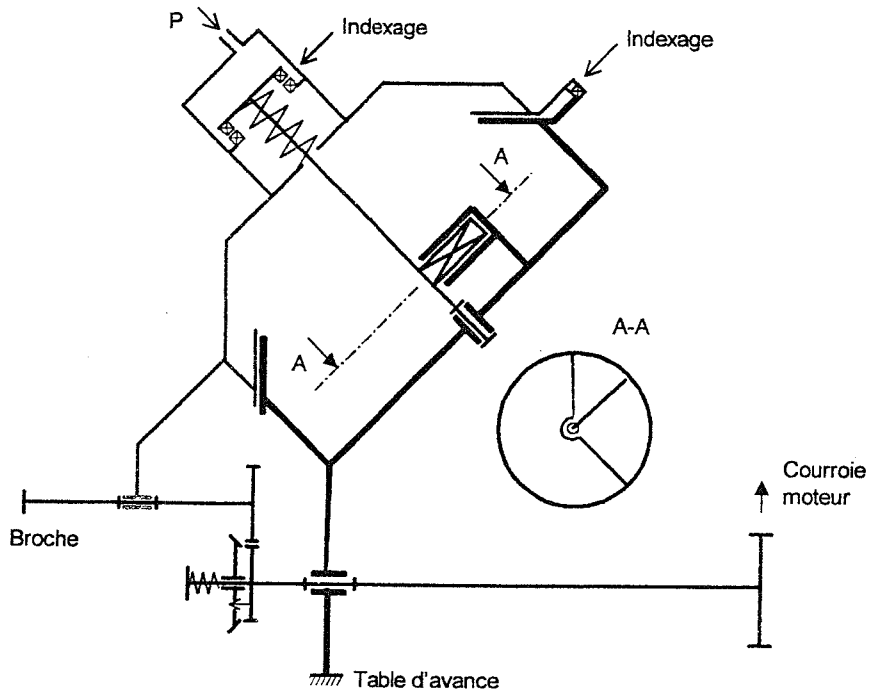


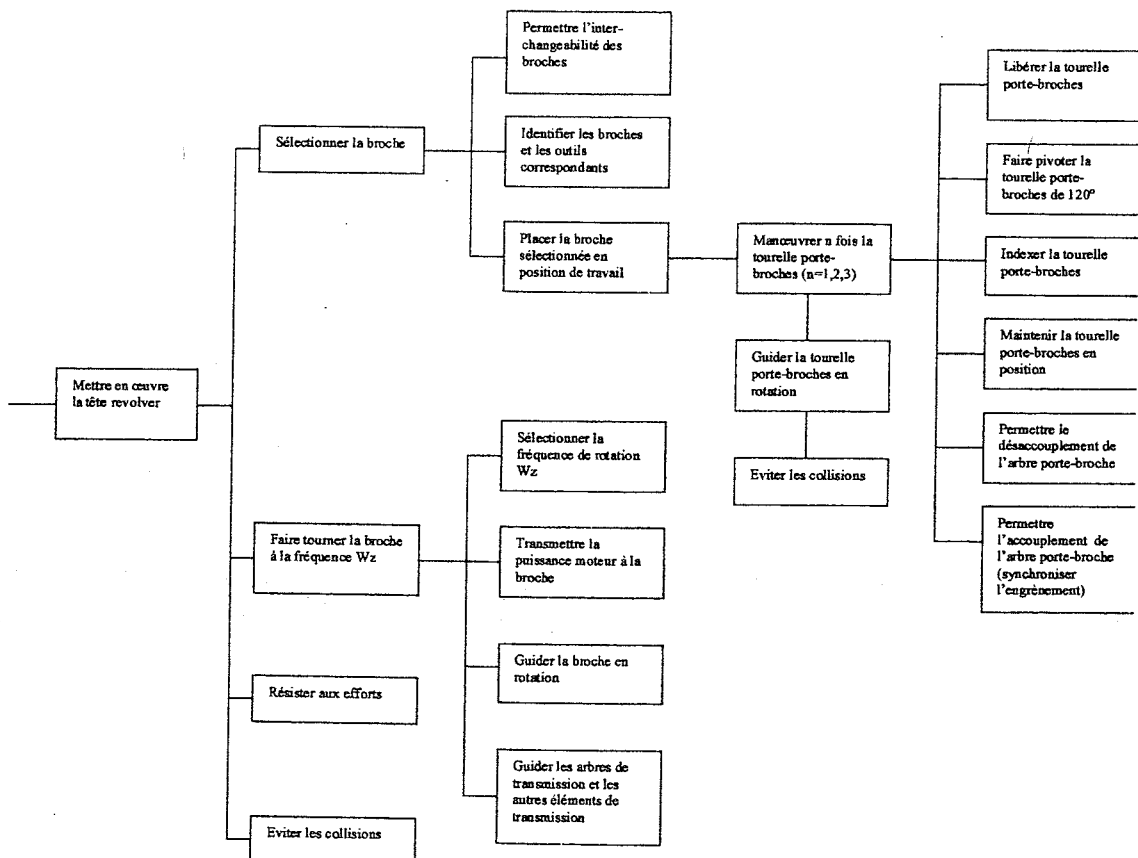
ELEMENTS DE CORRIGE

Question 1.1



Question 1-2 :

Diagramme de la fonction « Mettre en œuvre la tête revolver »



