

SESSION DE 1999**concours externe
de recrutement de professeurs agrégés****section : génie mécanique**

avant-projet de mécanisme

Durée : 8 heures

Calculatrice électronique de poche - y compris programmable et alphanumérique - à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 86-228 du 28 juillet 1986.

Tout document et tout autre matériel électronique sont interdits.

*Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet.
Le document-réponse (document 3) doit être inséré à plat dans la copie, l'en-tête détachable placé en haut.*

Le sujet comporte :

- le texte de l'épreuve (pages 1/9 à 9/9) ;
- le dossier des annexes (étude mécanique) :
 - annexe 0 : vue générale d'une machine d'arasage,
 - annexe 1 : figures 1 et 2,
 - annexe 2 : figures 3 et 5,
 - annexe 3 : figures 6 et 7,
 - annexe 4 : figures 8 et 9,
 - annexe 5 : figure 10,
 - annexe 6 : figures 11 et 12,
 - annexe 7 : figure 14 ;
- le dossier des documents (étude d'avant-projet) :
 - document 1 : schéma cinématique minimal,
 - document 2 : mise en place du dessin,
 - document 3 : calque préimprimé à rendre avec la copie,
 - document 4 : rondelles élastiques,
 - document 5 : roulements à contact oblique GAMET,
 - document 6 : roulements rigides à billes,
 - document 7 : roulements à rouleaux cylindriques,
 - document 8 : roulements à aiguilles NADELLA.

Le candidat est invité à consacrer 3 h 30 à l'étude mécanique et 4 h 30 à l'étude de conception.

Tournez la page S.V.P.

Texte du sujet

1 PRÉAMBULE

La résolution de l'étude de conception (4^{ème} partie) fait appel à la mobilisation de compétences fondamentales que doit posséder un agrégé de génie mécanique. En conséquence cette étude, exprimée sur le calque (document 3), sera notée sur 12 points. L'étude mécanique (3^{ème} partie) sera quant à elle notée sur 8 points.

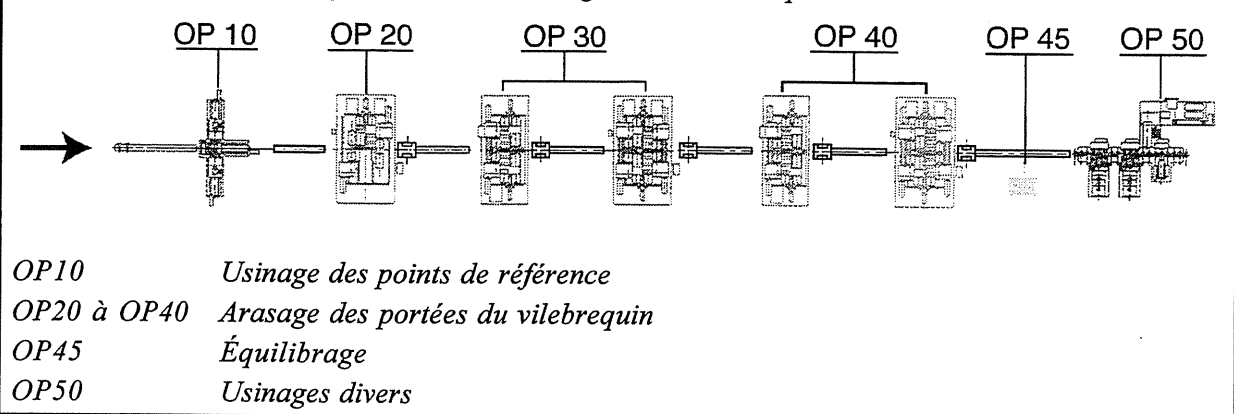
Le candidat est invité à formuler toutes les hypothèses qu'il jugera nécessaires à la résolution des questions posées.

2 MISE EN SITUATION

Le souci constant du fabricant est de produire à moindre coût en conservant la qualité. Ceci est universel et particulièrement sensible dans l'industrie automobile. Les machines spéciales constituent une réponse à cette obligation de compétitivité.

Le thème que nous vous proposons concerne l'étude partielle d'une machine à usiner les portées cylindriques des vilebrequins par arasage (OP 20 à OP 40). Ces machines d'arasage s'insèrent dans la ligne de production représentée sur la figure ci-dessous après les machines à usiner les points de référence (OP 10).

figure 0 : Schéma de l'organisation des usinages d'un vilebrequin



La machine d'arasage, dont une représentation est donnée en Annexe 0, est un produit de la société RENAULT AUTOMATION à CASTRES. Elle est utilisée en production à l'usine de CLÉON dont nous remercions la direction pour sa coopération. L'opération d'arasage est un usinage qui s'apparente à un brochage extérieur, pour lequel la broche serait enroulée sur un disque.

Le vilebrequin à usiner est animé d'un mouvement de rotation de fréquence 870 tr/mn, autour de l'axe de la portée à usiner, de sorte à créer la vitesse de coupe.

L'outil est un disque sur lequel on rapporte des plaquettes en carbure métallique, dont la distance à l'axe de rotation est fonction de leur position angulaire sur le disque, suivant le jeu de plaquettes auquel on s'intéresse cette distance varie entre 406 mm et 410,65 mm. L'entraxe vilebrequin - outil est une constante de la machine égal à 435 mm.

Pendant les phases d'usinages, le disque est entraîné à une fréquence de rotation moyenne de 240°/mn et pendant les transferts entre deux jeux de plaquettes à une fréquence de 20 tr/mn.

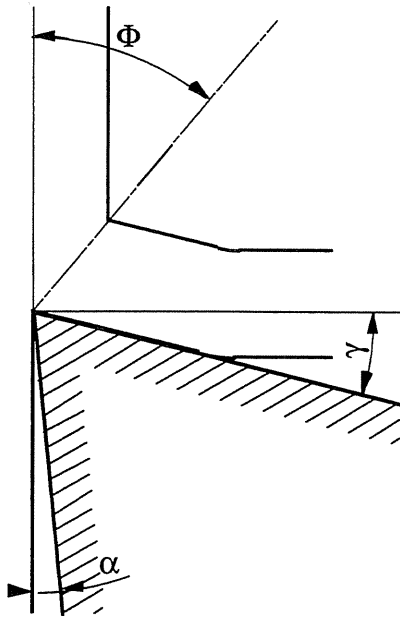
Un outil-disque est constitué de deux secteurs de 120° environ. Sur chaque secteur sont réparties 38 plaquettes en carbure métallique.

À titre d'exemple, la figure 1 de l'Annexe 1 donne la décomposition de l'usinage d'un maneton avec une indication chronologique des plaquettes utilisées et des dimensions de réglages de celles-ci.

L'étude proposée concerne le système assurant la rotation de l'outil et la gestion de la position angulaire.

3 PRÉDÉTERMINATION DES COMPOSANTS ET SOLUTIONS TECHNIQUES

3.1 Mise en place des efforts sur l'outil



La figure ci-contre représente un outil formant un copeau. La naissance de celui-ci est supposée se faire dans un plan de cisaillement incliné d'un angle Φ par rapport à la direction de la vitesse de coupe de l'outil (théorie de MERCHANT).

On note :

- γ : l'angle de la face de coupe ;
- α : l'angle de la face de dépouille ;
- Φ : l'angle du plan de cisaillement ;

Question 1

Mettre en place les efforts de l'outil agissant sur le copeau. On suppose que le contact outil-copeau s'effectue avec un coefficient de frottement $f = \tan(\varphi)$.

Question 2

Établir la relation existant entre les actions de l'outil sur le copeau et l'effort de coupe \vec{F}_c .

L'ensemble des plaquettes 7, 8, 9 et 10 (figure 1 – Annexe 1) permet d'obtenir un diamètre de 58.04mm sur la portée usinée. La combinaison des mouvements du vilebrequin et de l'outil-disque fait qu'un point d'une arête de coupe décrit dans le repère lié à la pièce une trajectoire \mathcal{T} . Un calcul préalable a permis de déterminer l'évolution de l'épaisseur du copeau lorsque la plaquette n°7 est opérationnelle (cas défavorable), le graphe représentatif est donné par la figure 2 de l'Annexe 1.

La largeur effective de travail de la plaquette n°7 est de 8 mm et la pression spécifique de coupe, pour le matériau usiné, est égale à 3000 MPa.

Question 3

Calculer l'effort de coupe \vec{F}_c , le couple et la puissance nécessaire à l'entraînement du disque pour un copeau formé dans le cas le plus défavorable.

3.2 Étude de l'entraînement du vilebrequin

Question 4

En supposant qu'une seule plaquette est active à l'instant t , quelle puissance doit-on fournir pour entraîner le vilebrequin ?

Question 5

Par sa morphologie, le vilebrequin est une pièce flexible (figure 3 – Annexe 2). Quelle(s) liaison(s), indépendante(s) de l'entraînement, peut-on prévoir pour le montage du vilebrequin sur la machine ?

Le document constructeur, reproduit partiellement sur la figure 0 page 1, indique en opération OP 10 l'usinage des « points de référence » assurant le centrage géométrique par rapport au brut et/ou le centrage dynamique minimisant les effets de balourd.

Question 6

Quelle(s) solution(s) technologique(s) doit-on prévoir pour l'entraînement du vilebrequin de sorte à minimiser les déformations de flexion dues à l'entraînement. La réponse peut s'effectuer par des schémas associés à des explications courtes.

Pour une première approche du problème, on assimile les liaisons vilebrequin-machine, situées aux points de référence, à des appuis simples (figure 4). On ne considère que l'influence de l'effort de pénétration.

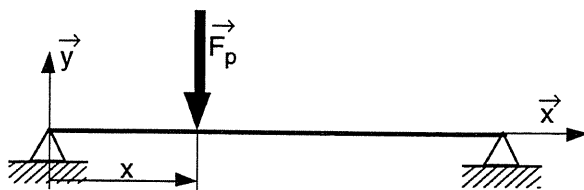


figure 4

On se limite à une étude qualitative, pour cela on remplace le vilebrequin par une barre cylindrique de moment quadratique en flexion I_{Gzz} . On note :

- L : distance entre les appuis ;
- E : module de YOUNG du matériau ;
- F_p : l'action de pénétration de l'outil sur le vilebrequin.

Question 7

Déterminer dans ces conditions la flèche au droit du point d'application de l'effort F_p ?

Précisez l'écart maxi existant entre la cote fabriquée et le diamètre souhaité pour le cylindre.

Application numérique : $F_p = 2 \cdot 10^3$ N $E = 210\,000$ MPa $L = 500$ mm $\varnothing 40$ mm.

Question 8

Dans le cas d'une machine multidisques (figure 5 – Annexe 2), on souhaite réduire la déformée due aux efforts d'usinage. Quelles séquences d'usinage préconisez-vous, sachant que les positions des différentes plaquettes sur les disques permettent de simuler un déphasage des disques (à un instant t , ils ne sont pas dans la même phase d'usinage).

Pour étudier l'entraînement du vilebrequin on considère, dans un premier temps, le modèle de la figure 6 – Annexe 3. Il est constitué de deux tubes concentriques (1) et (2) de même longueur L et de même module de Young, dont les dimensions sont :

- pour le tube (1) : rayon moyen R_1 et épaisseur e_1 ;
- pour le tube (2) : rayon moyen R_2 et épaisseur e_2 .

Les tubes sont encastrés à l'une de leurs extrémités dans un bâti rigide, et solidaires à l'autre extrémité d'une platine indéformable.

