

## **PARTIE 1 – PROJET MECANIQUE**

*Répondre sur des copies différentes de celles utilisées pour la partie Projet Electricité.*

### **AVERTISSEMENT**

Il est rappelé aux candidats qu'ils doivent impérativement utiliser les notations indiquées dans le texte ou sur les figures. Les candidats sont priés de rédiger sur des feuilles séparées les réponses aux questions relatives aux différentes parties de la composition. Pour chaque partie, il est demandé aux candidats de rédiger dans l'ordre proposé par le sujet.

Il est rappelé aux candidats qu'ils doivent présenter les calculs clairement, dégager et encadrer les résultats relatifs à chaque question référencée dans le sujet. Tout résultat incorrectement exprimé ne sera pas pris en compte. En outre, les correcteurs recommandent d'écrire lisiblement, de numéroter chaque copie en y faisant apparaître clairement la question traitée.

### **PRESENTATION du MECANISME**

**Schéma d'étude du chariot : DAM 1**

Architecture de la tête motrice :

- (1) : châssis tête motrice
- (2) : berceau moteur
- (3) : roue motrice
- (4) : ressort de poussée moteur
- (5) : coulisseau moteur
- (6) : tige de poussée moteur
- (7) : galets de guidage tête moteur
- (8) : galets de guidage tête moteur

Architecture de la tête libre :

- (9) : châssis tête libre
- (10) : berceau libre
- (11) : roue libre
- (12) : ressort de poussée libre
- (13) : coulisseau libre
- (14) : tige de poussée libre
- (15) : galets de guidage tête libre
- (16) : galets de guidage tête libre

Le chariot est constitué de : {tête motrice + châssis général (17) + tête libre}.

On note (conv), le convoyeur constitué de : {chariot + trémie}.

- (0) : rail-guide (bâti)

Liaisons entre les pièces de la tête motrice : (respectivement la tête libre)

$L_{1-2}$  : liaison entre **1** et **2**, pivot parfait d'axe  $(A_1, \bar{z}_0)$  ; respectivement  $L_{9-10}$  , liaison entre **9** et **10** en  $A_2$

$L_{2-3}$  : liaison entre **2** et **3**, pivot parfait d'axe  $(B_1, \bar{z}_0)$  ; respectivement  $L_{10-11}$  , liaison entre **10** et **11** en  $B_2$

$L_{2-5}$  : liaison entre **2** et **5**, pivot parfait d'axe  $(D_1, \bar{z}_0)$  ; respectivement  $L_{10-13}$  , liaison entre **10** et **13** en  $D_2$

$L_{5-6}$  : liaison entre **5** et **6**, glissière parfaite de direction  $\bar{y}_1$  ; respectivement  $L_{13-14}$ , liaison entre **13** et **14**, de direction  $\bar{y}_2$

$L_{6-1}$  : liaison entre **6** et **1**, pivot parfait d'axe  $(E_1, \bar{z}_0)$  ; respectivement  $L_{14-9}$ , liaison entre **14** et **9** en  $E_2$

$L_{0-7}$  : liaison entre **0** et **7**, ponctuelle avec frottement de normale  $(H_1, \bar{y}_0)$  ; respectivement  $L_{0-15}$ , liaison entre **0** et **15** en  $H_2$

$L_{0-3}$  : liaison entre **0** et **3**, ponctuelle avec frottement de normale  $(I_1, \bar{y}_0)$  ; respectivement  $L_{0-11}$ , liaison entre **0** et **11** en  $I_2$

$L_{0-8}$  : liaison entre **0** et **8**, ponctuelle avec frottement de normale  $(J_1, \bar{y}_0)$  ; respectivement  $L_{0-16}$ , liaison entre **0** et **16** en  $J_2$

## PROBLEMATIQUE

La problématique se présente en trois points.

- Tout d'abord, on cherche à déterminer le groupe motoréducteur assurant la mise en mouvement du convoyeur dans la configuration de déplacement sur rail horizontal. Dans ces conditions, le convoyeur doit atteindre la vitesse de 30 m/min en un temps n'excédant pas 5 secondes.
- Ensuite, on prévoit d'adapter le système existant à une installation dans laquelle le cheminement du convoyeur comporte une rampe à gravir caractérisée par une pente de 20% sur une longueur de 3m.
- Enfin, on envisage une nouvelle conception partielle du châssis général (17) de sorte qu'il présente les mobilités nécessaires au déplacement dans la nouvelle installation.

## ANALYSE MECANIQUE

### PARTIE A : Analyse de la fonction : guidage de la trémie

On envisage l'étude du degré d'hyperstatisme de la tête motrice : **DAM 2**

Hypothèses :

- H1 : Le convoyeur est immobile.
- H2 : La roue motrice (3) n'est pas en contact avec le rail-guide (0).
  - \* les solides (0-1-7-8) constituent le sous ensemble cinématique noté (ENS1).
  - \* les solides (2-3) constituent le sous ensemble cinématique noté (ENS2).

**Q1** : Etude de la chaîne fermée constituée de : (ENS1), (ENS2), 5,6.  
Sur copie, établir le graphe des liaisons de la chaîne.

**Q2** : En effectuant l'étude de la chaîne précédente, déterminer le degré d'hyperstatisme de la chaîne de solides (ENS1), (ENS2), 5,6.

**Q3** : En effectuant l'étude de la chaîne précédente, proposer une solution isostatique pour la chaîne de solides (ENS1), (ENS2), 5,6 ; sachant que la liaison avec le châssis (1) en  $A_1$  ne doit autoriser qu'un seul degré de liberté.

### Hypothèses pour toutes les études :

- L'ensemble du convoyeur (conv) présente une symétrie longitudinale de plan  $(\vec{x}_0 \vec{y}_0)$ .  
Toute l'étude sera traitée dans ce plan.
- La masse de toutes les pièces est négligeable devant la masse M du châssis général (17) équipé de la trémie chargée d'aliments.  
La masse M est de poids  $\vec{Q}$  appliqué au point K. On note  $\vec{Q} = M \vec{g}$ .  
accélération de la pesanteur  $\vec{g} = -g \vec{y}_0$

- Le groupe motoréducteur fournit la puissance :  
 $P_m$  : puissance délivrée par le moteur  
 $\eta$  : rendement du réducteur
- Le diamètre extérieur de la roue motrice (3) est noté  $D_3$

**PARTIE B : Analyse de la fonction : entraînement de la trémie**

On envisage l'étude statique du ressort de la tête motrice : **DAM 3**

Le bon fonctionnement du système de transmission de puissance est tributaire de l'efficacité avec laquelle le dispositif à ressort assure le roulement sans glissement de la roue motrice par rapport au rail-guide.