Question 1-3

	Critère N° 1	Critère N° 2	Critère N° 3	Critère N° 4	Critère N° 5	Critère N° 6	Total
	Stabilité et tenue aux efforts. Rigidité	Simplicité de fabrication	Collision avec les autres éléments de la machine	Encombrement radial	Encombrement axial	Nombre d'outils	
Axe horizontal	2 Effort dans l'axe du cône	1	0 Les axes des outils sont parallèles Eliminatoire	2	2	0	7
Axe à 45°	2 Cône à 45° suffisant	0	2 Les axes des outils divergent	1	1	1	7
Axe vertical	0 Effort et appui déportés Eliminatoire	1	2	0	0	2	5

Question 2

1ère phase : Soulèvement de la tourelle (mouvement de translation de l'ensemble noté S)
L'application du principe fondamental de la dynamique (équation de résultante en projection sur la direction du mouvement) permet d'écrire :

Hypothèses : Les frottements sont négligeables (en particulier au niveau des joints)

$$R_{\text{huile} \rightarrow \text{corps 23}} - R_{\text{rondelle19} \rightarrow \text{tourelle15}} = m(S) \cdot \gamma_{\text{so}}(s/\text{bâti1})$$

$$\gamma_{\text{so}}(s/\text{bâti1}) = \frac{R_{\text{huile} \rightarrow \text{corps 23}} - R_{\text{rondelle19} \rightarrow \text{tourelle15}}}{m(S)}$$

AN :

$$\gamma_{\text{so}}(s/\text{bâti1}) = \frac{300 * \pi * 4^2 - 10000}{34} = 149,4 \text{ m/s}^2$$

Si on fait l'hypothèse d'un mouvement uniformément accéléré avec un choc en fin de course la durée du mouvement sera :

$$t_{\text{so}} = \sqrt{\frac{2 * d}{\gamma}}$$

AN : $t_{\text{so}} = 0,009 \text{ s}$

2ème phase : Rotation de la tourelle

Rotation accélérée :

L'application du principe fondamental de la dynamique (équation de moment par rapport à un point fixe en projection sur l'axe de rotation) permet d'écrire :

$$\bar{M}_O(\text{huile} \rightarrow \text{piston rotatif}) = J(s') \cdot \ddot{\theta}(s'/\text{bâti1}) \bar{x}$$

$$\bar{M}_O(\text{huile} \rightarrow \text{piston rotatif}) = \int_{r_1}^{r_2} r \cdot p \cdot h \cdot dr = p \cdot h \cdot \left[\frac{r^2}{2} \right]_{r_1}^{r_2}$$

AN : $\bar{M}_O(\text{huile} \rightarrow \text{piston rotatif}) = 3.25 \cdot \frac{1}{2} \cdot (46^2 - 10^2) = 75\,600 \text{ N.mm}$

$$\ddot{\theta}(s'/\text{b\^atil}) = \frac{\bar{M}_o(\text{huile} \rightarrow \text{piston rotatif}) \cdot \bar{x}}{J(s')}$$

AN :

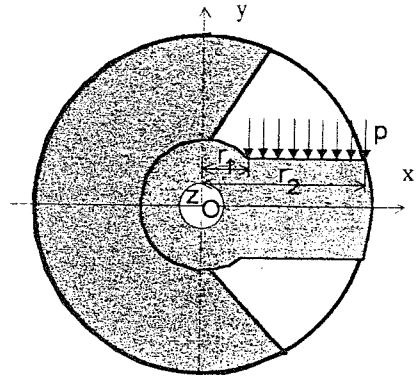
$$\ddot{\theta}(s'/\text{b\^atil}) = \frac{75,6}{0,3} = 252 \text{ rad/s}^2$$

Durée de la phase d'accélération : $t_{r \text{ ac}} = \frac{\Omega_{\text{maxi}}}{\ddot{\theta}}$

$$\text{AN : } t_{r \text{ ac}} = \frac{80 \cdot \frac{\pi}{30}}{252} = 0,033 \text{ s}$$

$$\text{Angle parcouru : } \theta_{\text{ac}} = \frac{1}{2} \cdot \ddot{\theta} \cdot t^2$$

$$\text{AN : } \theta_{\text{ac}} = 0,137 \text{ rad} = 7,86 \text{ degrés}$$



Rotation à vitesse constante

Il reste donc $120 - 2 \cdot 7.86 = 104.27$ degrés à effectuer à la vitesse de 80 tr/mn (On fait l'hypothèse que l'angle parcouru est identique durant la phase d'accélération et la phase de décélération).

$$t_{r \text{ vc}} = 104.27 / (80 \cdot 360 / 60) = 0,217 \text{ secondes}$$

Rotation décélérée

La décélération du mouvement est obtenue par une obturation du trou d'échappement de l'huile, ce qui provoque une contre pression. Cette phase étant délicate à modéliser nous ferons l'hypothèse que la phase d'accélération a la même durée que la phase de décélération.

La tourelle met donc $t_r = 0,217 + 0.033 + 0.033 = 0,283$ s pour effectuer la rotation de 120 degrés.

3ème phase : Abaissement de la tourelle (mouvement de translation de l'ensemble noté S)

Hypothèses : les frottements sont négligeables (en particulier au niveau des joints).