Question 9

Si l'on applique un couple de torsion M_T à la platine, déterminer la raideur en torsion K de la liaison bâti–platine.

On envisage une solution (figure 7 – Annexe 3) assurant l'entraînement synchrone des extrémités du vilebrequin par deux mandrins. On désigne par :

- K_V la raideur en torsion du vilebrequin ;
- K_B celle de l'arbre assurant la rotation synchrone des deux mandrins ;
- R et R' les rayons primitifs des deux roues dentées.

On néglige l'influence des contacts entre les dents.

Question 10

Quelle est la raideur de la liaison entre l'arbre 2 et l'arbre 1 ?

3.3 Étude de l'entraînement de l'outil

La puissance maximale du moteur d'entraînement de la broche porte-outil est de 50 kW à la fréquence de rotation de 2500 tr/mn. La réduction jusqu'à la fréquence de rotation de travail s'effectue en deux étapes. La première par un réducteur sans jeu du commerce, la seconde par un réducteur de rapport 1/3.

Question 11

La gestion des positions angulaires implique l'absence de jeu entre les dents des pignons lors de l'engrènement. Après avoir évalué les couples agissant sur les arbres, quel(s) dispositif(s) proposez-vous pour supprimer le jeu de fonctionnement dans le cas d'engrenages à denture droite. La réponse peut être fournie sous forme de schémas accompagnés d'explications courtes.

La suppression du jeu de denture dans l'engrènement peut se concevoir conformément au schéma de la figure 8 – Annexe 4.

Deux roues 2 et 4 à denture hélicoïdale sont solidaires de l'arbre porte-outil. L'arbre d'entrée de cet étage de réduction comporte :

- un pignon 1, solidaire de l'arbre d'entrée et engrenant avec la roue 2 ;
- un pignon 3, en liaison glissière avec l'arbre d'entrée, et engrenant avec la roue 4.

En exerçant un effort axial sur le pignon 3, on peut obtenir la configuration qualifiée d'optimale qui est proposée sur la figure 9 – Annexe 4. L'application d'un effort $\vec{F}a$ permet alors de transmettre un couple.

On peut aussi être confronté à la situation décrite par la figure 10 – Annexe 5, où les dents ne sont que partiellement en contact. On doit alors appliquer un effort axial $\vec{F}a_0$ pour se ramener après un déplacement de y mm à la situation de la figure 9 – Annexe 4.

Sachant qu'au niveau des contacts entre dents, on peut utiliser le modèle de comportement ci-dessous :

$$\delta = K Q^m \quad \text{avec} \quad \begin{cases} \delta : \text{écrasement élastique ou déplacement normal relatif aux surfaces} \\ K : \text{coefficient dépendant de la matière et de la géométrie} \\ Q : \text{charge normale appliquée au niveau du contact} \\ m : \text{exposant différent de 1} \end{cases}$$

Question 12

Déterminer l'effort $\vec{F}a_0$ permettant d'assurer un déplacement y du pignon 3 par rapport à la roue 4 lorsqu'un seul couple de dents est en contact dans les engrènements 1/2 et 3/4.

Question 13

Le disque porte-outil doit être fixé de manière démontable sur l'arbre de sortie du second réducteur, de plus sa position angulaire doit être parfaitement connue.

Proposez deux dispositifs pour l'entraînement de l'outil sachant que le diamètre de l'arbre est voisin de 160 mm.

Remarque

L'adoption ou le rejet d'un dispositif doit s'accompagner d'un bref calcul de justification et de commentaires, il ne sera pas tenu compte de la solution développée ci-après.

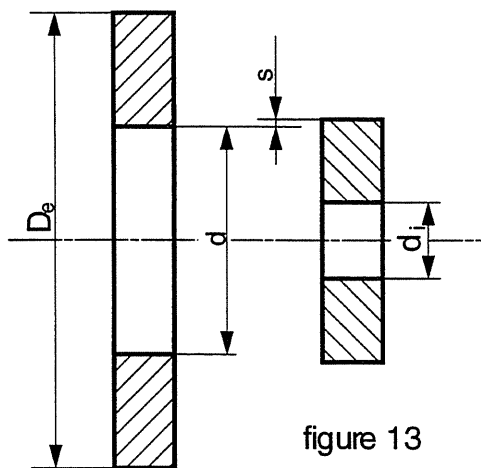


figure 13

On envisage une solution où le centrage est réalisé par un tronc de cône de $1/2$ angle au sommet $7,125^\circ$ (norme DIN 55026) (figure 11 – Annexe 6).

On fait l'hypothèse que l'entraînement de l'outil est réalisé par adhérence par la liaison plane entre l'outil et la broche conformément à la figure 12 – Annexe 6.

On assimile le centrage sur la partie conique à deux anneaux cylindriques montés avec un serrage radial s (figure 13). On suppose que la distribution de pression radiale est uniforme à l'interface et l'on approche sa valeur en utilisant le modèle décrit sur la figure 13 ci-contre.

On fait l'hypothèse d'un problème de contraintes planes.

Question 14

On considère un élément différentiel, mettre en place les vecteurs contraintes qui interviennent sur les facettes et en déduire l'équation locale d'équilibre dans une base $\{\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z\}$.

Si le vecteur déplacement est : $\vec{u}_{(M)} = u_{(r)} \vec{e}_r + \vec{w}$ avec $\vec{w} \cdot \vec{e}_r = 0$

Que devient l'équation locale d'équilibre en fonction des composantes de déplacement ?

Question 15

Écrire les conditions aux limites, qui permettent de déterminer le champ des contraintes et le déplacement $u_{(r)}$.

Question 16

Sachant que le couple transmis par la surface plane est de 400 Nm, cette surface étant une couronne de diamètre extérieur 300 mm et de diamètre intérieur de 196 mm. Déterminer l'effort axial assurant la transmission de ce couple sachant qu'à l'interface le coefficient de frottement est égal à 0,1. On néglige la contribution de la partie conique dans la transmission du couple.

3.4 Étude du comportement dynamique de la transmission

On s'intéresse au comportement dynamique de l'ensemble {outil-réducteur-moteur}. Le modèle retenu est précisé par la figure 14 – Annexe 7. On désigne par :

- I_m : le moment d'inertie du rotor du motoréducteur, mesuré par rapport à son axe ;
- C_m : la projection sur l'axe \vec{x} du couple électrique appliqué sur l'arbre moteur ;
- I_{ou} : le moment d'inertie de l'outil, mesuré par rapport à son axe ;
- C_{ou} : moment par rapport à l'axe de rotation de l'outil des actions des copeaux sur l'outil ;
- K_{a1} : la raideur en torsion de l'arbre moteur ;
- K_{a2} : la raideur en torsion de l'arbre porte outil ;
- R_1 : le rayon primitif du pignon 1 ;
- R_2 : le rayon primitif de la roue 2 ;
- $\theta_1, \theta_2, \theta_m, \theta_{ou}$: les positions angulaires indiquées sur la figure 14 – Annexe 7.

Hypothèses

- on néglige l'inertie de rotation des arbres 1 et 2, du pignon 1 et de la roue 2 ;
- on suppose les liaisons parfaites.

Question 17

Écrire les équations différentielles régissant les évolutions des paramètres angulaires θ_m et θ_{ou} .

Faire l'application numérique pour les valeurs suivantes :

$$I_m = 6 \text{ kg m}^2 \quad I_{ou} = 18 \text{ kg m}^2 \quad K_{a1} = 2 \cdot 10^5 \text{ Nm/rd} \quad K_{a2} = 4 \cdot 10^5 \text{ Nm/rd} \quad R_2/R_1 = 3$$

Que valent les pulsations propres ω_p du système ?

Question 18

La formation des copeaux est périodique, de période T_{en} ($\omega_{en} = 2\pi/T_{en}$), elle dépend du nombre de plaquettes disposées sur l'outil et des fréquences de rotation.

Quelle est l'influence du rapport ω_{en}/ω_p sur l'amplitude des vibrations de l'outil ?

Quelle(s) suggestion(s) et prescriptions peut-on proposer au bureau d'études afin de maîtriser la gestion de la position angulaire de l'outil ?

Question 19

On souhaite prendre maintenant en compte l'inertie de rotation des arbres 1 et 2, du pignon 1 et de la roue 2. Comment modifier l'approche précédente ?

4 ÉTUDE DE CONCEPTION

Dans cette étude, on s'intéresse à un ensemble broche porte-outil. Le travail à effectuer est défini ci dessous, il fait référence au schéma du document 1 et au document 2 représentation à échelle réduite du calque pré-imprimé.

4.1 Description

La puissance motrice est transmise à l'ensemble broche porte-outil par l'arbre 1 lié à un réducteur sans jeu par un accouplement rigide.

La liaison pivot, entre l'arbre 1 et le bâti, est réalisée par trois roulements, dont la paire de roulements à rouleaux coniques représentée sur le calque pré-imprimé (document 3).

L'arbre 1 porte deux pignons, à denture hélicoïdale, partiellement ébauchés sur le document 3. Par rapport à l'arbre 1, l'un des pignons est lié rigidement et l'autre fait l'objet d'une liaison glissière. Le pignon lié rigidement à l'arbre permet de transmettre l'essentiel de la puissance motrice, tandis que le rôle du pignon monté en liaison glissière est d'assurer par une précharge axiale un fonctionnement sans jeu.

L'arbre porte-outil 2 fait l'objet d'une liaison pivot avec le bâti. Elle est réalisée par deux roulements à rouleaux coniques (montage en O). Les deux roues engrenées, à denture hélicoïdale, sont liées rigidement à cet arbre.

Le disque - outil est monté sur l'extrémité de l'arbre 2 par un cône de broche DIN 55026 de dimension 11'' et un appui plan (figures 11 et 12 – Annexe 6).

4.2 Contraintes imposées

Contrainte 1

Un calcul de pré-dimensionnement a permis d'évaluer le diamètre de l'arbre d'entrée, sans les pignons, à 70 mm. Les deux pignons sont tels que :

- l'un lié rigidement à l'arbre, assurant l'essentiel de la transmission de puissance, comporte 17 dents, son module de taillage est de 5mm, son hélice à gauche (angle 10°), et sa largeur 120mm ;
- l'autre lié à l'arbre d'entrée par une liaison glissière pour le réglage de jeu, comporte 17 dents, son module de taillage est de 4,5 mm, son hélice à droite (angle $27,6^\circ$) et sa largeur 90 mm.

Contrainte 2

Les deux roues antagonistes ont les caractéristiques suivantes :

- la roue de transmission de puissance, comporte 51 dents, son module de taillage est de 5 mm, son hélice à droite (angle 10°) et sa largeur 120 mm ;
- la roue antagoniste au pignon de réglage de jeu comporte 51 dents, son module de taillage est de 4,5 mm, son hélice à gauche (angle $27,6^\circ$) et sa largeur 77 mm.

Contrainte 3

La précharge axiale (valeur estimée 10000 N) des pignons est assurée par un ensemble de rondelles élastiques (document 4), le réglage de celle-ci doit être accessible de l'extérieur.

Contrainte 4

Les roulements utilisés pour la liaison pivot de l'arbre porte-outil seront choisis dans le document 5. Ils devront respecter les conditions suivantes :

- avoir une capacité de charge dynamique radiale supérieure à 45000 N ;
- avoir un diamètre de bague intérieure compris dans l'intervalle {135..175} ;
- avoir leur centre de poussée respectif situé dans les intervalles {60..80} ou {430..450} de l'origine des cotes (document 2) ;
- être préchargés avec un effort axial de 8500 N réalisé par l'intermédiaire d'un écrou à encoches.

