

SESSION DE 1994

**concours externe
de recrutement de professeurs agrégés****section : génie mécanique**

avant-projet de mécanisme

Durée : 8 heures

Aucun document n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés :

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

En aucune manière la calculatrice ne pourra posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique.

Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet.

Le dossier comprend :

TEXTE DU SUJET : 10 pages

DOCUMENTS

1. Cartrac 90.
2. Principe de fonctionnement.
3. Calque de représentation de la came format A3.
4. Tableau relatif à l'arbre de propulsion.
5. Éléments de construction mécanique.
6. Éléments de construction mécanique.
7. Éléments de construction mécanique.
8. Abaque de calcul ressorts.
9. Calque pré-imprimé d'avant-projet format A2 ;

FIGURES

- Figure 1. – Schéma cinématique du dispositif.
Figure 2. – Modélisation de l'arbre de propulsion.
Figure 3. – Schéma technologique.

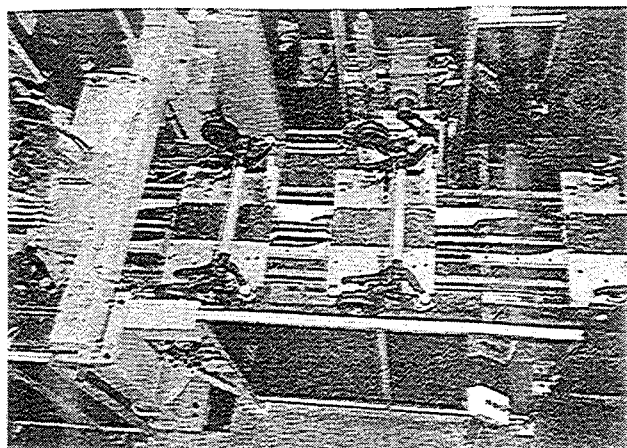
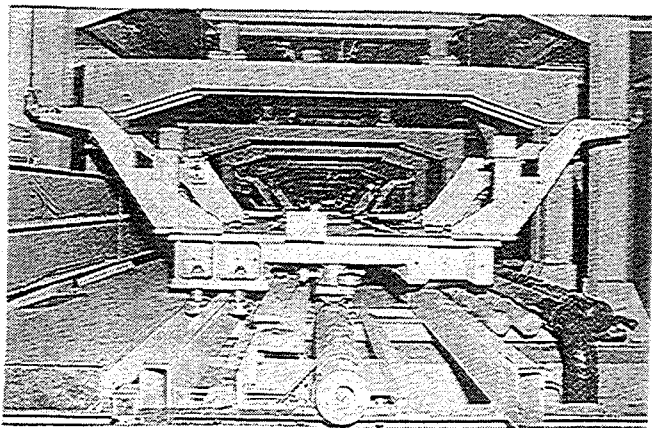
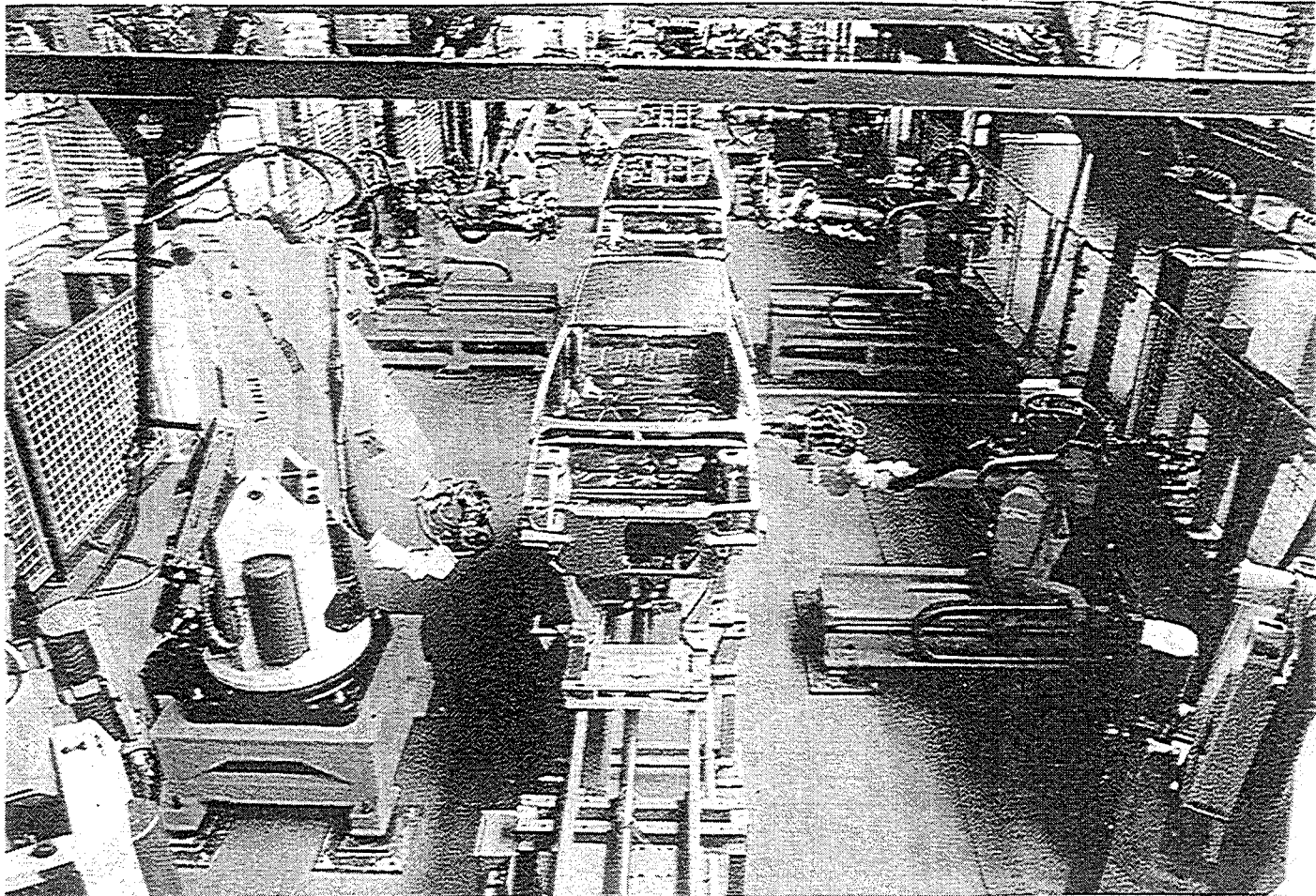
Le candidat est invité à consacrer :

- 5 heures pour la PREMIÈRE PARTIE ;
- 3 heures pour la SECONDE PARTIE.

En fin d'épreuve, le candidat doit remettre :

- une copie soigneusement paginée ;
- un calque format A3 (document 3) ;
- un calque format A2 (document 9).

LE CARTRAC® 90



Ligne d'assemblage automatique
de train AR de voitures

CARTRAC 90

Le système à étudier est un dispositif de propulsion de chariots de manutention utilisés dans un atelier de ferrage automobile.

Un atelier de ferrage est le lieu d'assemblage des divers éléments constituant le châssis et la carrosserie d'un véhicule automobile (Document 1).

Dans ce type d'atelier, en général entièrement robotisé, à chaque poste d'assemblage un robot effectue le soudage des éléments de carrosserie.

Les chariots de manutention, qui transportent d'un poste à un autre ces éléments à assembler, doivent être autonomes dans leurs déplacements; car sur une même ligne d'assemblage, peuvent se suivre des véhicules de types différents, pour lesquels les opérations à effectuer sur un même poste robotisé ne sont pas forcément identiques, ce qui entraîne des temps opératoires différents.

Le principe de propulsion retenu (Document 2) fait l'objet d'un brevet déposé par la société TELEFLEX SYSTEMS qui a réalisé l'installation de cet atelier.

Ce dispositif est constitué d'un arbre de propulsion situé le long du parcours des chariots et animé d'un mouvement de rotation continue. Sur cet arbre viennent rouler des galets, solidaires du chariot à entraîner, dont l'axe de rotation peut prendre une orientation par rapport à l'axe de l'arbre de propulsion (Documents 1 et 2).

Suivant cette orientation, la vitesse de déplacement du chariot peut passer de la vitesse nulle (axe galet parallèle à l'axe de l'arbre de propulsion) à une vitesse maximale qui dépend de cette orientation.

Un dispositif à came donne l'orientation de l'axe des galets.

PARAMETRAGE DU SYSTEME DE PROPULSION

Le schéma cinématique figure 1 représente le dispositif de propulsion.