Il est donc nécessaire de savoir régler l'effort fourni par le ressort de poussée moteur pour satisfaire la condition de roulement sans glissement en  $I_1$  (voir schéma d'étude statique, DAM 3).

Pour assurer cette condition de fonctionnement, au montage, l'action du ressort de poussée (4) est contrôlée par la position de l'écrou de réglage sur la tige de poussée (6).

On envisage donc d'établir la relation entre l'action exercée par le ressort de poussée et les composantes du torseur d'actions mécaniques en  $I_1$

**Conditions d'étude :**

La roue (3) étant en contact avec le rail-guide (0), on considère la tête motrice séparée du reste de l'ensemble (conv).

Dans ces conditions, la charge  $\bar{Q}$  ne produit aucune action sur la tête motrice.

Le groupe motoréducteur étant à l'arrêt, la tête motrice est en équilibre.

La solution isostatique adoptée pour le mécanisme de tête motrice conduit aux liaisons définies précédemment.

Seule la liaison (2-5), au point  $D_1$ , est modifiée et caractérisée par un torseur d'actions mécaniques transmissibles de type glisseur :

$$\bar{R}_{2-5} = X_{2-5} \bar{x}_0 + Y_{2-5} \bar{y}_0$$

D'une manière générale, on note :  $\bar{R} = X \bar{x}_0 + Y \bar{y}_0$  comme par exemple :

$\bar{R}_{1-2} = X_{1-2} \bar{x}_0 + Y_{1-2} \bar{y}_0$  représente la résultante statique du torseur d'actions mécaniques exercées par le solide (1) sur le solide (2).

Au point  $C_1$ , le torseur d'actions mécaniques transmissibles par le solide (4) au solide (5) est de type glisseur :  $\bar{R}_{4-5} = F \bar{y}_1$  avec  $F > 0$   $F$  : force de poussée d'un ressort.

Les liaisons ponctuelles en  $I_1, H_1, J_1$  définies précédemment, sont conservées.

On pose :  $\overline{C_1 D_1} = h \bar{y}_1$   $(\bar{y}_0, \bar{y}_1) = \alpha$   $\alpha > 0$

**Q4 :** Montrer que  $\bar{R}_{2-5}$  est de direction  $\bar{y}_1$ .

Rappel : Le principe fondamental de la statique peut être appliqué indifféremment à un solide ou à un ensemble de solides.

**Q5** : Montrer que  $\vec{R}_{2,5} = -F\vec{y}_1$

**Q6** : Pour que la tête motrice soit entraînée, la roue motrice (**3**) doit rouler sans glisser sur le rail-guide (**0**).

Cette fonction est remplie si l'effort F est suffisant pour assurer le roulement sans glissement de (**3**) par rapport à (**0**) au contact en I<sub>1</sub>

On demande donc d'établir la relation entre F et les composantes du torseur d'actions mécaniques de la liaison en I<sub>1</sub> et des paramètres géométriques a, d, e et  $\alpha$ .

N.B. : Le groupe motoréducteur vient d'être posé sur le rail, il est à l'arrêt et hors tension, donc pour ce calcul, nous supposons l'adhérence nulle entre roues et rail et entre galets et rail puisqu'il n'y a pas mouvement.

**Q7** : Le plan ( $I_1 \vec{x}_0 \vec{y}_0$ ) étant plan de symétrie mécanique pour l'ensemble des 3 solides : roue motrice (**3**), galets de guidage tête moteur (**7**) et (**8**) ; on envisage de déterminer les torseurs d'actions mécaniques transmis au niveau des contacts entre les galets de guidage et le rail-guide (points H<sub>1</sub> et J<sub>1</sub>).

Calculer les composantes des torseurs en H<sub>1</sub> et J<sub>1</sub> en fonction de F a d e  $\alpha$

### **PARTIE C : Choix du groupe motoréducteur :**

On considère l'ensemble (conv) dont fait partie la tête libre (celle-ci présente la même architecture que la tête motrice, groupe motoréducteur exclu).

La solution isostatique adoptée pour le mécanisme de tête libre conduit aux liaisons définies précédemment.

Seule la liaison (**10-13**), au point D<sub>2</sub>, est modifiée et caractérisée par un torseur d'actions mécaniques transmissibles de type glisseur

$$\vec{R}_{10-13} = X_{10-13} \vec{x}_0 + Y_{10-13} \vec{y}_0$$

Au point C<sub>2</sub>, le torseur d'actions mécaniques transmissibles par le solide (**12**) au solide (**13**) est de type glisseur :  $\vec{R}_{12-13} = F\vec{y}_2$  avec  $F > 0$

On rappelle que les liaisons en I<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, J<sub>2</sub> sont des liaisons ponctuelles avec frottement de normale  $\vec{y}_0$  respectivement :

- L<sub>0-11</sub> : liaison entre **0** et **11** en I<sub>2</sub>
- L<sub>0-15</sub> : liaison entre **0** et **15** en H<sub>2</sub>
- L<sub>0-16</sub> : liaison entre **0** et **16** en J<sub>2</sub>

Etant donné toutes les liaisons définies précédemment et que, seule la charge  $\vec{Q}$  appliquée en K est prise en compte, l'ensemble (conv) admet le plan ( $K \vec{y}_0 \vec{z}_0$ ) comme plan de symétrie mécanique.

Remarque :

Lorsque l'ensemble (conv) est en mouvement, les deux têtes assurent des fonctions différentes.

La tête motrice (**1 2 3 4 5 6 7 8**) comportant un groupe motoréducteur génère le mouvement.

La tête libre (**9 10 11 12 13 14 15 16**) est un système uniquement porteur.

Quand l'ensemble (conv) est à l'arrêt, le groupe motoréducteur est inactif.

**Q8 :** Dans ces conditions, ensemble (conv) immobile sur le rail-guide (0), on souhaite déterminer les torseurs d'actions mécaniques aux contacts des galets de guidage (7), (8), (15), (16) avec le rail-guide (0).