Contrainte 5

L'outil-disque est centré sur le cône de broche et en appui sur la face avant de l'arbre porte-outil. L'effort axial nécessaire est obtenu par un ensemble de rondelles élastiques (document 4) exerçant une charge axiale minimale de 25000 N. L'installation des rondelles élastiques impose que l'arbre porte-outil soit creux (\emptyset intérieur minimum 85 mm).

Contrainte 6

La machine dispose d'une source de pression hydraulique qui permet d'assurer le démontage du disque outil. Le déblocage est assuré par un vérin hydraulique qui effectue une course de 24 mm et développe un effort de 75000 N obtenu sous une pression de 140 bars.

L'alimentation du vérin est assurée par un joint tournant dont l'étude n'est pas demandée.

Contrainte 7

Le carter est réalisé par moulage au sable. Il comporte sur sa base une surface plane de bridage sur le bâti de la machine.

Contrainte 8

La lubrification de l'ensemble, qui n'est pas à étudier, est assurée par une distribution d'huile sous pression à des endroits précis.

4.3 Travail à effectuer

Sur le calque A1 horizontal pré-imprimé, au crayon et aux instruments, à l'échelle $1:\sqrt{2}$, en respectant les contraintes imposées, compléter la coupe A-A en faisant figurer :

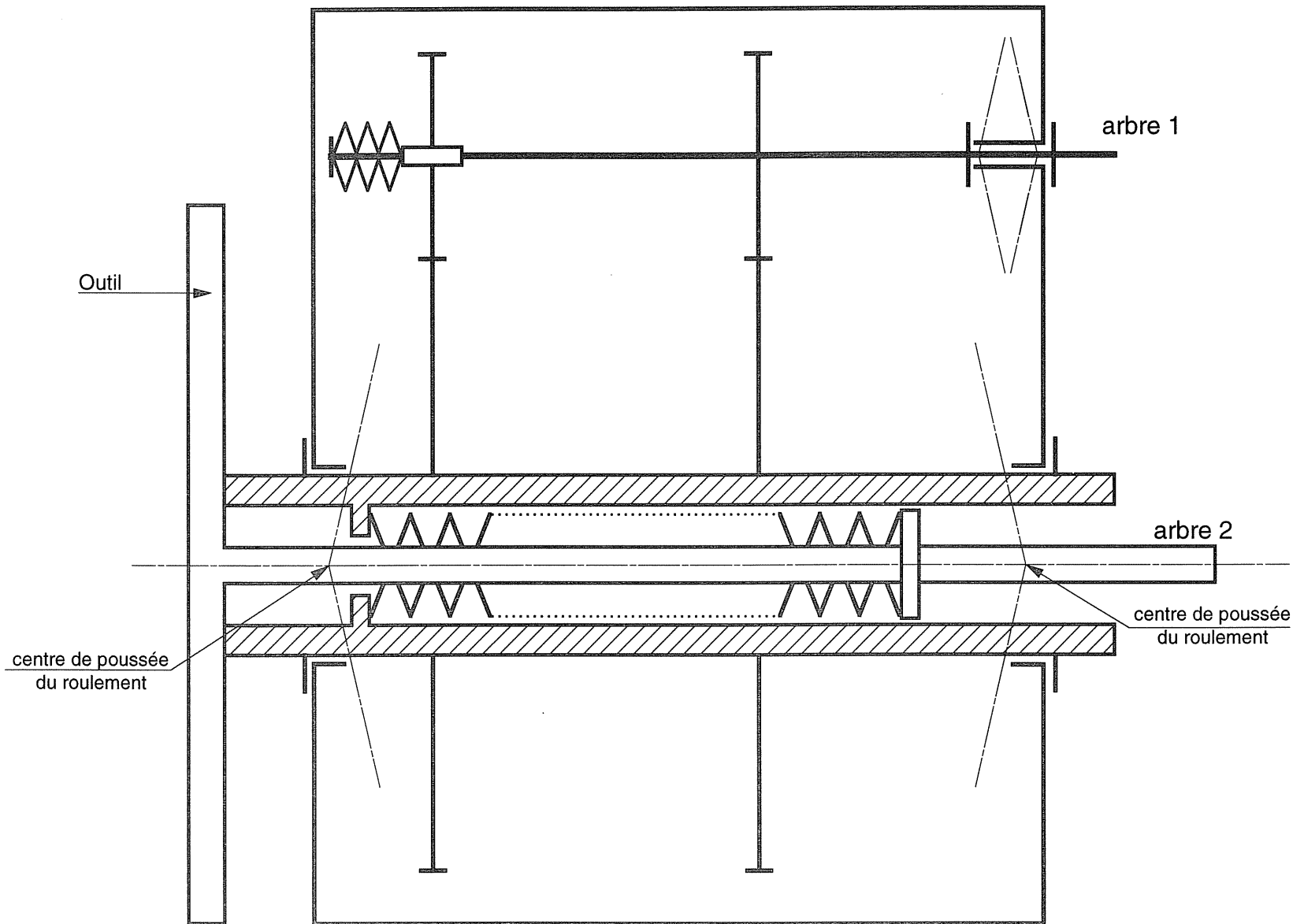
- le guidage de l'arbre d'entrée ;
- le système de précharge des engrenages ;
- le guidage de l'arbre porte-outil ;
- le système de blocage du disque-outil sur le nez de broche ;
- une ébauche du vérin de déblocage ;
- une ébauche du carter permettant de montrer les accessibilités pour le montage de l'ensemble ;
- l'étude de l'étanchéité de l'ensemble ;
- représenter les composants standard, dont la documentation n'est pas fournie (visserie, joints d'étanchéité,...), de manière la plus vraisemblable possible en respectant leurs proportions. Lorsque des éléments identiques apparaissent une seule représentation est nécessaire.

Indications à porter sur l'avant-projet :

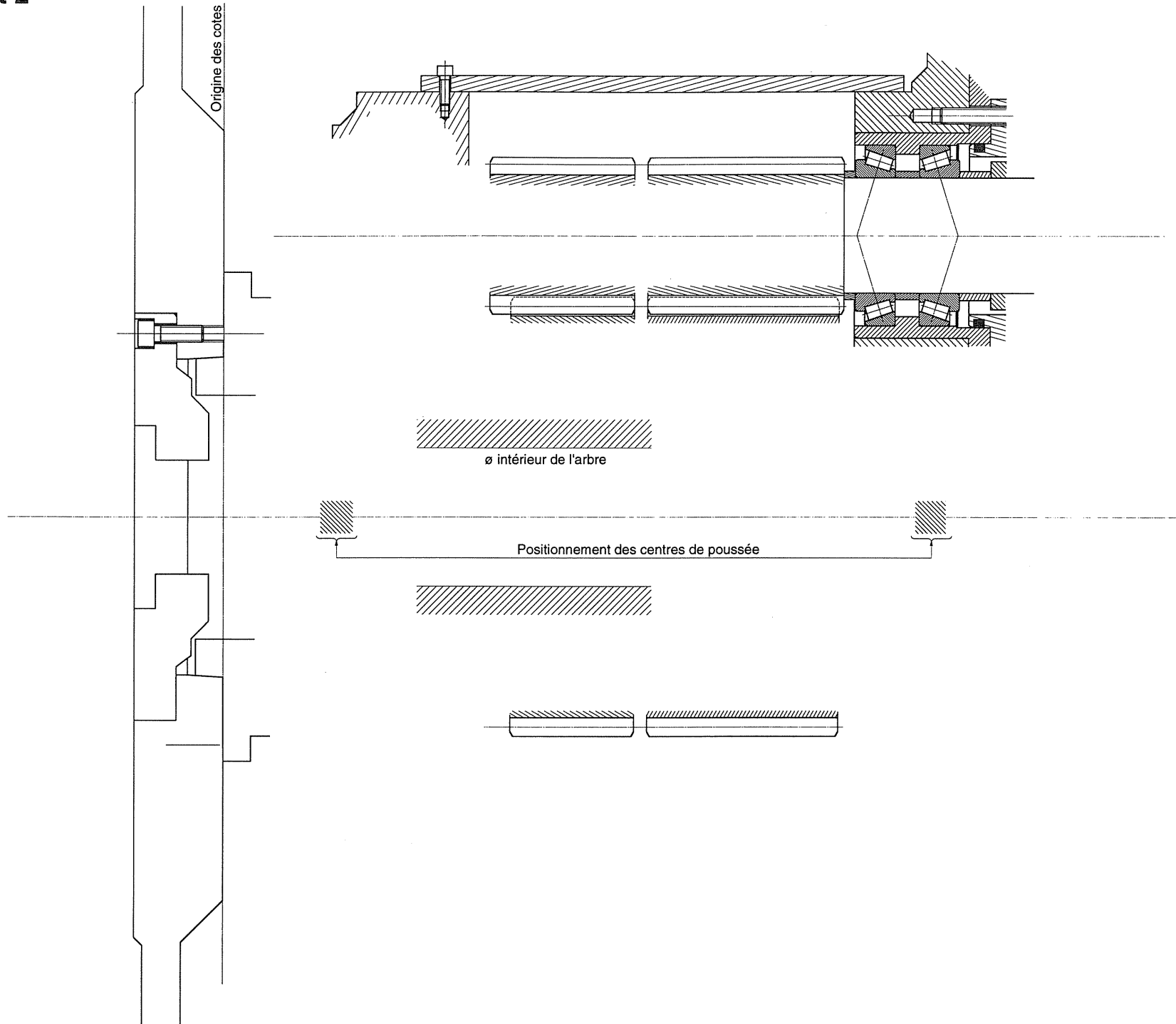
- les spécifications fonctionnelles ;
- les coupes et les sections auxiliaires nécessaires à la compréhension des solutions proposées.