Le chariot S_1 est en liaison glissière de direction \vec{z}_0 avec un bâti auquel est lié un repère fixe R_0 ; \vec{y}_0 est la verticale du lieu. Ce chariot est caractérisé par sa masse m_1 et son centre d'inertie G_1 :

$$R_0 = (0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$$

$$m_1 = 300 \text{ kg} \quad \vec{OG}_1 = z(t) \vec{z}_0 + a_1 \vec{y}_0 \quad a_1 = \text{Cte}$$

Les parties de véhicule à assembler, installées sur S_1 , ont une masse m_v et un centre d'inertie G_v :

$$m_v \text{ maxi} = 900 \text{ kg} \quad \vec{G_1 G_v} = a_v \vec{y}_0 \quad a_v = \text{Cte}$$

Nous noterons G le centre d'inertie de l'ensemble chariot S_1 et véhicule, tel que :

$$\vec{OG} = z(t) \vec{z}_0 + a \vec{y}_0 \quad a = \text{Cte}$$

Le solide S_2 , de centre d'inertie G_2 , est en liaison pivot glissant avec S_1 , d'axe (G_2, \vec{y}_0) , et permet d'orienter le galet S_3 par rapport à l'axe de l'arbre de propulsion S_4 . Le repère R_2 est lié à S_2 .

$$R_2 = (G_2, \vec{x}_2, \vec{y}_0, \vec{z}_2)$$

$$(\vec{z}_0, \vec{z}_2) = \alpha_2 \quad \text{et} \quad \vec{G_2 G_1} = y \vec{y}_0$$

On supposera que le tenseur d'inertie au point G_2 de S_2 a pour image matricielle dans la base de R_2 (par abus R_2) :

$$\begin{vmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{vmatrix}_{G_2}$$

La masse de S_2 est m_2 . L'orientation α_2 est obtenue par contact du galet S_5 d'axe (A, \vec{y}_0) sur une came d'orientation (dite aussi came de mouvement).

$$\vec{AG}_2 = l \vec{u} \quad \text{avec} \quad (\vec{z}_2, \vec{u}) = \beta = 20^\circ \quad l = 103 \text{ mm}$$

$$\text{et tel que : } \vec{u} \cdot \vec{y}_0 = 0$$

Par hypothèses : le roulement du galet S_5 sur la came s'effectue sans glissement, la masse et l'inertie de S_5 sont négligées.

Nous noterons le torseur d'action de la came sur S_5 en B par :

$$\left\{ \text{came} \rightarrow S_5 \right\} = \left\{ \begin{array}{c} X_B \vec{x}_2 + Z_B \vec{z}_2 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_B \quad \overline{AB} = 30 \text{ mm}$$

L'action de contact entre S_3 et S_4 est fournie par un dispositif élastique E de masse négligeable et de raideur k, installé entre S_1 et S_2 . Nous noterons le torseur associé à l'action du dispositif E sur S_2 :

$$\left\{ E \rightarrow S_2 \right\} = \left\{ \begin{array}{c} -F \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{G_2}$$

De même, pour maintenir le contact entre le galet S_5 d'axe (A, \vec{y}_0) et la came d'orientation, est installé entre S_1 et S_2 un ressort de torsion T dont la résultante est négligée et le moment par rapport à (G_2, \vec{y}_0) est défini par :

$$k_T(3\beta - \alpha_2) \quad \text{avec} \quad k_T = 50 \text{ Nm/rd}$$

Le galet S_3 , auquel on associe le repère R_3 , est en liaison pivot d'axe (G_3, \vec{z}_2) avec S_2 .

$$R_3 = (G_3, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_2)$$

$$(\vec{x}_2, \vec{x}_3) = \alpha_3 \quad \text{et} \quad \vec{G_3G_2} = a_3 \vec{y}_0 \quad a_3 = \text{Cte}$$

Le tenseur d'inertie de S_3 , au point G_3 a pour image matricielle dans R_3 :

$$\begin{vmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{vmatrix}_{G_3}$$

La masse du galet est notée m_3 .

Par hypothèse (première approximation) :

Le contact entre S_3 et S_4 , supposé ponctuel en I, est défini par :

$$\overrightarrow{IG_3} = r \overrightarrow{Y_0} \quad (r = 40 \text{ mm étant le rayon du galet } S_3)$$

Le facteur d'adhérence à ce contact est noté :

$$f_0 = \text{tg } \varphi_0 = 0,3$$

Nous noterons le torseur d'action de S_4 sur S_3 en I par :

$$\left\{ S_4 \text{ ---} \rightarrow S_3 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_4 \overrightarrow{x_0} + Y_4 \overrightarrow{Y_0} + Z_4 \overrightarrow{z_0} \\ \overrightarrow{0} \end{array} \right\}_I$$

L'arbre de propulsion S_4 est lié au bâti R_0 par une liaison pivot d'axe $(O, \overrightarrow{z_0})$. Le repère lié à S_4 est noté R_4 .

$$R_4 = (O, \overrightarrow{x_4}, \overrightarrow{Y_4}, \overrightarrow{z_0})$$

$$(\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{x_4}) = \alpha_4$$

$$\overrightarrow{OI} = z(t) \overrightarrow{z_0} + R \overrightarrow{Y_0} \quad (R = 45 \text{ mm étant le rayon de l'arbre de propulsion})$$

On pose également : $\dot{\alpha}_4(t) = -\omega_4 = \text{constante } \forall t$.

($\dot{\alpha}_4(t)$ étant la dérivée première par rapport au temps du paramètre $\alpha_4(t)$)

PREMIERE PARTIE

1 - ETUDE CINEMATIQUE

L'objet de cette étude est de déterminer le profil de la came d'orientation.

Données :

On note $\dot{z}(t)$ et $\ddot{z}(t)$ les dérivées première et seconde par rapport au temps de $z(t)$.

Le déplacement du chariot est composé de trois phases :

- * une phase d'accélération de durée 1,2 s ($0 \leq t \leq 1,2$ s)
- * une phase à vitesse constante ($\dot{z}(t) = 1$ m/s, $t \geq 1,2$ s)
- * une phase de décélération. (cette phase est symétrique de la phase d'accélération)

La came d'orientation, fixe dans R_0 , règle le déplacement du chariot pendant les phases d'accélération et de décélération en modifiant l'orientation du galet S_3 . Pendant la phase à vitesse constante entre deux postes d'arrêt, un doigt solidaire de S_1 maintient cette orientation constante grâce à l'action du ressort de torsion T .

L'étude proposée ici concerne la phase d'accélération du chariot.

On impose les conditions de fonctionnement suivantes :

$$\ddot{z}(t) = \gamma = \text{cte} \quad \forall t$$

$$\text{à } t_1 = 0,1 \text{ s} \quad \alpha_2(t_1) = 5^\circ \quad \text{et } z(t_1) = 0 \text{ m}$$

$$\text{à } t_2 = 1,2 \text{ s} \quad \alpha_2(t_2) = 45^\circ \quad \text{et } \dot{z}(t_2) = 1 \text{ m/s}$$

1-1 Etablir les relations entre les paramètres $\dot{z}(t)$, ω_4 , $\dot{\alpha}_3(t)$ et $\alpha_2(t)$. Justifier les résultats obtenus.

- 1-2 En déduire les expressions de $\dot{z}(t)$ et $z(t)$ ainsi que $\dot{\alpha}_3(t)$ et $\ddot{\alpha}_3(t)$ en fonction de ω_4 , α_2 et des paramètres géométriques.
- 1-3 En déduire également $\alpha_2(t)$, $\dot{\alpha}_2(t)$ et $\ddot{\alpha}_2(t)$ en fonction de γ , ω_4 et du temps t .
- 1-4 Application numérique :
- 1-4-1 Déterminer la vitesse angulaire ω_4 en rd/s et en tr/min de l'arbre de propulsion S_4 .
- 1-4-2 Donner les valeurs de $\dot{z}(t)$ et $z(t)$ pour t_1 et t_2 ainsi que la valeur de l'accélération $\ddot{z}(t) = \gamma$.
- 1-4-3 Quelles sont les valeurs de $\dot{\alpha}_3(t)$ et $\ddot{\alpha}_3(t)$ aux mêmes instants ainsi que $\dot{\alpha}_2(t)$, $\ddot{\alpha}_2(t)$.
- 1-5 Déterminer la relation existant entre $z(t)$ et $\alpha_2(t)$.
- 1-6 Tracer sur le Document 3 (calque format A3) le profil de la came entre les instants t_1 et t_2 .

Ce document est à rendre à la fin de l'épreuve.

2 - ETUDE DYNAMIQUE

L'objet de cette étude est de vérifier les choix technologiques de la solution adoptée par le constructeur.

Données :

Nous considérerons les liaisons sans frottement sauf entre les solides S_3 et S_4 d'une part, et entre le galet S_5 et la came d'orientation d'autre part.

Par hypothèse il n'y a pas rupture du contact entre S_3 et S_4 ; c'est-à-dire $y = \text{Cte}$.

Nous supposons connue la relation en fonction du temps reliant X_B et Z_B , composantes de l'action de contact entre la came d'orientation et le galet S_5 .

