

Partie III : Etude mécanique de la meule et de son interface

Objet de cette partie :

- Etude de l'optimisation du matériau de la meule
- Etude de l'assemblage meule / porte meule / broche

3.a Matériau de la meule.

Le document 3-1 fournit un dessin de définition de la meule.

Compte tenu des vitesses importantes de rotation de la meule, les critères de conception suivants doivent être vérifiés :

Critère n°1 :

La meule doit être conçue pour supporter une vitesse de rotation maximale de 15 000 tr/min

Critère n°2 :

La meule doit être équilibrée dynamiquement.

3.a.1 Étude du critère vitesse d'éclatement de la meule.

☞ Q3.1 Modèle d'étude.

La meule est modélisée par un disque d'épaisseur constante de matériau homogène, module d'Young E et coefficient de poisson ν .

Le document 3-2 donne les résultats d'élasticité utilisables pour cette question.

Justifier les hypothèses et le modèle retenu pour l'étude de la meule (modèle, chargement, conditions limites, ...)

☞ Q3.2 Vitesse d'éclatement de la meule.

*Déterminer la vitesse de plastification d'une meule, corps en acier de limite élastique $R_e = 350 \text{ MPa}$, de masse volumique $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ et un coefficient de sécurité de 1,75.
Conclusion.*

☞ Q3.3 Choix d'un critère de sélection.

Nous envisageons dans cette question une optimisation du choix du matériau de l'âme de la meule dans le but d'augmenter la vitesse périphérique en gardant la géométrie simplifiée de la question précédente. Une étude éléments finis permettrait d'optimiser finement la géométrie de la meule.

Déterminer l'indice de performances du matériau (Un indice de performance est une combinaison de propriétés qui caractérise la performance du matériau pour une application donnée M. F. ASHBY).

A l'aide du diagramme fourni sur le document DR3, proposer un choix de famille de matériaux pour l'âme de la meule.

Ce document est à rendre dans la partie III.

☞ **Q3.4 Déplacement radial.**

La meule est en fait constituée d'une âme en acier et d'un bandeau en CBN en périphérie. L'une des causes de détérioration de la meule, est l'éclatement du bandeau dû à un allongement radial trop élevé de l'âme.

Déterminer le déplacement radial en périphérie de meule pour une meule en acier à vitesse de rotation maximale (15000 tr/min).

☞ **Q3.5 Choix d'un critère de sélection.**

On souhaite minimiser le déplacement radial pour ω fixé.

Déterminer l'indice de performances du matériau permettant de limiter le déplacement en périphérie de meule par les effets d'inertie (déplacement radial de 25 microns pour une vitesse maximale de 15000 tr/min).

3.a.2 Étude du critère d'équilibre dynamique de la meule.

☞ **Q3.6 Gauchissement de la meule.**

On donne ci-dessous les résultats de la répartition des déplacements obtenus par éléments finis pour une meule en acier tournant à $\omega = 15\ 000$ tr/min.

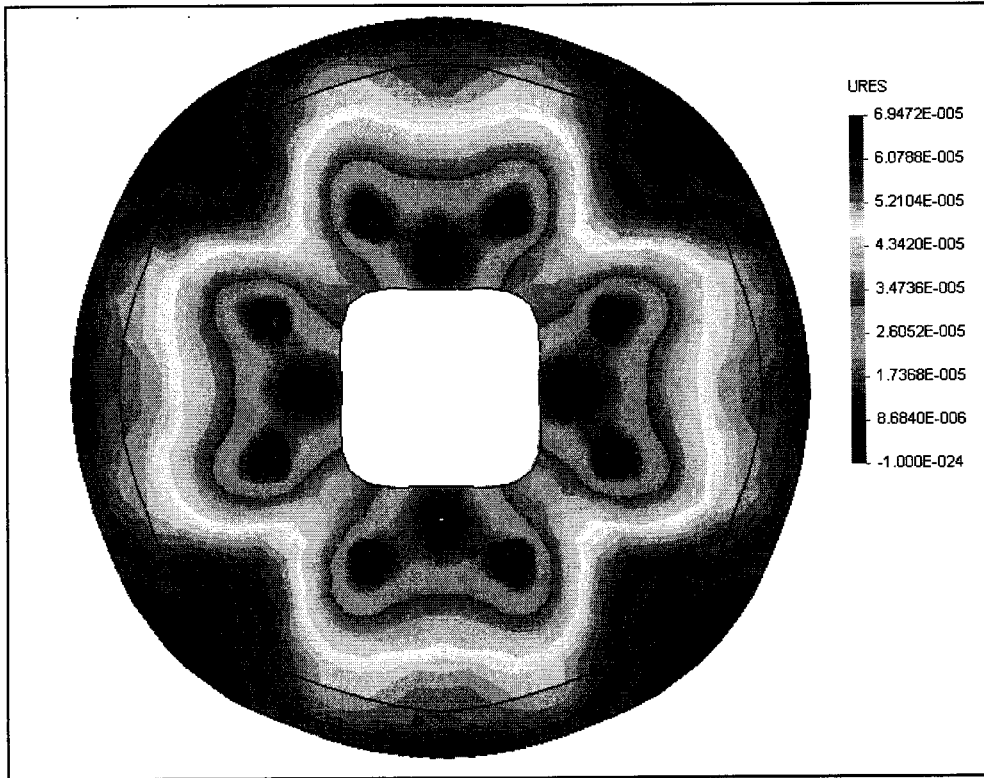
La modélisation de la géométrie est conforme au document 3-1.

Le matériau : acier E = 210000 MPa, $\nu = 0.3$

La carte des déplacements radiaux de la meule est donnée en mètre.

Proposer une modélisation type éléments finis (conditions aux limites, type d'élément, chargement, etc) permettant de mettre évidence le gauchissement de la meule.

Quelles sont les conséquences sur la qualité de la pièce après rectification ? Quelles sont les conséquences au niveau du choix du procédé de serrage de la meule ?



Carte des déplacements de la meule (en mètre)

3.b Assemblage meule / porte meule / broche

La liaison de la meule avec la broche et le porte meule est définie sur le document 3-3 ainsi que les notations utilisées.

La liaison entre le porte meule et la broche porte meule est frettée. L'objectif de cette partie est de déterminer l'ajustement nécessaire pour cet assemblage.

On définit le serrage de l'assemblage par $\delta = \delta_i + \delta_e$

☞ Q3.7 Etude des déformations par frettage

Pourquoi peut-on conclure que : $\frac{\delta}{r_2} \approx \varepsilon_{te} - \varepsilon_{ti}$ eq 3.1

Où ε_{te} et ε_{ti} sont les déformations tangentielles respectivement sur les tubes extérieurs et intérieurs.

On donne les déformations et les contraintes en fonction de la pression de serrage p :

$$\varepsilon_{ti}(r_2) = -\frac{p}{E} \cdot \left[\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \nu \right] \text{ eq 3.2 ; } \varepsilon_{te}(r_2) = -\frac{p}{E} \cdot \left[\frac{r_2^2 + r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} - \nu \right] \text{ eq 3.3}$$

$$\sigma_{re} = -p \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_3^2} - \frac{r_3^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_3^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.4 ; } \sigma_{te} = -p \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_3^2} + \frac{r_3^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_3^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.5}$$

$$\sigma_{ri} = -p \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.6 ; } \sigma_{ti} = -p \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.7}$$

Matériau du porte meule : limite élastique $R_e = 350$ MPa.

r : rayon au point courant

p : pression à l'interface.

☞ Q3.8 Choix de l'ajustement

Les déformations par effet centrifuge sont :

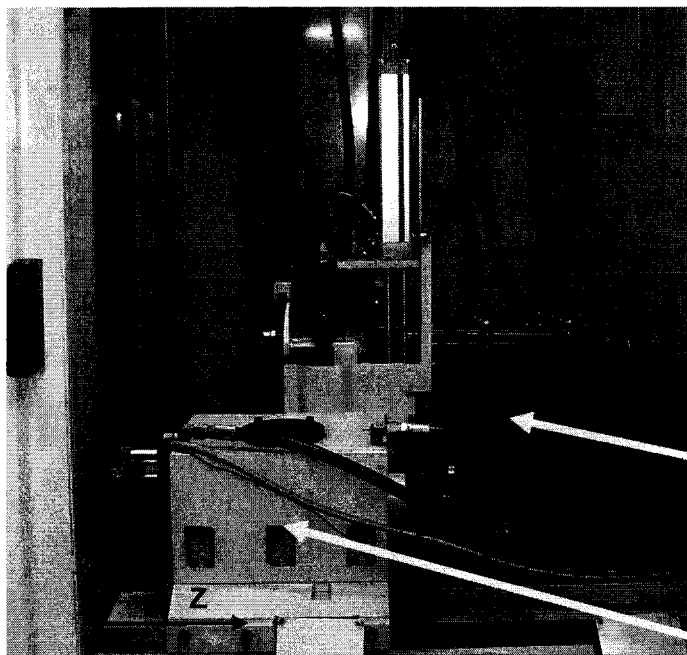
$$\varepsilon_{ti}(r_2) = \frac{3+\nu}{4E} \rho \omega^2 r_2^2 \left[\frac{1-\nu}{3+\nu} + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \text{ eq 3.8 ; } \varepsilon_{te}(r_2) = \frac{3+\nu}{4E} \rho \omega^2 r_3^2 \left[1 + \frac{1-\nu}{3+\nu} \cdot \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] \text{ eq 3.9}$$

Définir les critères de choix du serrage δ mini et maxi.

