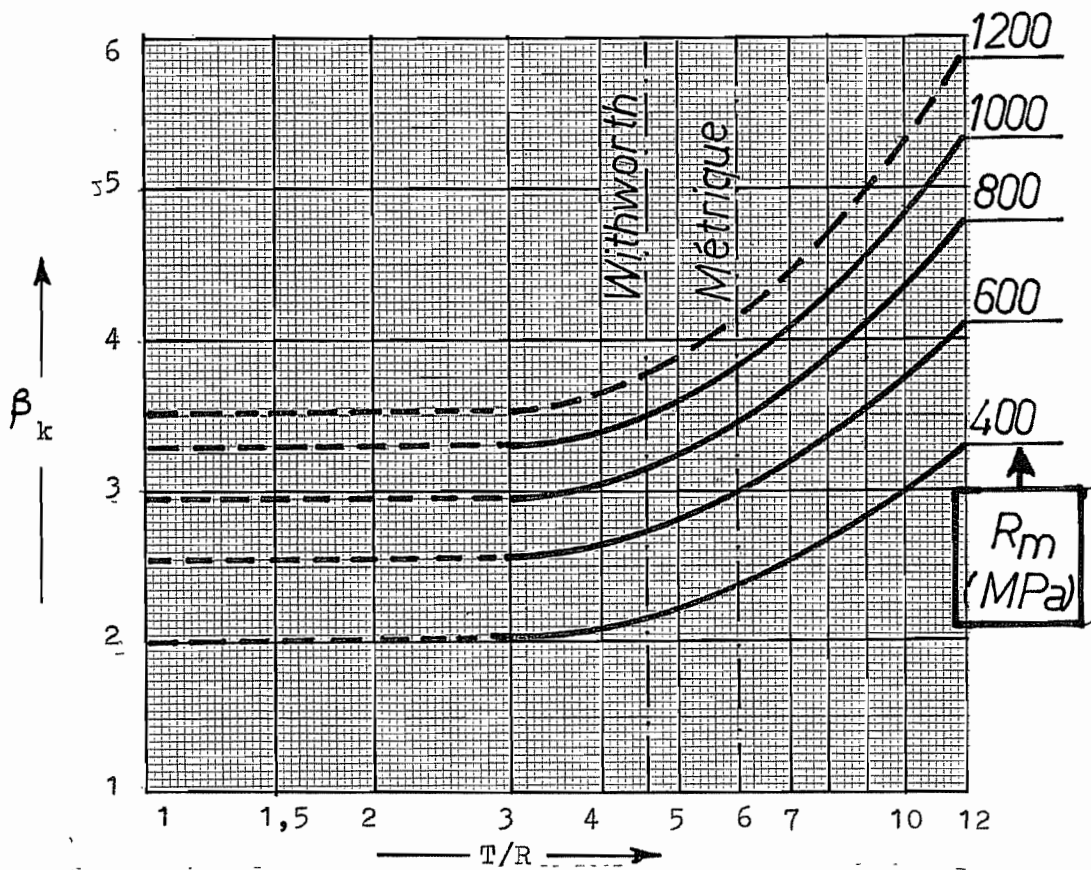
3) CONGES Rentrant AXIALEMENT



FILETAGE SUR ARBRE - EXTENSION - ACIERS

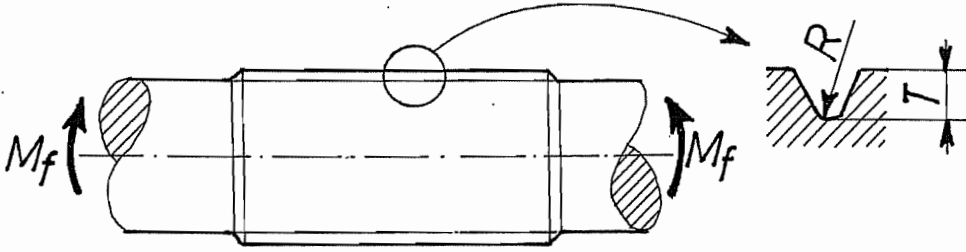


Réf. : Leroy-Viseur

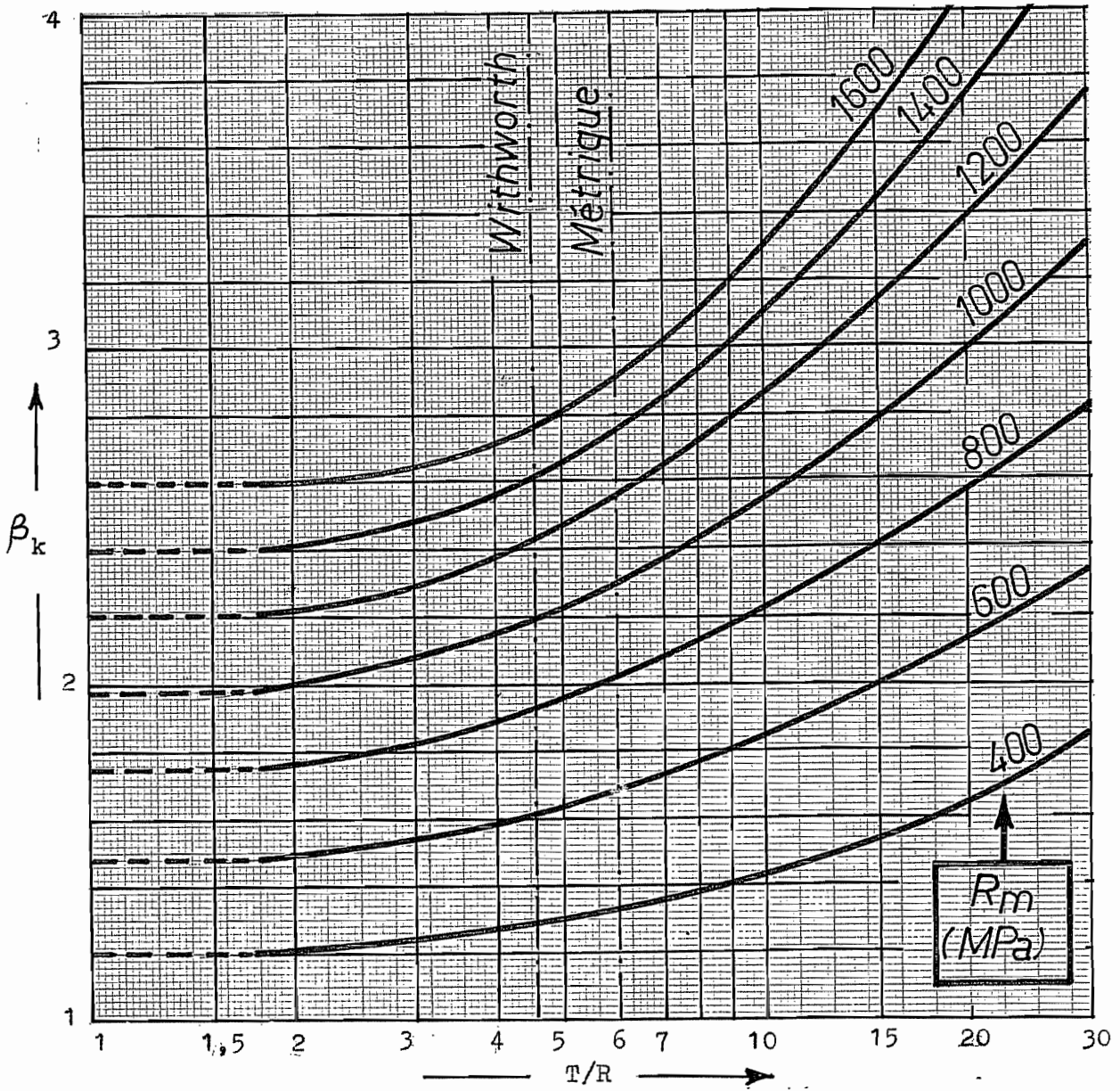


INDICE D'EFFET D'ENTAILLE - $\bar{W} = 1$

FILETAGE SUR ARBRE - FLEXION - ACIERS



Réf. : Leroy-Viseur



I

FILETAGE SUR ARBRE - TORSION - ACIERS

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

$$R_{\text{éq.}} = R \sqrt{2}$$

INDICE D'EFFET D'ENTAILLE - w = 1

CANNELURES - FLEXION ET TORSION - ACIERS

Ref. : *Pissarenko*

1) SECTIONS NOMINALES

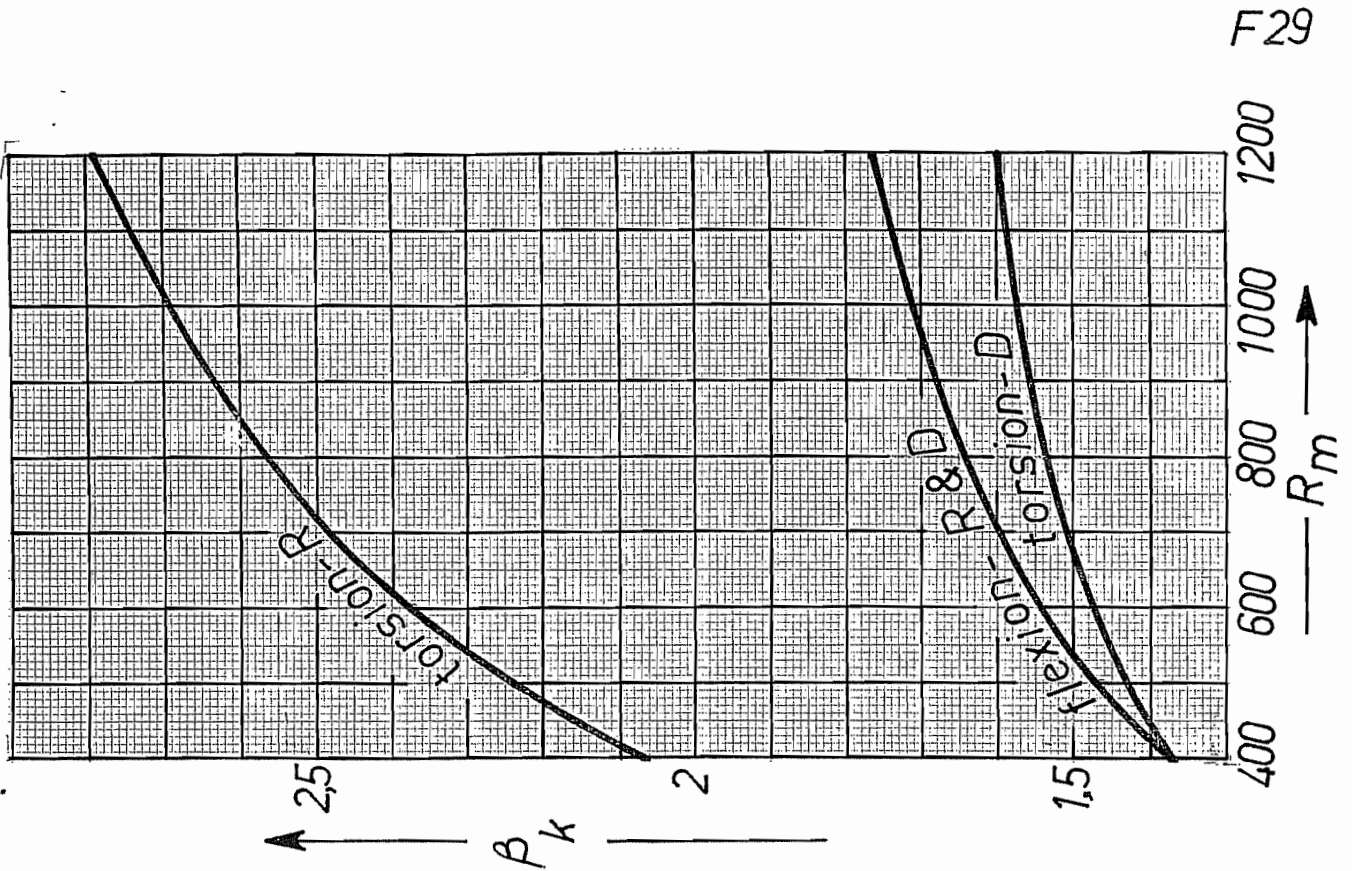