Dans cette partie, nous n'étudierons que le mouvement du chariot correspondant à sa phase d'accélération; nous noterons la masse du véhicule et du chariot :

$$M = m_1 + m_v$$

- 2-1 En considérant un contact ponctuel entre le galet S_5 et la came d'orientation (précédemment définie), justifier la relation :

$$X_B(t)/Z_B(t) = h(t)$$

en donnant la signification de $h(t)$. Préciser la démarche utilisée.

Conclure quant à la possibilité de roulement sans glissement au contact.

- 2-2 En isolant l'ensemble $\{S_1, S_2, S_3, S_5, \text{véhicule}, E, T\}$ et en appliquant le théorème de la résultante dynamique en projection sur \vec{z}_0 déterminer l'équation différentielle concernant la variable $z(t)$.

- 2-3 En isolant l'ensemble $\{S_2, S_3, S_5\}$ et en appliquant :

- le théorème de la résultante dynamique en projection sur \vec{y}_0 , déterminer l'équation régissant y .

- le théorème du moment dynamique en G_2 , en projection sur \vec{y}_0 , déterminer l'équation associée à la rotation

$$\alpha_2(t).$$

- 2-4 En procédant de manière analogue déterminer l'équation associée à $\alpha_3(t)$. Préciser le (ou les) théorème(s) utilisé(s).

- 2-5 Dans le but de définir les caractéristiques de l'élément élastique E . Déterminer les deux inéquations de frottement et en déduire l'action $F \vec{y}_0$ minimale, aux instants t_1 et t_2 , que doit fournir l'élément élastique E .

Pour cela nous ferons les hypothèses suivantes :

- Les masses et les inerties de S_2 et S_3 sont négligeables devant celles de S_1 , ainsi que le rayon du galet S_5 ,

- Le contact est régi par les lois de COULOMB (glissement, adhérence),

- On donne la valeur de $h(t)$ à ces deux instants :

$$h(t_1) = 1,28 \quad \text{et} \quad h(t_2) = 1$$

2-6 En vue d'élaborer une solution constructive de cet ensemble de propulsion, déterminer les torseurs d'actions mécaniques au niveau des liaisons :

- pivot glissant entre S_1 et S_2 ,

- pivot entre S_2 et S_3 , aux instants t_1 et t_2 .

On donne une estimation de a_3 de l'ordre de 50 mm.

Que peut-on conclure à propos des dispositions constructives à prévoir pour chacune de ces liaisons?

3 - ETUDE DU NOMBRE DE GALETS D'ENTRAÎNEMENT

L'arbre de propulsion est monté sur des paliers dont l'éloignement est de 1,6 m; il est constitué d'un tube de diamètre extérieur 90 mm et d'épaisseur 8 mm en acier dont le module d'Young vaut :

$$E = 2,2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2.$$

Pour des raisons d'implantation, il n'est pas possible de modifier ces caractéristiques.

Nous cherchons, compte tenu de cet impératif et du mode de sollicitation de cet arbre (flexion-rotative), à minimiser la contrainte de flexion de façon à ne pas dépasser la limite d'endurance.

3-1 On fait l'hypothèse que les actions de pesanteur sont négligeables devant l'action $F \vec{Y}_0$ au niveau du galet d'entraînement. On prend 3700 N comme valeur de F (quelle que soit la valeur trouvée précédemment).

En première approximation, nous pouvons modéliser cet arbre de propulsion par une poutre sur deux appuis simples; voir la figure 2 (chariot muni d'un seul galet d'entraînement):

Ecrire l'équation du moment maximal de flexion en fonction de l'abscisse X (position de l'axe du galet d'entraînement) lorsque le chariot est en mouvement entre les valeurs de l'abscisse curviligne $x = 0$ et $x = 1,6$ m.

En déduire la contrainte maximale de traction compression, ainsi que la flèche maximale de cet arbre de propulsion. Préciser en quels points ces valeurs sont maximales.

- 3-2 On désire diminuer la contrainte maximale de façon que celle-ci soit inférieure à 20 N/mm^2 . Pour cela on choisit d'augmenter le nombre de galets dans des proportions respectables compte tenu de la longueur du chariot $2,5$ m et de la portée de $1,6$ m de l'arbre de propulsion, sachant que l'écartement minimal entre les galets est de 255 mm.

En utilisant le tableau du Document 4 faire le choix du nombre de galets à installer. Justifier votre réponse.

DEUXIEME PARTIE

AVANT-PROJET : ETUDE D'UN GALET D'ENTRAINEMENT

L'objet de cette étude est de réaliser un avant-projet de l'ensemble galet d'entraînement (Figure 3).

Ce sous-ensemble doit-être indépendant et pouvoir s'adapter à différents types de chariots.

L'étude sera conduite en tenant compte :

- du schéma technologique (Figure 3) qui précise les différentes liaisons à réaliser. Les éléments technologiques susceptibles d'être utilisés pour cette réalisation sont proposés sur les Documents 5, 6 et 7,

- d'une course de mise en position du galet de 10 mm et d'une "surcourse" de 5 mm (Figure 3),

- de l'action $F \vec{y}_0$ de contact du galet dont la valeur sera prise égale à 700 N en position travail; le calcul des ressorts sera effectué à l'aide de l'abaque fourni Document 8,

- de considérations générales concernant :

- * la production (série de 100 ensembles par mois),
- * les conditions d'utilisation (14 heures de fonctionnement par jour ouvrable),
- * les contraintes économiques (retour d'investissement sur 3 ans).

Cette étude sera exécutée sur le calque pré-imprimé (Document 9) à remettre à la fin de l'épreuve.

Le travail porte essentiellement sur la conception :

- de la liaison entre S_5 et S_2 ,
- de la liaison pivot entre le chariot S_1 et S_2 ,
- du système d'arrêt en rotation de S_2 entre deux postes de travail; de façon à maintenir l'angle α_2 constant,
- des formes géométriques du support S_2 (le candidat définira avec un soin particulier cette géométrie),
- de la liaison entre l'axe du galet S_3 et S_2 (définition des liaisons pivots glissants),
- du système élastique E à ressorts et du réglage de leur charge initiale (tarage),
- de l'implantation du ressort de torsion T,
- de la liaison entre S_3 et son axe,
- de la fixation de l'ensemble sur le chariot S_1 .

Toutes vues, coupes ou sections, complètes ou partielles, jugées utiles pour la compréhension sont laissées à l'initiative du candidat.

Tous les éléments normalisés (vis, écrou, roulement...) doivent être dessinés en respectant de justes proportions.

Les matériaux et leurs traitements éventuels, ainsi que les conditions fonctionnelles, doivent impérativement être définis.