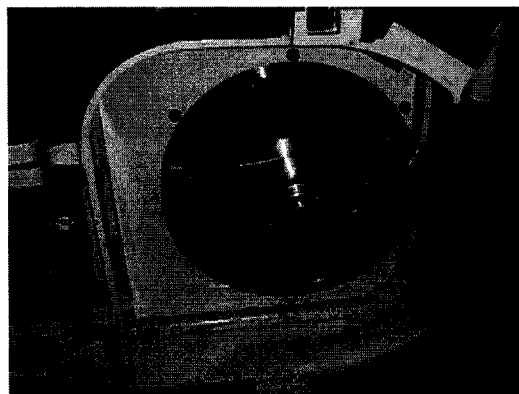
Faire l'application numérique (on prendra $p_{\text{mini}} = 0$).

Proposer un ajustement pour cette liaison à partir du document 3-4

Mise en situation : rectifieuse grande vitesse.



Vue de la rectifieuse face avant.

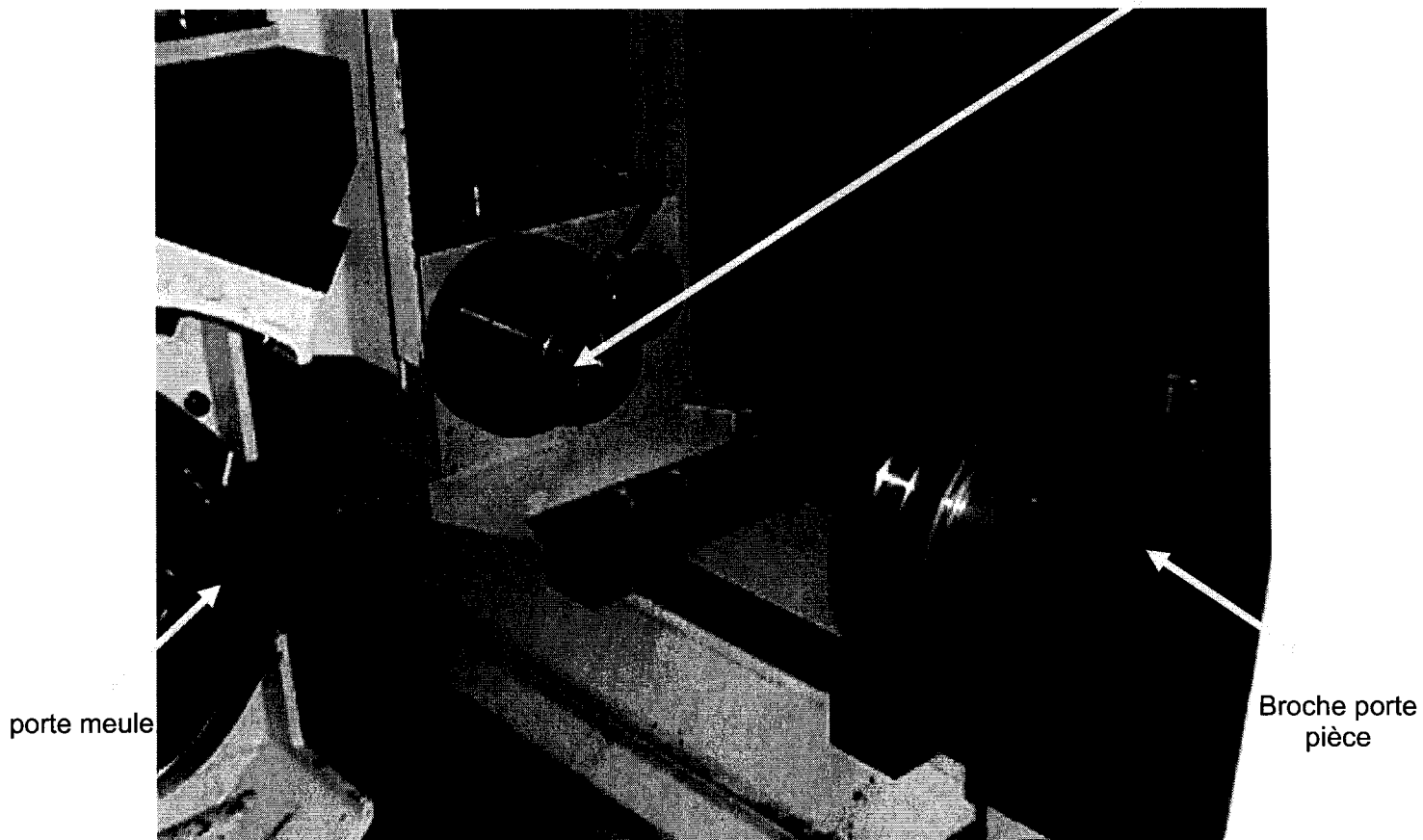


Vue du porte meule.

Broche porte meule

Contre pointe

Contre pointe



porte meule

Broche porte pièce

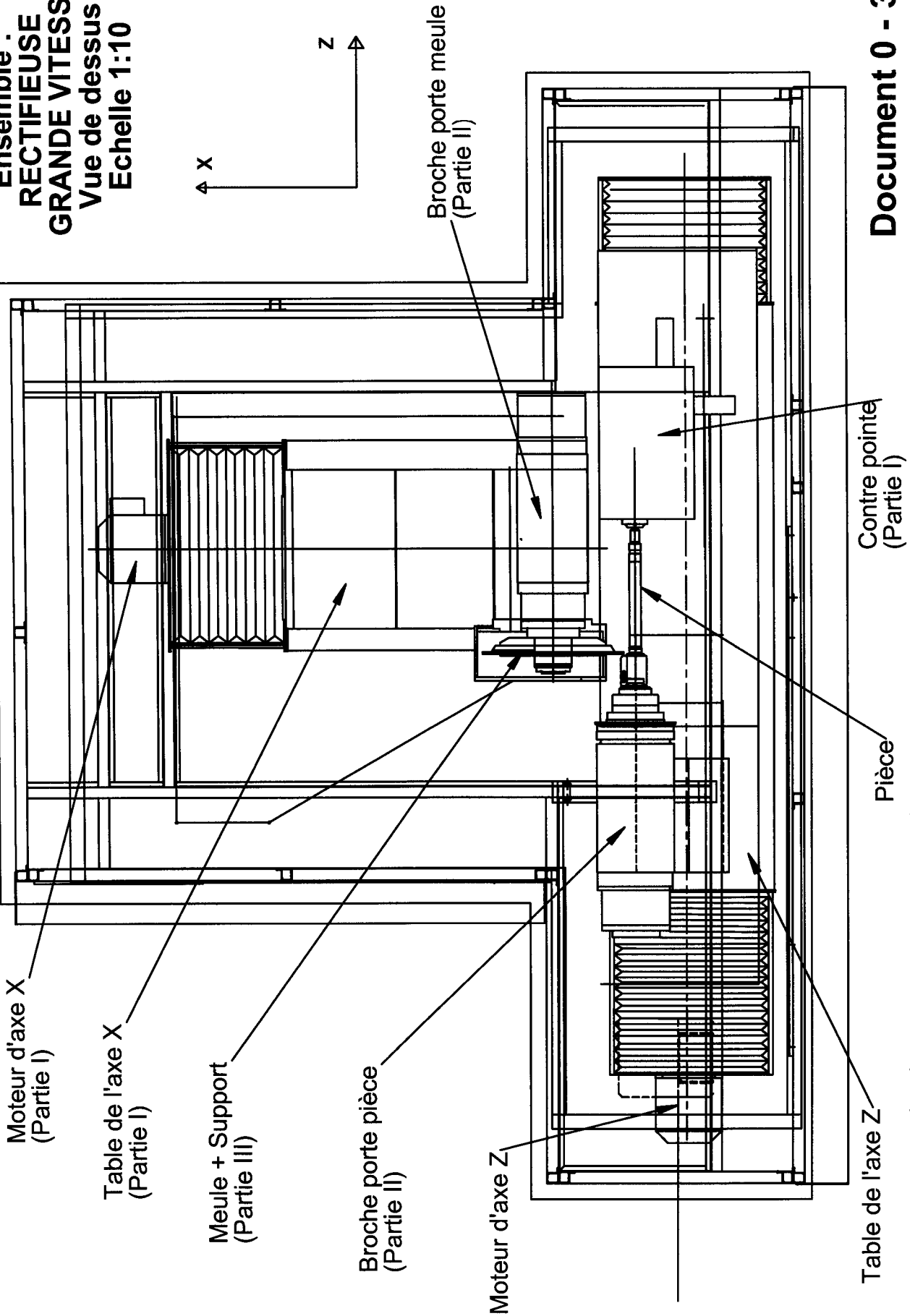
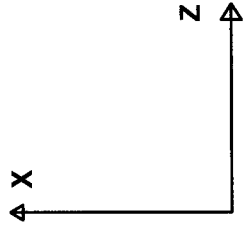
Vue de l'axe Z
Porte pièce – porte meule – contre pointe.