Exprimer les composantes des torseurs d'actions mécaniques transmissibles par les liaisons aux points  $H_1 J_1 H_2 J_2$  en fonction de  $F Q a d e \alpha$ .

### Etude dynamique de l'ensemble (conv) :

Dans cette étude, l'ensemble (conv) est animé d'un mouvement de translation rectiligne de direction horizontale  $\bar{x}_0$  par rapport au rail-guide (0).

Le mouvement, uniformément accéléré, est défini par les conditions suivantes : de l'instant  $t_0 = 0$  et l'instant  $t$ , la vitesse passe de  $V_0 = 0$  à  $V$ .

Au cours de ce mouvement, la roue (3) est animée d'un mouvement de rotation autour de l'axe  $\bar{z}_0$ .

L'ensemble des actions mécaniques exercées par l'arbre de sortie du groupe motoréducteur sur la roue (3) est réductible à un torseur couple noté  $\bar{C}_3$ .

La résistance au roulement des roues et galets non motorisés peut être interprétée comme une force résultant d'un phénomène de frottement de glissement aux points de contact avec le rail-guide.

Le coefficient de résistance au roulement, noté  $f$ , est tel que :  $|X| = f |Y|$  en chacun des points de liaison ; par exemple, en  $H_1$  :  $|X_{0-7}| = f |Y_{0-7}|$

On note :  $\bar{V}_{K,17/0} = V \bar{x}_0$  avec  $V > 0$

$V$  est la vitesse linéaire du point  $K$  à la fin de la phase d'accélération.

Vecteur rotation de la roue (3) :  $\bar{\Omega}_{32} = \Omega_{32} \bar{z}_0$  avec  $\Omega_{32} > 0$

$\bar{C}_3 = C_3 \bar{z}_0$  avec  $C_3 > 0$

N.B. : La masse de la roue étant négligeable devant la masse de l'ensemble (conv), le moment d'inertie de la roue par rapport à son axe de rotation est considéré comme nul.

**Q9 :** Exprimer  $V_{K,17/0}$  en fonction de  $D_3$  et  $\Omega_{32}$  et calculer la valeur numérique de  $\Omega_{32}$  en tours par minute.

$D_3 = 100 \text{ mm}$        $V = 30 \text{ m/min}$

**Q10:** Donner la référence des éléments composant les groupes motoréducteurs susceptibles de satisfaire la condition cinématique.

**TABLEAU 1**

Extrait catalogue moteur

Référence moteur	Puissance utile en Watt	Vitesse en tr/min	Réducteurs compatibles
PM024 0644	140	1400	Type 030
PM024 0722	275	2800	Type 045
PM024 0622	320	3100	Type 045
PM024 0822	500	2800	Type 045

Extrait catalogue réducteurs

Référence réducteur	Rapport de réduction $r$	Rendement $\eta$	Couple maxi dynamique Nm
Type 030	1/19	0.79	30
Type 030	1/30	0.69	30
Type 045	1/21	0.8	60
Type 045	1/28	0.8	103

**Q11:** En appliquant le principe fondamental de la dynamique à la roue motrice (3) seule, déterminer l'expression du moment  $C_3$  en fonction de  $D_3$  et des composantes du torseur d'actions mécaniques transmissibles pour la liaison au point  $I_1$

**Q12:** En appliquant le principe fondamental de la dynamique à l'ensemble (conv), déduire de ce qui précède l'expression de  $C_3$  en fonction de  $M$   $F$   $f$   $g$   $V$   $t$   $D_3$   $a$   $d$   $e$   $\alpha$ .

**Q13:** Exprimer la puissance que doit fournir le groupe motoréducteur à la roue motrice (3) en fonction de  $M$   $F$   $f$   $g$   $V$   $t$   $a$   $d$   $e$   $\alpha$ .

**Q14:** Dans ces conditions, calculer la valeur numérique de la puissance (en W) que doit fournir le groupe motoréducteur à la roue motrice (3).

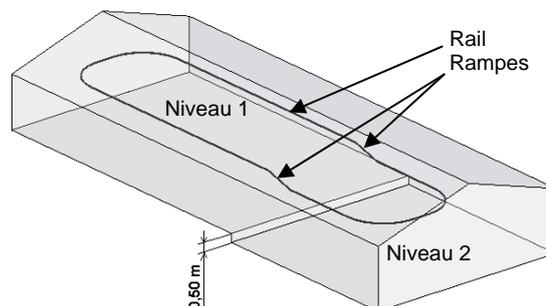
$$M = 800 \text{ kg} \quad F = 1300 \text{ N} \quad f = 0,035 \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad V = 30 \text{ m/min} \quad t = 5 \text{ s}$$

$$a = 60 \text{ mm} \quad d = 55 \text{ mm} \quad e = 95 \text{ mm} \quad \alpha = 30^\circ$$

**Q15:** Proposer le groupe motoréducteur le mieux adapté à ces conditions de fonctionnement. (voir **TABLEAU 1**)

#### **PARTIE D :      Projet d'évolution de l'installation :**

On prévoit d'adapter le système existant à une installation dans laquelle le cheminement du convoyeur comporte une rampe à gravir.



*Vue générale de la chèvrerie sur deux niveaux*

Schéma d'étude de la nouvelle installation : **DAM 4**

La rampe, de pente 20 %, a une longueur égale à 3 m.

L'angle  $\theta$  caractérise l'inclinaison du rail-guide par rapport à l'horizontale :  $(\vec{x}_0 \ \vec{x}) = \theta \quad \theta > 0$

Le convoyeur existant est conservé dans les conditions étudiées.

Le mouvement dans la rampe inclinée est uniforme à la vitesse  $\vec{V}_{K,17/0} = V \vec{x}$  avec  $V > 0$

N.B. : La forme des torseurs d'actions mécaniques définie précédemment reste valable dans la base  $(\vec{x} \ \vec{y} \ \vec{z}_0)$ .

**Q16:** En adaptant aux conditions de fonctionnement de la nouvelle installation l'expression de la puissance établie à la question **Q13**, montrer que la puissance peut s'écrire :

$$P = V \left[ \frac{3Ff[(2a+d)\cos\alpha - e\sin\alpha]}{a} + Mg(f\cos\theta + \sin\theta) \right]$$

**Q17:** Dans ces conditions, calculer la valeur numérique de la puissance (en W) que doit fournir le groupe motoréducteur à la roue motrice (3) sachant que la pente à gravir correspond à un angle  $\theta$  égal à  $10^\circ$ .