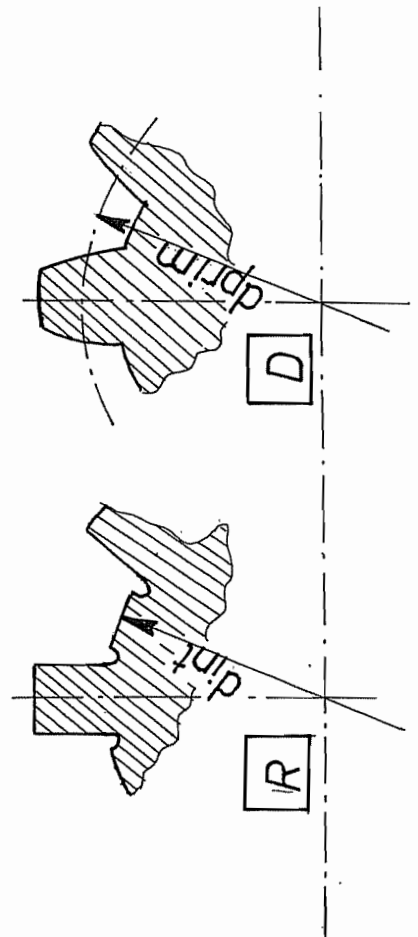
$$\sigma_f = M_f / I_n \quad \tau_t = M_t / (2 I_n)$$

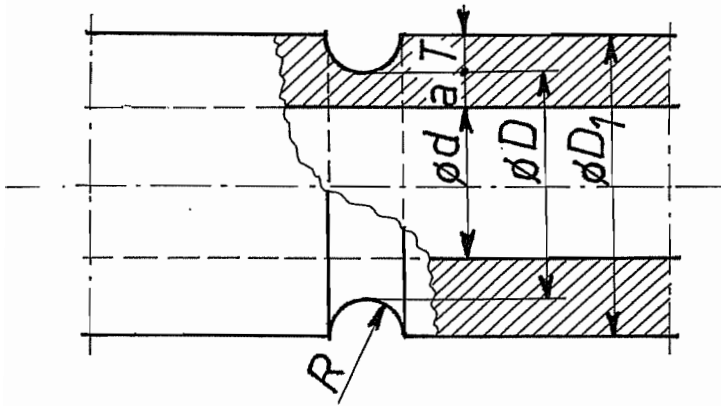
Cannelures rectangulaires (R) $I_n = \xi (\pi d_{int}^3 / 32)$

Série	ξ	ξ_{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) $I_n = \pi d_{prim}^3 / 32$

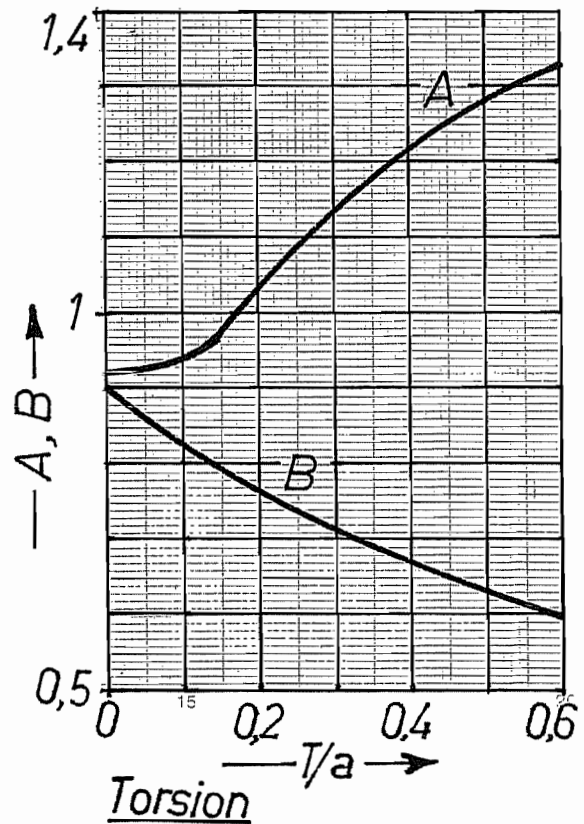
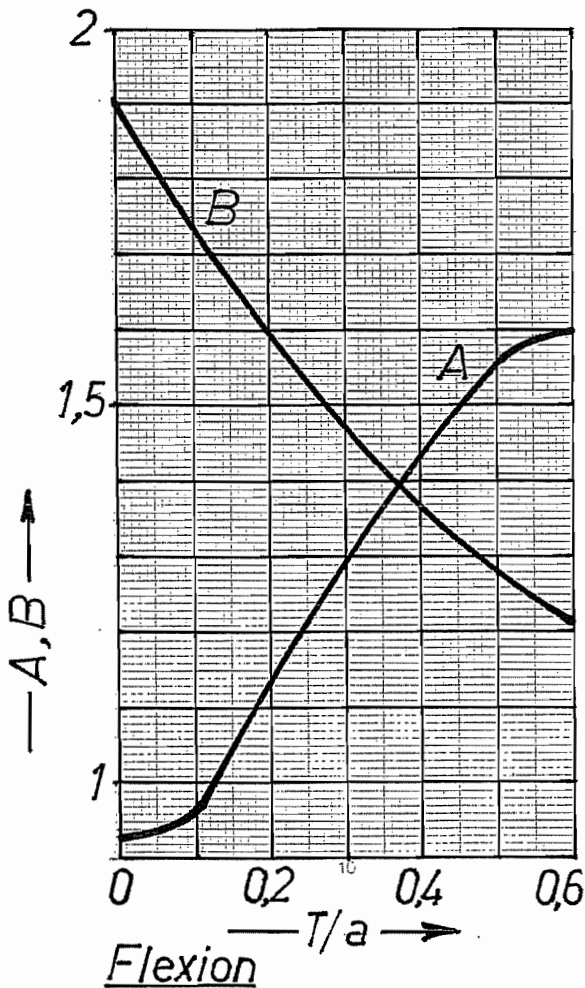
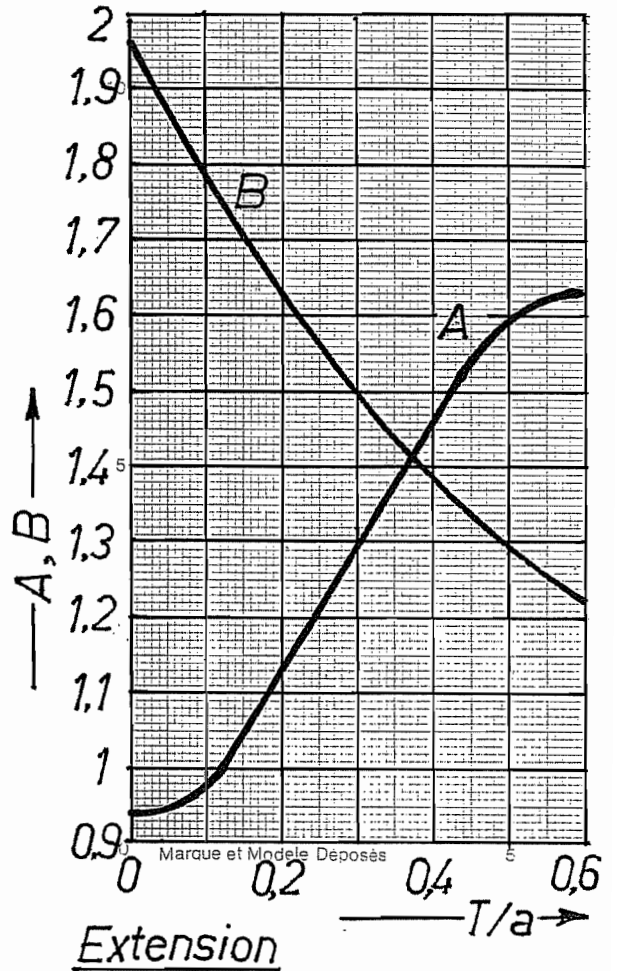


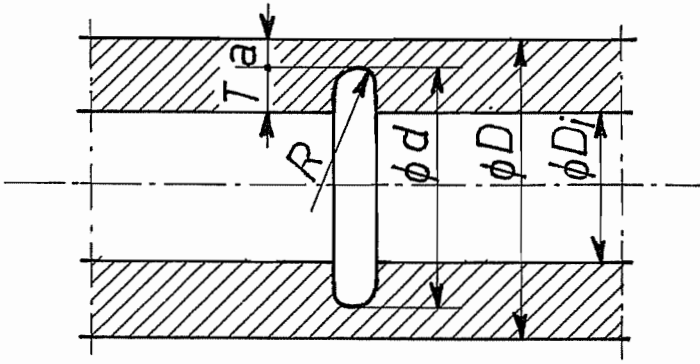


$D/T < 20$: cfr. arbre plein

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

(ajustements sur courbes CETIM)