Document 0-1

Fiche signalétique de la machine

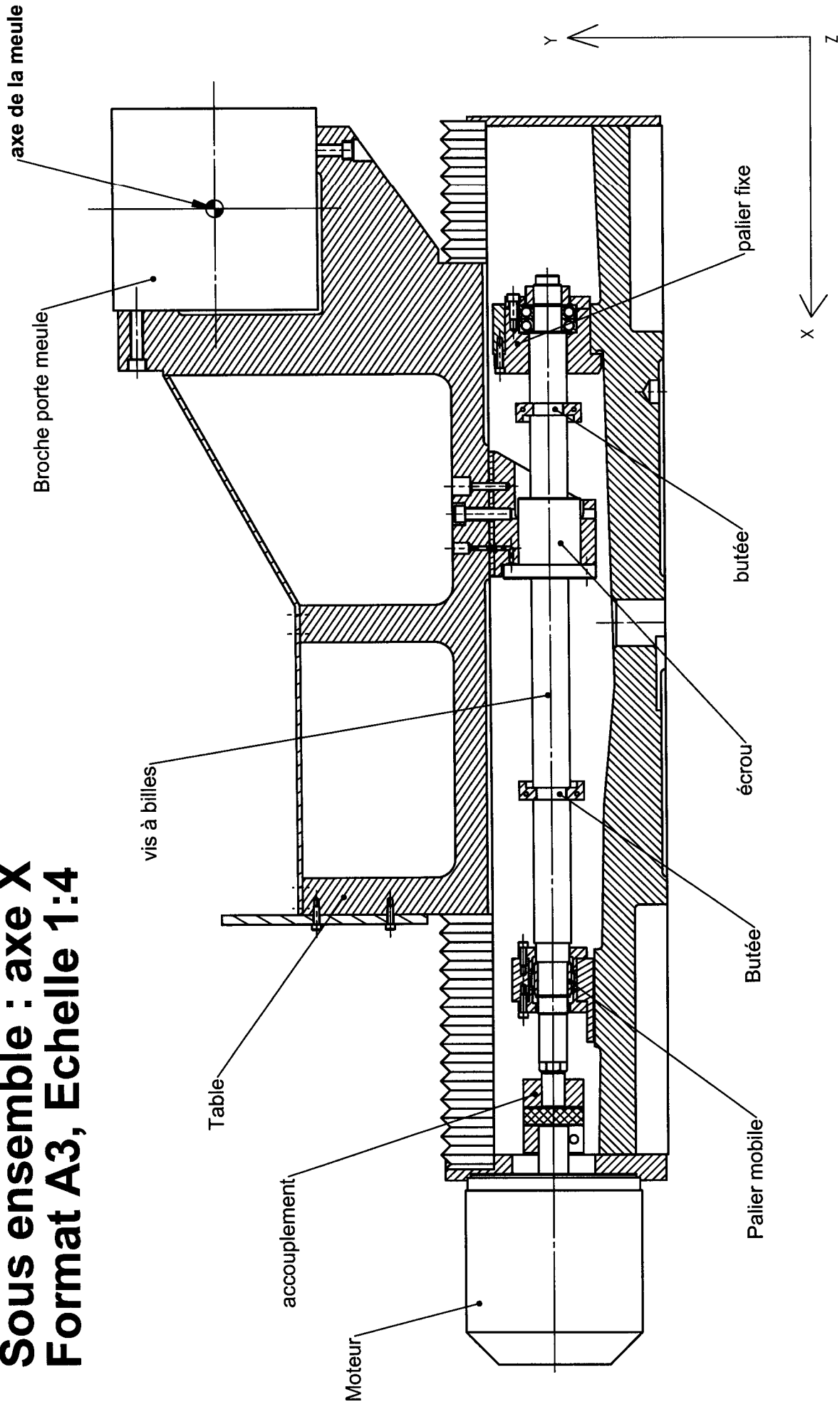
RECTIFIEUSE GRANDE VITESSE CYLINDRIQUE EXTÉRIEURE	
SIGNALÉTIQUE	
Constructeur ROUCHAUD-GENDRON ; Année de construction 1998	
PUISSANCE	
Puissance installée P broche porte-meule P broche porte pièce	90 kW 29 kW de 4800 à 15000 tr/mn 9,5 kW de 3500 à 7500 tr/mn
TÊTE PORTE-MEULE	
Vitesse de coupe Course utile Vit. de déplacement rapide	Jusqu'à 250 m/s 340 mm 12 m/min.
TABLE ET TÊTE PORTE-PIÈCE	
Fréquence de rotation Hauteur des pointes entre pointes Course en chariotage Vit. de déplacement rapide	jusqu'à 7500 tr/mn 180 mm jusqu'à 580 mm 630 mm 12 m/min.
COMMANDE NUMÉRIQUE	
Type Pilotage Cycles d'usinages spécif.	NUM 1060 série II axe X : plongée de la meule ; axe Z : translation de la table prises d'origines ; calage diamantage ; calage pièce ; cycle de chauffe
PROTECTION	
Capotage Ecran de sécurité Détection du contact meule Détection de rotation pièce	complet entre la meule et la pièce capteur acoustique capteur dans la contre-pointe
PIÈCE	
Forme Matière Dimensions Positionnement Entraînement	Cylindrique Toute nuance d'acier jusqu'à Ø 350 mm x l. 580 mm entre-pointes par adhérence sur les pointes (montage possible dans un mandrin trois mors)
MEULE	
Dimensions	Ø 400 mm en grande vitesse Ø 610 mm en vitesse conventionnelle
DIAMANTAGE	
Disque diamanté monté sur l'électrobroche porte-pièce	
Dimensions	Ø ext. 230 mm
LUBRIFICATION	
Lubrifiant Pompes	3000 L d'huile entière régulée à T ±1°C 220 L/min., 20 bars pour arrosage zone de coupe ; 60 L/min., 60 bars pour décrassage meule
FILTRATION	
Matériel Seuil de filtration	séparateur magnétique + filtre cartouche papier 5 µm

**Ensemble :
RECTIFIEUSE
GRANDE VITESSE
Vue de dessus
Echelle 1:10**



Chaque sous ensemble est étudié dans une des trois parties du sujet

Sous ensemble : axe X Format A3, Echelle 1:4



Document 1-1

Composants initiaux sur l'axe X

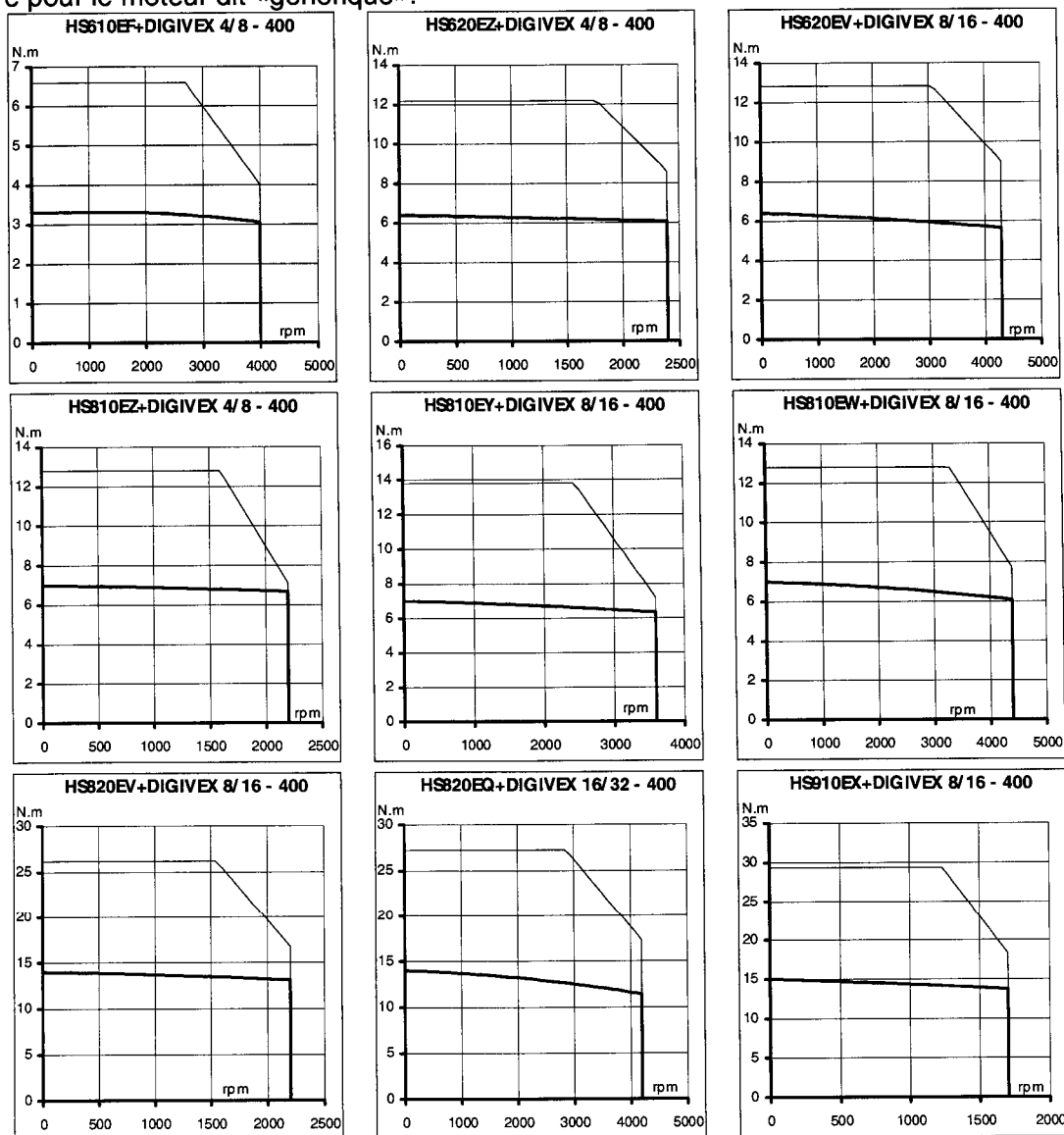
Glissières de l'axe X	
Un guidage précis est assuré par des glissières en formes de V et plate revêtue de turcite.	
Coefficient de frottement	$f = 0.08$
Règle de mesure de l'axe X	
Longueur de mesure	$L = 340 \text{ mm}$
Précision	$\varepsilon = \pm 3 \text{ }\mu\text{m}$
Ensemble palier fixe	
Avec roulements à billes à contact oblique à double effet	
Diamètre intérieur	$d = 30 \text{ mm}$
Diamètre extérieur	$D = 62 \text{ mm}$
Largeur	$B = 28 \text{ mm}$
Capacités de charge dynamique	$C = 29 \text{ kN}$
Capacités de charge statique	$C_0 = 64 \text{ kN}$
Couple de friction avec joint d'étanchéité	$M_{RL} = 0.5 \text{ Nm}$
Rigidité axiale	$R_p = 850 \text{ N}/\mu\text{m}$
Vitesse limite (graisse)	$N_{lim} = 2200 \text{ tr/min}$
Inertie palier fixe + mobile	$J_p = 217 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
Vis à billes et écrou	
Vis à billes de précision rectifiée et écrou double	
Diamètre nominal	$d_0 = 40 \text{ mm}$
Pas	$p = 5 \text{ mm}$
Diamètres des billes	$d_w = 3.5 \text{ mm}$
Nombre de rangées de billes	$i = 5$
Capacités de charge dynamique	$C = 29.1 \text{ kN}$
Capacités de charge statique	$C_0 = 64.1 \text{ kN}$
Couple dynamique des deux racleurs	$T_{RD} = 0.4 \text{ Nm}$
Rigidité de la vis (par mètre de longueur)	$R_v = 232 \text{ N}/(\mu\text{m}\cdot\text{m})$
Longueur utile de la vis	$L_u = 403 \text{ mm}$
Longueur totale	$L = 900 \text{ mm}$
Précharge	10% de C
Rigidité de l'écrou (écrou double préchargé)	$R_e = 870 \text{ N}/\mu\text{m}$
Ecart toléré du déplacement sur une course de 300 mm	$v_{300p} = 6 \text{ }\mu\text{m}$ (classe 1)
Couple dynamique sans racleur	$T_{pra} = 0.65 \text{ Nm}$
Inertie de la vis (par mètre de longueur)	$J_v = 1566 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2/\text{m}$
Accouplement élastique sans jeu	
Diamètre coté vis	$d = 25 \text{ H7}$
Diamètre coté moteur	$d = 32 \text{ H7}$
Dureté de l'anneau élastique	95-98 Shore
Couple nominal de l'accouplement	$T_{KN} = 160 \text{ Nm}$
Couple maximal de l'accouplement	$T_{Kmax} = 320 \text{ Nm}$
Vitesse de rotation limite	$N = 11700 \text{ tr/mn}$
Rigidité torsionnelle statique	$K_{ts} = 3438 \text{ Nm/rad}$
Rigidité torsionnelle dynamique à $0.5T_{KN}$	$K_{td} = 10314 \text{ Nm/rad}$
Inertie (accouplement monté sans jeu)	$J_a = 417.1 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
Servomoteur sans balais	
Couple en rotation lente	$M_0 = 5.5 \text{ Nm}$
Couple impulsionnel	$M_{imp} = 11 \text{ Nm}$
Vitesse de rotation maximale	$N_{max} = 3200 \text{ tr/mn}$
Inertie rotor	$J_m = 426 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$