**Q18:** Le groupe motoréducteur initialement choisi pouvant fonctionner en surcharge pendant une durée maximale de 10 secondes, ce groupe convient-il pour la nouvelle utilisation ?

### CONSTRUCTION

La présence de la rampe inclinée dans le déplacement du convoyeur nécessite une mobilité supplémentaire procurée par les liaisons de type pivot aux points  $M_1$  et  $M_2$  (DAM 4)

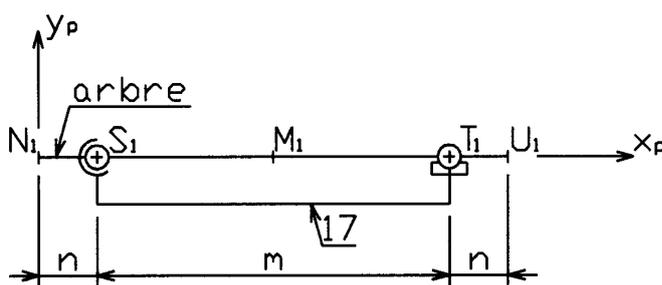
- $L_{17-18}$  : liaison entre **17** et **18**, pivot parfait d'axe  $(M_1, \vec{z}_0)$
- $L_{17-19}$  : liaison entre **17** et **19**, pivot parfait d'axe  $(M_2, \vec{z}_0)$

#### PARTIE E : Etude de la liaison pivot $L_{17-18}$ :

On envisage de choisir les roulements et le matériau constituant l'arbre de liaison suivant une condition de résistance : la contrainte normale maximale dans l'arbre ne doit pas dépasser une limite fixée.

Dans cette étude, l'arbre de liaison est modélisé par une poutre droite à section circulaire constante d'axe  $\vec{x}_p$ .

Schéma d'étude : on pose :  $\vec{x}_p = \vec{z}_0$        $\vec{y}_p = \vec{y}_0$



$M_1$  : milieu de  $S_1T_1$

$M_1$  : milieu de  $N_1U_1$

(18) non représentée

Hypothèses :

H3 : L'arbre est lié à la pièce (18) en  $N_1$  et  $U_1$ .

Le torseur d'actions mécaniques transmissibles au niveau de chacune de ces liaisons est de type glisseur :

$$\text{en } N_1: \text{ glisseur } \quad \vec{W}_1 = W_1 \vec{y}_p \quad W_1 > 0$$

$$\text{en } U_1: \text{ glisseur } \quad \vec{W}_2 = W_2 \vec{y}_p \quad W_2 > 0$$

H4 : La liaison pivot est construite au moyen de deux roulements à billes à contact radial de centres  $S_1$  et  $T_1$  (roulements identiques).

- Q19:** - Justifier les modèles cinématiques retenus pour les roulements.  
 - Exprimer le torseur d'actions mécaniques transmissibles par chaque roulement en son centre dans le repère  $(\vec{x}_p, \vec{y}_p, \vec{z}_p)$ .  
 N.B. : Le problème est traité dans le plan  $(\vec{x}_p, \vec{y}_p)$ .

H5 : Le convoyeur est immobile.

L'arbre est en équilibre sous l'action des torseurs d'actions mécaniques aux points  $N_1, U_1, S_1, T_1$  caractérisés précédemment.

- Q20:** On donne :  $W_1 = W_2 = 2 \text{ kN}$      $m = 40 \text{ mm}$      $n = 10 \text{ mm}$   
 Montrer que les torseurs d'actions mécaniques transmis par les roulements sont des glisseurs égaux à  $-2\vec{y}_p$  (en kN)

- Q21:** Exprimer les composantes du torseur de cohésion le long de la poutre et tracer les diagrammes correspondants.

- Q22:** On note :

$k$  : le coefficient de concentration de contraintes due aux usinages résultant des conditions fonctionnelles.

$s$  : le coefficient de sécurité retenu pour ce type de construction.

$R_e$  : la limite d'élasticité à l'élongation du matériau constituant l'arbre.

$M_{\max}$  : la valeur maximale du moment fléchissant dans l'arbre.

$d$  : diamètre de l'arbre.

Déterminer l'expression de la valeur minimale de  $R_e$  en fonction de :  $M_{\max}, d, k, s$ .

- Q23:** Dans les conditions de fonctionnement définies, le chargement des roulements est principalement statique.

On donne :  $M_{\max} = 20 \text{ N.m}$      $k = 2,5$      $s = 4$

Afin de limiter l'encombrement de la liaison, on cherche à déterminer les roulements satisfaisant tous les critères de conception de la liaison pivot.

Indiquer le diamètre  $d$  des roulements à retenir ainsi que le matériau susceptible d'être utilisé pour fabriquer l'arbre.

Roulements à une rangée de billes à contact radial :

Série de dimensions 10						
d	D	B	r	$C_o$ daN	C daN	N max tr/min
3						
4						
5						
6						
8	22	7	0,3	134	325	38000
9	24	7	0,3	153	371	36000
10	26	8	0,3	196	462	28000
12	28	8	0,3	224	507	26000
15	32	9	0,3	250	559	28000
17	35	10	0,3	280	605	24000

Matériaux :

Nuance	R <sub>e</sub> MPa
38 Cr 2	350
46 Cr 2	400
41 Cr 4	560
10 Ni Cr 6	420
20 Ni Cr 6	700

### **PARTIE F : Conception :**

L'étude d'avant projet de la liaison pivot L<sub>17-18</sub> tient compte de la production en série réduite (une dizaine d'unité par mois).

Le document **DRM1** donne des éléments représentant partiellement, à l'échelle 1, les pièces **(1)** **(17)** **(18)**.

- **(1)** : non modifiable.
- **(17)** : tube carré de 50 mm de côté, épaisseur 5 mm
- **(18)** : cylindre d'axe  $\bar{y}_0$ , diamètre 25 mm.

Les pièces **(17)** et **(18)** peuvent être partiellement modifiées selon les besoins de la conception.

Des vues complémentaires peuvent éventuellement compléter la définition des solutions.  
Seules les arêtes cachées indispensables à la compréhension des solutions sont à représenter.  
Coter les ajustements et les jeux axiaux indispensables à la définition des solutions.