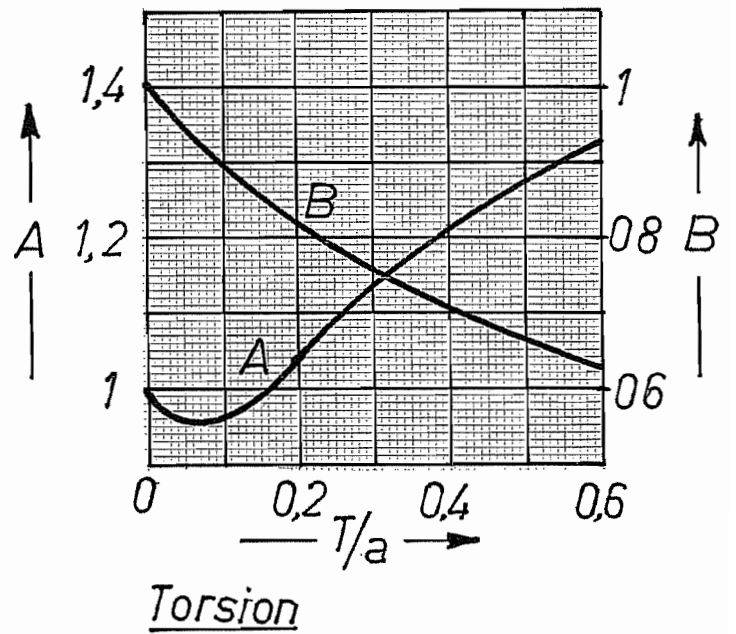
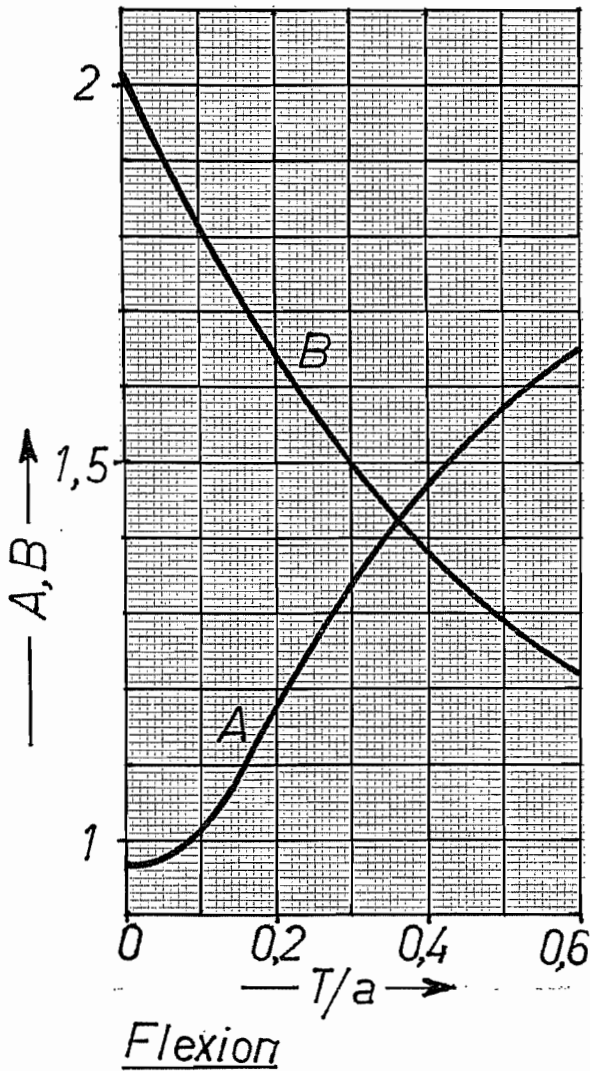
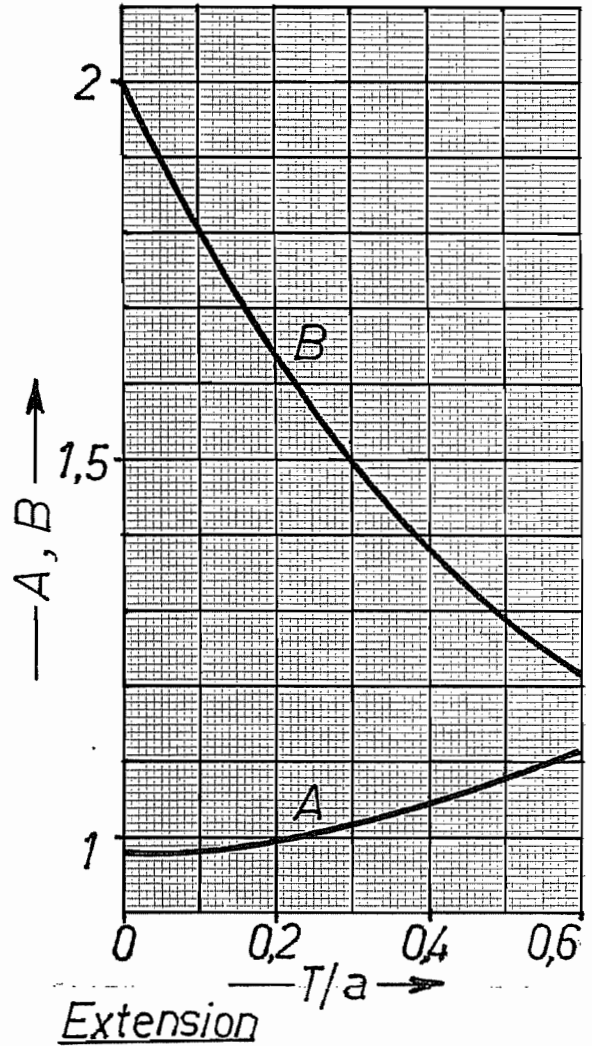




A fond d'entaille.

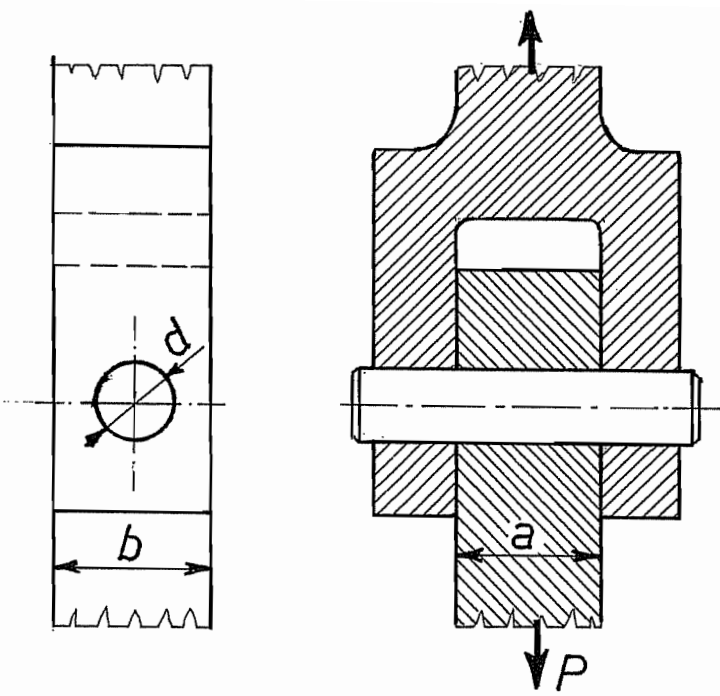
$$\alpha_k = A + B \sqrt{T/R}$$

(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)

METHODE DE SIMILITUDE (ACIERS)

$$\gamma = C_1 + \frac{C_2}{\sigma_{D0} \sqrt{d}}$$

ENTAILLE	C ₁	C ₂ MPa.mm ^{1/2}	
1. Rainure de clavette fraisée en bout, flexion $\sigma_f = \frac{M_f d/2}{I}$, $I = \frac{\pi d^3}{64} - bt \frac{(d-t)^2}{4}$ b = largeur, t = profondeur	0,2853	346,5	
2. Idem, torsion $\tau_t = \frac{M_t d/2}{I_p}$, $I_p = \frac{\pi d^3}{32} - bt \frac{(d-t)^2}{4}$	0,2826	389,6	
3. Emmanchement fretté, flexion	0,2373	341,4	
4. Emmanchement fretté, torsion	0,4006	456,2	
5. Assemblage boulonné, extension	• métrique	0,08538	154,6
	• Withworth	0,1202	206,6
6. Filetage sur arbre, extension	• métrique	0,1446	158,4
	• Withworth	0,1556	176,8
7. Filetage sur arbre, flexion	• métrique	0,1436	429,9
	• Withworth	0,1610	437,3
8. Cannelures en flexion $\sigma_f = M_f/W_f$, • en développante : $W_f = \frac{\pi d_{prim}^3}{32}$ • droites : $W_f = \xi \frac{\pi d_{int}^3}{32}$ avec $\xi = 9/8$: série légère $6/5$: série moyenne $5/4$: série forte	0,4508	235,3	

.../...

9. Cannelures en torsion $\tau_t = \frac{M_t}{2W_f}$, voir W_f en 8.	• droites	0,2736	167,4
	• en développante	0,5578	170,4
10. Gorge à circlips, flexion	0	368,1	
11. Gorge à circlips, torsion	0	449,7	
12. Arbre dentelé, torsion τ_t : section brute	0,3638	283,8	

Clavetage des arbres cylindriques par clavettes parallèles ordinaires

NBN
E 27 - 702

1^{re} édition - Mai 1972

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

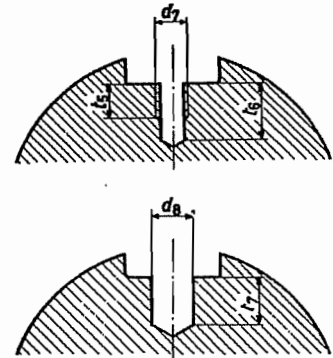
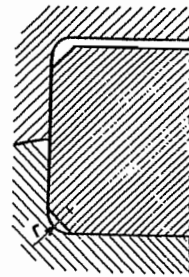
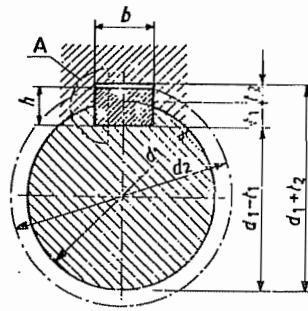
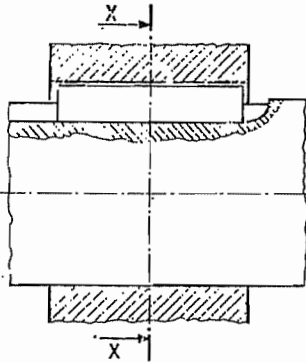
Remplace NBN 801 (pr.)