**CARACTÉRISTIQUES
DES SERVOMOTEURS HS**

**AVEC SERVOAMPLIFICATEURS
DIGIVEX**

TYPE MOTEUR	VARIATEUR DIGIVEX	Couple en rotation lente (Mo)	Vitesse maximale (N)	Inertie (J) $\text{kgm}^2 \cdot 10^{-5}$	Couple par ampère crête (Kt)	Courant permanent (\hat{i}_o)
		N.m	rpm		N.m/Â	
*HS610EF	4/8	3,3	4000	70	0,96	3,44
HS620EZ	4/8	6,4	2400	115	1,65	3,87
*HS620EV	8/16		4300		0,925	6,92
HS810EZ	4/8	7	2200	200	1,75	4
HS810EY	8/16		3600		1,09	6,42
HS810EW	8/16		4400		0,875	8
HS820EV	8/16	14	2200	350	1,8	7,76
HS820EQ	16/32		4200		0,946	14,8
HS910EX	8/16	15	1700	680	2,13	7,05
HS910EW	16/32		3600		1,05	14,3
HS920EW	8/16	31	900	1200	4,13	7,51
HS920ET	16/32		1900		2,06	15
HS920EL	32/64		3800		1,03	30

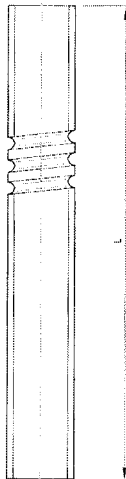
* Moteur «générique». En l'absence d'information à la commande, chaque calibre de DIGIVEX est configuré pour le moteur dit «générique».



— Impulsionnel
- - - Permanent

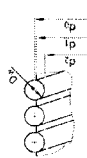
Documentation vis à billes et écrou double

Taille $d_0 \times P \times D_w$	d_1 (mm)	d_2 (mm)	Moment d'inertie (Kgcm ² /m)	Rigidité R_v (N/(μ m.m))	Poids Kg/m
32 x 5R x 3.5	31	28.3	6.05	144	5.45
32 x 10R x 3.969	31	27.8	6.4	141	5.6
40 x 5R x 3.5	39	36.3	15.66	232	8.78
40 x 10R x 6	38	33.7	13.53	211	8.14
50 x 5R x 3.5	49	46.3	40.06	373	14.05
50 x 10R x 6	48	43.7	35.57	345	13.24
63 x 10r x 6	61	56.7	95.71	569	21.71
80 x 10R x 6.5	78	73.2	256.36	938	35.54

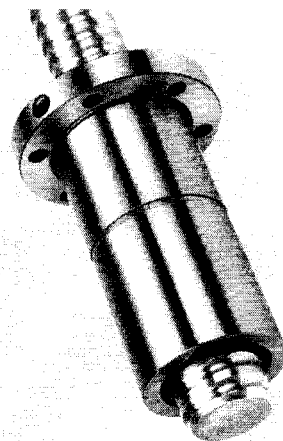


Indiquer les longueurs (voir la section
"Consultation/Commande")

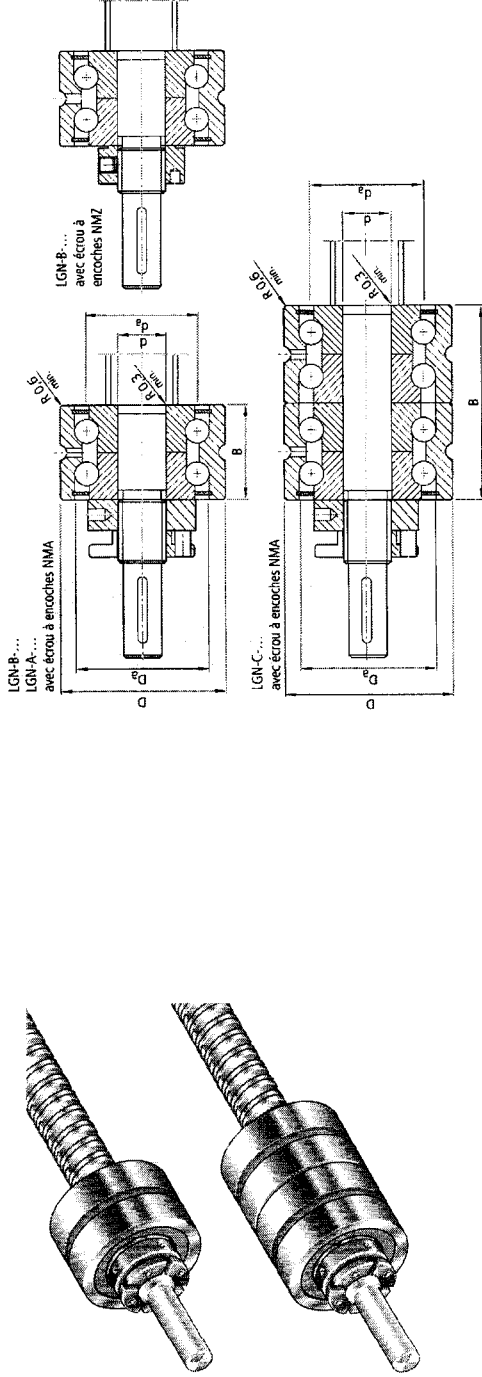
L = Longueur totale



Couple dynamique, précharge, et rigidité pour vis avec écrou double.	Capacité de charge		Vis à écrou double Préchargé à 10 %			
	Dyn C (kN)	Stat. C ₀ (kN)	T _{RD} (Nm)	T _{pra} (Nm)		
C = charge de base dynamique axiale C ₀ = charge de base statique axiale T _{RD} = couple dynamique des deux racleurs R _e = rigidité de l'écrou T _{pra} = couple dynamique sans racleur	Taille					
	$d_0 \times P \times D_w - i$					
d ₀ = diamètre nominal de la vis P = pas D _w = diamètres des billes i = nombre de rangées de billes	32 x 5R x 3.5 - 4	21.6	40	0.25	610	0.39
	32 x 10R x 3.969 - 5	31.7	58.3	0.25	830	0.57
	40 x 5R x 3.5 - 5	29.1	64.1	0.40	870	0.65
	40 x 10R x 6 - 4	50	86.4	0.40	910	1.04
	40 x 10R x 6 - 6	72.1	132.2	0.40	1250	1.50
	50 x 5R x 3.5 - 5	32	81.3	0.50	1010	0.83
	50 x 10R x 6 - 4	55.4	109	0.60	960	1.55
	50 x 10R x 6 - 6	79.7	166.5	0.60	1450	2.07
	63 x 10R x 6 - 4	61.8	140.5	0.70	1120	2.02
	63 x 10R x 6 - 6	88.8	214.3	0.70	1690	2.91
	80 x 10R x 6.5 - 6	108.4	291.7	1.40	1950	4.34