**Q24:** Sur le document DRM1, **représenter à main levée**, la liaison pivot comportant deux roulements à billes à contact radial lubrifiés à vie; d = 17 mm.

### **PARTIE G : Fabrication :**

L'installation existante comporte des liaisons pivot L<sub>1-17</sub> en P<sub>1</sub>, respectivement L<sub>9-17</sub> en P<sub>2</sub> (DAM1).  
L'axe des pivots est représenté sur le document **DAF1**.  
Chaque liaison pivot est constituée de deux roulements à billes à contact radial montés sur les diamètres  $\phi$  25 k6

**Q25:** Indiquer la composition métallurgique de la pièce.

**Q26:** - Quelle est la condition technologique nécessitant la tolérance k6 sur l'arbre ?  
- Donner le nom et la définition (sous forme de schéma commenté) de la condition géométrique qui relie les deux cylindres  $\phi$  25 k6  
- Quelle est la condition technologique qui nécessite cette condition géométrique?

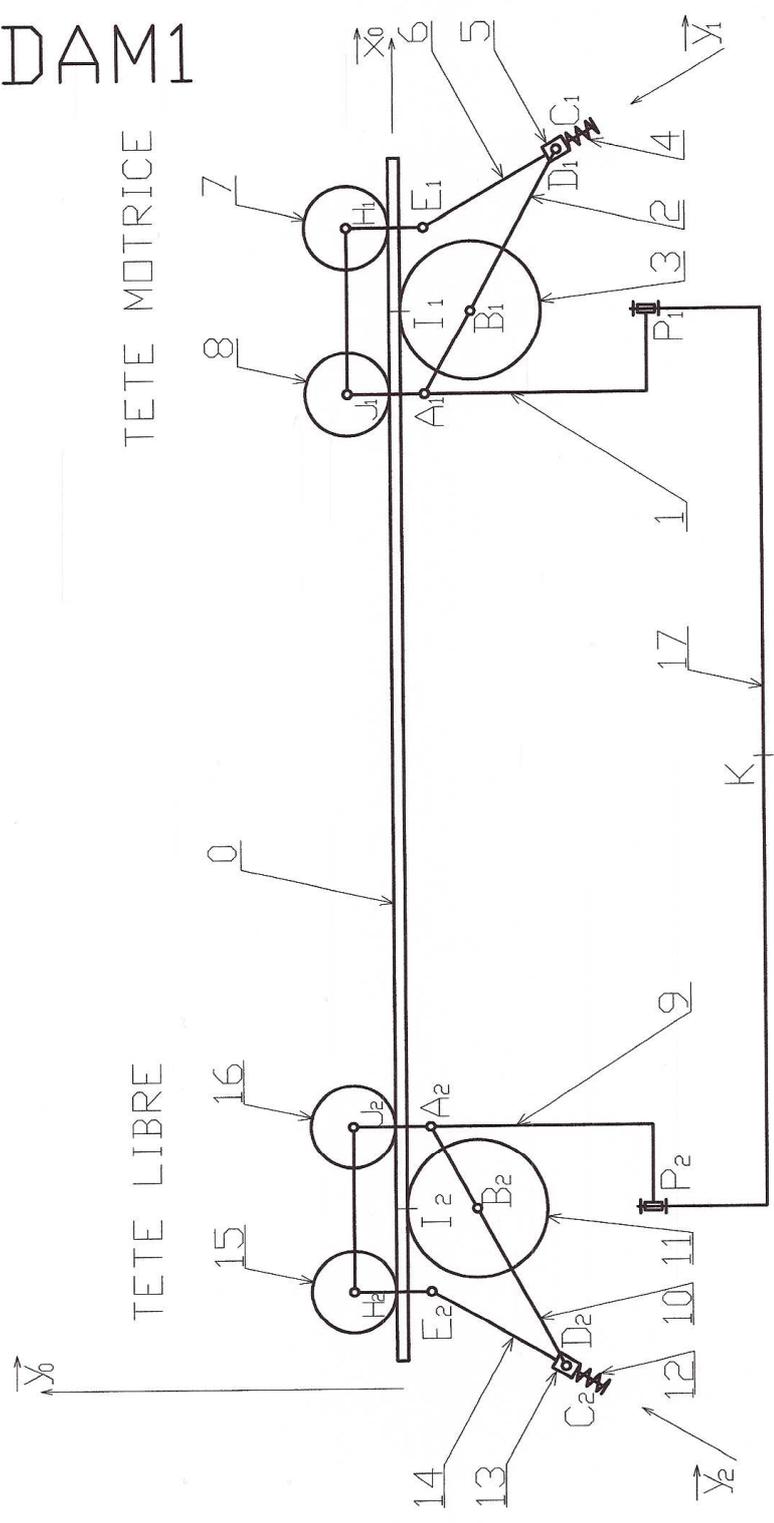
**Q27:** Justifier la nécessité de la cotation du cylindre A : Ra 0,8.

**Q28:** Dans le but de réduire ses coûts de production, l'entreprise intègre la pièce étudiée dans divers produits de sa gamme.  
Des impératifs commerciaux conduisent à prévoir des campagnes de production à raison de 100 pièces par jour.  
Proposer le type de machine outils adaptée à cette production.

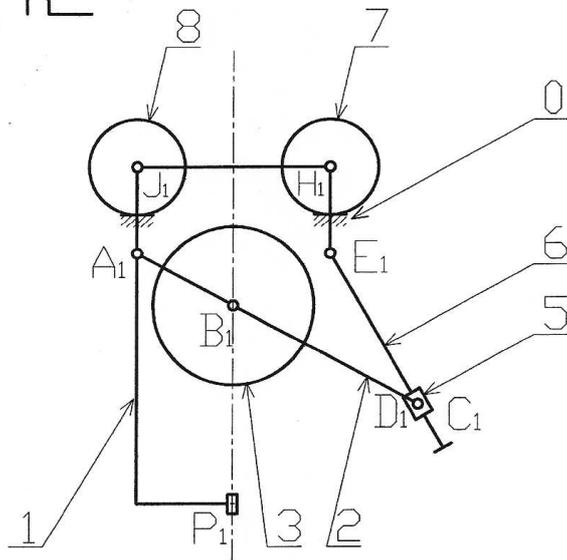
**Q29:** Ces conditions de production s'effectuant sur un mois, quel procédé d'obtention du brut semble le plus approprié ?