L'application du principe fondamental de la dynamique (équation de résultante en projection sur la direction du mouvement) permet d'écrire :

$$R_{\text{rondelle19} \rightarrow \text{tourelle15}} = m(s) \cdot \gamma_{\text{ab}}(s/\text{b\^atil})$$

$$\gamma_{\text{ab}}(s/\text{b\^atil}) = \frac{R_{\text{rondelle19} \rightarrow \text{tourelle15}}}{m(s)}$$

AN :

$$\gamma_{\text{ab}}(s/\text{b\^atil}) = \frac{10000}{34} = 294,1 \text{ m/s}^2$$

Si on fait l'hypothèse d'un mouvement uniformément accéléré avec un choc en fin de

course la durée du mouvement sera de : $t_{\text{ab}} = \sqrt{\frac{2 \cdot d}{\gamma}}$

$$\text{AN : } t_{\text{ab}} = 0,0064 \text{ s}$$

Conclusion :

Le temps total pour le changement d'outil est de :

$$T = t_{so} + t_r + t_{ab}$$

$$AN : T = 0,009 + 0,283 + 0,0064 = 0,3 \text{ s.}$$

Le cahier des charges est donc largement respecté pour cette configuration.

- ☞ Nous n'avons pas tenu compte des temps de réaction de la partie commande qui sont en général négligeables par rapport à ceux de la partie opérative.
- ☞ La prise en compte des frottements au niveau des liaisons et des joints conduirait certainement à un temps de changement d'outil nettement supérieur

On constate de plus que la durée des phases d'accélération est négligeable par rapport à la durée de la phase de rotation à vitesse constante à la vitesse maximale de 80 tr/min préconisée par le constructeur. En effet :

$$T = 120 / (80 \cdot 360 / 60) = 0,25 \text{ s (écart de 1\%)}$$

Tableau récapitulatif :

Mouvement de la tourelle	Débattement	Durée en s
Soulèvement	6 mm	0,009
Rotation accélérée	7,86 °	0,033
Rotation uniforme	104,27 °	0,217
Rotation décélérée	7,86 °	0,033
Abaissement	6 mm	0,0064
		Durée totale : 0.3

Question 3.1

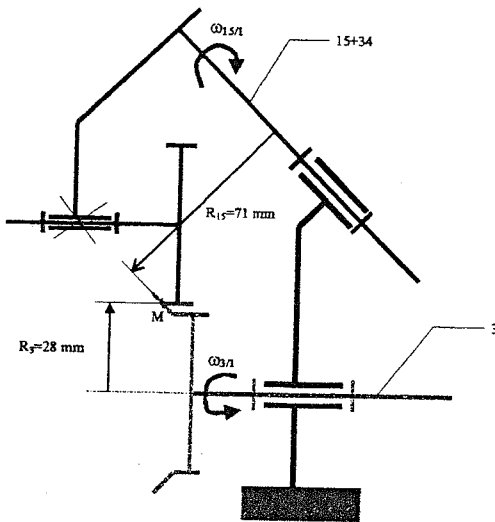
Première possibilité : la plus favorable

Lors du début ou lors de la fin du mouvement de rotation de la tourelle, une dent du pignon (35) arrive en face d'un creux de la roue dentée conique (41). Auquel cas, l'engrènement s'effectuera **sans choc sous réserve que la vitesse du point de rencontre soit la même** pour le pignon (35) et pour la roue conique (41). Dans ce cas il y aura une parfaite **synchronisation** des deux mouvements. On en déduit donc la relation donnée par le constructeur sur la vitesse de rotation de l'arbre.

Calcul de la vitesse de synchronisation :

- On admettra que lors de la rotation de la tourelle la vitesse de rotation est constante. Cela revient à considérer que la durée des phases d'accélération et de décélération est négligeable. (Cette hypothèse est validée par l'étude dynamique précédente).
- On fera aussi l'hypothèse que la broche (34) ne tourne pas (dans le vide) par rapport à la tourelle (15), au moment du ré-engrènement.

Condition de synchronisation :



$$\bar{V}(M \in 15/1) = \bar{V}(M \in 3/1)$$

$$R_{15} \cdot \omega_{15/1} = R_3 \cdot N_{3/1} \cdot \frac{\pi}{30}$$

$$R_{15} \cdot \frac{2\pi}{3 t_{120}} = R_3 \cdot N_{3/1} \cdot \frac{\pi}{30}$$

$$N_{3/1} = \frac{20 \cdot R_{15}}{R_3} \cdot \frac{1}{t_{120}} = 20 * \frac{71}{28 \cdot t_{120}}$$

$$N_{3/1} = \frac{50,7}{t_{120}}$$

Question 3-2

Seconde possibilité

Une dent du pignon (35) arrive "en face" d'une dent de la roue conique (41). Dans ce cas l'engrènement est impossible, la roue dentée (41) va donc se déplacer axialement en comprimant l'empilage de rondelles élastiques (40). La légère différence de vitesse entre les deux pignons et la forme conique des doigts (42) vont permettre ensuite un ré-engrènement des deux roues dentées.

Question 4-1

Soit $S_0 = 52.3 \text{ mm}^2$ la section du noyau de la vis et S_R la section réduite par le trou :

$$S_R = 52.3 - \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 39,7 \text{ mm}^2$$

Le serrage normal est de 15 000 N pour une vis pleine.