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

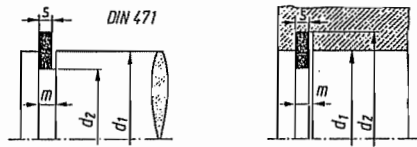
Dimensions en mm

Diamètre d'arbre (1) d_1		Clavette (2) $b \times h$	Rainure								Trou pour vis ou goupille de fixation						
			Largeur (3) b		Profondeur (4)				Arrondi		d_2 (5)	d_7 (6)	t_5	t_6	d_8	t_7	
au-dessus de	jusqu'à	nom.	tol.	t_1		t_2		r									
					(arbre)	(moyeu)	(arbre)	(moyeu)	max.	min.							
					N9	JS9	nom.	tol.	nom.	tol.							
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	+0,1	1,4	0,16	0,08	$d_1 + 3,5$						
10	12	4 x 4	4	0	+0,0150	2,5	0	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			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	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	5	
38	44	12 x 8	12			5,0		3,3	0,4	0,25	$d_1 + 8$	M 4	6	10	5,5	7	
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	8	
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	8	
58	65	18 x 11	18			7,0	+0,2	4,4	0,4	0,25	$d_1 + 11$	M 6	7	12	9	11	
65	75	20 x 12	20			7,5	0	4,9	0,6	0,4	$d_1 + 12$	M 6	6	11	9	10	
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	10	
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	12	
95	110	28 x 16	28			10,0		6,4	0,6	0,4	$d_1 + 16$	M 10	9	15	13	18	
110	130	32 x 18	32			11,0		7,4	0,6	0,4	$d_1 + 18$	M 10	11	17	13	16	
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	20	
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	18	
170	200	45 x 25	45			15,0		10,4	1,0	0,7	$d_1 + 25$	M 12	15	22	17	18	
200	230	50 x 28	50			17,0		11,4	1,0	0,7	$d_1 + 28$	M 12	12	19	17	18	
230	260	56 x 32	56			20,0	+0,3	12,4	1,6	1,2	$d_1 + 32$	M 12	13	20	17	18	
260	290	63 x 32	63	0	+0,0370	20,0	0	12,4	1,6	1,2	$d_1 + 32$	M 12	13	20	17	18	
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	24	
330	380	80 x 40	80			25,0		15,4	2,5	2,0	$d_1 + 40$	M 16	18	25	21	24	
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	30	
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	30	

Voir notes page 2

Elaboré et approuvé par la
SOCIETE BELGE DES MECANICIENS (SBM)
rue des Drapiers 21 - 1050 Bruxelles. Tél. (02) 11.82.86
Publication autorisée par l'IBN le 15 mars 1972

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	77			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	100			103,5
30	1,5	1,6	28,6	100			96,5	35			37				
32			30,3	105			101	36	1,5	1,6	38	102			106
34			32,3	110			106	37			39	105			109
35			33	115			111	38			40	108			112
36			34	120			116	40			42,5	110			114
38			36	125			121	42			44,5	112	4	4,15	116
40	1,75	1,85	37,5	130	4	4,15	126	44	1,75	1,85	47,5	115			119
42			39,5	135			131	45			49,5	120			124
45			42,5	140			136	47			50,5	125			129
48			45,5	145			141	48				130			134
				145			145	50	2	2,15	53	135			139
				160			151	52			55	140			144
								55			58	145			149

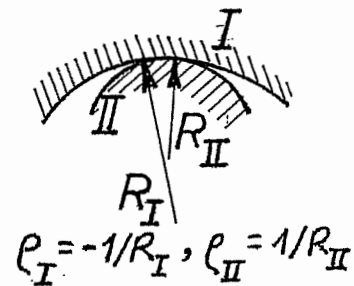
CONTACTS HERTZIENS

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 .

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

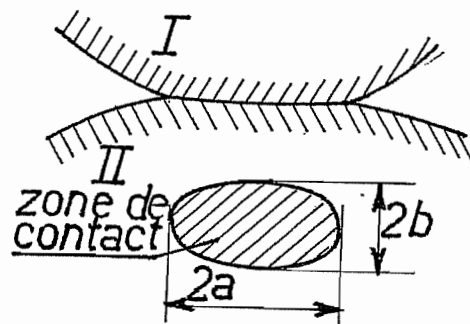
$$a \sum \rho = k_a(\theta) \Pi^{1/3}$$

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

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

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

k_a, k_b, k_p, k_h voir diagramme



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

Contact statique : valeur max. de τ :

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

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

Contact roulant : à la profondeur

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

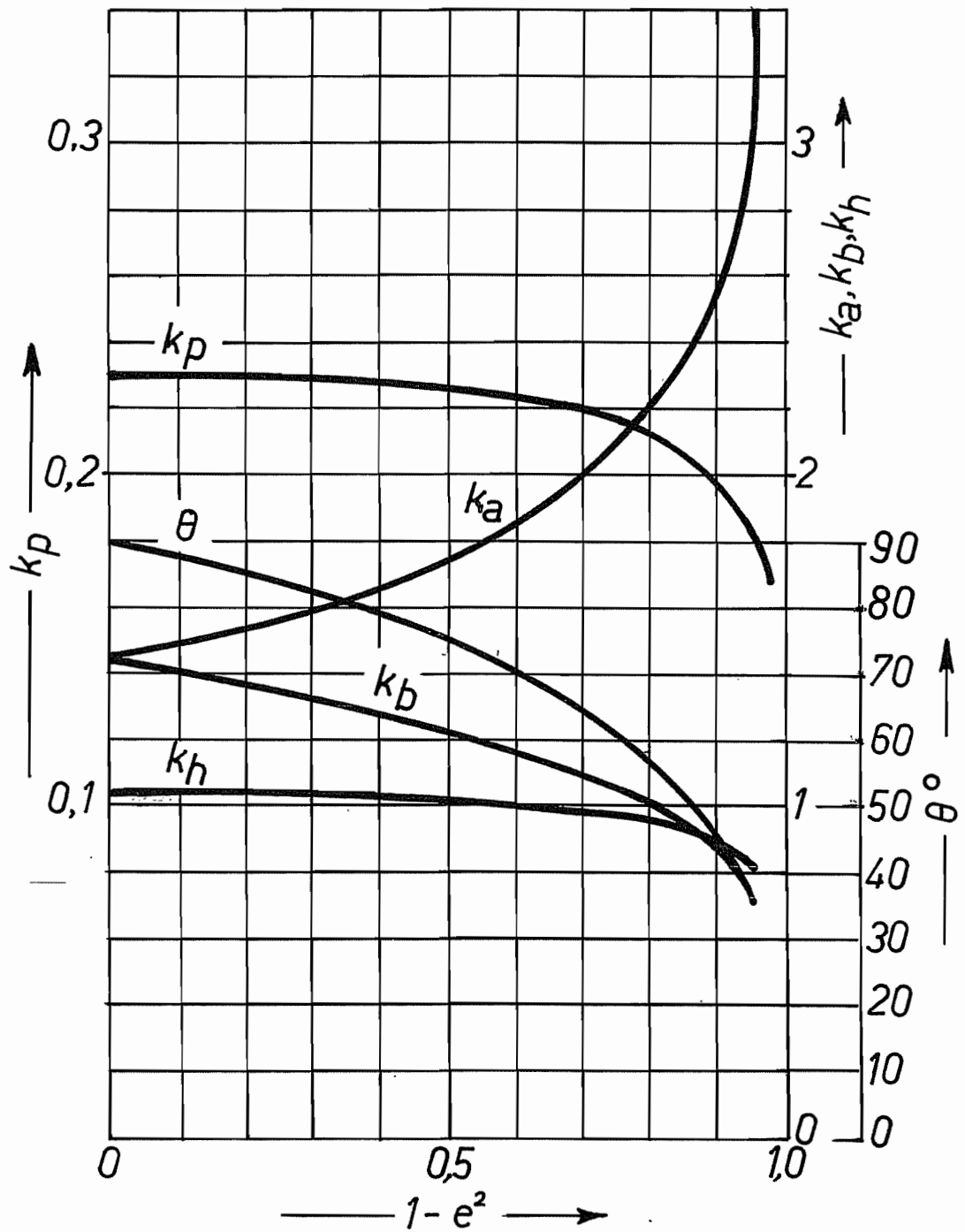
Provoque l'écaillage.

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)

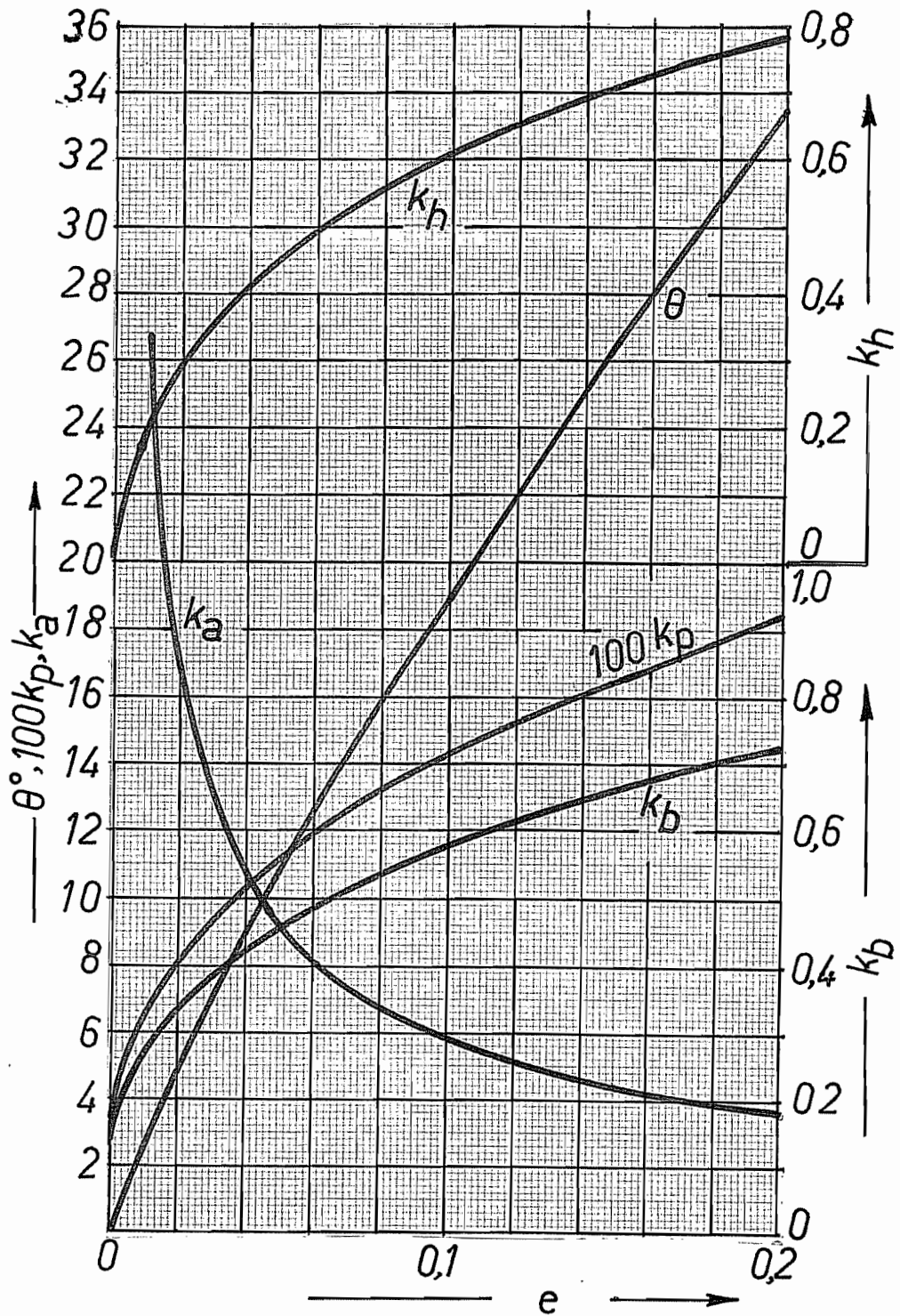
$$p_s = \left(\frac{k_p}{0,2296} \right)^3 P(\sum \rho)^2 / 16 = 5,164 \frac{p_H^3}{E_m^2}$$