**Fin de l'énoncé**

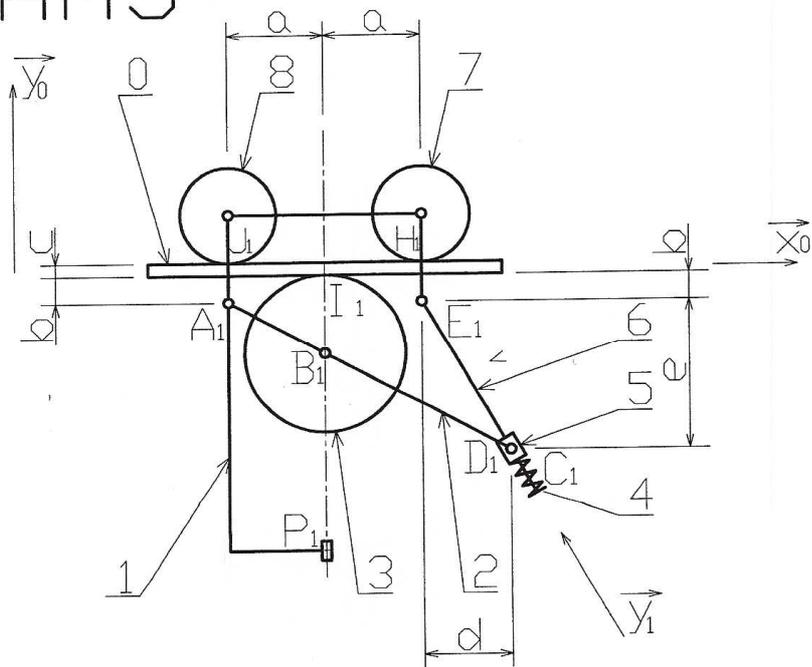
# DAM1



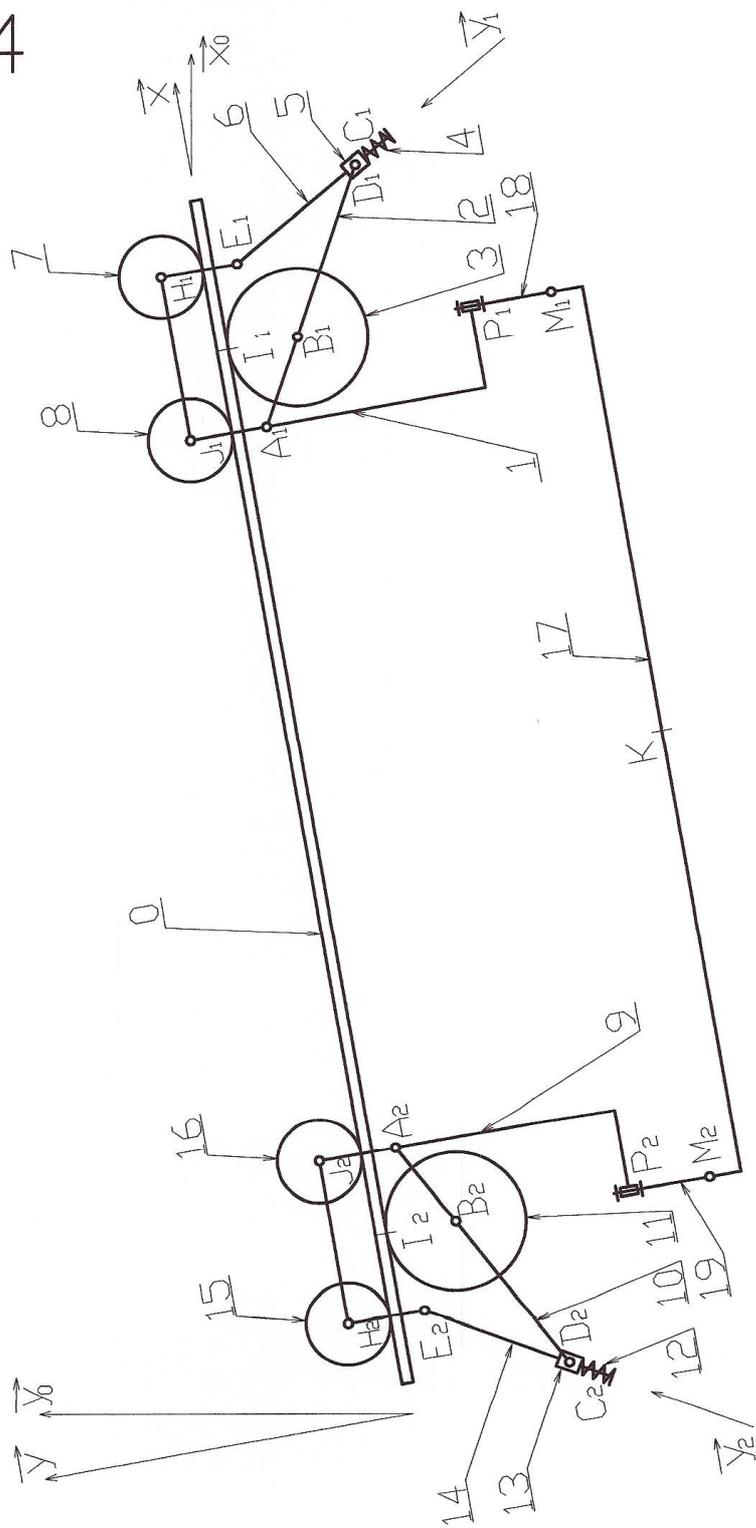
# DAM2

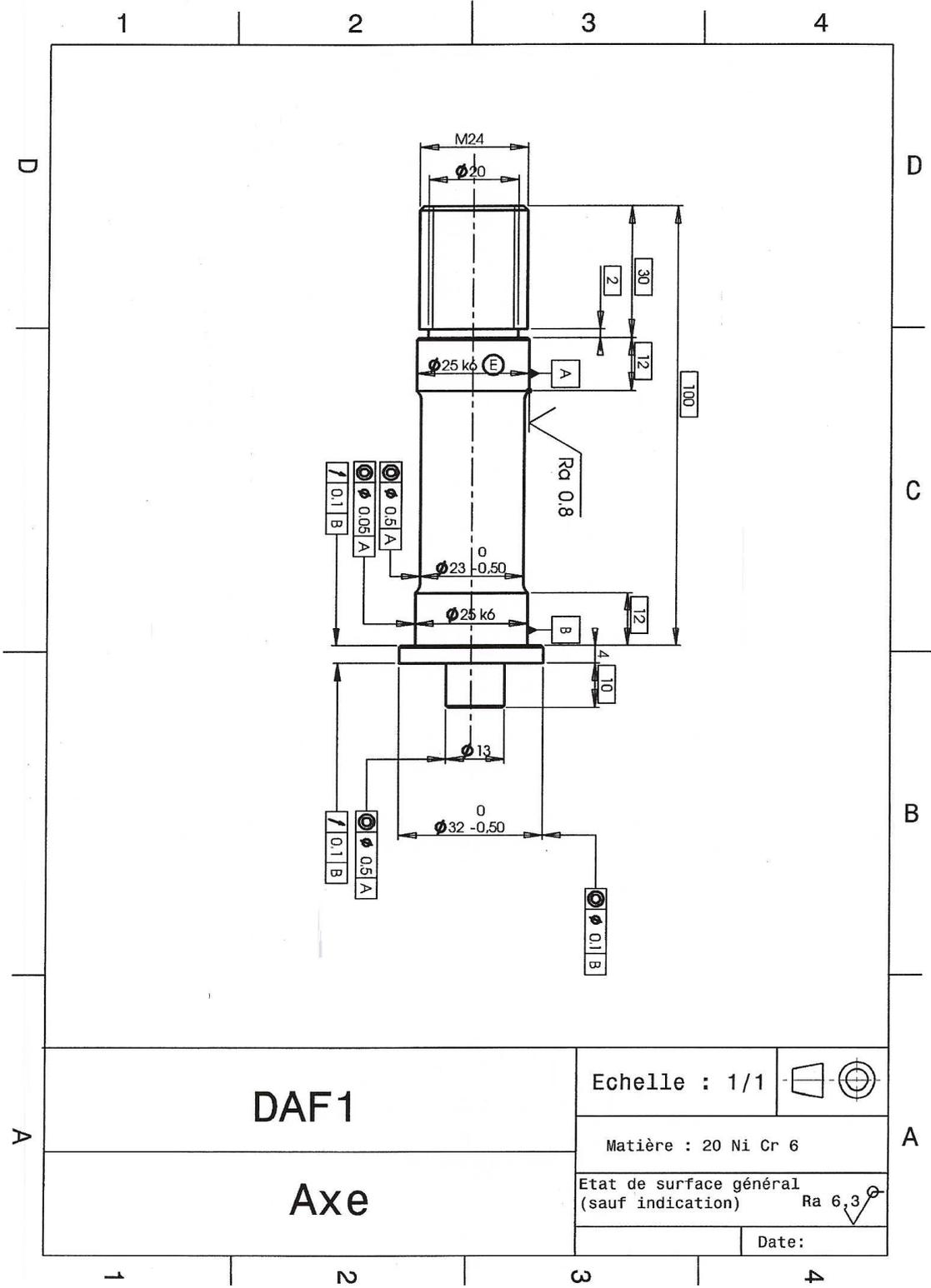


# DAM3



# DAM4

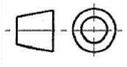