Documents

Document 1

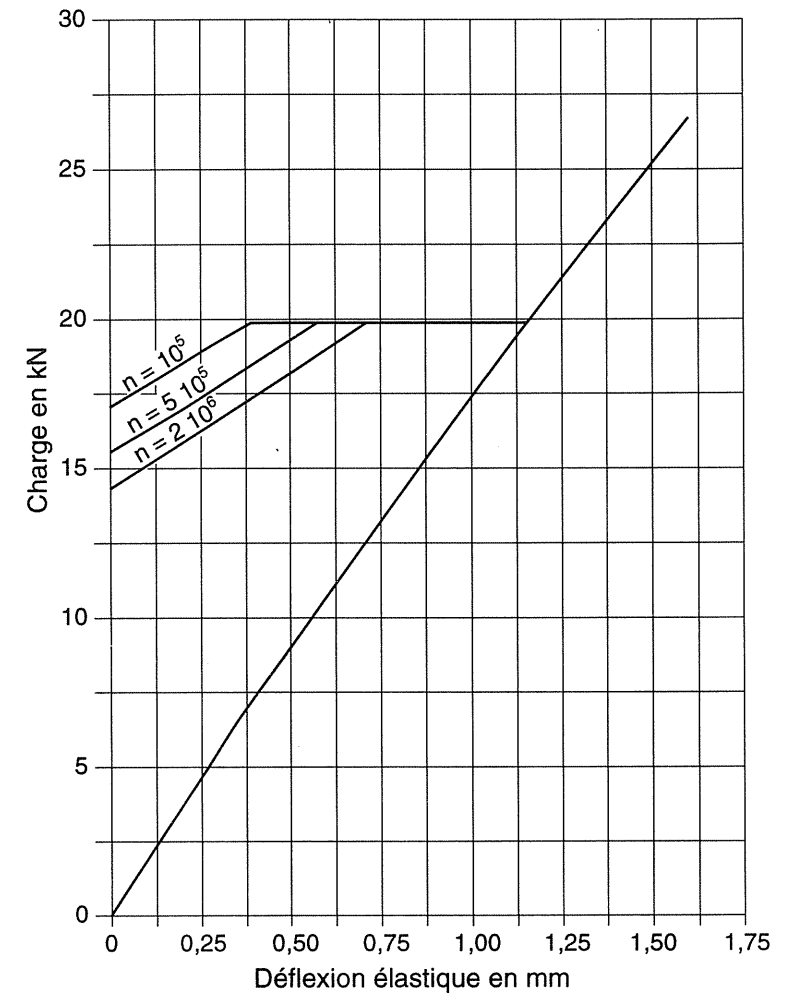
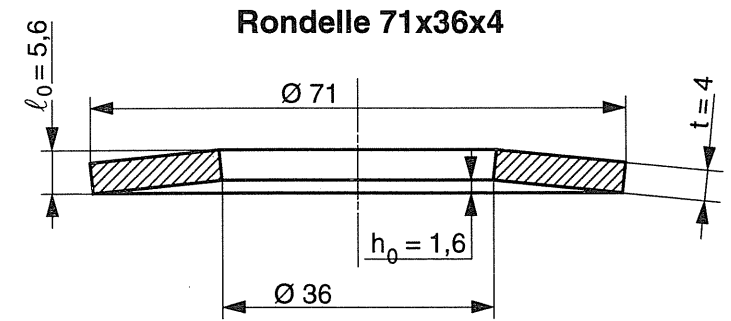
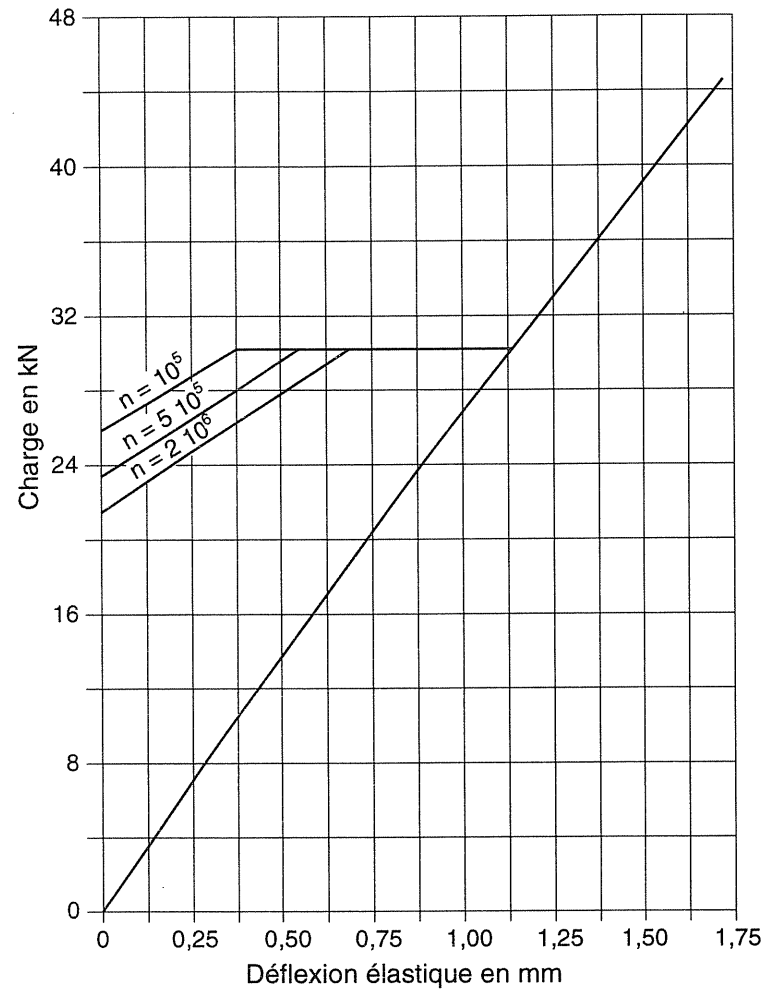
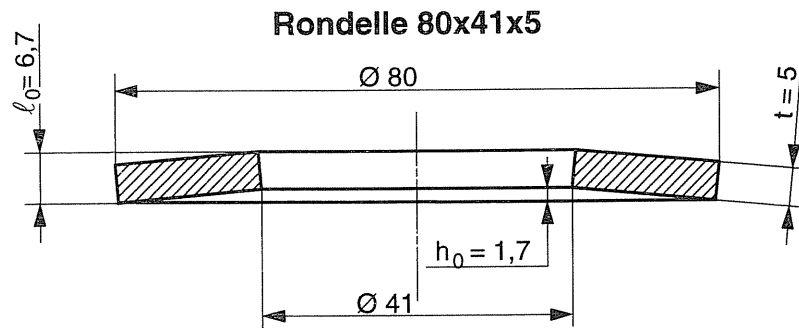


Document 2



Tournez la page S.V.P.

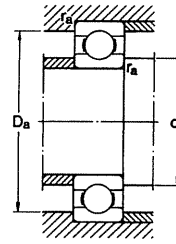
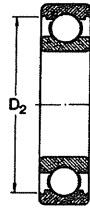
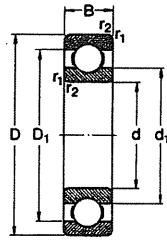
Document 4



Les rondelles élastiques exigent un précharge minimale égale à $0,15 h_0$

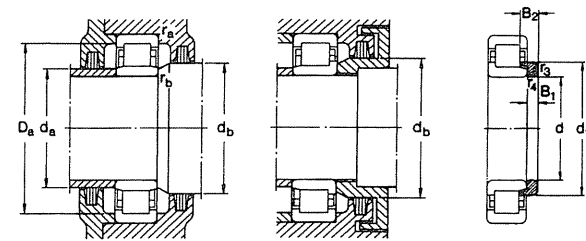
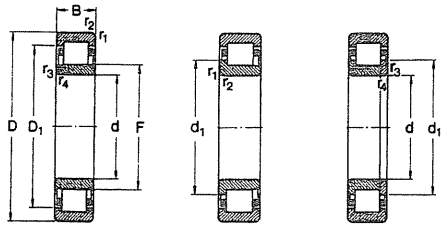
Les courbes pour $n = 10^5$, $5 \cdot 10^5$ et $2 \cdot 10^6$ sont utilisées pour des calculs dynamiques

Document 6



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesse de base lubrification		Masse	Désignation	Autres dimensions					Cotes de montage		
d mm	D mm	B mm	C N	C ₀ N	P _u N	graisse mn ⁻¹	huile mn ⁻¹			d mm	d ₁ mm	D ₁ mm	D ₂ mm	r _{1,2} mm	d _a mini mm	D _a maxi mm	r _a maxi mm
35	47	7	750	3200	166	13000	16000	0,030	61807	35	38,7	43,5	-	0,3	37,0	45,0	0,3
	55	10	560	6200	290	11000	14000	0,080	61907		41,6	48,6	-	0,6	39,0	51,0	0,0
	62	9	2400	8150	375	10000	13000	0,110	16007		44,0	53,3	-	0,3	37,0	60,0	0,3
	62	14	15900	10200	440	10000	13000	0,160	6007		43,7	53,6	55,7	1,0	40,0	57,0	1,0
	72	17	25500	15300	655	9000	11000	0,290	6207		46,9	60,6	62,7	1,1	41,5	65,5	1,0
	80	21	33200	19000	815	8500	10000	0,460	6307		49,5	66,1	69,2	1,5	43,0	72,0	1,5
	100	25	55300	31000	1290	7000	8500	0,950	6407		57,4	80,6	-	1,5	43,0	92,0	1,5
40	52	7	4940	3450	186	11000	14000	0,034	61808	40	43,7	48,5	-	0,3	42,0	50,0	0,3
	62	12	13800	9300	425	10000	13000	0,120	61908		47,0	55,2	-	0,6	44,0	58,0	0,6
	68	9	13300	9150	440	9500	12000	0,130	16008		49,4	57,0	-	0,3	42,0	66,0	0,3
	68	15	16800	11600	490	9500	12000	0,190	6008		49,2	59,1	61,1	1,0	45,0	63,0	1,0
	80	18	30700	19000	800	8500	10000	0,370	6208		52,6	67,9	69,8	1,1	46,5	73,5	1,0
	90	23	41000	24000	1020	7500	9000	0,630	6308		56,1	74,7	77,7	1,5	48,0	82,0	1,5
	110	27	63700	36500	1530	6700	8000	1,250	6408		62,8	88,0	-	2,0	49,0	101,0	2,0
45	58	7	6050	4300	228	9500	12000	0,040	61809	45	48,7	54,5	-	0,3	47,0	56,0	0,3
	68	12	14000	9800	465	9000	11000	0,140	61909		52,3	60,8	-	0,6	49,0	64,0	0,6
	75	10	15600	10800	520	9000	11000	0,170	16009		55,0	65,4	-	0,6	49,0	71,0	0,6
	75	16	20800	14600	640	9000	11000	0,250	6009		54,7	65,6	67,8	1,0	50,0	70,0	1,0
	85	19	33200	21600	916	7500	9000	0,410	6209		57,6	72,9	75,2	1,1	51,5	78,5	1,0
	100	25	52700	31500	1340	6700	8000	0,830	6309		62,1	83,7	86,7	1,5	53,0	92,0	1,5
	120	29	76100	45000	1900	6000	7000	1,550	6409		68,9	96,9	-	2,0	54,0	111,0	2,0
50	65	7	6240	4750	250	9000	11000	0,052	61810	50	54,7	60,5	-	0,3	52,0	63,0	0,3
	72	12	14600	10400	500	8500	10000	0,140	61910		56,8	65,3	-	0,6	54,0	68,0	0,6
	80	10	16300	11400	560	8500	10000	0,180	16010		60,0	70,4	-	0,6	54,0	76,0	0,6
	80	16	21600	16000	710	8500	10000	0,260	6010		59,7	70,6	72,8	1,0	55,0	75,0	1,0
	90	20	35100	23200	980	7000	8500	0,460	6210		62,5	78,1	81,7	1,1	56,5	83,5	1,0
	110	27	61800	38000	1600	6300	7500	1,050	6310		68,7	92,1	95,2	2,0	59,0	101,0	2,0
	130	31	87100	52000	2200	5300	6300	1,900	6410		75,4	106,0	-	2,1	61,0	119,0	2,0
55	72	9	8320	6200	325	8500	10000	0,083	61811	55	60,2	67,0	-	0,3	57,0	70,0	0,3
	80	13	15900	11400	560	8000	9500	0,190	61911		63,0	72,1	-	1,0	60,0	75,0	1,0
	90	11	19500	14000	695	7500	9000	0,260	16011		67,0	78,0	-	0,6	59,0	86,0	0,6
	90	18	28100	21200	900	7500	9000	0,390	6011		66,3	79,1	81,5	1,1	61,5	83,5	1,0
	100	21	43600	29000	1250	6300	7500	0,610	6211		69,0	86,6	89,4	1,5	63,0	92,0	1,5
	120	29	71500	45000	1900	5600	6700	1,350	6311		75,3	101,0	104,0	2,0	64,0	111,0	2,0
	140	33	99500	62000	2600	5000	6000	2,300	6411		81,5	115,0	-	2,1	66,0	129,0	2,0