La vis étant percée, le serrage de la vis n'est plus que

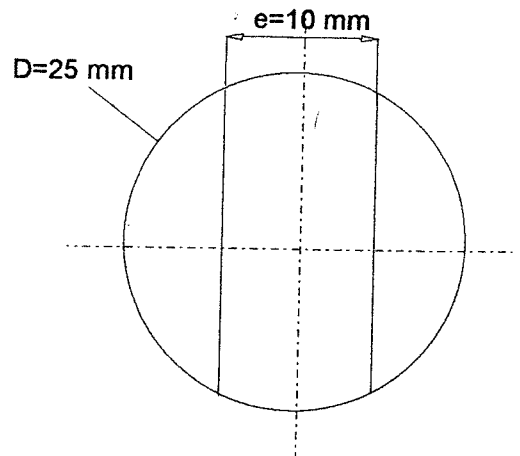
de $N_{\text{effectif}} = N * S_r / S_0$

$$\text{AN : } N_{\text{effectif}} = 15000 * (39.7/52.3) = 11\ 395 \text{ N}$$

$$\text{Surface de contact : } S_R = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - D \cdot e$$

$$\text{AN : } S_R = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} - 25 * 10 = 241 \text{ mm}^2$$

$$\text{Pression de contact : } p_0 = 11\ 395 / 241 = 47,3 \text{ Mpa}$$



Question 4-2

a) Isolons la tourelle et projetons le théorème de la résultante suivant l'axe X. La tourelle est soumise à :

F_R : effort dû aux rondelles ressort ;

F_C : effort dû au contact avec le piston ;

F_P : effort dû à la pression hydraulique.

On obtient :

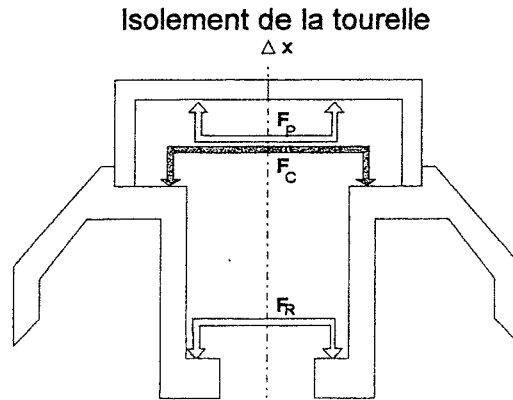
$$F_P - F_C - F_R = 0$$

F_R est connu car l'écrasement du ressort conduit à 11500 N.

F_P est connu car la pression de l'huile est de 30 bar (soit $30 \cdot 10^5$ Pa).

Ainsi : $F_C = F_P - F_R$, or : $F_P = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

AN : $F_P = 3 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 15080$ N et $F_C = 15\ 080 - 11\ 500 = 3580$ N



F_C est positif, l'appui est donc bien assuré au niveau du piston.

b) En statique, isolons l'ensemble $E = \{ \text{tourelle} + \text{piston} + \text{ressort} + \text{huile} \}$ et négligeons le poids. Cet ensemble est soumis à :

F_V : effort de serrage de la vis ;

F_J : effort dans le plan de joint ;

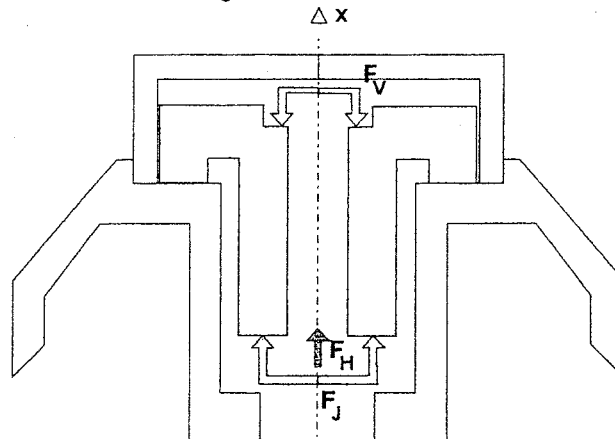
F_H : effort dû à la pression dans la section du trou percé dans la vis.

Il vient : $F_H + F_J - F_V = 0$

Or $F_H = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

AN : $F_H = 3 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 38$ N

Ainsi F_J est peu différent de F_V : serrage initial de la vis



Conclusion, le plan de joint de l'axe n'est pas déchargé, il n'y a donc pas de risque de glissement.

Question 5-1

Le point O est situé à l'intersection des axes de rotation de la tourelle et de l'axe de broche. Le point C est le centre de la surface de contact entre les deux portions d'arbre.

Calculons le torseur dynamique de la tourelle (S) au point fixe O et dans la base B liée à (S)

$$\text{En posant : } \vec{OG} = 94,5 \vec{x} + 14,4 \vec{y} = \alpha \vec{x} + \beta \vec{y}$$

$$\{D(S/R_0)\}_O = \begin{Bmatrix} \vec{A}(S/R_0) \\ \vec{\delta}(O, S/R_0) \end{Bmatrix}$$

$$\vec{OG} = \alpha \vec{x} + \beta \vec{y}$$

$$\vec{V}(G \in S/R_0) = \beta \omega \vec{z}$$

$$\vec{\Gamma}(G \in S/R_0) = \beta \left(\frac{d\omega}{dt} \vec{z} - \omega^2 \vec{y} \right)$$

$$\text{La résultante dynamique s'écrit : } \vec{A}(S/R_0) = M \beta \left(\frac{d\omega}{dt} \vec{z} - \omega^2 \vec{y} \right)$$