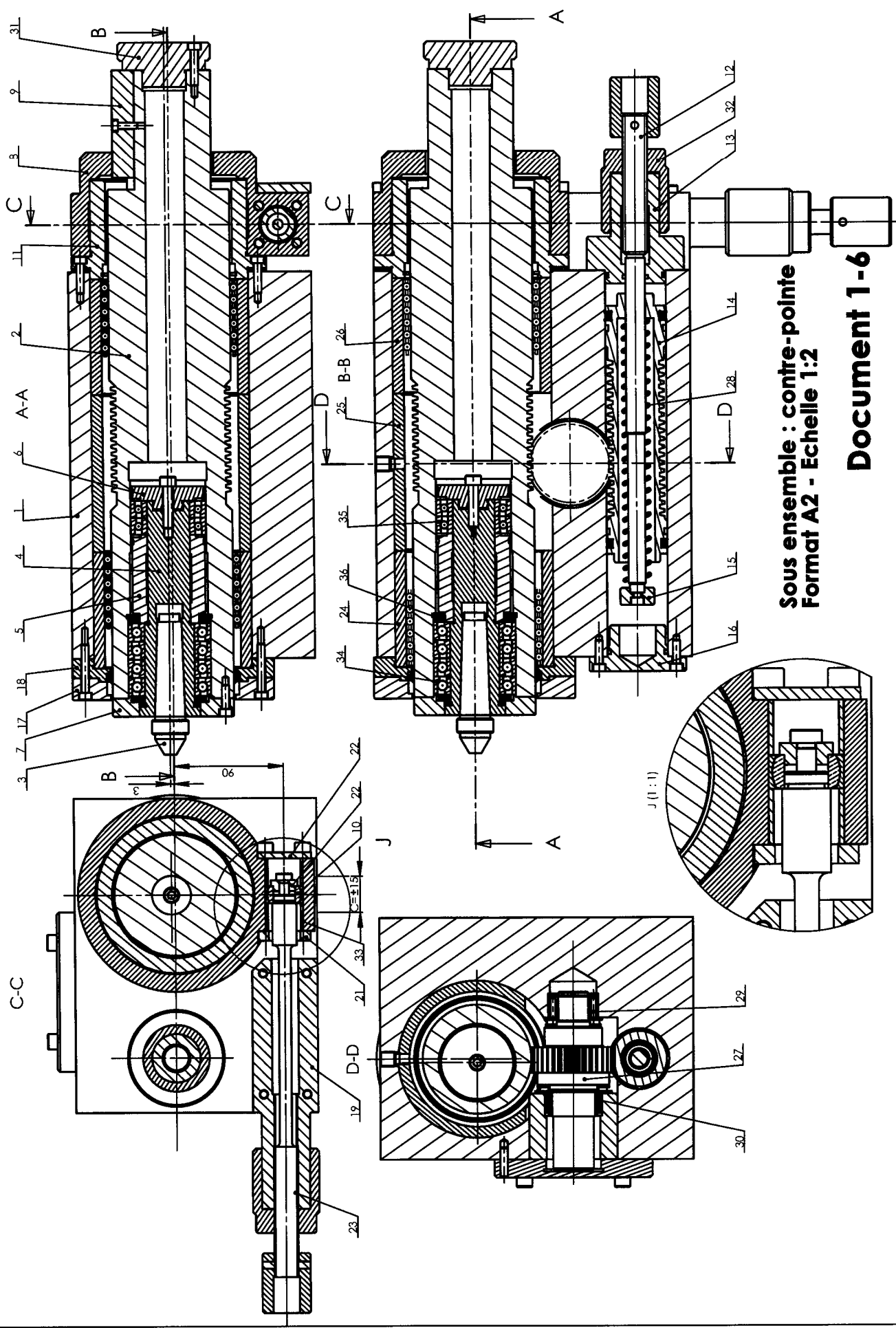


Documentation ensemble palier fixe



Taille	Type	Capacité de charge		Moment de friction avec joint d'étanchéité	Rigidité axiale.	Vitesse limite (graisse)	Dimensions							
		Dyn C (kN)	Stat. C ₀ (kN)				M _{RL} (Nm)	R _p (Nm)	N _{lim} (tr/mm)	d (mm)	D (mm)	B (mm)		
d ₀ x P	Simple ou Double													
32x5/10	LNG-B	26	47	0.3	650	3000	20	52	28					
40x5	LNG-B	29	64	0.5	850	2200	30	62	28					
40x10	LNG-C	44.5	111	0.6	1300	2600	25	57	56					
50x5	LNG-C	41	89	0.6	1400	2000	35	72	34					
50x10	LNG-C	47.5	127	0.75	1500	2200	30	62	56					
63x10	LNG-A	72	149	1.3	1200	1600	40	90	46					
80x10	LNG-A	113	250	2.6	1400	1200	50	110	54					

FE



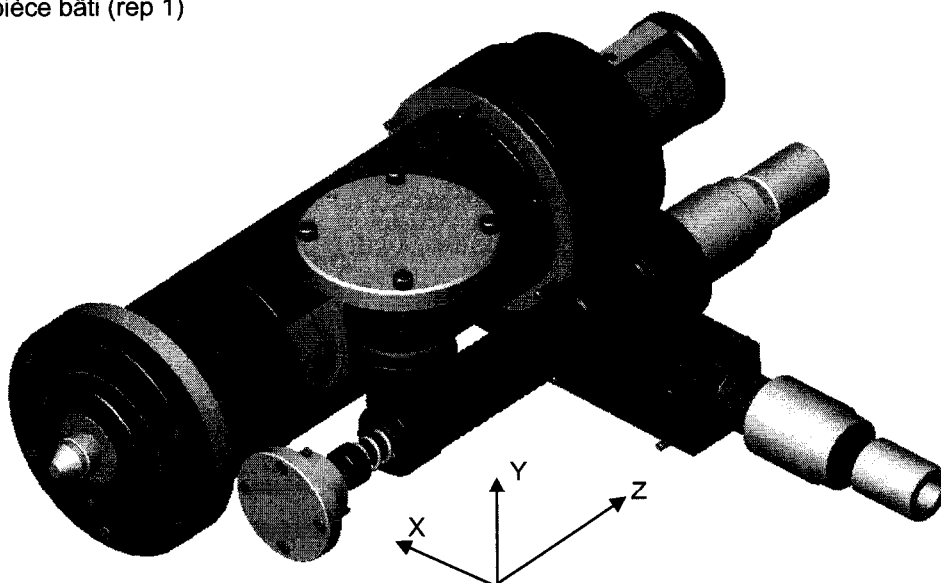
Sous ensemble : contre-pointe
Format A2 - Echelle 1:2

Document 1-6

Nomenclature (partielle) du sous ensemble contre-pointe.

Repère	Désignation	Nbre	Observations
1	Bâti	1	
2	Fourreau crémaillère	1	
3	Pointe tournante	1	
4	Support pointe tournante	1	
5	Entretoise	1	
6	Rondelle	1	
7	Couvercle contre pointe	1	
8	Corps système de réglage	1	
9	Clavette	1	
10	Rotule	1	
11	Rallonge	1	
12	Vis de réglage	1	
13	Écrou	1	
14	Piston du vérin hydraulique	1	course 63 mm sur crémaillère
15	Embout de tige	1	
16	Chapeau vérin	1	
17	Flasque contre pointe	1	
18	Entretoise	1	
19	Écrou	1	
22	Bague d'appui	1	
23	Vis de réglage	1	
24	Entretoise	1	
25	Entretoise	1	
26	Entretoise	1	
27	PIGNON DE RENVOI	1	
28	Ressort	1	Fonction maintien de l'effort axial.
29-30	BUTÉE Nadella	1	
31	Bouchon	1	
32	Contre-écrou	2	
33	Entretoise	1	
34	Roulement	4	FT11
35	Roulement	2	FT11
36	Bague d'appui	1	

Contre pointe sans
la pièce bâti (rep 1)



Formulaire THEORIE DE HERTZ appliquée à la géométrie d'un roulement à contact oblique

Unités : Effort en N, angle en radians, longueur en mm, contrainte en MPa.

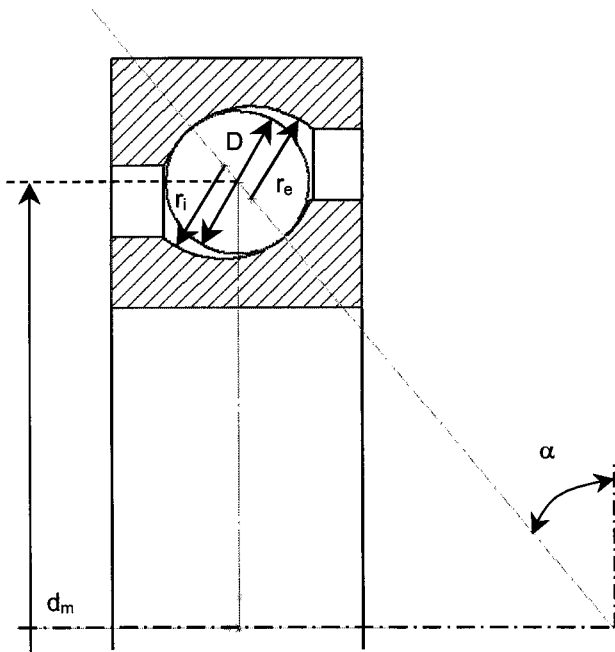
La théorie de Hertz permet de lier le rapprochement des deux corps δ à la charge Q .

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{2/3} \frac{\Sigma\rho}{2} \text{ soit } \delta = 2,79 \times 10^{-4} \delta^* Q^{2/3} \Sigma\rho^{1/3} \text{ pour 2 corps en acier.}$$

Q charge sur une bille suivant la ligne de charge, δ rapprochement des corps.

La valeur δ^* est fonction de $F(\rho)$, les valeurs sont données dans le tableau ci-dessous

Dans le cas d'une géométrie de roulement à contact oblique les valeurs de $\Sigma\rho$ et $F(\rho)$ prennent les expressions données en bas de page (fonction de la géométrie interne du roulement).