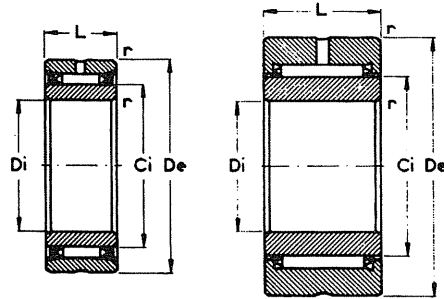
Document 7



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesse de base		Masse	Désignation	Autres dimensions							Cotes de montage					Bague d'épaulement			
d	D	B	C	C ₀	P _u	graisse	huile			d	D ₁	D ₁	F, E	R _{1,2}	r _{3,4}	S	d _a mini	d _a maxi	d _b mini	D _a maxi	r _a maxi	r _b maxi	Désignation	Masse	Dimensions
mm	mm	mm	N	N	N	mn ⁻¹	mn ⁻¹	kg	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	mm	mm	
35	62	14	35800	38000	4550	10000	13000	0,16	NU 1007EC	-	54,5	42	1,0	0,6	1	39	41	44	57	1	0,6				
	72	17	46400	48000	6100	8500	10000	0,30	NU 207EC	48,1	60,7	44	1,1	0,6	1,3	39	42	46	65,5	1	0,6	HJ 207 EC	0,033	4	7
	72	17	48400	48000	6100	8500	10000	0,31	NJ 207EC	48,1	60,7	44	1,1	0,6	1,3	39	42	50	65,5	1	0,6	HJ 207 EC	0,033	4	7
	72	17	48400	48000	6100	8500	10000	0,31	NUP 207EC	48,1	60,7	44	1,1	0,6	-	39	-	50	65,5	1	0,6				
	72	17	48400	48000	6100	8500	10000	0,30	N 207EC	48,1	-	64	1,1	0,6	1,3	41,5	62	-	68	1	0,6				
	72	23	59400	63000	8150	8500	10000	0,40	NU 2207EC	48,1	60,7	44	1,1	0,6	2,8	39	42	46	65,5	1	0,6	HJ 2207 EC	0,036	4	8,5
	72	23	59400	63000	8150	8500	10000	0,41	NJ 2207EC	48,1	60,7	44	1,1	0,6	2,8	39	42	50	65,5	1	0,6	HJ 2207 EC	0,036	4	8,5
	72	23	59400	63000	8150	8500	10000	0,42	NUP 2207EC	48,1	60,7	44	1,1	0,6	-	39	-	50	65,5	1	0,6				
	72	23	59400	63000	8150	8500	10000	0,40	N2207EC	48,1	-	64	1,1	0,6	2,8	41,5	62	-	68	1	0,6				
	80	21	64400	63000	8150	8000	9500	0,48	NU 307EC	51,0	66,3	46,2	1,5	1,1	1,2	41,5	44	48	72	1,5	1	HJ 307 EC	0,058	6	9,5
80	21	64400	63000	8150	8000	9500	0,49	NJ 307EC	51,0	66,3	46,2	1,5	1,1	1,2	41,5	44	53	72	1,5	1	HJ 307 EC	0,058	6	9,5	
80	21	64400	63000	8150	8000	9500	0,51	NUP 307EC	51,0	66,3	46,2	1,5	1,1	-	41,5	-	53	72	1,5	1					
80	21	64400	63000	8150	8000	9500	0,48	N 307EC	51,0	-	70,2	1,5	1,1	1,2	43	68	-	73,5	1,5	1					
40	68	15	25100	26000	3000	9500	12000	0,22	NU 1008	-	57,6	47	1,0	0,6	2,4	44	45	49	63	1	0,6				
	80	18	53900	53000	6700	7500	9000	0,37	NU 208EC	54,0	67,9	49,5	1,1	1,1	1,4	46,5	48	51	73,5	1	1	HJ 208 EC	0,047	5	8,5
	80	18	53900	53000	6700	7500	9000	0,38	NJ 208EC	54,0	67,9	49,5	1,1	1,1	1,4	46,5	48	56	73,5	1	1	HJ 208 EC	0,047	5	8,5
	80	18	53900	53000	6700	7500	9000	0,40	NUP 208EC	54,0	67,9	49,5	1,1	1,1	-	46,5	-	56	73,5	1	1				
	80	18	53900	53000	6700	7500	9000	0,37	N 208EC	54,0	-	71,5	1,1	1,1	1,4	46,5	69	-	73,5	1	1				
	80	23	70400	75000	9650	7500	9000	0,49	NU 2208EC	54,0	67,9	49,5	1,1	1,1	1,9	46,5	46	51	73,5	1	1	HJ 2208 EC	0,048	5	9
	80	23	70400	75000	9650	7500	9000	0,50	NJ 2208EC	54,0	67,9	49,5	1,1	1,1	1,9	46,5	48	56	73,5	1	1	HJ 2208 EC	0,048	5	9
	80	23	70400	75000	9650	7500	9000	0,51	NUP 2208EC	54,0	67,9	49,5	1,1	1,1	-	46,5	-	56	73,5	1	1				
	80	23	70400	75000	9650	7500	9000	0,49	N 2208EC	54,0	-	71,5	1,1	1,1	1,9	46,5	69	-	73,5	1	1				
	90	23	80900	78000	10200	6700	8000	0,65	NU 308EC	57,5	75,6	52	1,5	1,5	1,4	48	50	54	82	1,5	1,5	HJ 308 EC	0,084	7	11
90	23	80900	78000	10200	6700	8000	0,67	NJ 308EC	57,5	75,6	52	1,5	1,5	1,4	48	50	60	82	1,5	1,5	HJ 308 EC	0,084	7	11	
90	23	80900	78000	10200	6700	8000	0,68	NUP 308EC	57,5	75,6	52	1,5	1,5	-	48	-	60	82	1,5	1,5					
90	23	80900	78000	10200	6700	8000	0,64	N 308EC	57,5	-	80	1,5	1,5	1,4	48	78	-	82	1,5	1,5					
45	75	16	44600	52000	6300	9000	11000	0,26	NU 1009EC	-	65,3	52,5	1,0	0,6	0,9	49	51	54	70	1	0,6				
	85	19	60500	64000	8150	6700	8000	0,43	NU 209EC	59,0	73,0	54,5	1,1	1,1	1,2	51,5	53	56	78,5	1	1	HJ 209 EC	0,052	5	8,5
	85	19	60500	64000	8150	6700	8000	0,44	NJ 209EC	59,0	73,0	54,5	1,1	1,1	1,2	51,5	53	61	78,5	1	1	HJ 209 EC	0,052	5	8,5
	85	19	60500	64000	8150	6700	8000	0,45	NUP 209EC	59,0	73,0	54,5	1,1	1,1	-	51,5	-	61	78,5	1	1				
	85	19	60500	64000	8150	6700	8000	0,43	N 209EC	59,0	-	76,5	1,1	1,1	1,2	51,5	74	-	78,5	1	1				
	85	23	73700	81500	10600	6700	8000	0,52	NU 2209EC	59,0	73,0	54,5	1,1	1,1	1,7	51,5	53	56	78,5	1	1	HJ 2209 EC	0,053	5	9
	85	23	73700	81500	10600	6700	8000	0,54	NJ 2209EC	59,0	73,0	54,5	1,1	1,1	1,7	51,5	53	61	78,5	1	1	HJ 2209 EC	0,053	5	9
	85	23	73700	81500	10600	6700	8000	0,55	NUP 2209EC	59,0	73,0	54,5	1,1	1,1	-	51,5	-	61	78,5	1	1				
	85	23	73700	81500	10600	6700	8000	0,52	N 2209EC	59,0	-	76,5	1,1	1,1	1,7	51,5	74	-	78,5	1	1				
	100	25	99000	100000	12900	6300	7500	0,9	NU 309EC	64,4	83,8	58,5	1,5	1,5	1,7	53	56	61	92	1,5	1,5	HJ 309 EC	0,11	7	11,5
100	25	99000	100000	12900	6300	7500	0,92	NJ 309EC	64,4	83,8	58,5	1,5	1,5	1,7	53	56	67	92	1,5	1,5	HJ 309 EC	0,11	7	11,5	
100	25	99000	100000	12900	6300	7500	0,95	NUP 309EC	64,4	83,8	58,5	1,5	1,5	-	53	-	67	92	1,5	1,5					
100	25	99000	100000	12900	6300	7500	0,88	N 309EC	64,4	-	88,5	1,5	1,5	1,7	53	86	-	92	1,5	1,5					