Figures

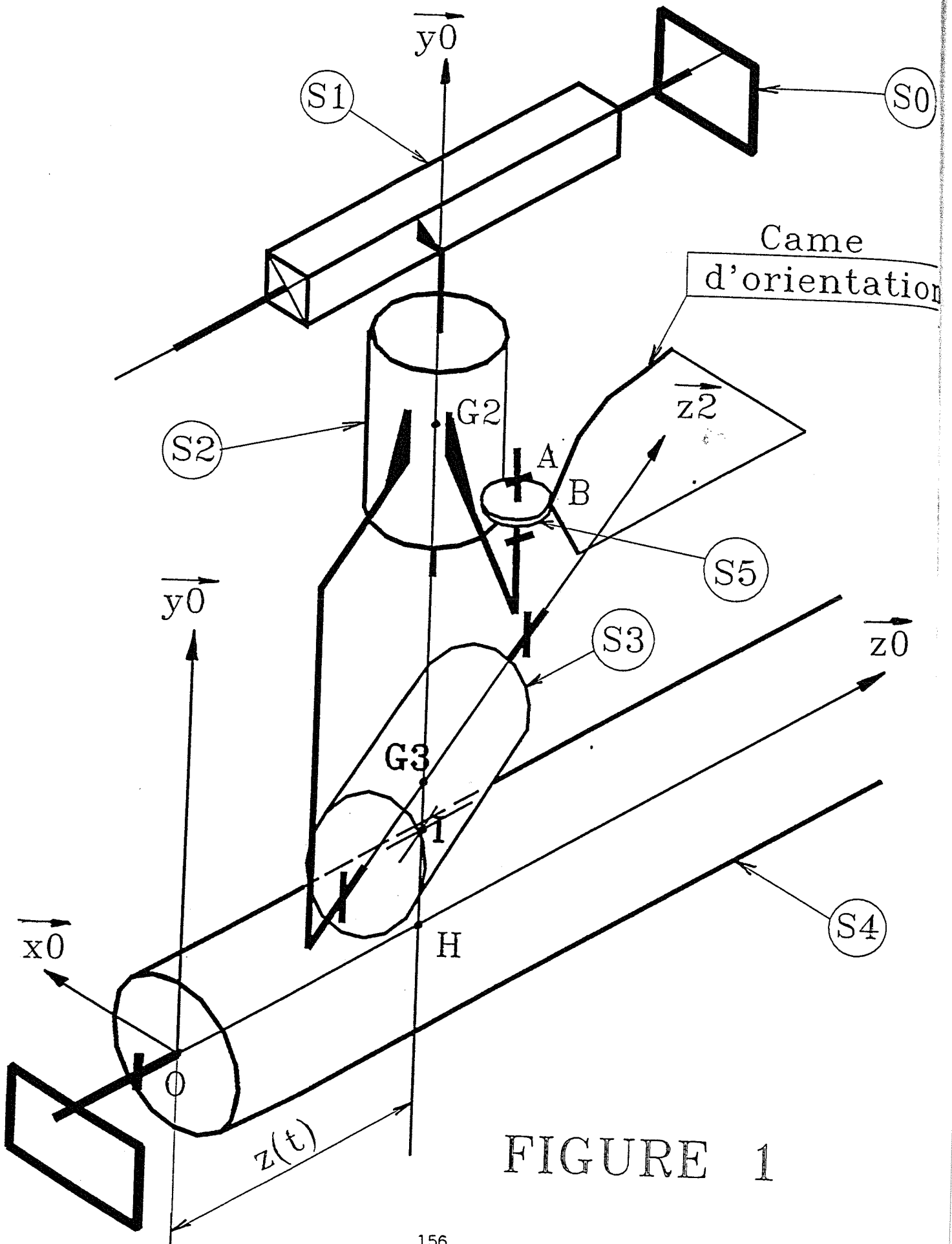
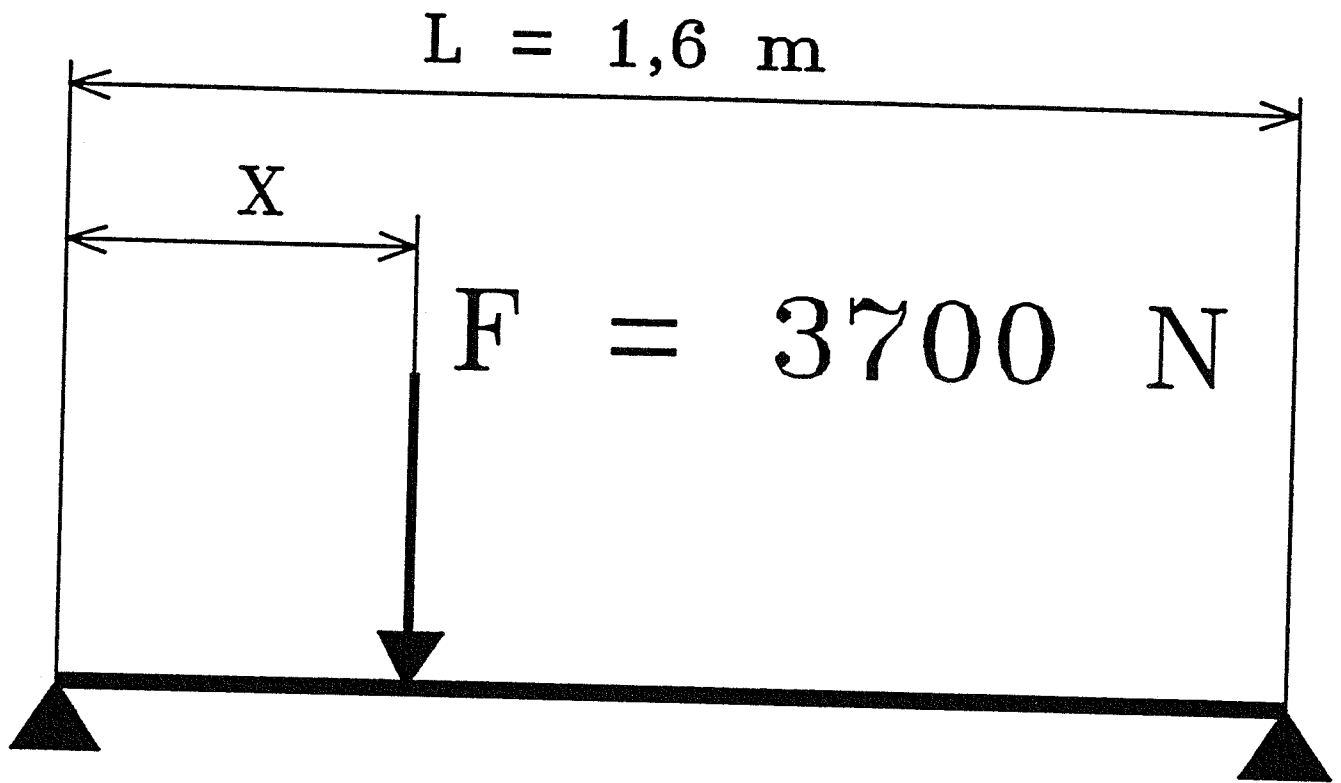


FIGURE 1



Modélisation de l'arbre de
propulsion

FIGURE 2

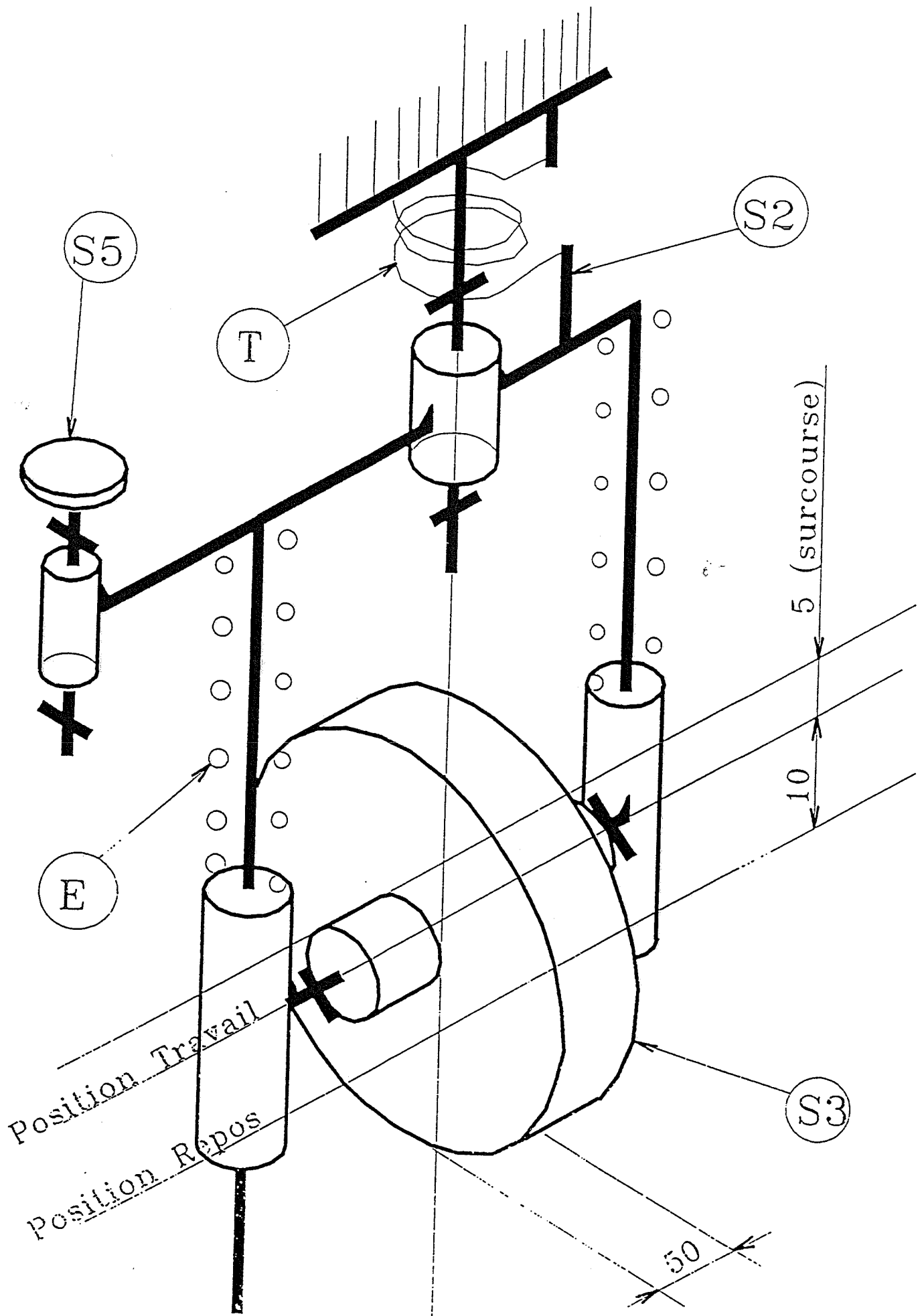
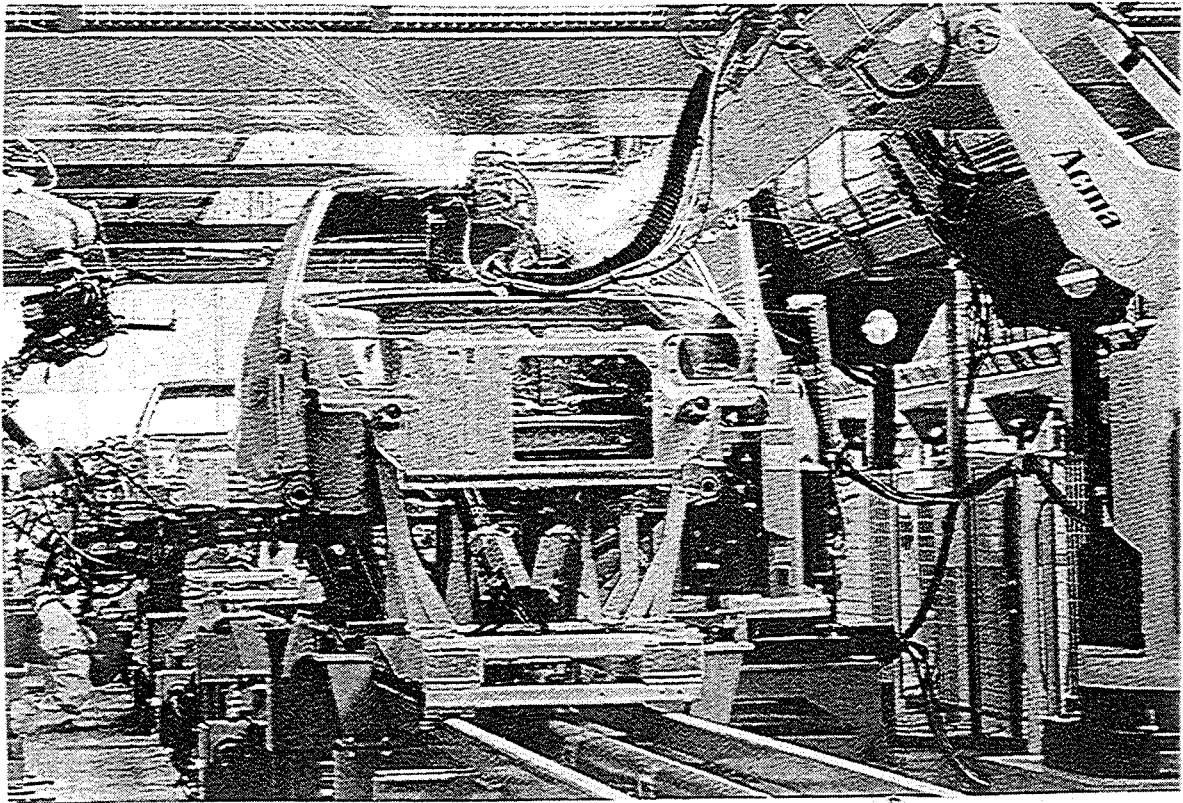