α : angle de contact
 d_m : diamètre moyen
 D : diamètre de la bille
 r_i : rayon de courbure de la BI
 r_e : rayon de courbure de la BE
 $\Sigma\rho_i$: somme des courbures de la BI
 $F(\rho)_i$: Différence des courbures de la BI
 $\Sigma\rho_e$: somme des courbures de la BE
 $F(\rho)_e$: Différence des courbures de la BE

$F(\rho)$	δ^*
0	1
0,1075	0,9974
0,3204	0,9761
0,4795	0,9429
0,5916	0,9077
0,6716	0,8733
0,7332	0,8394
0,7948	0,7961
0,83495	0,7602
0,87366	0,7169
0,90999	0,6636
0,93657	0,6112
0,95738	0,5551
0,9729	0,496
0,983797	0,4352
0,990902	0,3745
0,995112	0,3176
0,9973	0,2705
0,9981847	0,2427
0,9989156	0,2106
0,9994785	0,17167
0,9998527	0,11995
1	0

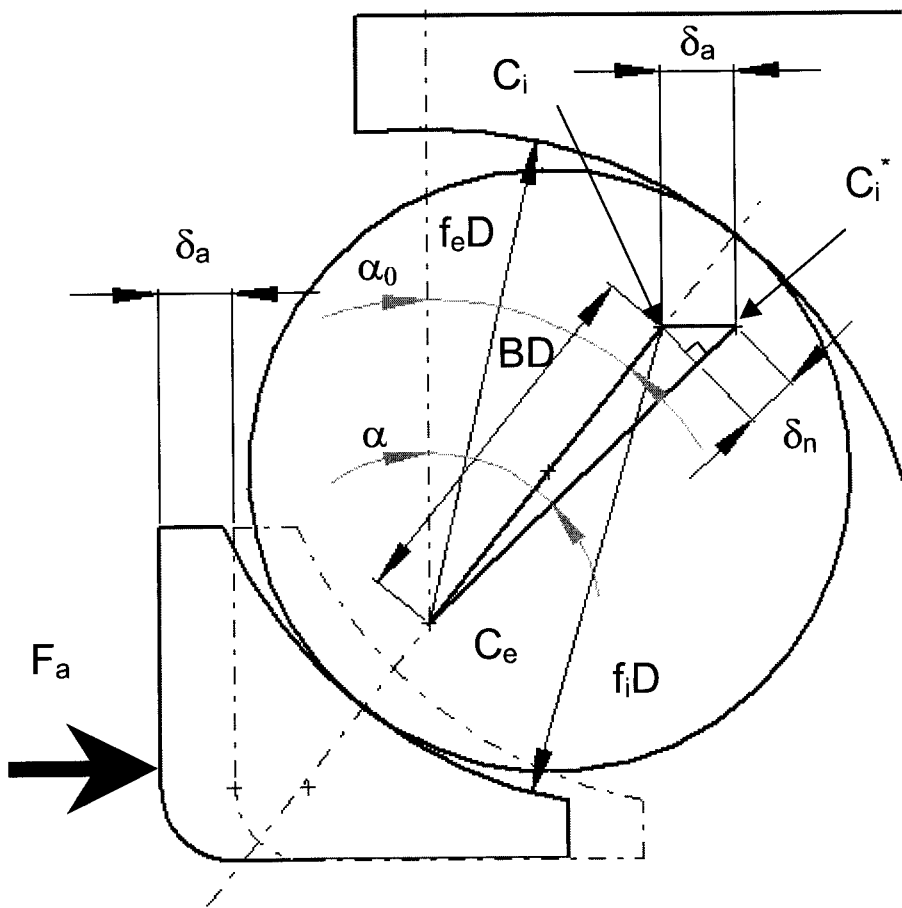
$$\Sigma\rho_i = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right); \Sigma\rho_e = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right)$$

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}; F(\rho)_e = \frac{\frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}$$

$$\text{avec : } f_i = \frac{r_i}{D}; f_e = \frac{r_e}{D}; \gamma = \frac{D \cos(\alpha)}{d_m}$$

Roulement à contact oblique sous chargement axial.

Remarque : toutes les grandeurs géométriques ont été adimensionnées par D



On suppose que la BE est fixe, que le chargement axial est appliqué à la BI.

C_e est le centre de courbure de la BE ;
 C_i et C_i^* le centre de courbure de la BI initial et final (sous charge axiale F_a).

α_0 : angle de contact initial
 α : angle de contact final (sous charge axiale F_a).

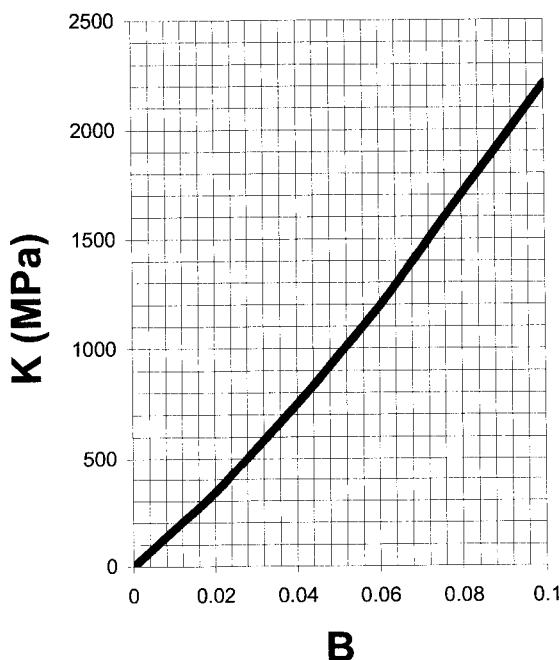
D : diamètre de la bille
 r_i : rayon de courbure de la BI
 r_e : rayon de courbure de la BE
Z : nombre d'éléments roulants
 δ_a : déplacement axial de la BI/BE
 δ_n : déplacement des centres de courbures suivant la ligne de charge

$$\frac{F_a}{ZK_n(BD)^{1.5}} = \sin(\alpha) \left(\frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)^{1.5}$$