DAF1

Axe

Echelle : 1/1

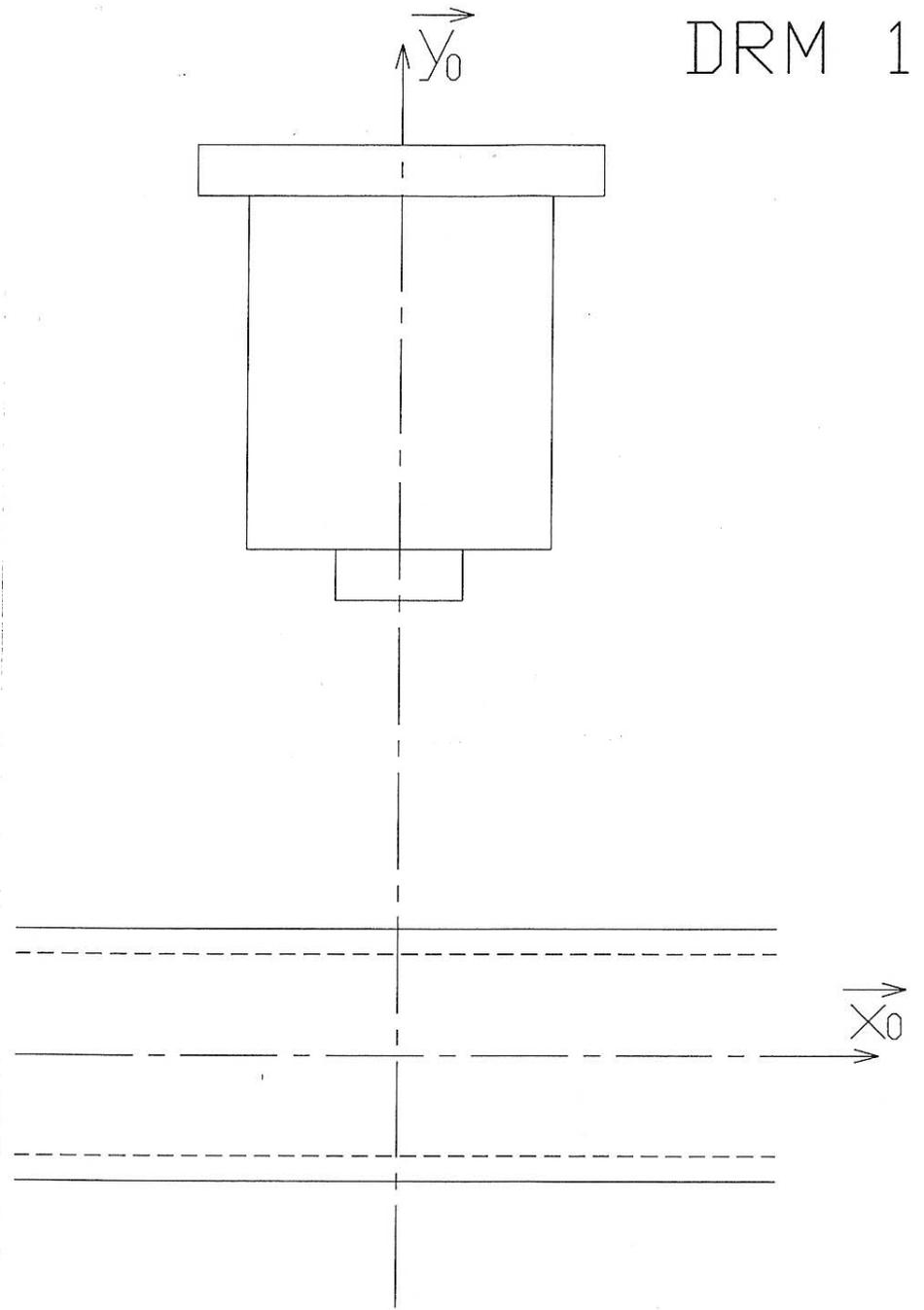
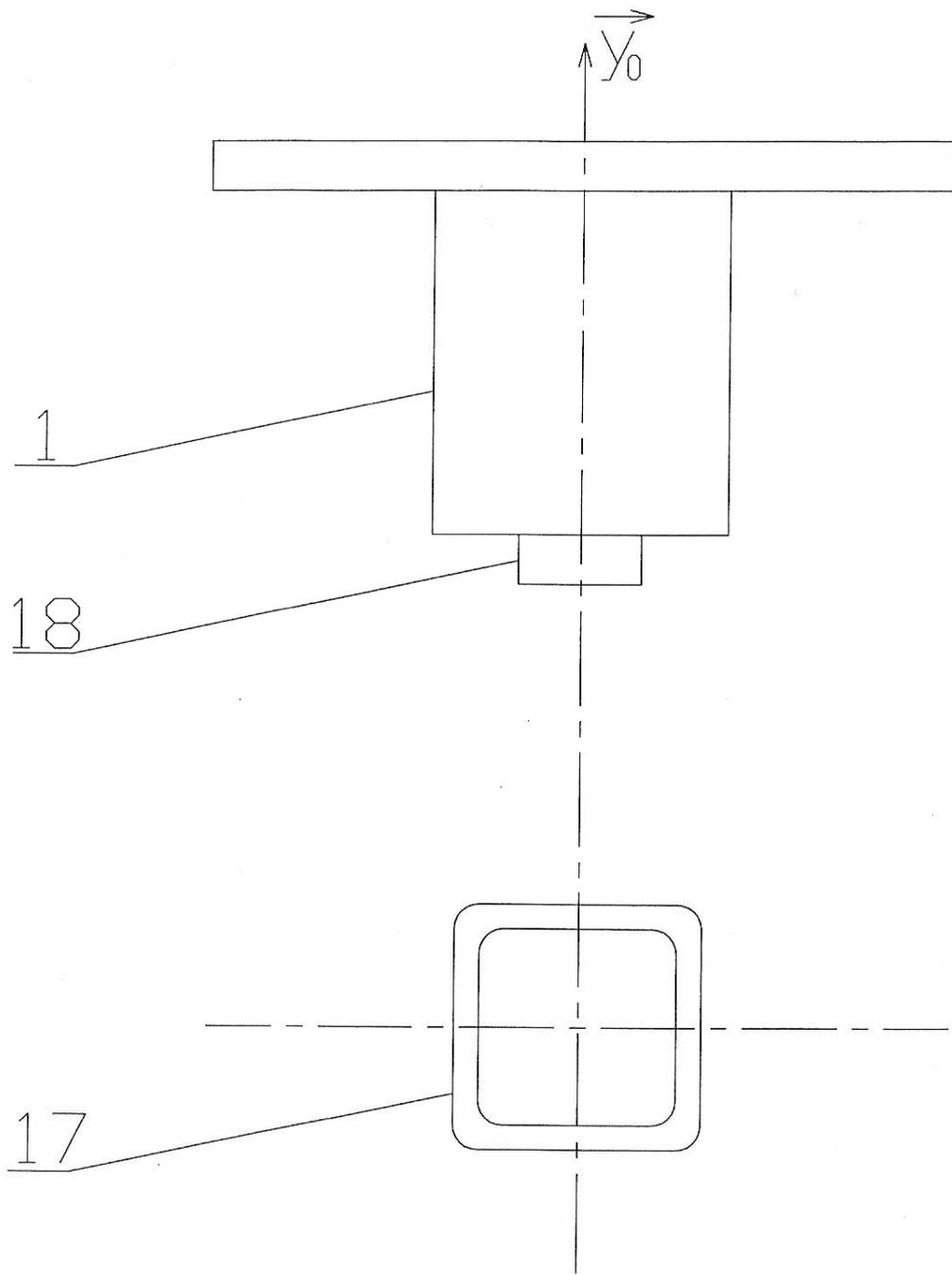


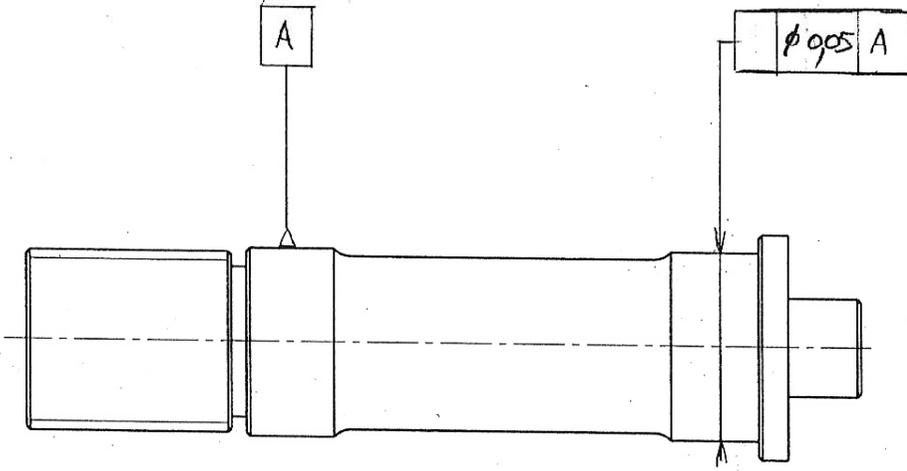
Matière : 20 Ni Cr 6

Etat de surface général (sauf indication) Ra 6,3

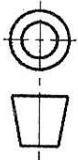
Date:

DRM 1





Echelle : 1/1



Matière : 20 Ni Cr. 6

Etat de surface général  
(sauf indication) Ra 6,3

Date:

DRF1

AXE

4

3

2

1

D

C

B

A

A