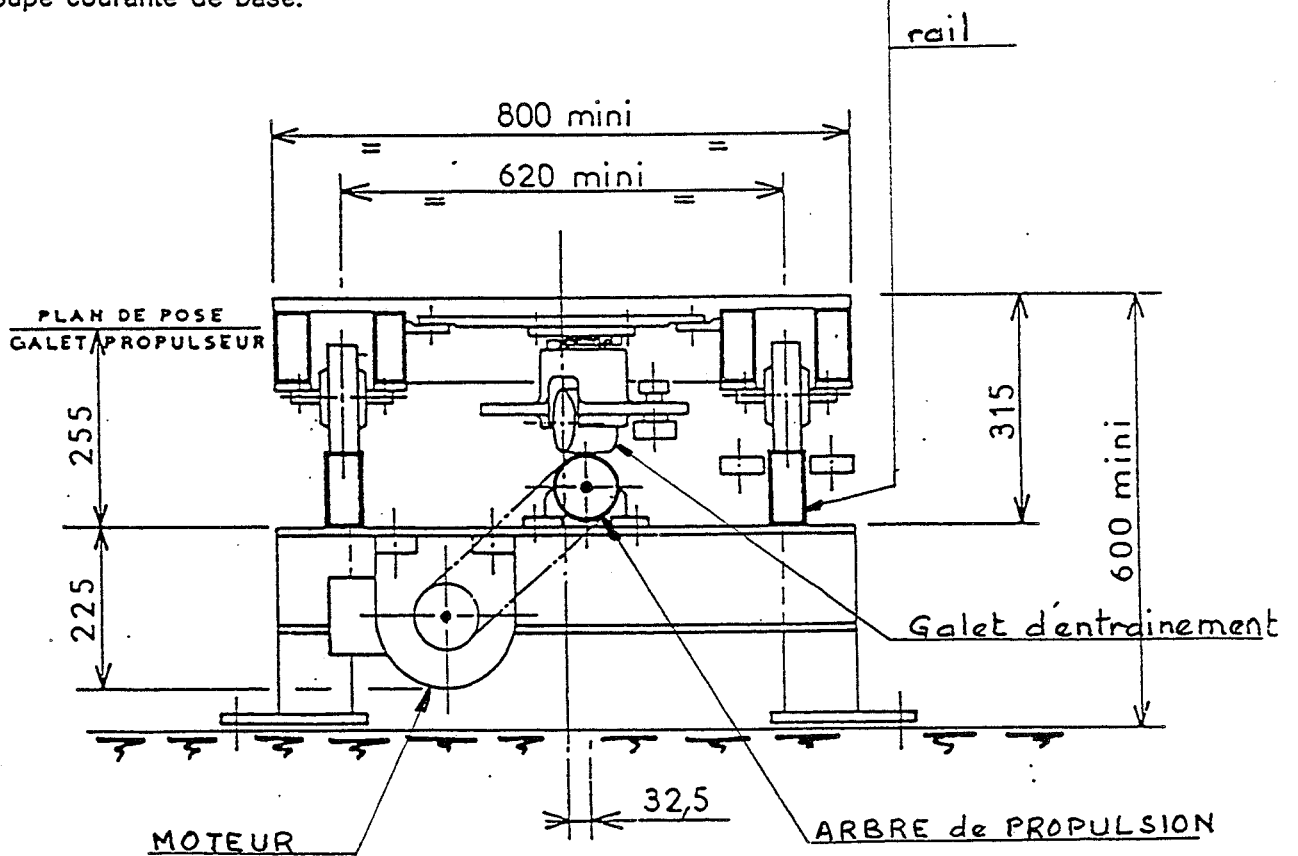
FIGURE 3

Documents

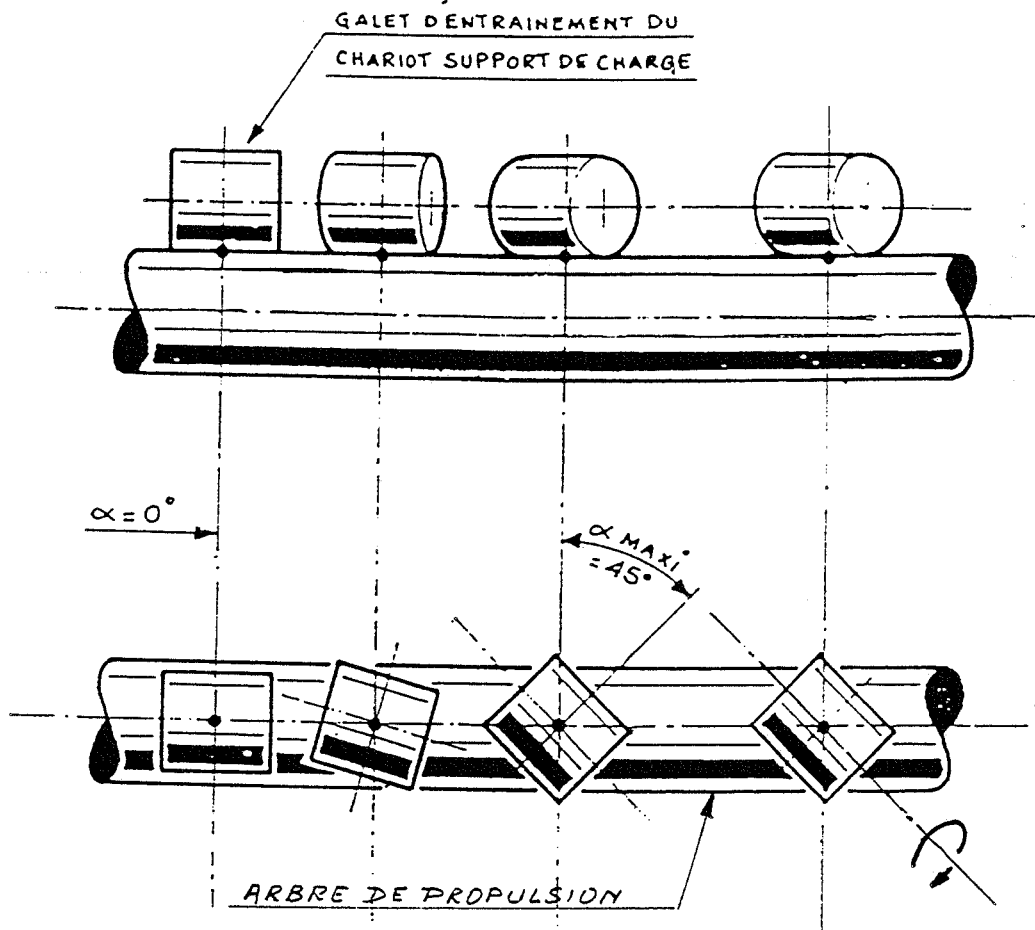


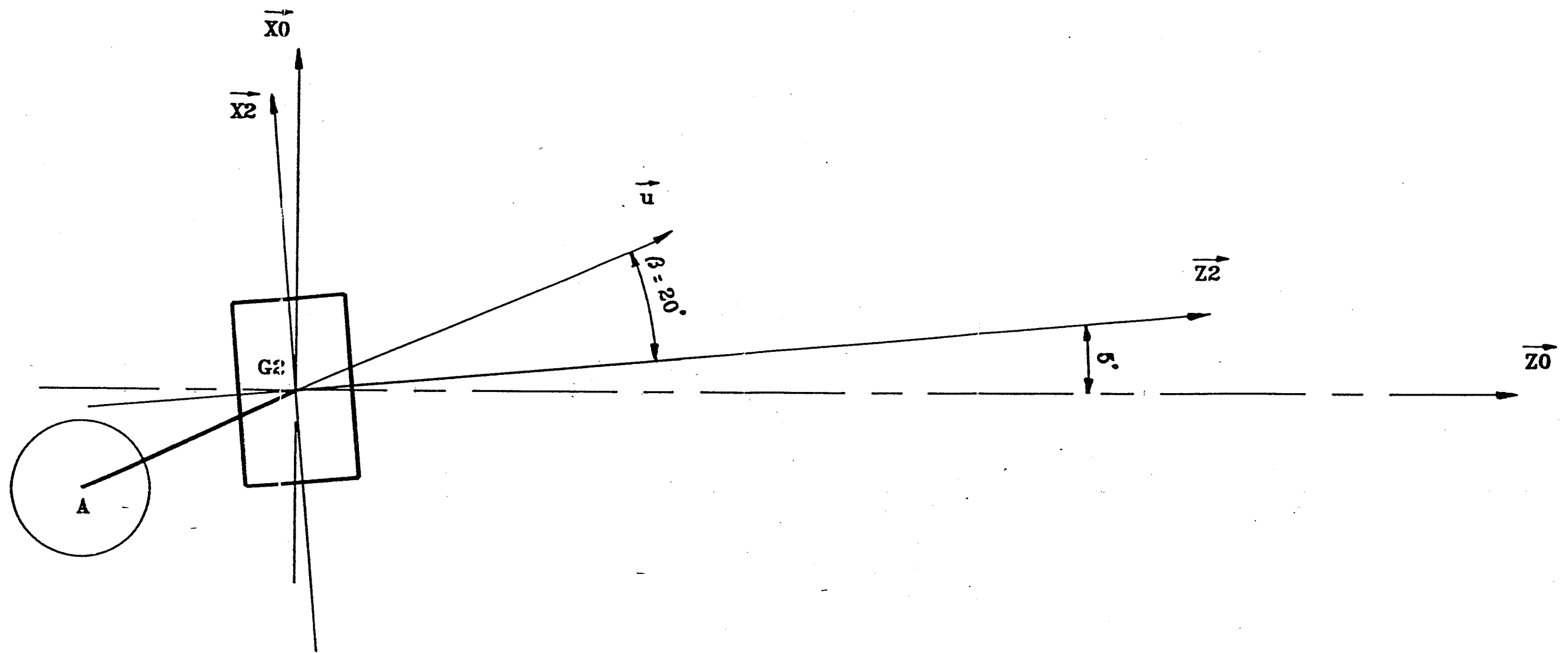
CARTRAC 90 :

Coupe courante de base.



Principe de fonctionnement

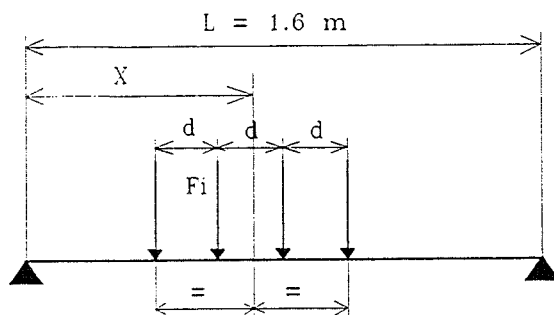




Position du galet S3 à $t = t_1$

Echelle : 1:2

Document 3



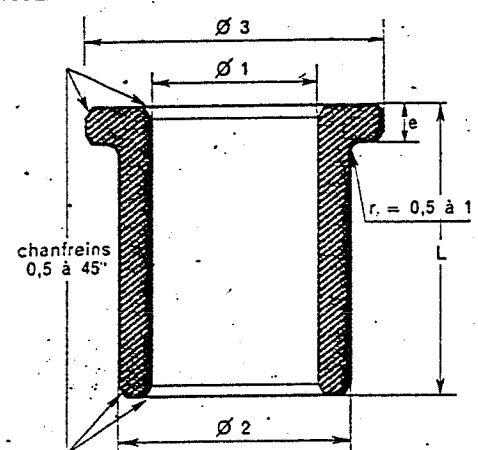
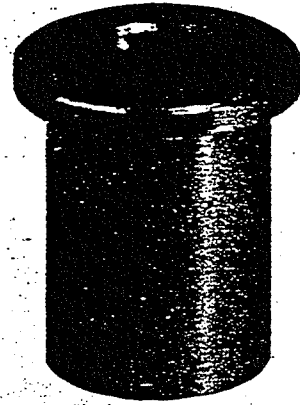
$$\sum_i F_i = F = 3700 \text{ N}$$

Nb. de FORCES (Fi)	Centre d'inertie chariot = X (m)	Moment de Flexion Maxi (N.m)	Abscisse x du moment de flexion(m)	Fleche Maxi (mm)	Abscisse x de la fleche(m)
2	0,2	589,0	0,3275	0,300	0,689
	0,4	992,0	0,5275	0,556	0,717
	0,6	1210,0	0,7275	0,730	0,759
	0,8	1240,0	0,8000	0,791	0,800
	1,0	1210,0	0,8725	0,730	0,841
	1,2	992,0	1,0725	0,556	0,883
3	0,2	570,8	0,4550	0,314	0,706
	0,4	874,0	0,6550	0,527	0,734
	0,6	1070,0	0,6000	0,689	0,765
	0,8	1170,0	0,8000	0,746	0,800
	1,0	1070,0	1,0000	0,689	0,835
	1,2	874,0	0,9450	0,527	0,866