Calculons le moment dynamique en O :

$$\text{Or : } \tilde{I}(G, S) = \begin{bmatrix} 0,332 & -0,030 & 0 \\ -0,030 & 0,184 & 0 \\ 0 & 0 & 0,244 \end{bmatrix}_B$$

$$\text{Alors : } \tilde{I}(O, S) = \tilde{I}(G, S) + M \begin{bmatrix} \beta^2 & -\alpha\beta & 0 \\ -\alpha\beta & \alpha^2 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha^2 + \beta^2 \end{bmatrix}_B$$

$$\text{Il vient ainsi : } \tilde{I}(O, S) = \begin{bmatrix} 0,337 & -0,065 & 0 \\ -0,065 & 0,414 & 0 \\ 0 & 0 & 0,245 \end{bmatrix}_B \text{ en kg.m}^2$$

$$\vec{\delta}(O, S/R_0) = \begin{bmatrix} A & -F & 0 \\ -F & B & 0 \\ 0 & 0 & C \end{bmatrix}_B \begin{bmatrix} \omega \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_B = \begin{bmatrix} A\omega \\ -F\omega \\ 0 \end{bmatrix}_B = A\omega \vec{x} - F\omega \vec{y}$$

$$\vec{\delta}(O, S/R_0) = \frac{d\vec{\delta}(O, S/R_0)}{dt/R_0} = A \frac{d\omega}{dt} \vec{x} - F \frac{d\omega}{dt} \vec{y} - F\omega^2 \vec{z} \quad \text{car O est fixe dans } R_0.$$

En définitive :

$$\{D(S/R_0)\}_O = \left\{ \begin{array}{l} \vec{A}(S/R_0) = M \beta \left(\frac{d\omega}{dt} \vec{z} - \omega^2 \vec{y} \right) \\ \vec{\delta}(O, S/R_0) = A \frac{d\omega}{dt} \vec{x} - F \frac{d\omega}{dt} \vec{y} - F \omega^2 \vec{z} \end{array} \right\}$$

Application numérique :

$$M = 26,2 \text{ kg} ; \beta = 14,4 \text{ mm} ; \frac{d\omega}{dt} = 250 \text{ rd/s}^2 ; \omega = \frac{80 * \pi}{30} = 8,37 \text{ rd/s} ;$$

$$A = 0,337 \text{ kg.m}^2 ; F = 0,065 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{En définitive : } \{D_{S/R_0}\}_C = \left\{ \begin{array}{l} \vec{A}(S/R_0) = 94,3 \vec{z} - 26,4 \vec{y} \\ \vec{\delta}(C, S/R_0) = 84,3 \vec{x} - 6,5 \vec{y} - 1,8 \vec{z} \end{array} \right\} \text{ en N et N.m}$$

Question 5-2

$$\text{Torseur dû au poids : } \{T_{\text{pesanteur} \rightarrow S}\}_C = \left\{ \begin{array}{l} -Mg \vec{x}_0 \\ \vec{M}(C) = \vec{M}(G) + CG \wedge (-Mg \vec{x}_0) = CG \wedge (-Mg \vec{x}_0) \end{array} \right\}$$

$$\text{En définitive : } \{T_{\text{pesanteur} \rightarrow S}\}_C = \left\{ \begin{array}{l} -182 (\vec{x} - \vec{y}) \\ 0,7 \vec{z} \end{array} \right\} \text{ en N et N.m}$$

Question 5-3

$$\{D_{S/R_0}\}_C = \left\{ \begin{array}{l} \vec{A}(S/R_0) = 94,3 \vec{z} - 26,4 \vec{y} \\ \vec{\delta}(C, S/R_0) = 84,3 \vec{x} - 6,5 \vec{y} - 1,8 \vec{z} \end{array} \right\}, \quad \{T_{\text{pesanteur} \rightarrow S}\}_C = \left\{ \begin{array}{l} -182 (\vec{x} - \vec{y}) \\ 0,7 \vec{z} \end{array} \right\}$$

$$\text{Torseur supporté par la liaison : } \{T_{16 \rightarrow S}\}_C = \left\{ \begin{array}{l} 182 \vec{x} - 208,4 \vec{y} + 94,3 \vec{z} \\ 84,3 \vec{x} - 6,5 \vec{y} - 2,5 \vec{z} \end{array} \right\}$$

Ces efforts sont faibles. Aucun risque de glissement ou de décollement n'est à craindre dans le contact. En effet, on peut comparer ce résultat au torseur d'effort exercé par la vis en phase de rotation (cf. Q2). La résultante dans le plan de joint est de $F_j = 12\,430 \text{ N}$. Un tel effort assure le contact.

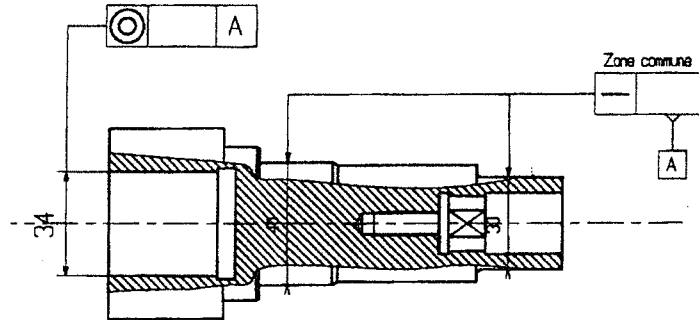
Le seul problème réside dans la pression de contact élevée due au serrage de la vis. En effet une pression nominale de 53 MPa peut conduire à un matage des surfaces. Un resserrage de la vis s'impose périodiquement.