Document 8

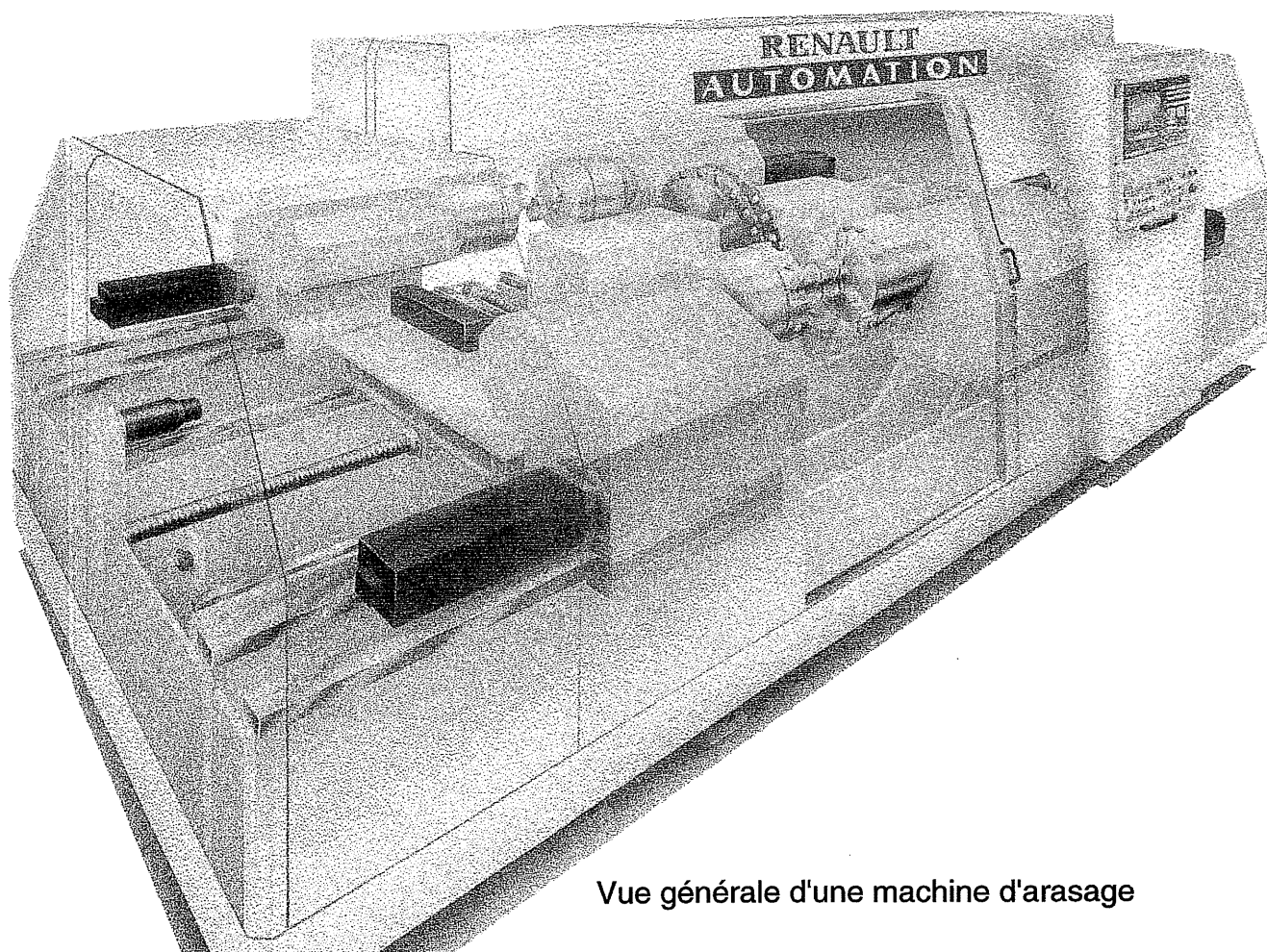
Roulements NADELLA



Ø arbre en mm	Désignation	Di	De	L	Ci	r mini	Charges de base		Vitesse limite mn ⁻¹	Masse approximative g
		en mm	en mm	en mm	en mm	en mm	Dynamique en N	Statique en N		
20	NA 1020	20	42	18	28,7	0,65	19300	33500	13200	130
	NA 2020	20	42	22	28,7	0,65	28500	49000	13200	160
25	NA 1025	25	47	18	33,5	0,65	21500	39000	11100	151
	NA 2025	25	47	22	33,5	0,65	33000	60000	11100	187
	NA 22025	25	47	30	33,5	0,65	52000	94000	11100	259
30	NA 1030	30	52	18	38,2	0,65	23500	44500	10000	167
	NA 2030	30	52	22	38,2	0,65	34500	66000	10000	213
	NA 3030	30	52	30	38,2	0,65	57000	108000	10000	293
	NA 3030	30	62	30	44,0	0,65	64000	125 000	8600	497
35	NA 1035	35	58	18	44,0	0,65	26000	51000	8600	204
	NA 2035	35	58	22	44,0	0,65	38000	75000	8600	253
	NA 22035	35	58	30	44,0	0,65	63000	124000	8600	352
	NA 3035	35	72	36	49,7	0,65	90000	183000	7600	815
40	NA 1040	40	65	18	49,7	0,85	28500	58000	7600	254
	NA 2040	40	65	22	49,7	0,85	41500	85000	7600	315
	NA 22040	40	65	30	49,7	0,85	68000	140000	7600	434
	NA 3040	40	80	36	55,4	0,85	97000	204000	6900	993
45	NA 1045	45	72	18	55,4	0,85	30500	65000	6900	306
	NA 2045	45	72	22	55,4	0,85	45000	95000	6900	381
	NA 3045	45	85	38	62,1	0,85	105000	230000	6100	1132
50	NA 1050	50	80	20	62,1	0,85	33000	73000	6100	418
	NA 2050	50	80	28	62,1	0,85	64000	142000	6100	603
	NA 3050	50	90	38	68,8	0,85	113000	255000	5500	1220
55	NA 1055	55	85	20	68,8	0,85	35500	80000	5500	453
	NA 2055	55	85	28	68,8	0,85	69000	157000	5500	649
	NA 3055	55	95	38	72,6	0,85	117000	268000	5200	1307
60	NA 1060	60	90	20	72,6	0,85	37000	85000	5200	485
	NA 2060	60	90	28	72,6	0,85	72000	165000	5200	695
	NA 3060	60	100	38	78,3	0,85	123000	290000	4900	1393
65	NA 1065	65	95	20	78,3	0,85	41500	97000	4900	536
	NA 2065	65	95	28	78,3	0,85	78000	184000	4900	757
	NA 3065	65	105	38	83,1	0,85	129000	308000	4500	1488
70	NA 1070	70	100	20	83,1	0,85	43000	103000	4500	567
	NA 2070	70	100	28	83,1	0,85	81000	195000	4500	805
	NA 3070	70	110	38	88,0	0,85	134000	325000	4300	1568
75	NA 1075	75	110	24	88,0	0,85	64000	155000	4300	882
	NA 2075	75	110	32	88,0	0,85	104000	253000	4300	1177
	NA 3075	75	120	38	96,0	0,85	142000	355000	4000	1923