4	0,2	578,0	0,5825	0,335	0,723
	0,4	756,0	0,7825	0,488	0,753
	0,6	975,0	0,7275	0,636	0,772
	0,8	1010,0	0,8000	0,688	0,800
	1,0	975,0	0,8725	0,636	0,828
	1,2	756,0	0,8175	0,488	0,847
5	0,2	562,0	0,7100	0,349	0,741
	0,4	734,0	0,6550	0,474	0,760
	0,6	845,0	0,6550	0,572	0,780
	0,8	914,0	0,8000	0,618	0,800
	1,0	845,0	0,9500	0,572	0,820
	1,2	734,0	0,9500	0,474	0,840
6	0,2	556,0	0,5825	0,358	0,763
	0,4	674,0	0,7825	0,445	0,783
	0,6	751,0	0,7275	0,510	0,788
	0,8	771,0	0,8000	0,540	0,800
	1,0	751,0	0,8725	0,510	0,820
	1,2	674,0	0,8175	0,445	0,817
7	0,2	550,0	0,7100	0,358	0,770
	0,4	618,0	0,6550	0,424	0,790
	0,6	670,0	0,6550	0,459	0,795
	0,8	674,0	0,8000	0,459	0,800
	1,0	670,0	0,9450	0,459	0,805
	1,2	618,0	0,9450	0,424	0,810
7	1,4	550,0	0,8900	0,358	0,830

BAGUES A ÉPAULEMENT STANDARD

BRONZE BP 25
Alliage ferreux FP 15 en STOCK

Sur demande
Avec création d'outillage : Toutes cotes, tolérances, spécifications hors standard et faux-rond de 30 microns pour des \varnothing int. < 30 mm.