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



CONTACT PONCTUEL

Petites valeurs de e



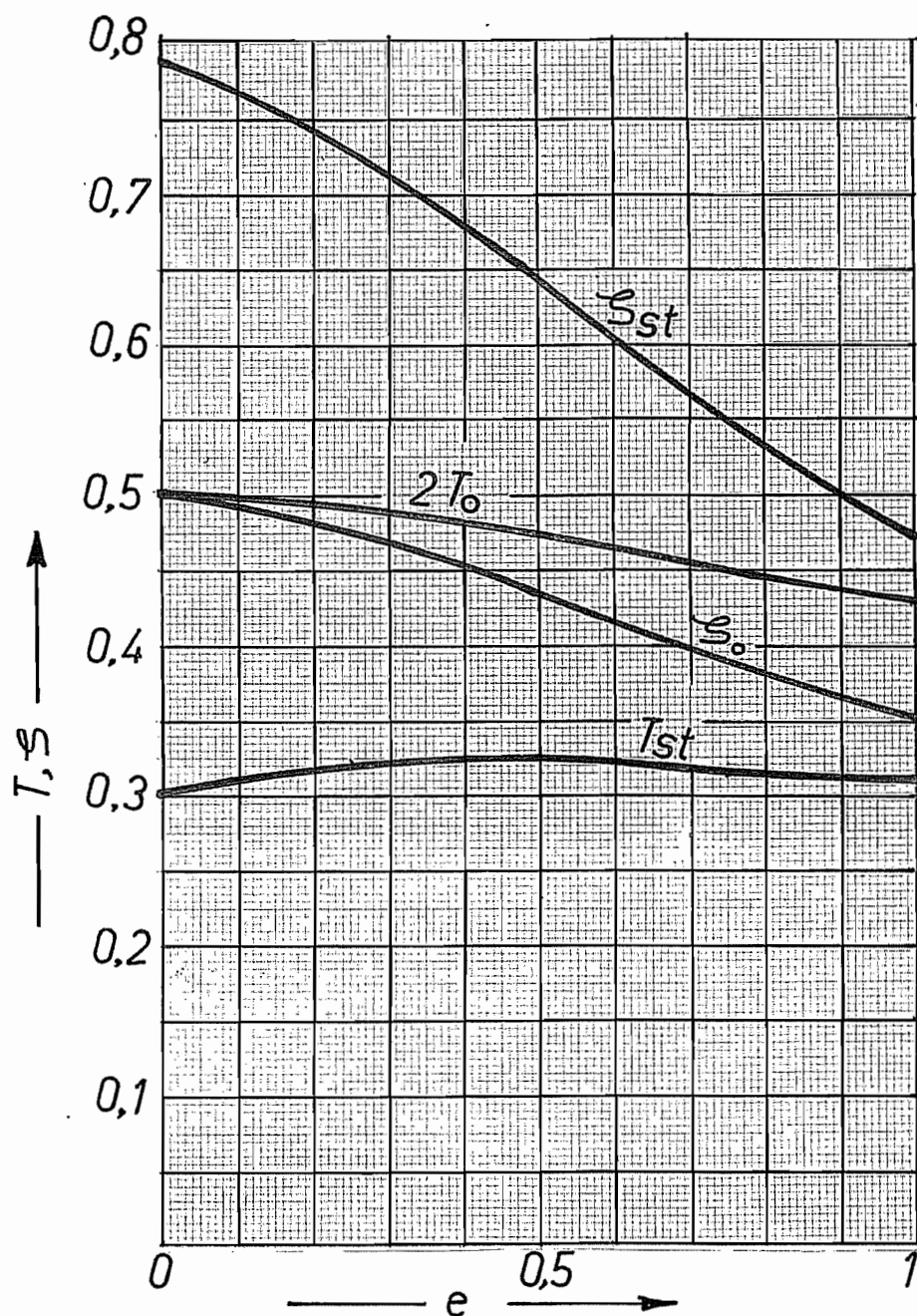
CONTACTS HERTZIENS - TENSIONS

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

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

$$\tau_o = T_o \cdot P_H$$

$$z_o = \xi_o \cdot b$$



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 = 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 $HV = 7500 \dots 8500 \text{ MPa}$.

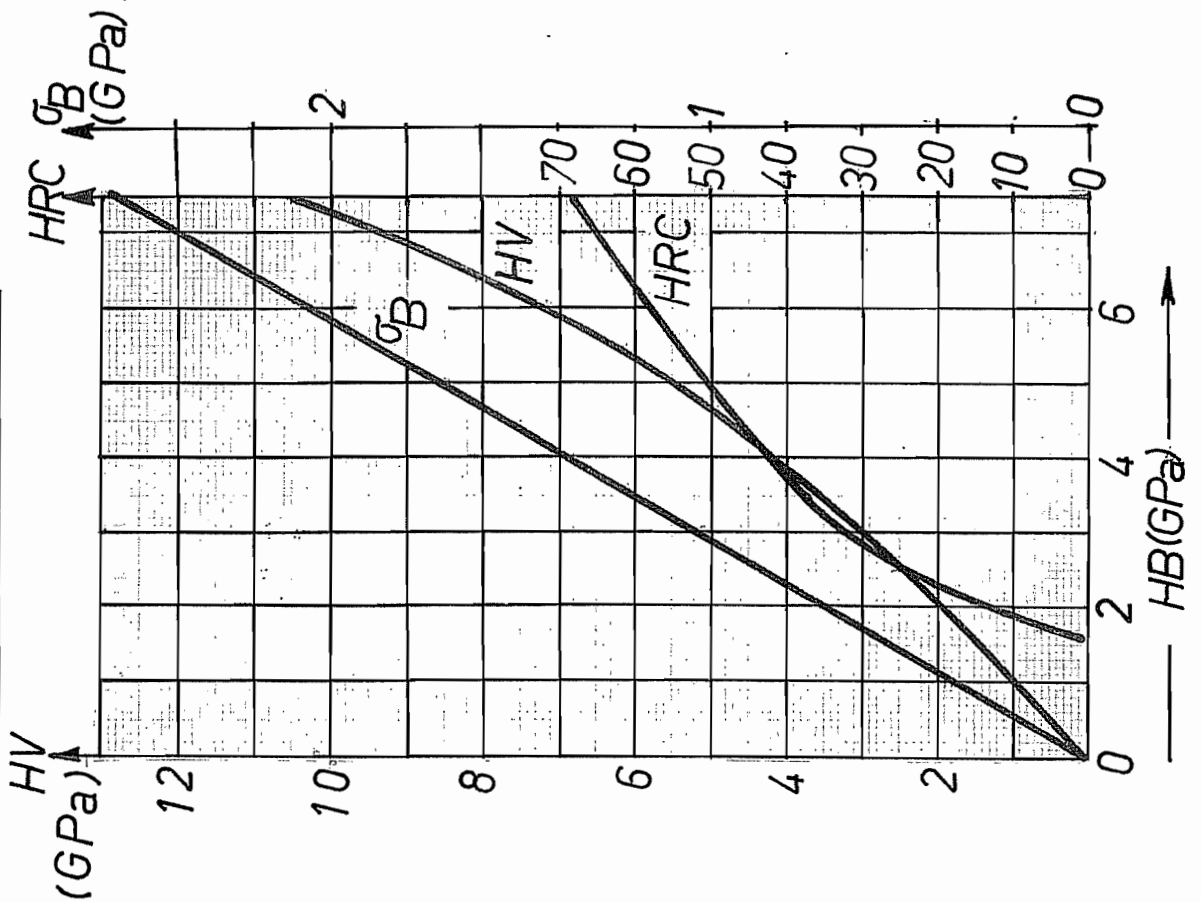
δ_p = déformation permanente totale (é^{lt} roulant + piste). (piste = 2/3, é^{lt} roulant = 1/3)