$$K_n = \frac{KD^{0.5}}{B^{1.5}}$$

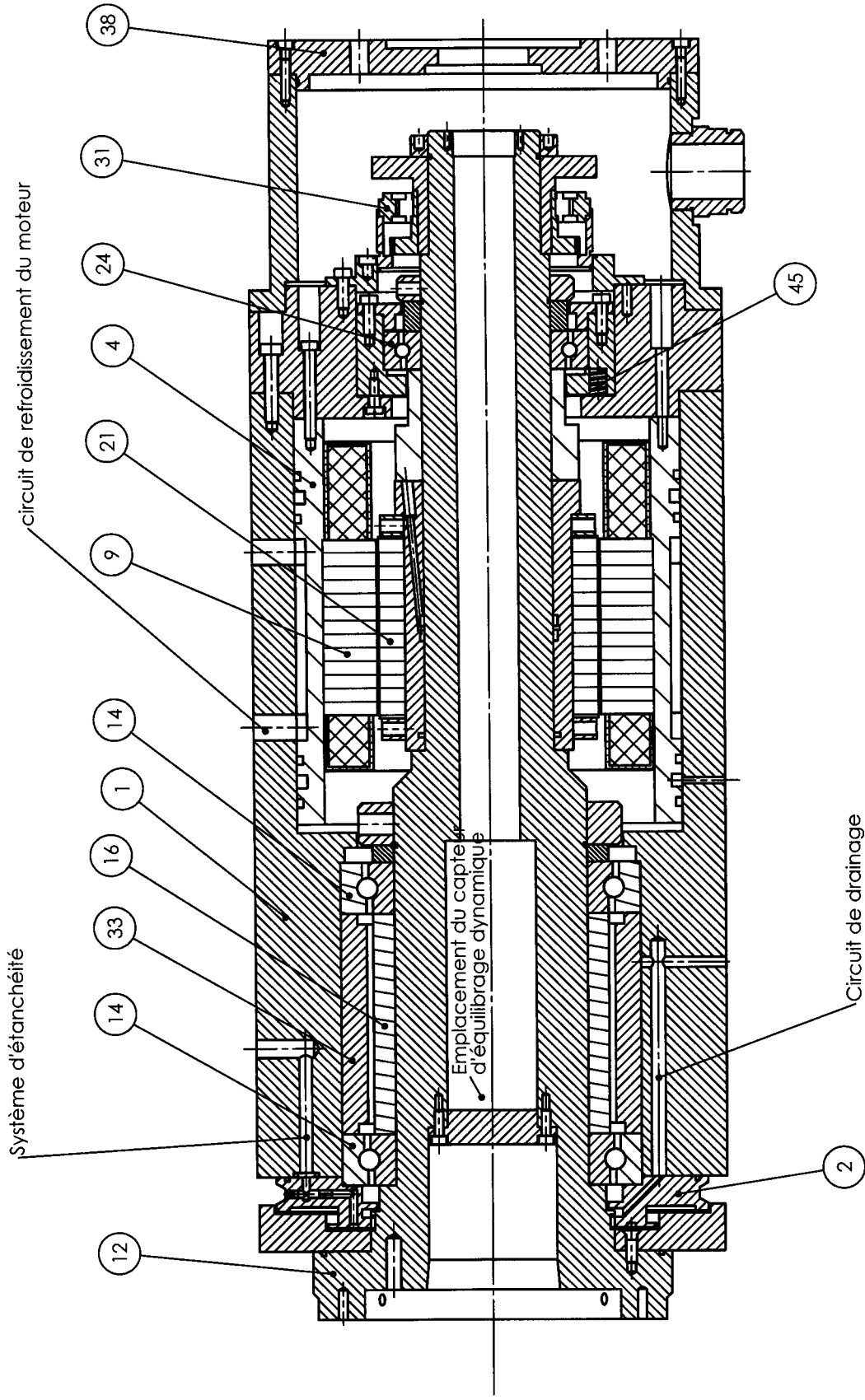
$$B = f_e + f_i - 1$$

$$f_i = \frac{r_i}{D} ; f_e = \frac{r_e}{D}$$

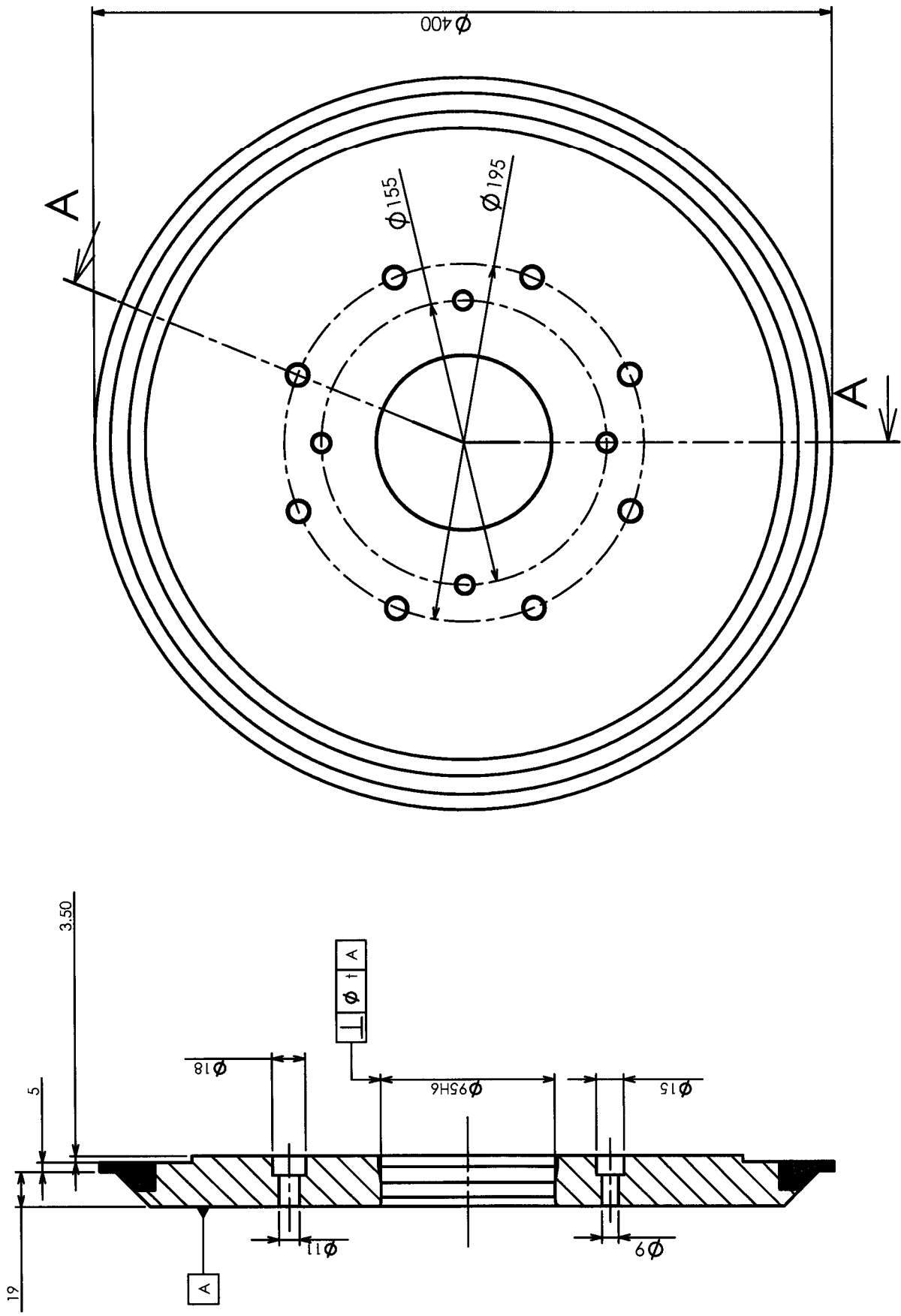


Géométrie interne du roulement de tête

D_{int}	90	mm
D_{ext}	140	mm
Largeur	24	mm
D	9,525	mm
Z	30	
r_i	4,776	mm
r_e	4,776	mm
d_m	115	mm
α_0	25	degrés

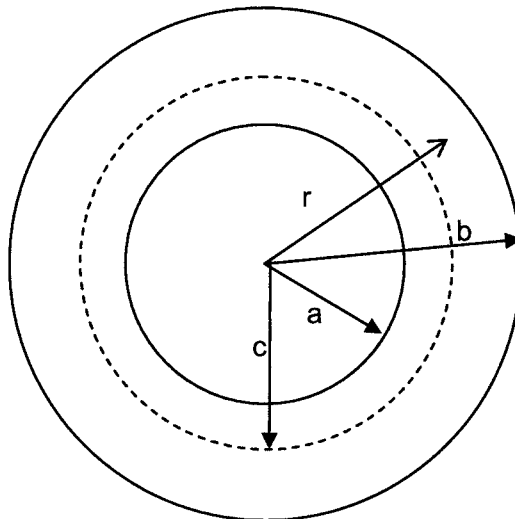


Broche porte pièce
Echelle 1:2 Format A3



Dessin de définition de la meule CBN.
Echelle 1:3

Formulaire d'élasticité



Unités SI.

Les hypothèses suivantes sont posées :

- La meule est cylindrique, de rayon intérieur $a = 95$ mm, et extérieur $b = 400$ mm, d'épaisseur constante $e = 27.5$ mm.
- La meule et sa mise en position sont supposées parfaites.
- La meule est boulonnée sur son support sur un rayon moyen de $c = 175$ mm.
- La meule est sollicitée par la force volumique d'inertie engendrée par l'effet centrifuge ainsi que par la chaleur engendrée par la rectification (qui sera négligée dans cette question).

Déplacements :

$$u(a) = -\frac{1-\nu^2}{4.E} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot a \cdot \frac{(c^2 - a^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - a^2 \cdot (\nu + 1)} ; u(b) = -\frac{1-\nu^2}{4.E} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot b \cdot \frac{(c^2 - b^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - b^2 \cdot (\nu + 1)}$$

Contraintes :

$\sigma_t(a) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{(\nu^2 - 1) \cdot (a^2 - c^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - a^2 \cdot (\nu + 1)}$	$\sigma_t(b) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{(\nu^2 - 1) \cdot (b^2 - c^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - b^2 \cdot (\nu + 1)}$
$\sigma_t(c^-) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \nu \cdot K^-$	$\sigma_t(c^+) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \nu \cdot K^+$
$\sigma_r(c^-) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot K^-$	$\sigma_r(c^+) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot K^+$

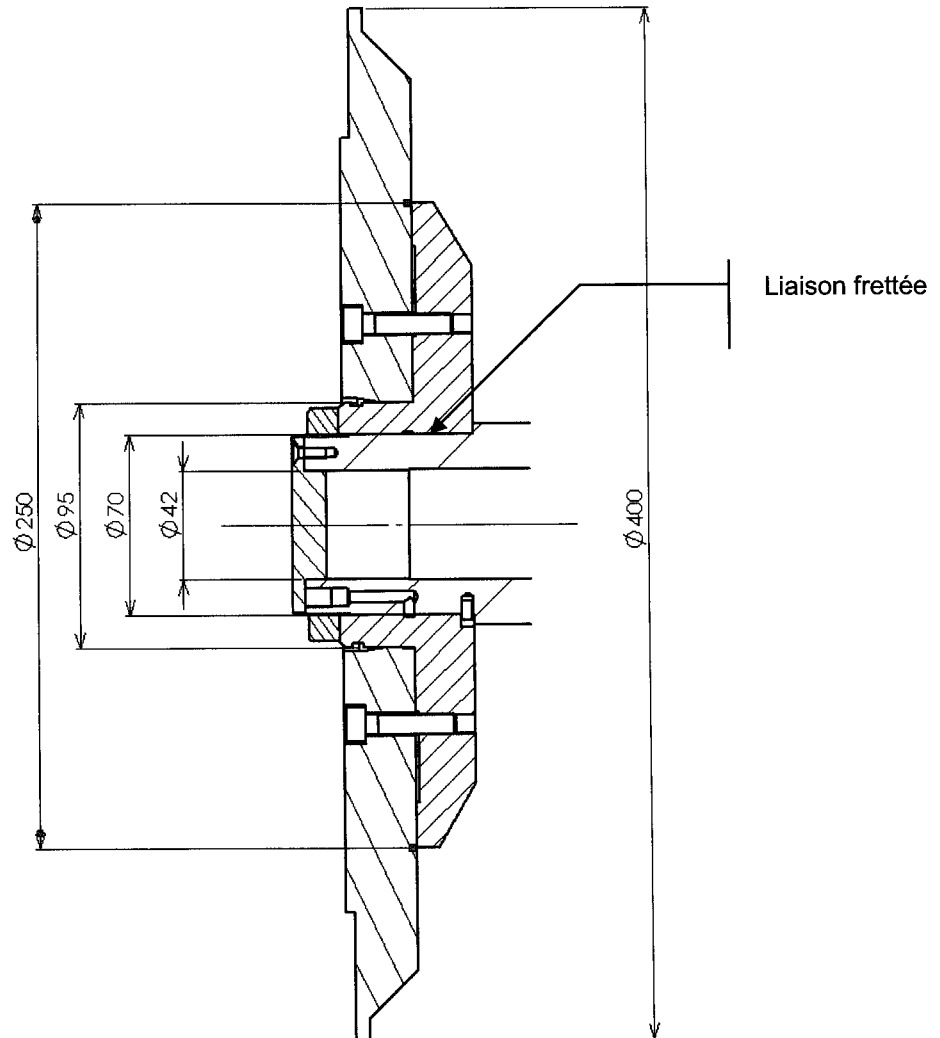
$$K^- = -a^2 \cdot \frac{a^2 \cdot (\nu + 3) - c^2 \cdot (\nu + 1)}{c^2 \cdot (\nu - 1) - a^2 \cdot (\nu + 1)} - c^2$$

$$K^+ = -b^2 \cdot \frac{b^2 \cdot (\nu + 3) - c^2 \cdot (\nu + 1)}{c^2 \cdot (\nu - 1) - b^2 \cdot (\nu + 1)} - c^2$$