TOLÉRANCES
BAGUES A L'ÉTAT LIBRE
 \varnothing intérieur - \varnothing 1 tolérance .. G8
 \varnothing extérieur - \varnothing 2 tolérance .. s8
Longueur - L tolérance .. $\pm 1\%$
Épaulement :
 \varnothing ext. - \varnothing 3 tolérance .. J13
épaisseur - e tolérance .. J14

FAUX-ROND
écart des lectures extrêmes au comparateur pour un tour complet de la bague montée sur mandrin
 \varnothing int. de 0 à 25 tolérance .. 60 μ
 \varnothing int. de 25 à 50 tolérance .. 80 μ

BAGUES APRÈS EMMANCHEMENT
Voir conditions de montage : page 4

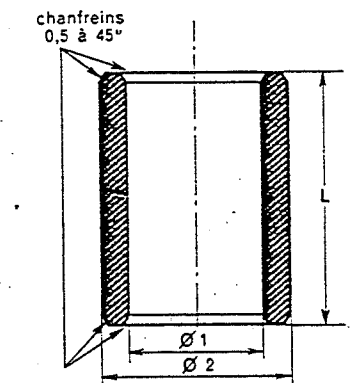
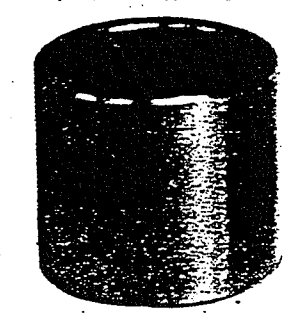
DÉSIGNATION
Une bague à épaulement de :
 \varnothing int. 22 - \varnothing ext. 29 - L = 36
sera désignée par :
- Sa nuance :
Bague MÉTAFRAM BP 25
ou FP 15
- Son symbole dimensionnel :
C 22/29 x 36
(C désignant les bagues à épaulement.)

Diamètres à l'état libre		Épaulement	Longueurs normalisées	
\varnothing int. = \varnothing 1	\varnothing ext. = \varnothing 2			
3 +17 + 3	6 +37 + 19	9	1,5	4 - 6 - 10
4 +22 + 4	8 +45 + 23	12	2	4 - 8 - 12
6 +22 + 4	10 +45 + 23	14	2	6 - 10 - 16
8 +27 + 5	12 +55 + 28	16	2	8 - 12 - 16
10 +27 + 5	13 +55 + 28	16	1,5	10 - 16 - 20
10 +27 + 5	15 +55 + 28	20	2,5	10 - 16 - 20
12 +33 + 6	15 +55 + 28	18	1,5	12 - 16 - 20
12 +33 + 6	17 +55 + 28	22	2,5	12 - 16 - 20 - 25
14 +33 + 6	18 +55 + 28	22	2	14 - 18 - 22
14 +33 + 6	20 +68 + 35	26	3	14 - 18 - 22 - 28
15 +33 + 6	19 +68 + 35	23	2	16 - 20 - 25
15 +33 + 6	21 +68 + 35	27	3	16 - 20 - 25 - 32
16 +33 + 6	20 +68 + 38	24	2	16 - 20 - 25
16 +33 + 6	22 +68 + 35	28	3	16 - 20 - 25 - 32
18 +33 + 6	22 +68 + 35	26	2	18 - 22 - 28
18 +33 + 6	24 +68 + 35	30	3	18 - 22 - 28
20 +40 + 7	24 +68 + 35	28	2	16 - 20 - 25
20 +40 + 7	26 +68 + 35	32	3	16 - 20 - 25 - 32
22 +40 + 7	27 +68 + 35	32	2,5	18 - 22 - 28
22 +40 + 7	29 +68 + 35	36	3,5	18 - 22 - 28 - 36
25 +40 + 7	30 +68 + 35	35	2,5	20 - 25 - 32
25 +40 + 7	32 +82 + 43	39	3,5	20 - 25 - 32
28 +40 + 7	36 +82 + 43	44	4	22 - 28 - 36
32 +48 + 9	40 +82 + 43	48	4	20 - 25 - 32
36 +48 + 9	45 +82 + 43	54	4,5	22 - 28 - 36
40 +48 + 9	50 +82 + 43	60	5	25 - 32 - 40
45 +48 + 9	56 +99 + 53	67	5,5	28 - 36 - 45
50 +48 + 9	60 +99 + 53	70	5	32 - 40 - 50

BAGUES CYLINDRIQUES STANDARD

BRONZE BP 25
Alliage ferreux FP 15 en STOCK

Sur demande
Avec création d'outillage : Toutes cotes, tolérances, spécifications hors standard et faux-rond de 30 microns - pour des \varnothing int. < 30 mm.



Diamètres à l'état libre		Longueurs normalisées
\varnothing int. = \varnothing 1	\varnothing ext. = \varnothing 2	
3 +12 + 3	6 +31 + 19	4 - 6 - 10
4 +16 + 4	7 +38 + 23	4 - 8 - 12
4 +16 + 4	8 +38 + 23	4 - 8 - 12
5 +16 + 4	8 +38 + 23	5 - 8 - 12 - 16
6 +16 + 4	9 +38 + 23	6 - 10 - 16
6 +16 + 4	10 +38 + 23	6 - 10 - 16
8 +20 + 5	11 +46 + 28	8 - 12 - 16 - 20
8 +20 + 5	12 +46 + 28	8 - 12 - 16 - 20
10 +20 + 5	13 +46 + 28	10 - 16 - 20 - 25
10 +20 + 5	14 +46 + 28	10 - 16 - 20 - 25
12 +24 + 6	15 +46 + 28	12 - 16 - 20 - 25
12 +24 + 6	16 +46 + 28	12 - 16 - 20 - 25
12 +24 + 6	17 +46 + 28	12 - 16 - 20 - 25
14 +24 + 6	18 +46 + 28	14 - 18 - 22 - 28
14 +24 + 6	20 +56 + 35	14 - 18 - 22 - 28
15 +24 + 6	19 +56 + 35	16 - 20 - 25 - 32
15 +24 + 6	21 +56 + 35	16 - 20 - 25 - 32
16 +24 + 6	20 +56 + 35	16 - 20 - 25 - 32
16 +24 + 6	22 +56 + 35	16 - 20 - 25 - 32
18 +24 + 6	22 +56 + 35	18 - 22 - 28 - 36
18 +24 + 6	24 +56 + 35	18 - 22 - 28 - 36
20 +28 + 7	24 +56 + 35	16 - 20 - 25 - 32
20 +28 + 7	26 +56 + 35	16 - 20 - 25 - 32
22 +28 + 7	27 +56 + 35	18 - 22 - 28 - 36
22 +28 + 7	29 +56 + 35	18 - 22 - 28 - 36
25 +28 + 7	30 +56 + 35	20 - 25 - 32 - 40
25 +28 + 7	32 +68 + 43	20 - 25 - 32 - 40
28 +28 + 7	33 +68 + 43	22 - 28 - 36 - 45
28 +28 + 7	36 +68 + 43	22 - 28 - 36 - 45
30 +28 + 7	38 +68 + 43	24 - 30 - 38
32 +34 + 9	38 +68 + 43	20 - 25 - 32 - 40
32 +34 + 9	40 +68 + 43	20 - 25 - 32 - 40
35 +34 + 9	44 +68 + 43	22 - 28 - 35
36 +34 + 9	45 +68 + 43	22 - 28 - 36 - 45
40 +34 + 9	46 +68 + 43	25 - 32 - 40 - 50
40 +34 + 9	50 +68 + 43	25 - 32 - 40 - 50
45 +34 + 9	51 +83 + 53	28 - 36 - 45 - 56
45 +34 + 9	56 +83 + 53	28 - 36 - 45 - 56
50 +34 + 9	56 +83 + 53	32 - 40 - 50 - 63
50 +34 + 9	60 +83 + 53	32 - 40 - 50 - 63

TOLÉRANCES
BAGUES A L'ÉTAT LIBRE
jusqu'à 50 d'alésage
 \varnothing intérieur - \varnothing 1 tolérance G7
 \varnothing extérieur - \varnothing 2 tolérance s7
Longueur - L tolérance $\pm 1\%$