Question 6

Il faut voir, qu'en dehors des roulements, seule la définition de l'arbre intervient dans cette spécification de la broche.

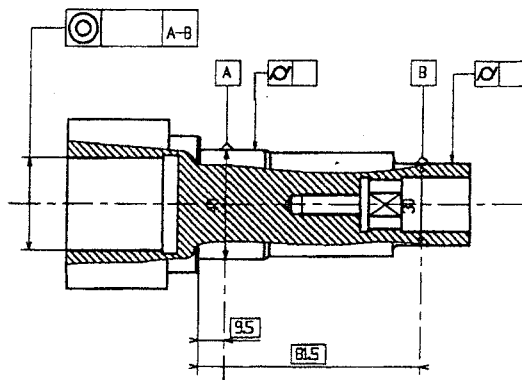
Cotation

1. Première possibilité (pas très courante)

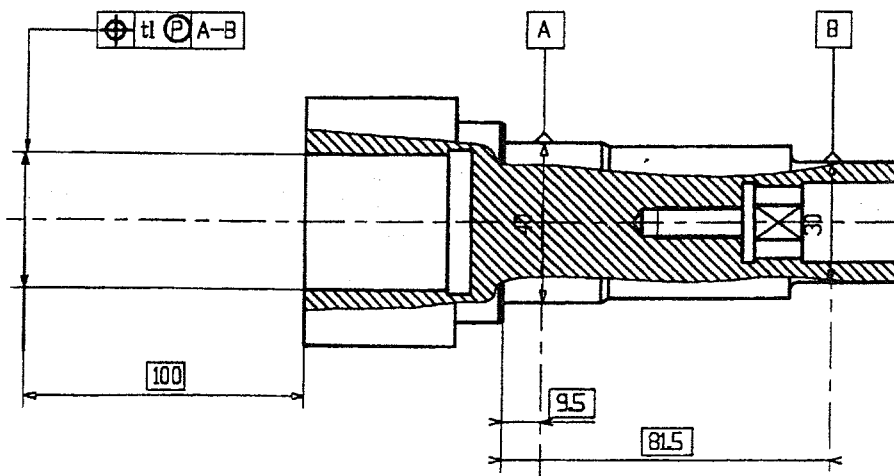


2. Deuxième solution (plus classique)

On peut aussi accepter une coaxialité de l'axe de la surface par rapport à un système de référence A-B : A et B étant les deux surfaces de positionnement des roulements prises séparément. On peut rajouter une contrainte de forme sur les portées de roulement.



3. Troisième solution (encore mieux). Elle est plus proche de ce qui est demandé et permet donc un IT plus large. On peut rajouter une contrainte de forme sur les portées de roulement.



Question 7-1

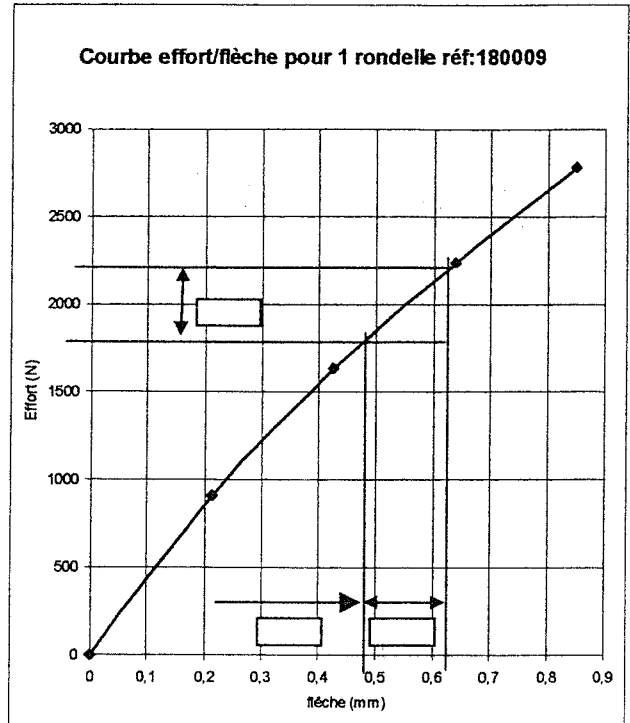
Evolution de la tourelle

- ◆ La courbe ci-contre permet de déterminer la flèche pour une variation de l'effort de 1800 à 2200 N ($2000 \pm 10\%$). On trouve $s = 0,14$ mm.
- ◆ La course maximale étant de $d = 6$ mm, il faut donc 51 rondelles.

$$n = \frac{d}{s} = \frac{6}{0,14} = 42,85$$

On choisit finalement 43 rondelles.

- ◆ Pour obtenir un effort de 1800 N, il faut une précharge de $s_0 = 0,483$ mm pour une rondelle (voir graphe ci-contre).
- ◆ Pour 43 rondelles, il faut donc une précharge de $s_{OT} = 20,78$ mm.
- ◆ La longueur à vide de l'empilage est de $L_0 = 43 \cdot l_0 = 43 \times 2,1 = 90,3$ mm
- ◆ Longueur montée : $L = 69,52$ mm



Conclure sur ce choix en fonction des autres fonctions à remplir.