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

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

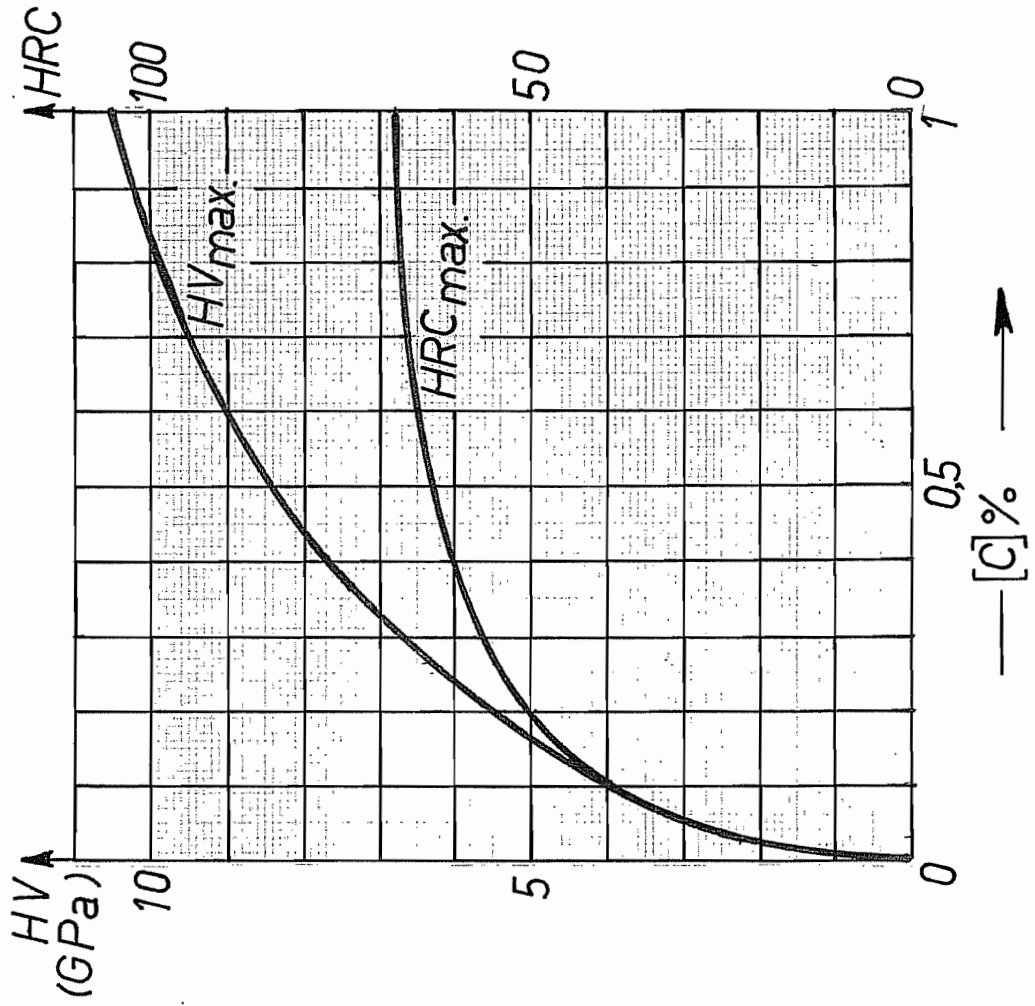
DURETÉ DES ACIERS

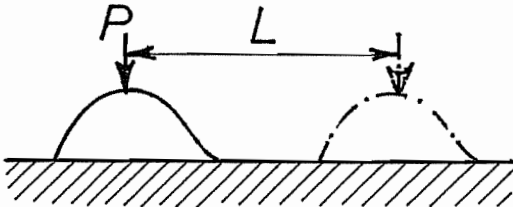
CORRESPONDANCE



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)

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

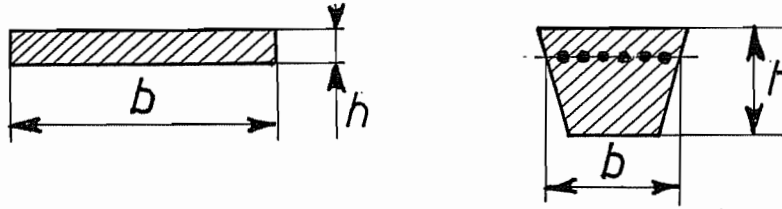
k = "taux d'usure"

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 ₂ / WC ₂	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	$3 \cdot 10^{-6}$

COURROIES

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 $\neq E$

σ_{max} déterminé par la durée de vie escomptée (en nombre de tours de la courroie) \wedge

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

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 : $(T + t) / 2$

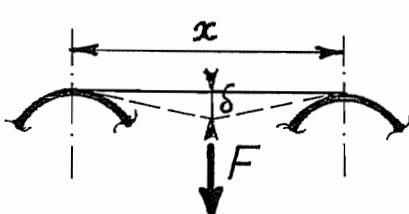
$$\begin{aligned} \text{- Formule correcte: } N_{\text{pose}} = & l \rho b h v^2 + \bar{T} \left(l_T + \frac{d_M}{2} (\alpha_M - \alpha_t) \right) \\ & + \bar{t} \left(l_t + \frac{d_R}{2} (\alpha_R - \alpha_t) \right) \\ & + Q \left(\frac{d_M + d_R}{2 f} \right) \end{aligned}$$

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

α_M = arc embrassé sur la poulie motrice

α_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 ³)
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⁻¹)

Type de courroie	B_{max} (s ⁻¹)
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...

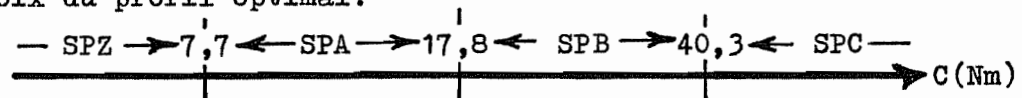
	SPZ	SPA	SPB	SPC
b (mm)	8,5	11	14	19
h (mm)	8	10	13	18
bh (kg/m)	0,069	0,128	0,206	0,373
bh (mm ²)	68	110	182	342
N* _{lim} (N)	1020	1650	2730	5130

DIMENSIONNEMENT DES TRANSMISSIONS A COURROIES TRAPEZOIDALES SP...

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

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

3. Choix du profil optimal:



4. Diamètre de poulie nécessaire: $d \approx d^* + \beta C$

	SPZ	SPA	SPB	SPC
d* (mm)	43	53	69	96
β (mm/(Nm))	3,6	2,3	1,4	0,73

5. Deuxième poulie: $D = i d$. $i =$ rapport de transmission (≥ 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

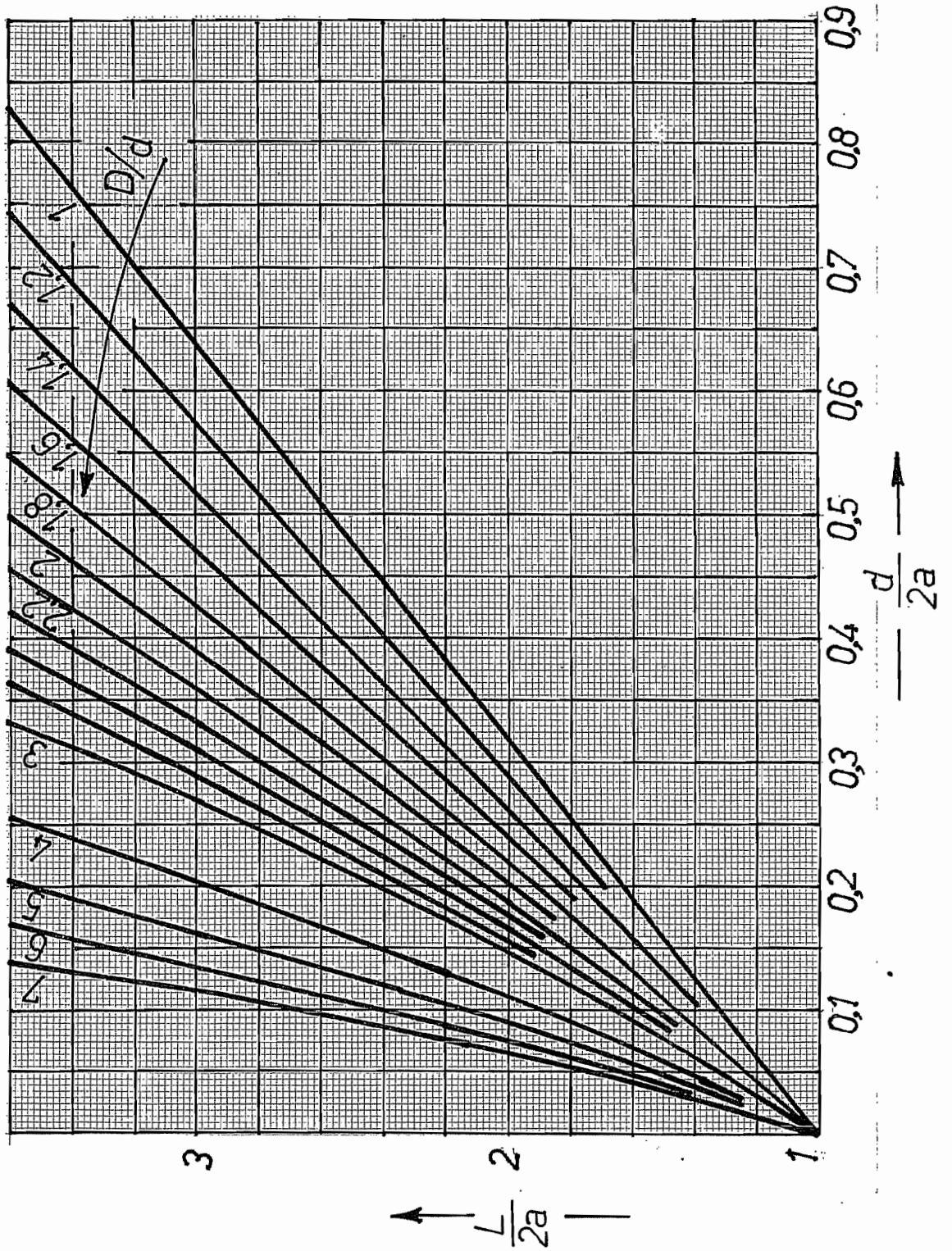
12. Abaque COU10.... N_v

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

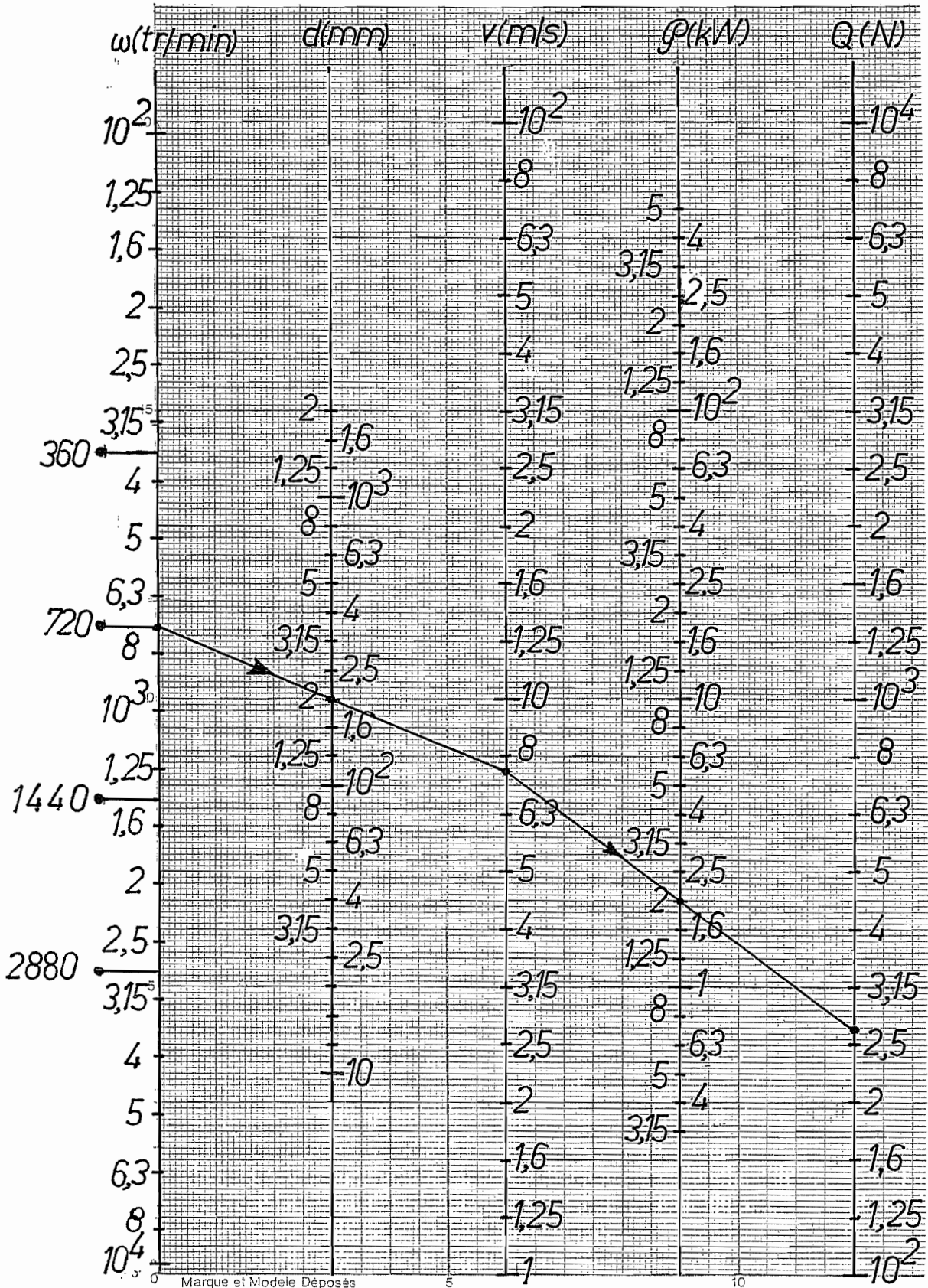
14. Vérification à l'échauffement: $B \leq B_{max}$