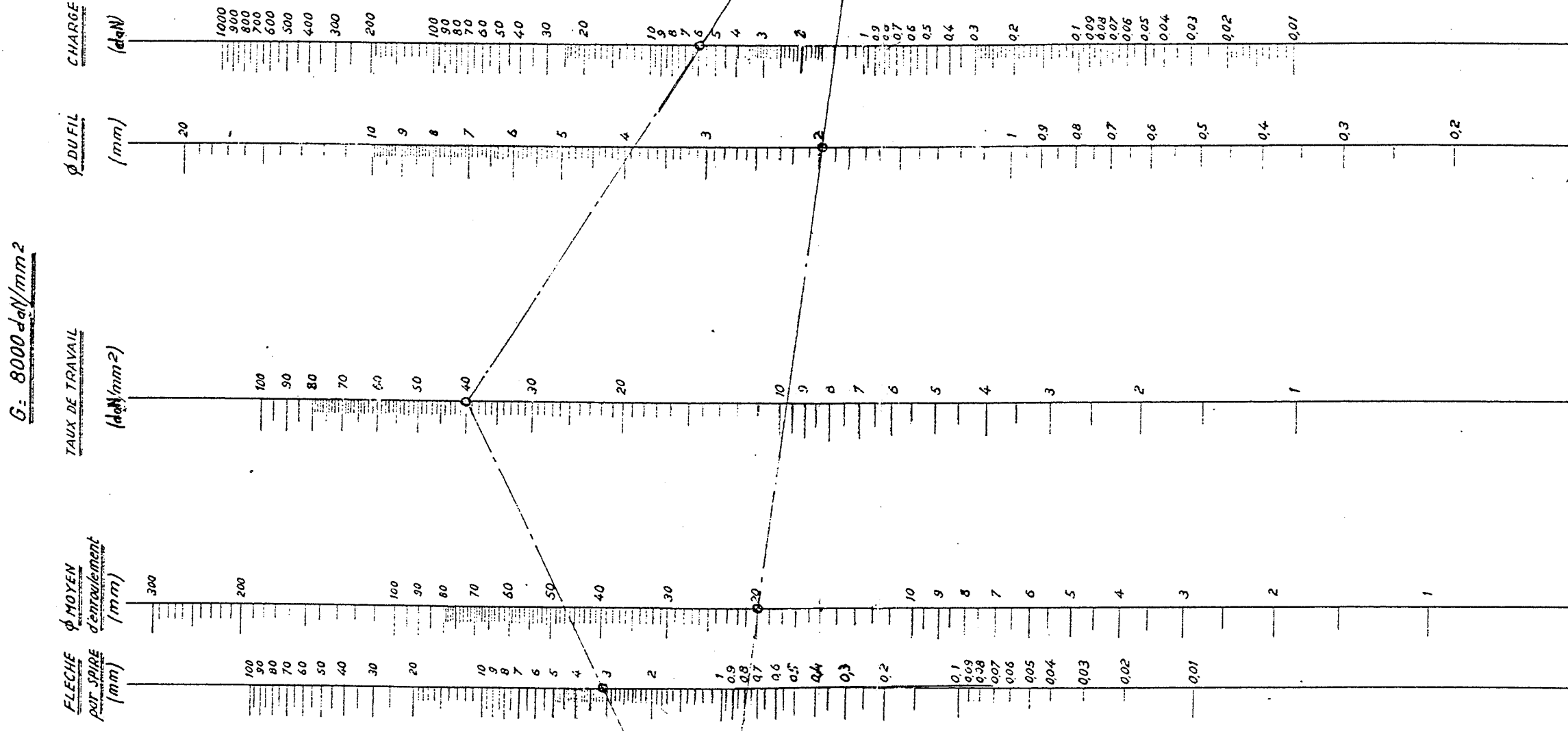
FAUX-ROND
écart des lectures extrêmes au comparateur pour un tour complet de la bague montée sur un mandrin
 \varnothing int. de 0 à 25 tolérance 50 μ
 \varnothing ext. de 25 à 50 tolérance 70 μ

BAGUES APRÈS EMMANCHEMENT
Voir conditions de montage page 4.
Toutefois, pour des bagues de \varnothing int. > 60, la tolérance d'alésage après emmanchement sera de H8.

DÉSIGNATION
Une bague cylindrique de
 \varnothing int. 22 - \varnothing ext. 29 - L 36
sera désignée par :
- Sa nuance
BAGUE MÉTAFRAM BP 25
ou FP 15
- Son symbole dimensionnel
22/29 x 36

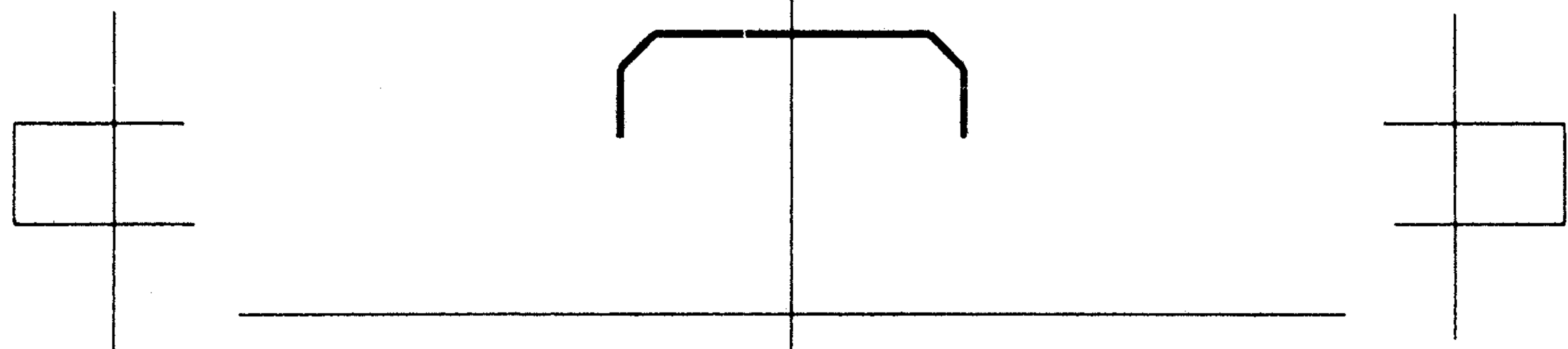
Diamètres à l'état libre		Longueurs normalisées
\varnothing int. = \varnothing 1	\varnothing ext. = \varnothing 2	
60 +40 + 10	70 +89 + 59	90 - 120
60 +40 + 10	80 +89 + 59	90 - 120
70 +40 + 10	80 +89 + 59	120
80 +40 + 10	100 +106 + 76	120
100 +66 + 12	120 +125 + 79	120
110 +66 + 12	125 +132 + 82	120
125 +77 + 14	150 +155 + 92	120

CALCUL DE RESSORTS SPIRAUX CYLINDRIQUES EN FIL ROND



Cet abaque correspond à la valeur de $G : 8000$, pour des valeurs différentes multiplier la fleche obtenue par le coefficient λ

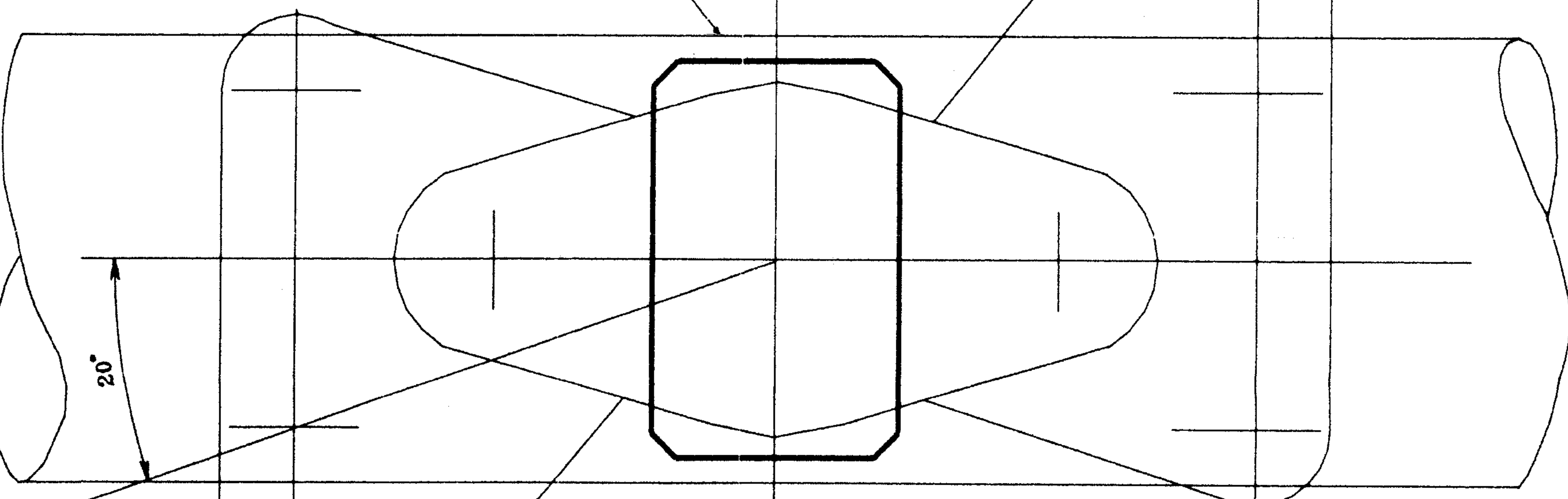
$$\lambda = \frac{8000}{G \text{ du materiau considere}}$$



Galet en position de repos
Galet d'entraînement
revêtement Polyuréthane
Dureté 90 SHORE A

Emplacement des trous
de fixation des bielles
de liaisons entre les
galets d'entraînement

Arbre de propulsion



Emplacement des trous
de fixation des bielles
de liaisons entre les
galets d'entraînement

Echelle 1:1