La hauteur de cet empilage semble important par rapport à la place disponible, il faudra revoir la forme du corps 23 ce qui est en contradiction avec la fonction F6.

Question 7-2

L'action de l'huile sous pression engendre une action de

$$\|\vec{R}_{\text{Huile} \rightarrow \text{piston}}\| = p \cdot S_{\text{active}}$$

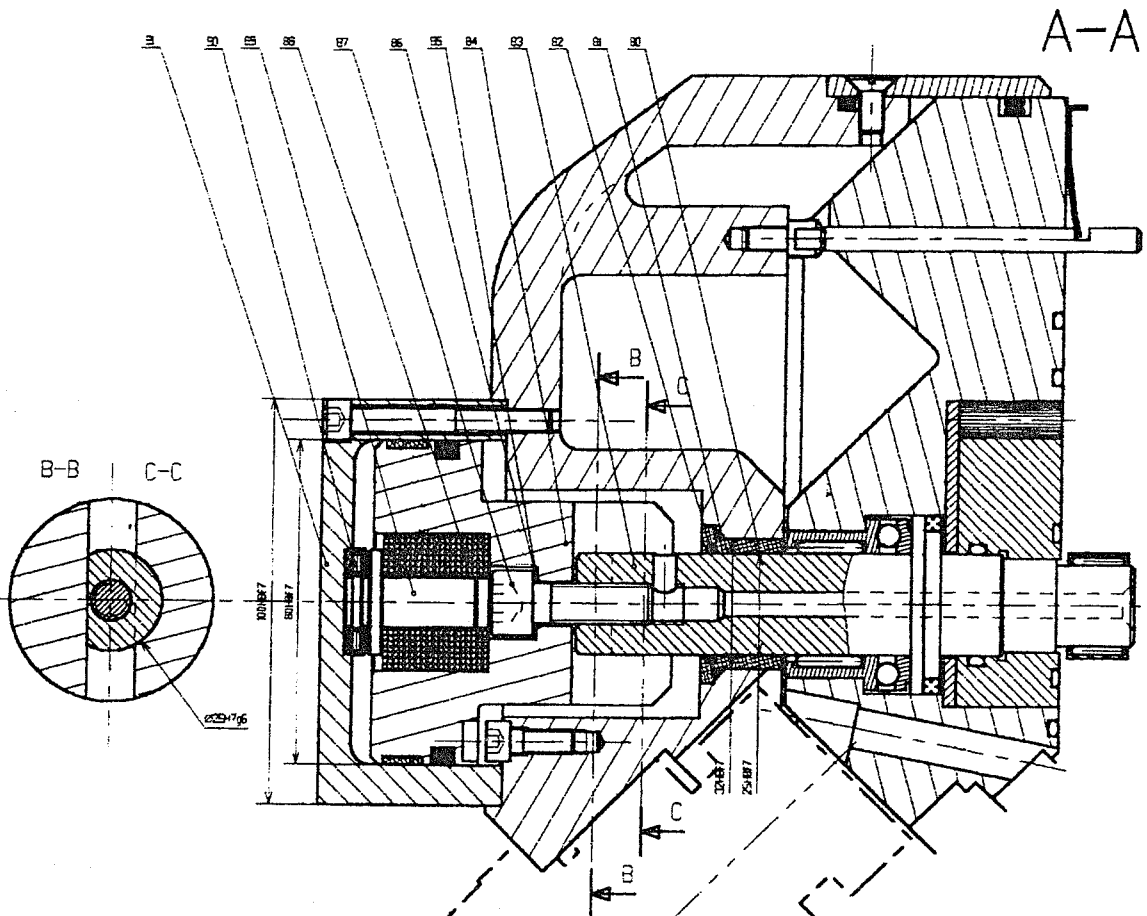
$$\text{AN : } \|\vec{R}_{\text{Huile} \rightarrow \text{piston}}\| = 13691 \text{ N}$$

L'action des ressorts étant de 2000 N environ, l'effort plaqueur sera de 11 691 N. Le cahier des charges est donc bien respecté.

Question 7-3

Solution	Positionnement relatif des deux pièces	Efforts transmissibles	Complexité de fabrication	Choix
Solution 1 : Combinaison d'un centrage long et d'une rainure en bout d'arbre	Bon 3	Efforts transmissibles importants 2	Usinage de la rainure et du tenon nécessitant une reprise des pièces en fraisage mais il y a peu de pièces 3	8
Solution 2 : Centrage long, épaulement et clavette	Léger jeu angulaire du fait de la clavette 2	Affaiblissement de l'arbre du fait de la rainure de clavette 1	Beaucoup d'usinages pour la mise en place de la clavette. 1	4
Solution 3 : Centrage long et frette de serrage	Pas de positionnement angulaire 0	Efforts transmissibles très importants. Conserve toute leur résistance aux pièces 3	Solution simple à mettre en œuvre Nécessité de l'utilisation d'une clé dynamométrique 2	5

Question 7-4 :



Repère	Nom	Désignation	Matière	Observation	Référence
80	1	Palier lisse	Bronze Frité		
81	1	Joint torque			
82	1	Joint torque			
83	1	Axe	25 Cr Mo 4		
84	1	Piston	25 Cr Mo 4	Cémenté	
85	1	Joint torque			
86	1	Rondelle S10			
87	1	Vis CHC M10-35	Qualité 12.8		
88	19	Rondelles élastiques			
89	1	Doigt de guidage	S 240		
90	1	Buté à aiguilles 12x26x6			
91	1	Corps du vérin	S 240		

MODIFICATION – PLAQUAGE HYDRAULIQUE – ECHELLE 1:1/2'

Commentaires

Question 1 :

Q 1-1 :

Pour la plupart des candidats, le schéma cinématique n'a pas été traité correctement. Ces difficultés ont plusieurs causes :

- problème de compréhension du fonctionnement ;
- difficultés de lecture du plan ;
- tentatives malheureuses de schémas tridimensionnels ;
- difficultés à décrire l'ensemble du fonctionnement par un seul schéma ;
- schémas trop incomplets et ésotériques.