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

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



EFFORT MOTEUR



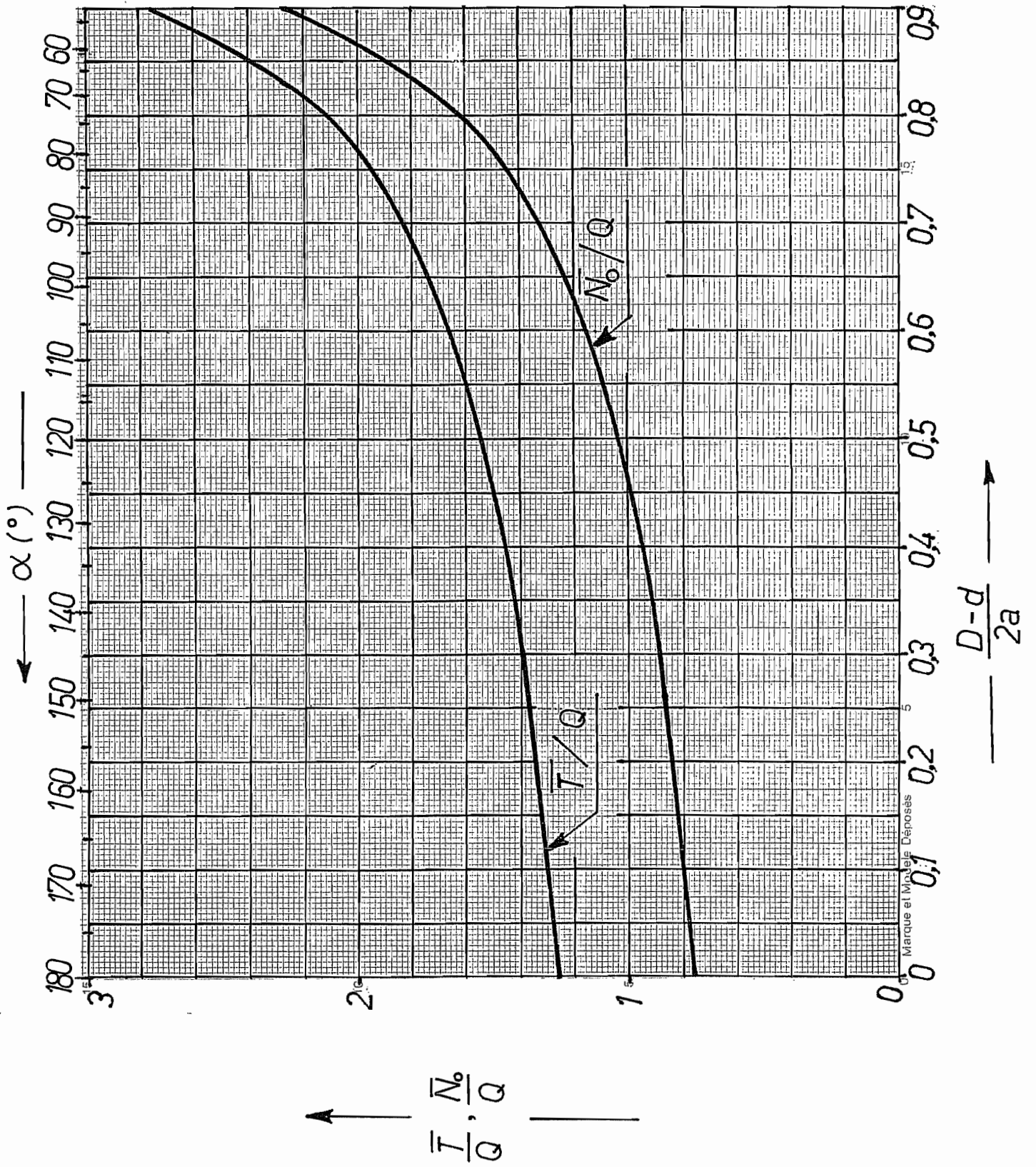
Marque et Modele Déposés

5

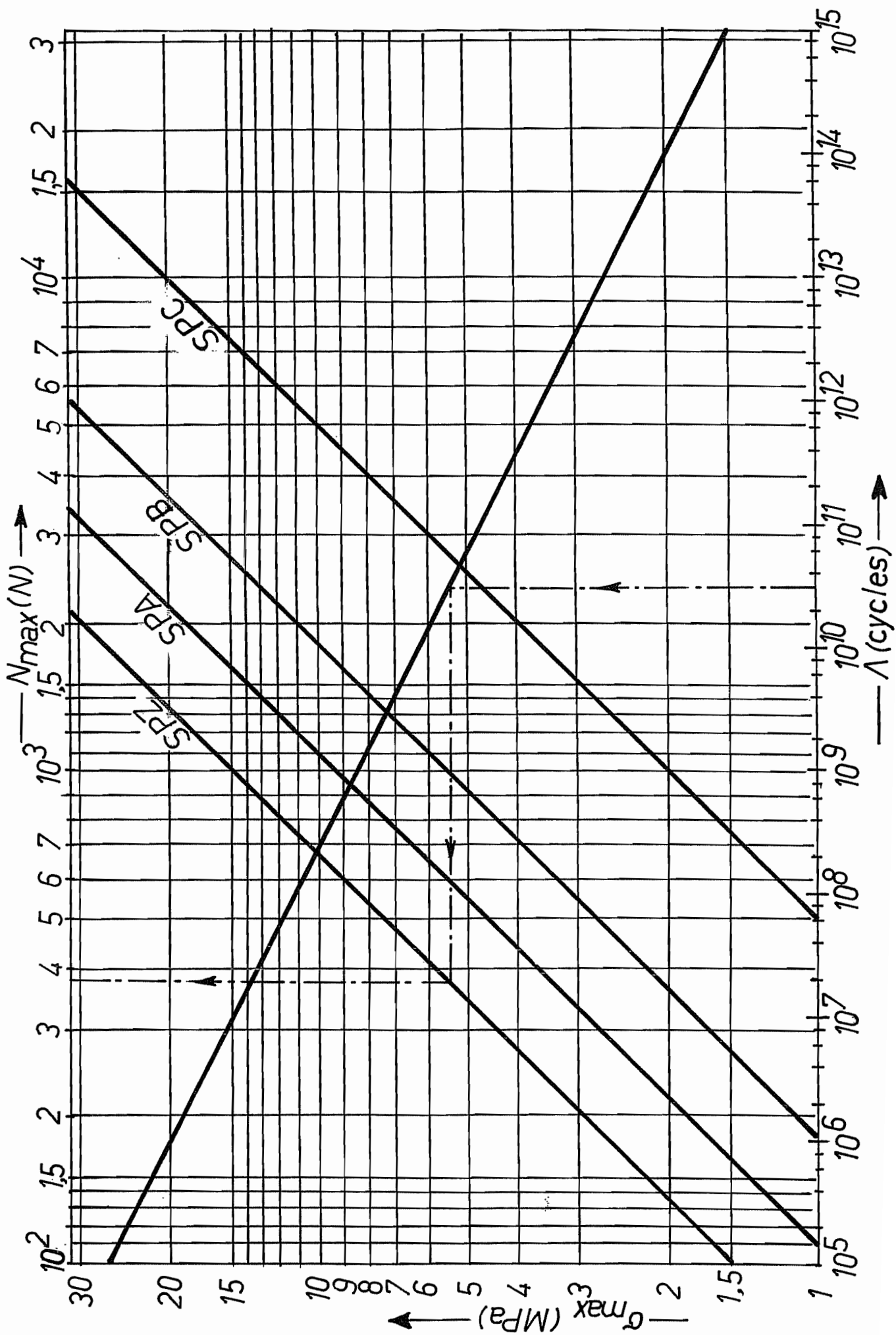
10

COURROIES TRAPÉZOÏDALES

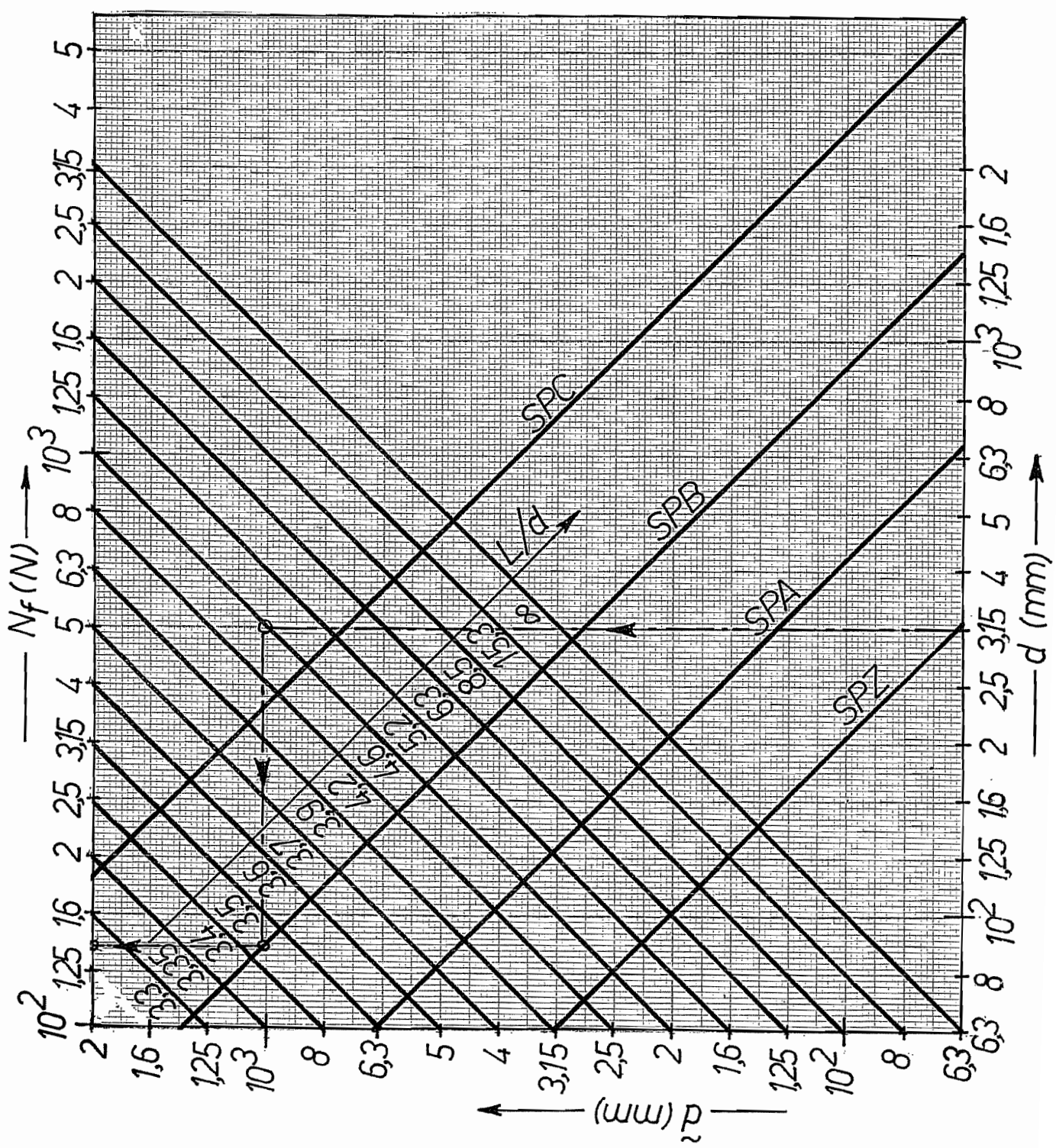
Évaluation de \bar{T} et \bar{N}_0



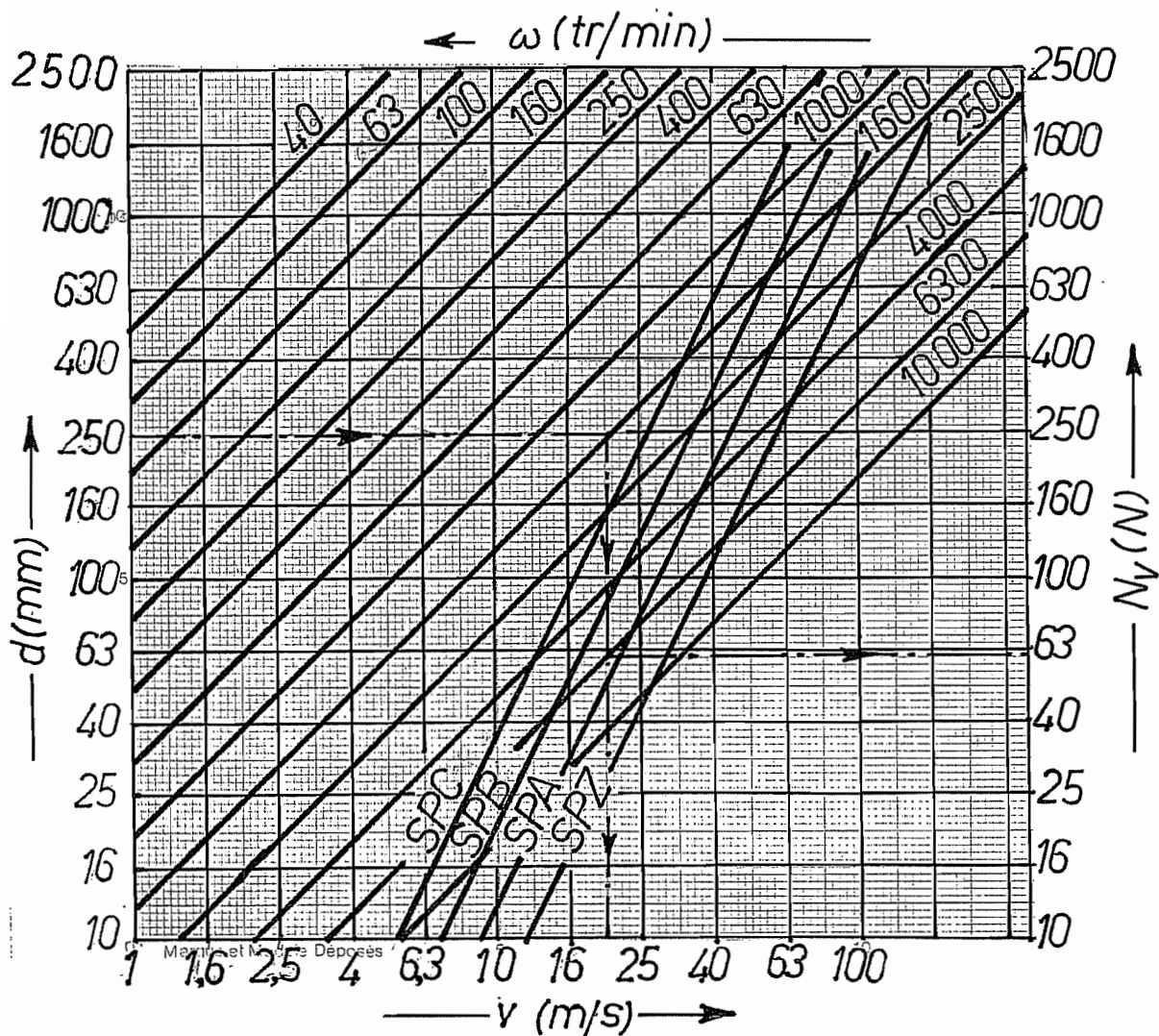
SP... - EFFORT MAXIMAL



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

DIMENSIONNEMENT D'UN ENGRENAGE (AVANT-PROJET)

Pignon = petite roue : diamètre d (inconnu)

Roue = l'autre : diamètre $D = u.d$

1. Résistance des dents à la flexion

a) Module

M_t = couple au pignon

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

Hauteur de la dent = 2,25 m

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

Largeur de la dent = $b = \psi_m \cdot m$

$$\text{Moment à la racine : } M_f = Q \cdot (2,25 m) = \frac{4,5 M_t \cdot m}{d} = \frac{4,5 M_t}{z} \quad (1)$$

$$M_f = \frac{b \cdot \left(\frac{\pi}{2} m\right)^2}{6} \sigma_f = \frac{\psi_m \pi^2 m^3}{24} \sigma_f \quad (2)$$

Par identification de (1) et (2),

$$m^3 = \frac{108 M_t}{\pi^2 z \psi_m \sigma_f} \quad \text{et} \quad m = 2,22 \left(\frac{M_t}{\psi_m z \sigma_f} \right)^{1/3}$$

Prendre $\sigma_f = \frac{\sigma_D}{\alpha_k s_f}$ avec

• σ_D correspondant à $\bar{\omega} = 1/2$ en général,

$\bar{\omega} = 1$ si roue intermédiaire ou couple qui s'inverse

• $\alpha_k = 2,1$

• s_f = sécurité à la fatigue

b) Diamètre

En introduisant $\psi_d = b/d = \psi_m/z$ et en notant que $d = zm$, on obtient