Annexes

ANNEXE 0



Vue générale d'une machine d'arasage

Annexe 1

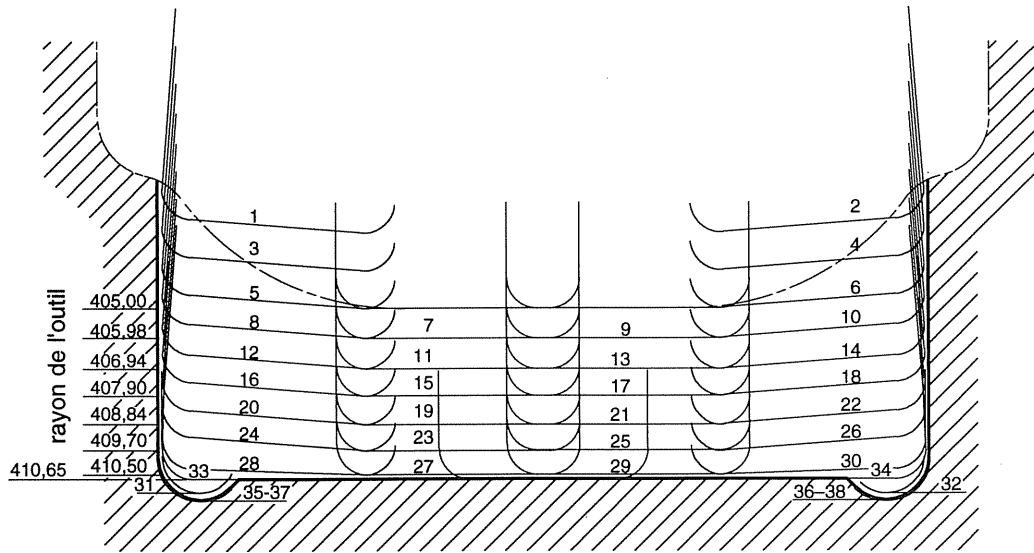


figure 1 : Évolution des usinages pour un maneton

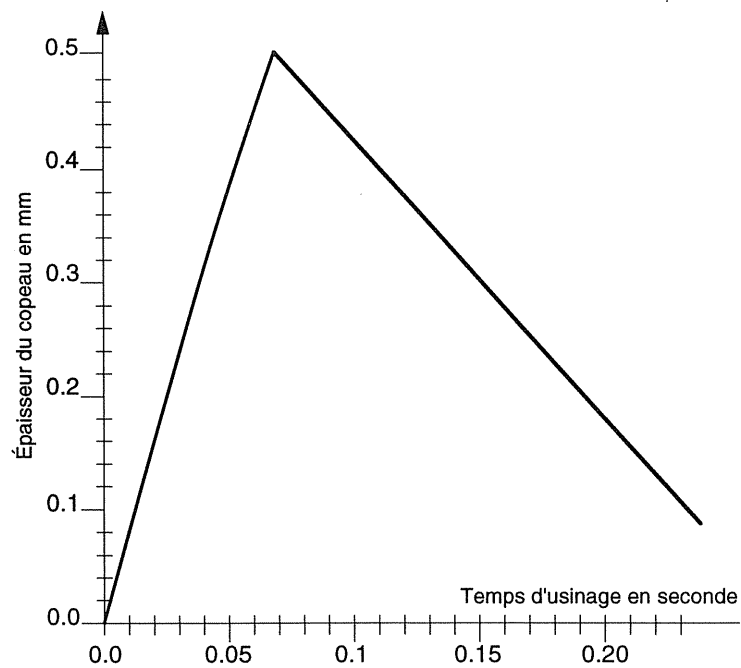


figure 2 : évolution de l'épaisseur du copeau pour la plaquette n°7

Annexe 2

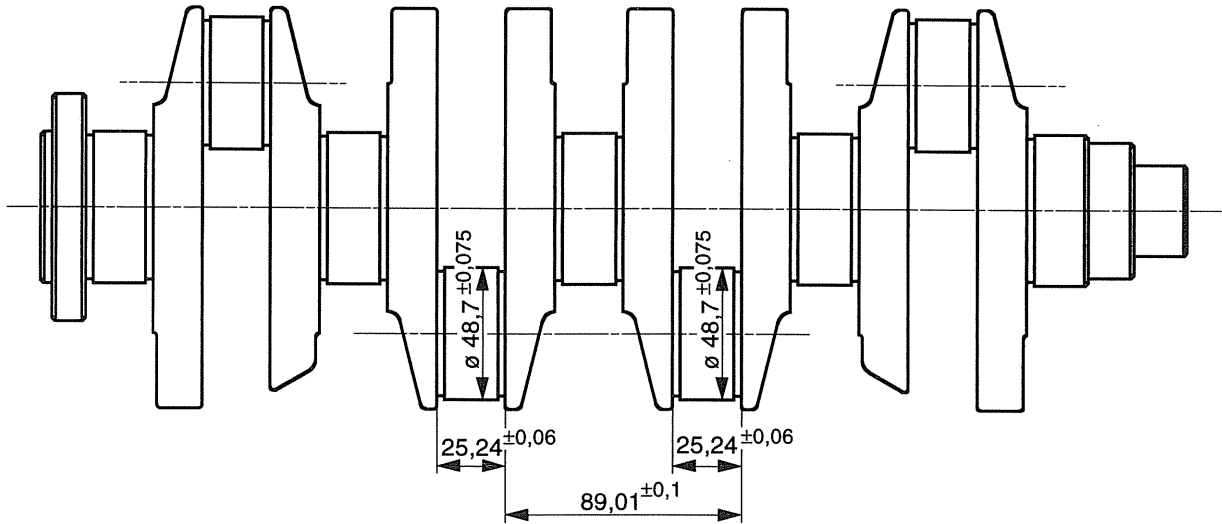


figure 3 : formes générales d'un vilebrequin pour moteur à 4 cylindres

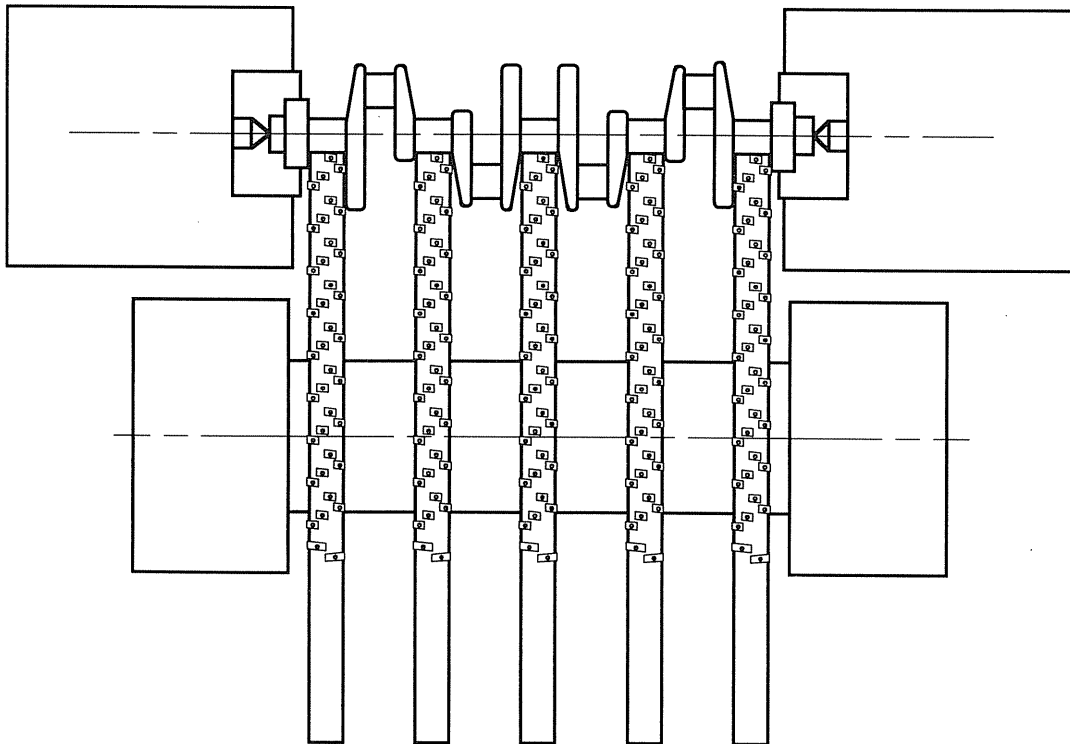


figure 5 : Schéma d'une machine d'arasage multidisques

Annexe 3

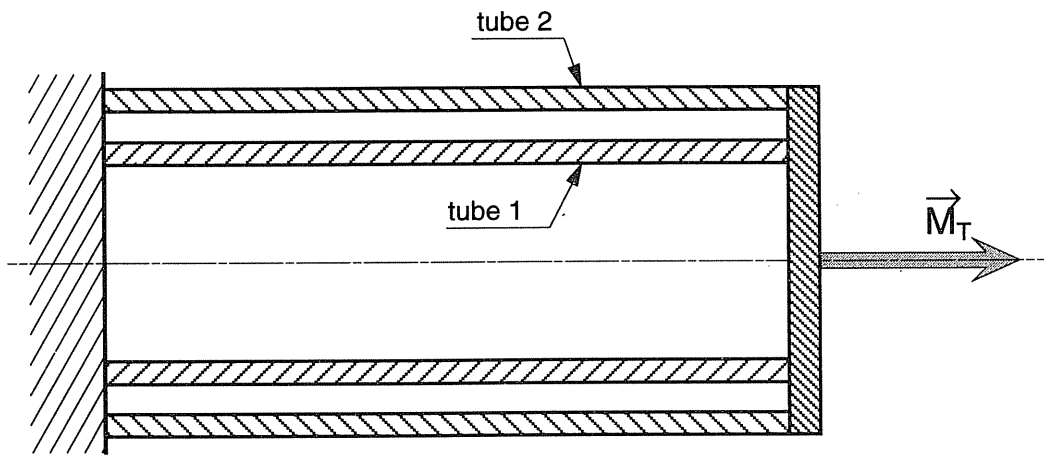


figure 6

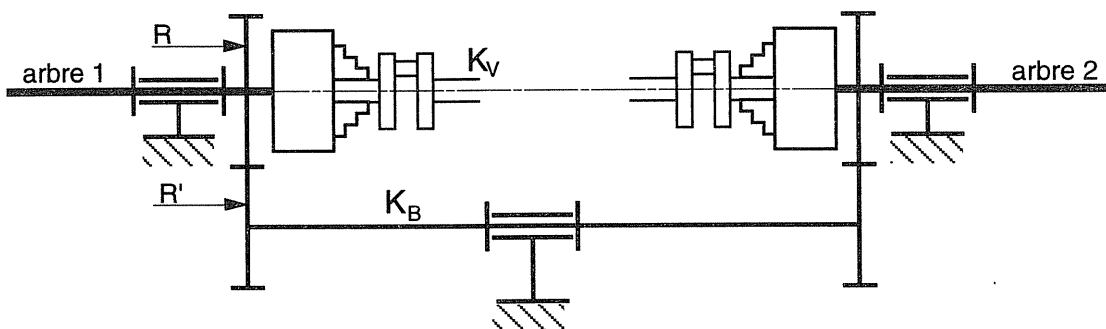


figure 7 : Entraînement synchrone des mandrins