Q 1-2 :

Pour beaucoup de candidats, les fonctions techniques principales ne sont pas énoncées.

Q 1-3 :

Les critères de comparaison sont souvent flous. Les conclusions ne sont pas dégagées.

Question 2 :

Cette question a été le plus souvent correctement traitée.

On peut cependant déplorer l'absence de graphe temps-déplacement/vitesse qui permet de préciser les calculs conduits.

Question 3 :

Si la nécessité du dispositif d'embrayage a été bien comprise, les calculs cinématiques demandés étaient souvent absents. Il fallait cependant quantifier les relations entre les vitesses des deux arbres pour que l'accostage des dentures se déroule dans de bonnes conditions.

Question 4 :

Q 4-1 :

La réponse à cette question est immédiate. Pourtant nombre de candidats se réfugient dans le cours sur les assemblages précontraints.

Q 4-2 :

Il s'agissait ici de résoudre de petits problèmes de statique. Le choix des isollements était déterminant pour la réussite. Les copies corrigées montrent que bien peu de candidats savent raisonner sainement sur des problèmes simples.

Question 5 :

Q 5-1 :

Cette question a été rarement traitée correctement. Les erreurs de compréhension du phénomène physique sont fréquentes. Le centre de gravité n'est pas situé sur l'axe et pourtant, nombre de candidats font état d'une résultante dynamique nulle.

Beaucoup d'erreurs de calculs dues à une non maîtrise de ceux-ci.

Q 5-2 :

Cette question a été souvent correctement traitée.

Q 5-3 :

Peu de conclusions ou des conclusions fantaisistes.

Question 6 :

Q 6-1 :

Cette question est une question de cours. Rares ont été les candidats qui ont traité ce petit problème de cotation fonctionnelle correctement.

Beaucoup de candidats cotent le moyeu. Bien entendu seul l'arbre intervient dans cette cotation.

Question 7 :

Q 7-1 :

On attendait ici de la part des candidats la détermination du nombre de rondelles à partir d'un critère d'encadrement de l'effort fourni par l'empilage. Peu de candidats ont su prendre en compte ce critère.

Q 7-2 :

Cette question a été en général bien traitée par les candidats qui l'ont abordée. Il y a tout de même eu des réponses indignes du niveau de l'agrégation pour une question élémentaire.

Q 7-3 :

Les croquis proposés sont souvent déplorables dans la forme. Le fond n'est pas mieux traité, il s'agit souvent d'un catalogue de solutions non pertinentes ici (soudage laser,.....), ou quasiment identiques, ce qui ne permet pas les comparaisons.

Le classement des trois solutions demandées était rarement présent.

Q 7-4 :

La principale évolution du cahier des charges concernait l'effort plaqueur qui n'était plus fourni par des rondelles élastiques mais par l'huile de la centrale hydraulique, disponible sur la machine. Le décollement de la tourelle était réalisé par un empilage de rondelles élastiques.

L'objectif de cette question était de proposer une solution sous la forme d'un dessin d'ensemble réalisé aux instruments.

On peut dire en préambule que beaucoup de candidats n'ont pas pris assez de recul pour comprendre la transformation envisagée. D'où beaucoup de problèmes de fond par la suite.

Un petit nombre de candidats n'a pas inversé le procédé de chargement et a quasiment recopié la

solution existante : une telle attitude est préoccupante !!

La remarque du préambule prend ici tout son sens. Beaucoup de candidats ont oublié la butée à aiguilles qui servait lors du retour du piston en position d'attente.

L'aspect étanchéité a souvent été oublié.

La liaison entre les deux parties de l'arbre n'a pas été repensée, dans bien des cas la liaison en rotation est absente.

Les rondelles élastiques étaient quelquefois inopérentes.

On peut rappeler ici qu'une représentation trop partielle ne permet pas de valider la solution retenue par le candidat.

De bonnes solutions ont toutefois été proposées, même si pour une majorité les formes des pièces manquent de réalisme.

Le jury a observé que peu de candidats se sont réellement investis dans cette seconde partie de l'épreuve de conception des systèmes.

Conclusion

Le jury a apprécié les copies bien présentées, avec mise en évidence des résultats importants. A l'inverse, il a regretté que certaines copies soient quasiment illisibles.

Ce sujet privilégiait l'analyse fine d'une solution en réponse à un cahier des charges.

La partie avant-projet mettait en œuvre l'agencement de solutions issues de la culture technologique.

Dans l'avenir, quels que soient les outils de conception et réalisation graphique utilisés, cette culture des solutions technologiques devra perdurer et gardera tout son sens.