$$d = 2,22 \left(\frac{z M_t}{\psi_d \sigma_f} \right)^{1/3}$$

2. Résistance à la pression superficielle

a) Module

$$p_H = \left(\frac{1}{2\pi} P' E_m \Sigma\rho \right)^{1/2}$$

$$P' = \frac{1}{b} \frac{Q}{\cos(20^\circ)} = \frac{2 M_t}{z \psi_m m^2 \cos(20^\circ)}$$

$$\frac{1}{2\pi} E_m = \frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} = Z_E^2$$

$\Sigma\rho$ = somme des inverses des tangentes au cercle de base issues du CIR :

$$\Sigma\rho = \frac{2}{d \sin(20^\circ)} + \frac{2}{D \sin(20^\circ)} = \frac{2}{d \sin(20^\circ)} \left(1 + \frac{1}{u} \right) = \frac{2}{z m \sin(20^\circ)} \left(\frac{1+u}{u} \right)$$

Donc

$$p_H^2 = \frac{4 M_t}{\sin(20^\circ) \cos(20^\circ)} \left(\frac{1+u}{u} \right) Z_E^2 \frac{1}{z^2 \psi_m m^3}$$

et

$$m^3 = \frac{4}{\sin(20^\circ) \cos(20^\circ)} \cdot \frac{M_t}{\psi_m z^2} \cdot \frac{1+u}{u} \cdot \frac{Z_E^2}{p_H^2}$$

soit

$$m = 2,317 \left(\frac{M_t}{\psi_m z^2} \cdot \frac{1+u}{u} \cdot \frac{Z_E^2}{p_H^2} \right)^{1/3}$$

Prendre $p_H = p_{Hlim}/s_H$

b) Diamètre

$$d = 2,317 \left(\frac{M_t}{\psi_d} \cdot \frac{1+u}{u} \cdot \frac{Z_E^2}{p_H^2} \right)^{1/3}$$

Cette formule ne fait pas intervenir le nombre de dents

Valeurs recommandées du module en mm(NBN E 230.102, décembre 1968)

I	II
0,3	
0,4	0,35
0,5	0,45
0,6	0,55
0,8	0,7
1	0,9
1,25	1,125
1,5	1,375
2	1,75
2,5	2,25
3	2,75
4	3,5
5	4,5
6	5,57
8	9
10	11
12	14
16	18
20	22
25	28
32	36
40	45
50	

La préférence est à donner aux modules classés dans la colonne **I**.

Largeur de la denture : la même norme préconise $\psi_m = \frac{b}{d} = 10$