Annexe 4

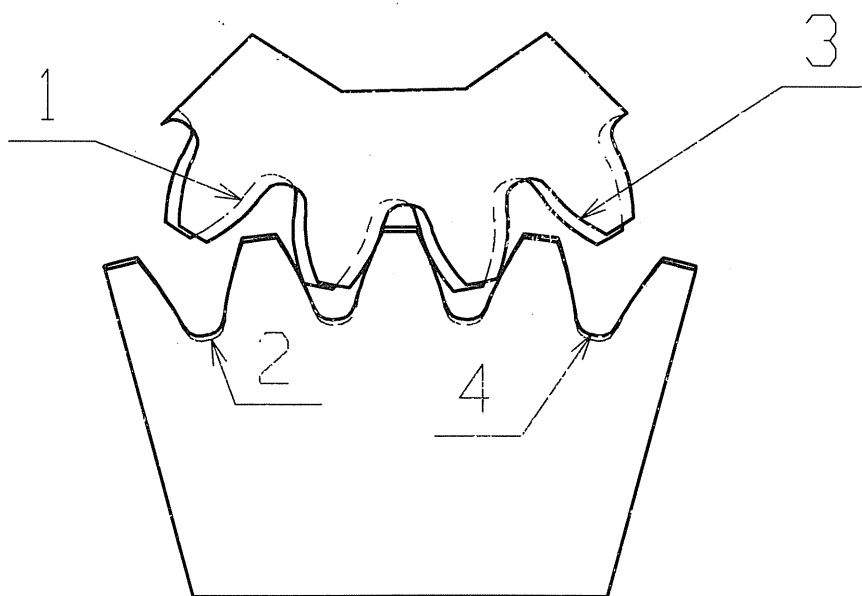


figure 8 : Principe de la suppression du jeu dans l'engrènement

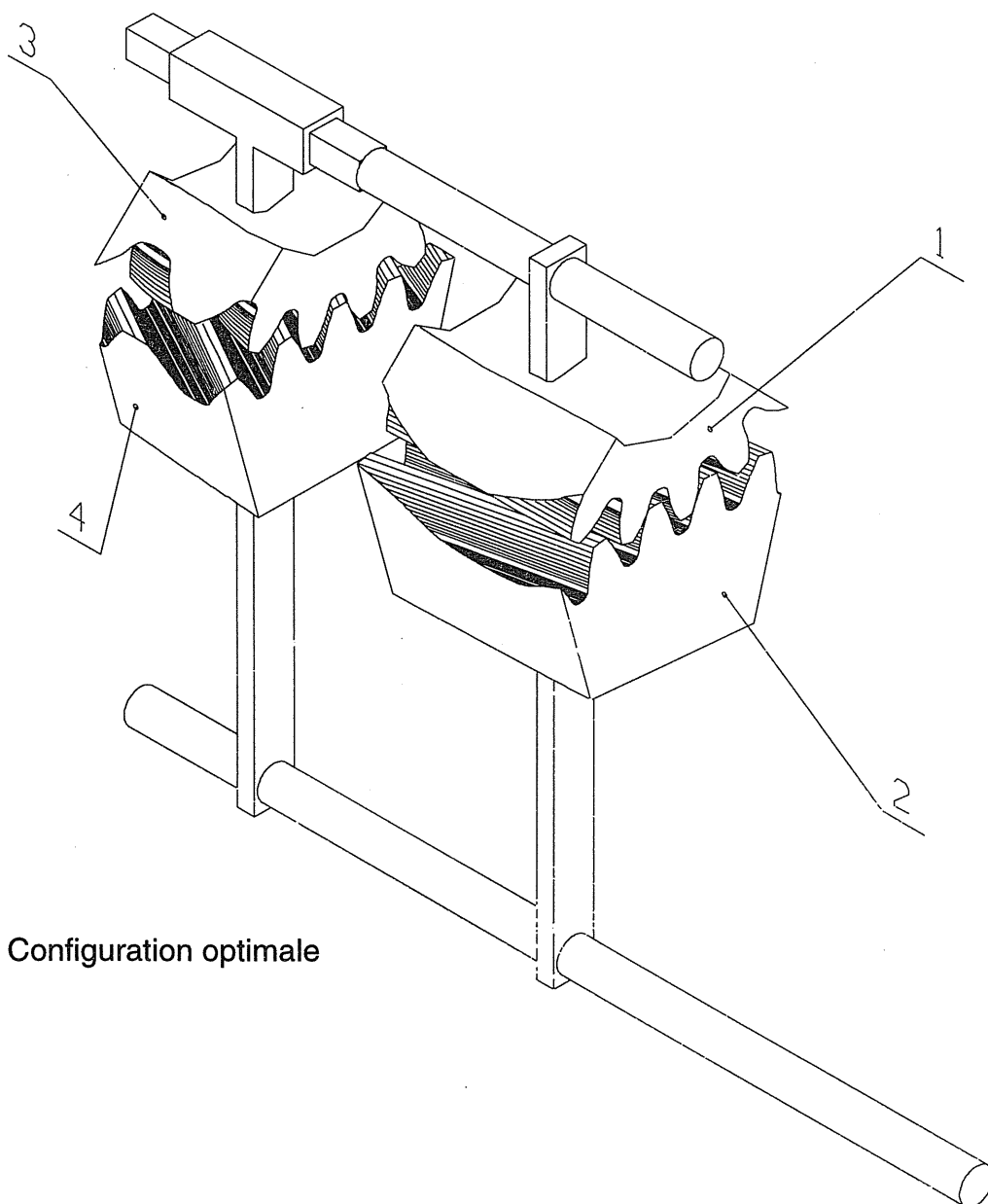


figure 9 : Configuration optimale

Annexe 5

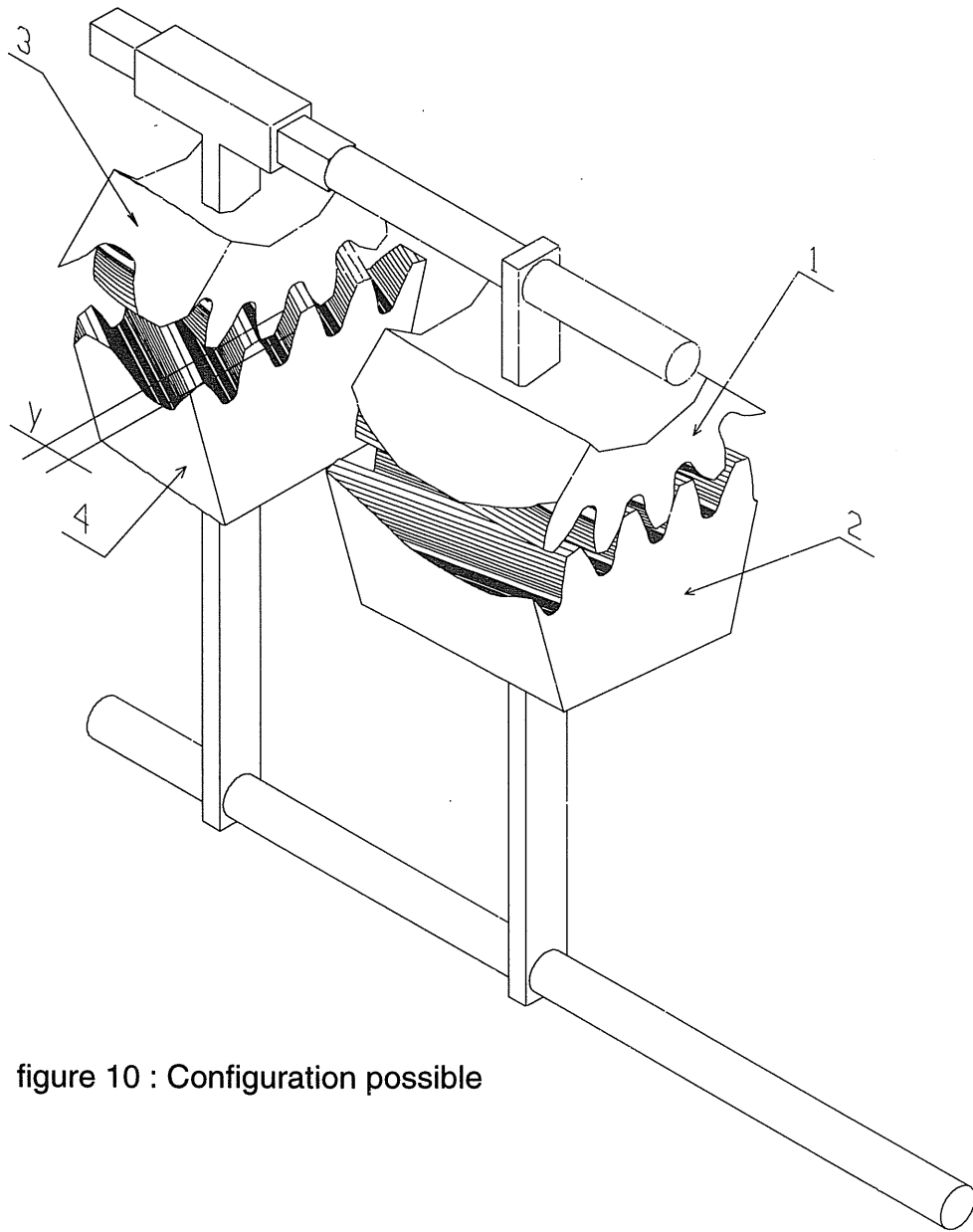


figure 10 : Configuration possible

Annexe 6

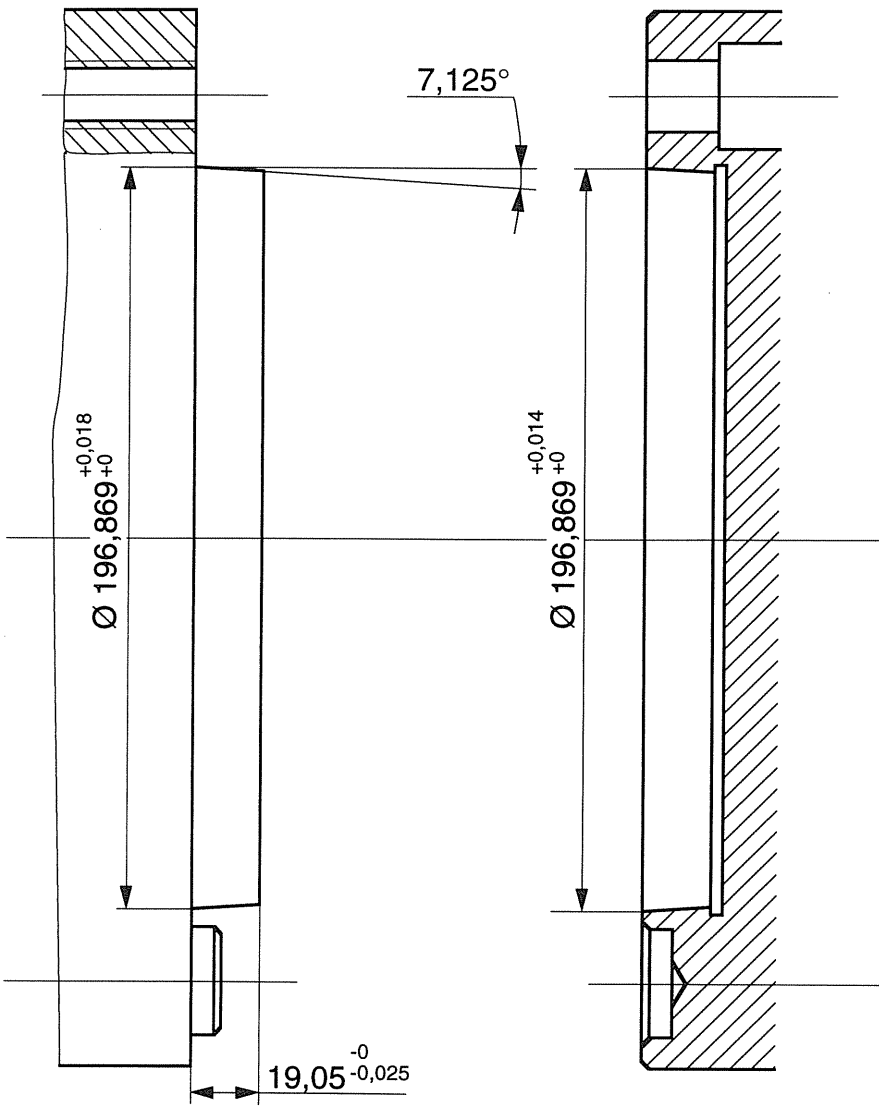


figure 11 : Cônes de broche mâle et femelle (DIN55026)

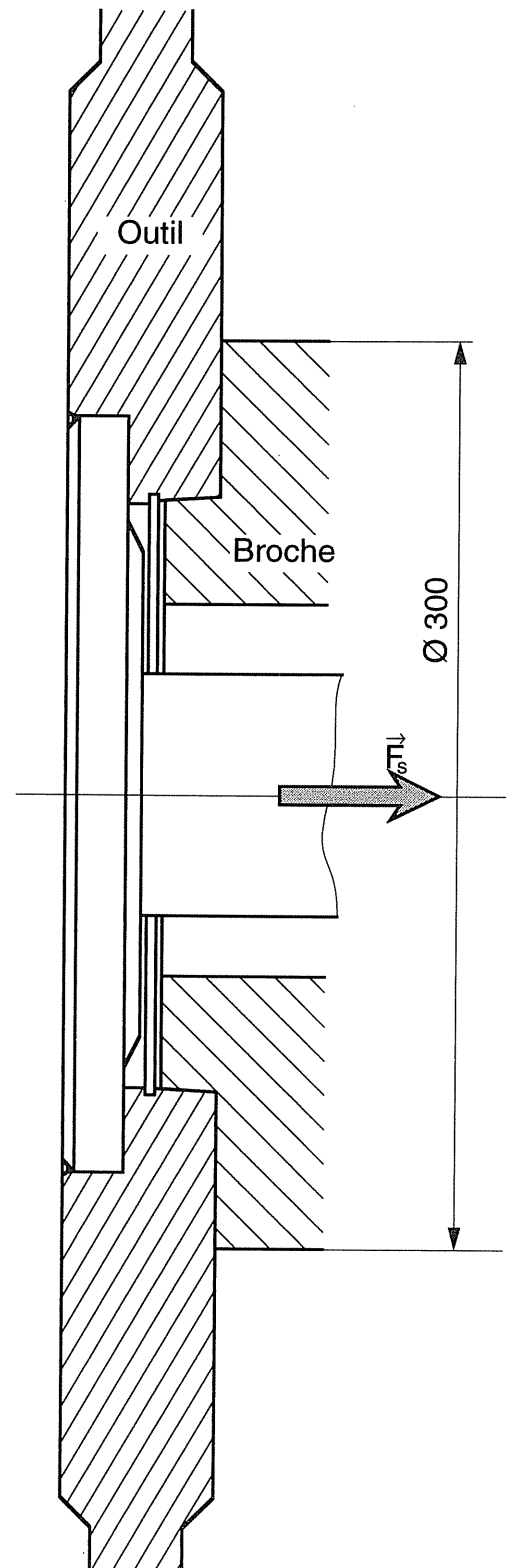


figure 12 : Montage de l'outil sur la broche
Tournez la page S.V.P.

Annexe 7

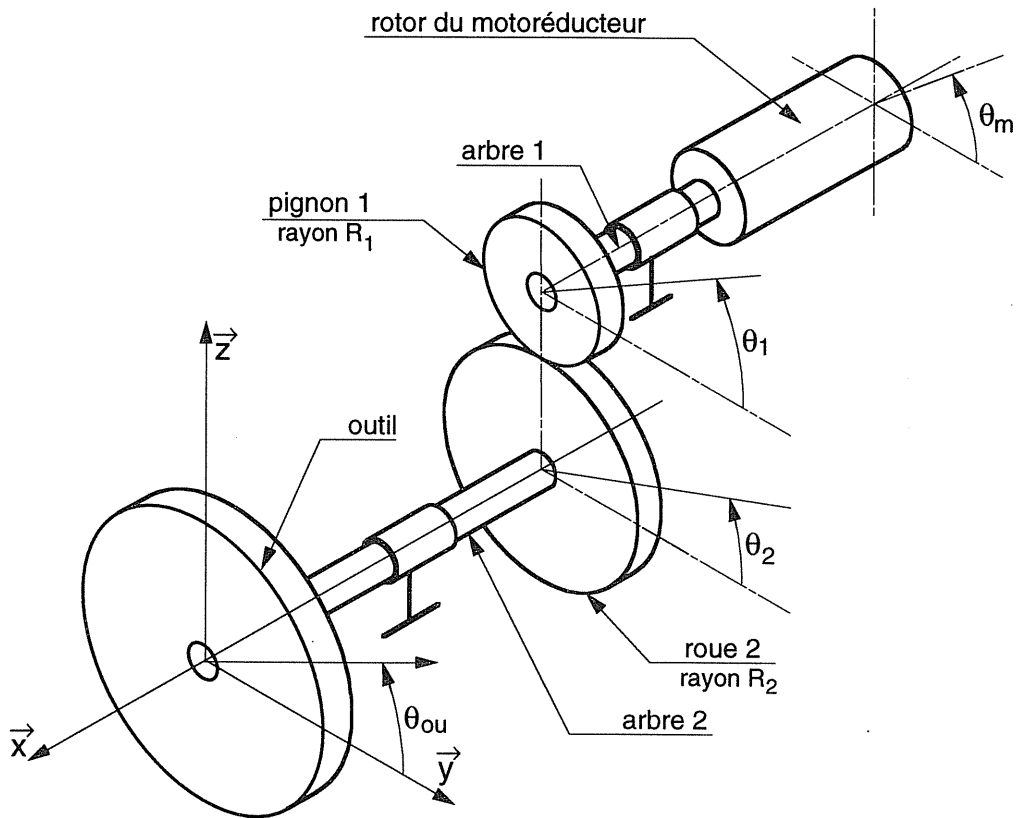


figure 14 : Schéma du comportement dynamique de la transmission