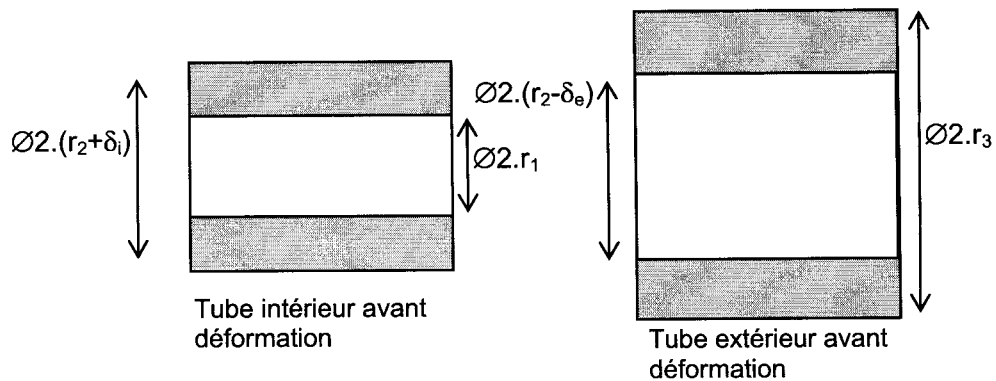
E : module de Young (210000 Mpa)

ν : coefficient de Poisson (0.3).

Etude de la liaison complète meule porte meule



Modèle retenu pour l'étude du frettage :



$$\begin{aligned} r_1 &= 21 \text{ mm} \\ r_2 &= 35 \text{ mm} \\ r_3 &= 47,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\delta = \delta_i + \delta_e > 0$$

Tolérances et d'ajustements

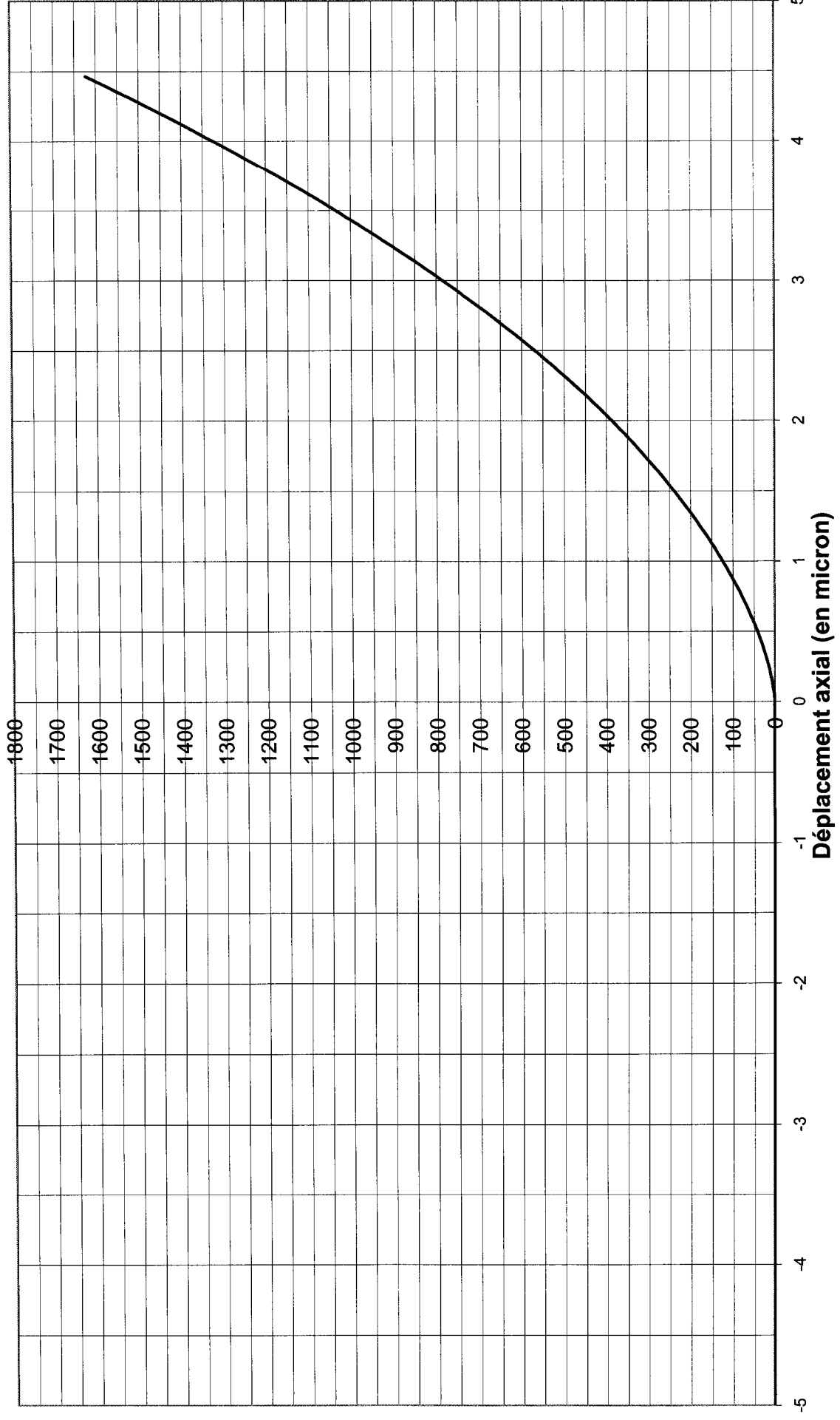
ECARTS en micromètres

ALESAGES de diamètre 50 à 80 inclus			
D10	+220 +100	M8	+5 -41
F7	+60 +30	N5	-15 -28
G6	+29 +10	N6	-14 -33
H6	+19 0	N7	-9 -39
H7	+30 0	N8	-4 -50
H8	+46 0	N9	0 -74
H9	+74 0	N10	0 -120
H10	+120 0	N11	0 -190
H11	+190 0	P5	-27 -40
H12	+300 0	P6	-26 -45
H13	+460 0	P7	-21 -51
J7	+18 -12	P8	-32 -78
K5	+3 -10	P9	-32 -106
K6	+4 -15	R5	-38 -49
K7	+9 -21	R6	-37 -54
K8	+14 -32	R7	-32 -60
M5	-6 -19	S7	-48 -72
M6	-5 -24	U7	-91 -121
M7	0 -30	X7	-135 -141

ARBRES de diamètre 50 à 80 inclus									
a11	-360 -530	h13	0 -460	m6	+30 +11	p9	+106 +32	u7	+132 +87
c11	-150 -330	j6	+12 -7	m7	+41 +11	p10	+152 +32	u8	+148 +87
d9	-100 -174	js5	± 6,5	m8	+57 +11	r3	+48 +41	u9	+176 +87
d10	-100 -220	js6	± 9,5	m9	+85 +11	r4	+51 +41	u10	+222 +87
d11	-100 -290	js9	± 37	m10	+131 +11	r5	+56 +41	x5	+159 +122
e7	-60 -90	js11	± 95	n3	+25 +20	r6	+62 +41	x6	+165 +122
e8	-60 -106	k3	+5 +0	n4	+28 +20	r7	+73 +41	x7	+176 +122
e9	-60 -134	k4	+10 +2	n5	+33 +20	r8	+89 +41	x8	+192 +122
f6	-30 -49	k5	+15 +2	n6	+39 +20	r9	+117 +41	x9	+220 +122
f7	-30 -60	k6	+21 +2	n7	+50 +20	r10	+163 +41	x10	+266 +122
f8	-30 -76	k7	+32 +2	n8	+66 +20	s3	+64 +53	x11	+336 +122
g5	-10 -23	k8	+46 +0	n9	+94 +20	s4	+67 +53	z6	+229 +172
g6	-10 -29	k9	+74 +0	n10	+140 +20	s5	+72 +53	za6	+293 +226
h5	0 -13	k10	+120 +0	n11	+210 +20	s6	+78 +53	z7	+240 +172
h6	0 -19	k11	+190 +0	p3	+37 +32	s7	+89 +53	za7	+304 +226
h7	0 -30	k12	+300 +0	p4	+40 +32	s8	+105 +53	zb7	+390 +300
h8	0 -46	k13	+460 +0	p5	+45 +32	s9	+133 +53	zc7	+510 +405
h9	0 -74	m3	+16 +11	p6	+51 +32	s10	+179 +53	z8	+256 +172
h10	0 -120	m4	+19 +11	p7	+62 +32	u5	+115 +87	z9	+284 +172
h11	0 -190	m5	+24 +11	p8	+78 +32	u6	+121 +87	z10	+330 +172

Courbe de déflexion axiale

Effort axial (en Newton)



Diagrammes ASHBY

Définition de la grandeur σ_f (en MPa) :
 Pour les métaux : la limite d'élasticité conventionnelle $R_{0,2}$, c'est à dire à la contrainte correspondant à un allongement permanent de 0.2%.
 Pour les céramiques fragiles : la résistance en compression
 Pour les composites : résistance en traction

